

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

**DISSERTAÇÃO DE MESTRADO**

**ANÁLISE TEÓRICO-EXPERIMENTAL DE UM**  
**SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO POR**  
**ABSORÇÃO DE SIMPLES EFEITO UTILIZANDO**  
**H<sub>2</sub>O-LiBr**

Autor: **Bruno Ribeiro Cantarutti**

Orientador: **Prof. Dr. Osvaldo José Venturini**

Co-Orientador: **Prof. Dr. Electo Eduardo Silva Lora**

**Itajubá, Março de 2011**

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

**DISSERTAÇÃO DE MESTRADO**

**ANÁLISE TEÓRICO-EXPERIMENTAL DE UM**  
**SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO POR**  
**ABSORÇÃO DE SIMPLES EFEITO UTILIZANDO**  
**H<sub>2</sub>O-LiBr**

**Autor: Bruno Ribeiro Cantarutti**

**Orientador: Prof. Dr. Osvaldo José Venturini**

**Co-Orientador: Prof. Dr. Electo Eduardo Silva Lora**

**Curso: Mestrado em Engenharia Mecânica**

**Área de Concentração: Conversão de Energia**

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

Itajubá, Março de 2011

M.G. – Brasil

Ficha catalográfica elaborada pela Biblioteca Mauá –  
Bibliotecária Margareth Ribeiro- CRB\_6/1700

C229a

Cantarutti, Bruno Ribeiro

Análise teórico-experimental de um sistema de refrigeração  
por absorção de simples efeito utilizando água-brometo de Lítio /  
Bruno Ribeiro Cantarutti. -- Itajubá, (MG) : [s.n.], 2011.  
116. : il.

Orientador: Prof. Dr. Osvaldo José Venturini.

Coorientador: Prof. Dr. Electo Eduardo Silva Lora.

Dissertação (Mestrado) – Universidade Federal de Itajubá.

1. Modelo termodinâmico. 2. Chiller por absorção. 3. Análi\_  
se experimental. 4. Carga parcial. I. Venturini, Osvaldo José,  
orient. II. Lora, Electo Eduardo Silva, coorient. III. Universidade  
Federal de Itajubá. IV. Título.

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

**DISSERTAÇÃO DE MESTRADO**

**ANÁLISE TEÓRICO-EXPERIMENTAL DE UM**  
**SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO POR**  
**ABSORÇÃO DE SIMPLES EFEITO UTILIZANDO**  
**H<sub>2</sub>O-LiBr**

**Autor: Bruno Ribeiro Cantarutti**

**Orientador: Prof. Dr. Osvaldo José Venturini**

**Co-Orientador: Prof. Dr. Electo Eduardo Silva Lora**

**Composição da Banca Examinadora:**

**Prof. Dr. Flávio Neves Teixeira – UFSJ**

**Prof. Dr. Osvaldo José Venturini – IEM / UNIFEI**

**Prof. Dr. Electo Eduardo Silva Lora – IEM / UNIFEI**

**Prof. Dr. Jose Carlos Escobar Palacio – IEM / UNIFEI**

## **Dedicatória**

*Aos meus pais e irmãos.*

## **Agradecimentos**

À minha família pelos conselhos, amizade e paciência.

À minha namorada que esteve ao meu lado e foi muito compreensiva durante este período.

Ao meu orientador e também amigo, que me ensinou muito durante todos esses anos de convívio.

A todos os amigos que estiveram ao meu lado e me apoiaram.

Àqueles que me acolheram e abraçaram como se fosse uma família.

*Não fique esperando o que Jesus prometeu  
Pois Ele também está esperando que você tome vergonha na cara  
E saia por aí, pelo mundo a fora, fazendo amizade,  
Conquistando vitória,  
Em vez de ficar pelas esquinas cochichando  
Contando prosas  
(Jorge Ben)*

## Resumo

**CANTARUTTI, B. R. (2011)**, *Análise Teórico-Experimental de um Sistema de Refrigeração por Absorção de Simples Efeito Utilizando H<sub>2</sub>O-LiBr*, Itajubá, 116p. Dissertação (Mestrado em Conversão de Energia) – Instituto de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Itajubá.

Os sistemas de refrigeração por absorção de vapor tem se tornado atrativo, entre outros motivos, por apresentarem reduzido consumo de energia elétrica e também por apresentarem baixo impacto ambiental, devido ao tipo de fluido refrigerante utilizado. Outra vantagem importante é a possibilidade de trabalhar com fontes de calor a temperaturas relativamente baixas, tais como, energia solar, gases de exaustão proveniente de tecnologias de conversão de energia (cogeração) e energia geotérmica. Análises teórico-experimentais do desempenho de sistemas de refrigeração por absorção, tanto de H<sub>2</sub>O-LiBr, quanto os de NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O, tem sido realizados por vários autores, entretanto a maior parte destes estudos não apresenta a validação do modelo utilizando dados experimentais. Este trabalho tem como objetivo desenvolver um modelo termodinâmico para avaliar o desempenho de um sistema de absorção de simples efeito utilizando H<sub>2</sub>O-LiBr, operando em carga parcial. Para validação do modelo, dados experimentais serão utilizados e comparados com os dados obtidos a partir da simulação do sistema.

### ***Palavras-chave***

Modelo termodinâmico, chiller por absorção, análise experimental, H<sub>2</sub>O-LiBr, carga parcial



## Abstract

**CANTARUTTI, B. R. (2011)**, *Theoretical-Experimental evaluation of a Single Effect Absorption Refrigeration Systems Using H<sub>2</sub>O-LiBr*, Itajubá, 116p. MSc. Dissertation (Master in Energy Conversion) – Mechanical Engineering Institute, Federal University of Itajubá.

Nowadays the absorption refrigeration systems are becoming more attractive, mainly because these systems have a low consume of electricity and also have a low environmental impact, due to the refrigerant fluid used. Another important advantage is the possibility of use of low-grade energies sources, such as solar, waste heat discharged from industrial processes (cogeneration) and geothermal energy to provide cooling. Theoretical and experimental analyses of absorption refrigeration systems, using H<sub>2</sub>O-LiBr and NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O as a working fluid, have been accomplished by several authors, however most of these theoretical studies doesn't present a validation of the models develop, using experimental data. The main goal of this work is to present a thermodynamic model of a single effect absorption refrigeration system using H<sub>2</sub>O-LiBr to evaluate its performance when operating at part load conditions. To validate its model, experimental data's will be analyzed and compared with the one's obtained by the model system simulation.

### ***Keywords:***

Thermodynamic model, absorption chiller, experimental evaluation, H<sub>2</sub>O-LiBr, part load.

## Sumário

Dedicatória.....	v
Agradecimentos .....	vi
Resumo .....	i
Abstract.....	ii
Sumário.....	i
Lista de Figuras .....	iii
Lista de Tabelas .....	viii
Simbologia.....	x
Lista de Abreviaturas e Siglas .....	xiii
Capítulo 1 .....	1
INTRODUÇÃO.....	1
1.1    Objetivo do Trabalho.....	4
1.2    Motivação do Trabalho.....	5
1.3    Conteúdo dos Capítulos.....	5
Capítulo 2 .....	7
REVISÃO DA LITERATURA .....	7
2.1    REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO.....	8
2.1.1    Princípio Básico de Funcionamento .....	8
2.1.2    Ciclo por Absorção x Ciclo por Compressão .....	9
2.2    CLASSIFICAÇÃO DOS SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO.....	10
2.2.1    Solução .....	11
2.2.2    Configuração do Sistema.....	15
2.2.3    Tipo de Acionamento .....	17
2.2.4    Outros Ciclos de Refrigeração por Absorção .....	19
2.3    APLICAÇÕES .....	25
2.4    ESTUDOS TEÓRICO-EXPERIMENTAIS.....	26
2.5    AVALIAÇÕES EXPERIMENTAIS FORA DO PONTO DE PROJETO.....	28
Capítulo 3 .....	34
MODELAGEM TERMODINÂMICA.....	34
3.1    CONSIDERAÇÕES INICIAIS .....	35
3.2    HIPÓTESES SIMPLIFICADORAS .....	36
3.3    COMPONENTES PRINCIPAIS DO SISTEMA .....	38
3.3.1    Evaporador.....	38
3.3.2    Condensador .....	42
3.3.3    Absorvedor .....	44
3.3.4    Gerador .....	46
3.3.5    Trocador de Calor Intermediário .....	49

	ii
3.3.6 Bomba de Solução e Dispositivo de Expansão .....	51
3.4 PROPRIEDADES DO FLUIDO DE TRABALHO.....	51
3.5 ESTRUTURA DO MODELO.....	55
Capítulo 4 .....	58
ANÁLISE EXPERIMENTAL .....	58
4.1 DESCRIÇÃO DA INSTALAÇÃO .....	58
4.2 DESCRIÇÃO DO ENSAIO .....	66
4.3 ANÁLISE DOS DADOS COLETADOS.....	70
4.3.1 Efeito da temperatura de entrada de água quente ( $T_{11}$ ) .....	71
4.3.2 Efeito da temperatura de entrada de água gelada ( $T_{17}$ ).....	77
4.3.3 Efeito da temperatura de entrada de água de condensação ( $T_{13}$ ).....	82
4.3.4 IPLV – <i>Integrated Part-Load Value</i> .....	84
Capítulo 5 .....	88
RESULTADOS E DISCUSSÕES.....	88
5.1 RESULTADOS DA SIMULAÇÃO.....	88
5.1.1 Água Gelada .....	90
5.1.2 Água Quente .....	95
5.1.3 Água de Condensação .....	99
5.2 COMPARAÇÃO ENTRE DADOS EXPERIMENTAIS E OS DADOS DA SIMULAÇÃO .....	103
Capítulo 6 .....	107
CONCLUSÃO.....	107
6.1 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS.....	110
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS .....	112
Apêndice A.....	117
MODELO TERMODINÂMICO.....	117
Apêndice B .....	126
PROPRIEDADES TERMODINÂMICAS.....	126
B.1 ENTALPIA DA SOLUÇÃO .....	126
B.2 CONCENTRAÇÃO DA SOLUÇÃO .....	127
B.3 TEMPERATURA DA SOLUÇÃO .....	128
B.4 PRESSÃO DO REFRIGERANTE .....	128
B.5 ENTALPIA DE VAPOR SATURADO DO REFRIGERANTE .....	129
B.6 ENTALPIA DE LÍQUIDO SATURADO DO REFRIGERANTE .....	129
Apêndice C .....	130
PROPAGAÇÃO DO ERRO.....	130
C.1 DESCRIÇÃO DOS INSTRUMENTOS DE MEDIÇÃO .....	130
C.2 ERRO DO CALOR TROCADO NO EVAPORADOR ( $\Delta \dot{Q}_o$ ) E GERADOR ( $\Delta \dot{Q}_g$ ) .....	131
C.3 ERRO DO COEFICIENTE DE PERFORMANCE ( $\Delta \text{COP}$ ) .....	132

## Lista de Figuras

Figura 1.1:	Oferta interna de energia no Brasil	04
Figura 2.1:	Esquema de um sistema de refrigeração por absorção	08
Figura 2.2:	Fluxograma de classificação dos chillers de absorção	10
Figura 2.3:	Coluna de retificação e gerador de um sistema água-amônia	13
Figura 2.4:	Diagrama de entalpia-concentração para H <sub>2</sub> O-LiBr	14
Figura 2.5:	Esquema de um ciclo de absorção de duplo efeito com queima direta	18
Figura 2.6:	Esquema do ciclo de refrigeração por absorção de vapor de meio efeito	21
Figura 2.7:	Faixa de temperaturas ótimas do gerador para diferentes ciclos	22
Figura 2.8:	Esquema do ciclo de refrigeração de reabsorção de vapor	23
Figura 2.9:	Esquema do ciclo de refrigeração por absorção de vapor GAX	24
Figura 2.10:	Esquema de um ciclo de refrigeração de absorção de vapor	29
Figura 3.1:	Esquema do sistema de refrigeração por absorção de vapor de simples efeito	36
Figura 3.2:	Volume de controle: Evaporador	38
Figura 3.3:	Volume de controle: Condensador	42
Figura 3.4:	Volume de controle: Absorvedor	44
Figura 3.5:	Volume de controle: Gerador	47
Figura 3.6:	Volume de controle: Trocador de calor intermediário	49
Figura 3.7:	Estrutura do modelo computacional	56
Figura 3.8:	Fluxograma do algoritmo do modelo termodinâmico	57
Figura 4.1:	Desenho esquemático do chiller de absorção em análise	61

Figura 4.2:	Sistema de cogeração instalado no NEST/UNIFEI: Microturbina a gás (1), Caldeira de Recuperação (2) e Chiller de absorção (3).	62
Figura 4.3:	Resistências elétricas e torre de resfriamento	63
Figura 4.4:	Esquema de instrumentação do sistema de refrigeração por absorção	64
Figura 4.5:	Tela principal do software Elipse Scada	66
Figura 4.6:	Temperaturas de entrada e saída de água dos circuitos externos em função do tempo	67
Figura 4.7:	Calor trocado em relação o tempo	68
Figura 4.8:	Vazão de água quente e gelada em relação ao tempo	68
Figura 4.9:	Variação da carga térmica ao decorrer do tempo	69
Figura 4.10:	Variação de carga térmica e temperatura de entrada de água quente ao decorrer do tempo	69
Figura 4.11:	Capacidade térmica do evaporador e do gerador com variação da temperatura de entrada de água quente ( $T_{11}$ ) a uma temperatura de entrada de água gelada ( $T_{17}$ ) de 9,3 °C	72
Figura 4.12:	COP em função da temperatura de entrada de água quente ( $T_{11}$ ) para temperatura de entrada de água gelada ( $T_{17}$ ) de 9,3 °C	72
Figura 4.13:	Capacidade térmica do evaporador e do gerador com variação da temperatura de entrada de água quente ( $T_{11}$ ) a uma temperatura de entrada de água gelada ( $T_{17}$ ) de 10,4 °C	73
Figura 4.14:	COP em função da temperatura de entrada de água quente ( $T_{11}$ ) para temperatura de entrada de água gelada ( $T_{17}$ ) de 10,4 °C	74
Figura 4.15:	Capacidade térmica do evaporador e do gerador com variação da temperatura de entrada de água quente ( $T_{11}$ ) para temperatura de entrada de água gelada ( $T_{17}$ ) de 11,0 °C	75
Figura 4.16:	COP em função da temperatura de entrada de água quente ( $T_{11}$ ) para temperatura de entrada de água gelada ( $T_{17}$ ) de 11,0 °C	75
Figura 4.17:	Comportamento do chiller com o aumento da temperatura de entrada de água quente ( $T_{11}$ ) para diferentes temperaturas de entrada de água gelada ( $T_{17}$ )	76
Figura 4.18:	Capacidade térmica do evaporador e do gerador com variação da temperatura de entrada de água gelada ( $T_{17}$ ) a uma temperatura de entrada de água quente ( $T_{11}$ ) de 74,7 °C	78

Figura 4.19:	COP em função da temperatura de entrada de água gelada ( $T_{17}$ ) para temperatura de entrada de água quente ( $T_{11}$ ) de 74,7 °C	78
Figura 4.20:	Capacidade térmica do evaporador e do gerador com variação da temperatura de entrada de água gelada ( $T_{17}$ ) a uma temperatura de entrada de água quente ( $T_{11}$ ) de 87,1 °C	79
Figura 4.21:	COP em função da temperatura de entrada de água gelada ( $T_{17}$ ) para temperatura de entrada de água quente ( $T_{11}$ ) de 87,1 °C	80
Figura 4.22:	Capacidade térmica do evaporador e do gerador com variação da temperatura de entrada de água gelada ( $T_{17}$ ) a uma temperatura de entrada de água quente ( $T_{11}$ ) de 90,7 °C	81
Figura 4.23:	COP em função da temperatura de entrada de água gelada ( $T_{17}$ ) para temperatura de entrada de água quente ( $T_{11}$ ) de 90,7 °C	81
Figura 4.24:	Comportamento do chiller com o aumento da $T_{17}$ para diferentes $T_{11}$	82
Figura 4.25:	Capacidade térmica do evaporador e do gerador com variação da temperatura de entrada de água de condensação ( $T_{13}$ ) a uma $T_{11} = 88,9$ °C e $T_{17} = 10,6$ °C	83
Figura 4.26:	COP com variação da temperatura de entrada de água de condensação ( $T_{13}$ ) a uma temperatura de entrada de água quente de 88,9 °C e temperatura de entrada de água gelada de 10,6 °C	84
Figura 4.27:	Curva de tolerância para carga nominal e parcial	87
Figura 4.28:	Curva de tolerância do <i>IPLV</i>	87
Figura 5.1:	Comportamento dos fluxos de calor com variação da temperatura de entrada de água gelada ( $T_{17}$ )	90
Figura 5.2:	COP e vazão de refrigerante com variação da temperatura de entrada de água gelada ( $T_{17}$ )	91
Figura 5.3:	Temperaturas do sistema variando com a temperatura de entrada de água gelada ( $T_{17}$ )	92
Figura 5.4:	Capacidade térmica variando com a temperatura de entrada de água gelada ( $T_{17}$ ) e a temperatura de entrada de água de condensação ( $T_{13}$ )	92
Figura 5.5:	COP variando com a temperatura de entrada de água gelada ( $T_{17}$ ) e a temperatura de entrada de água de condensação ( $T_{13}$ )	93

Figura 5.6:	Comportamento dos fluxos de calor com variação da vazão mássica de água gelada ( $\dot{m}_{17}$ )	93
Figura 5.7:	COP e vazão de refrigerante em função da vazão mássica de água gelada ( $\dot{m}_{17}$ )	94
Figura 5.8:	Temperaturas do sistema variando com a vazão mássica de água gelada ( $\dot{m}_{17}$ )	94
Figura 5.9:	Comportamento dos fluxos de calor com variação da temperatura de entrada de água quente ( $T_{11}$ )	95
Figura 5.10:	COP e concentração da solução com variação da temperatura de entrada de água quente ( $T_{11}$ )	96
Figura 5.11:	Temperaturas do sistema variando com a temperatura de entrada de água quente ( $T_{11}$ )	96
Figura 5.12:	Capacidade frigorífica variando com a temperatura de entrada de água quente ( $T_{11}$ ) e a temperatura de entrada de água gelada ( $T_{17}$ )	97
Figura 5.13:	Comportamento dos fluxos de calor com variação da vazão mássica de água quente ( $\dot{m}_{11}$ )	97
Figura 5.14:	COP e temperatura de condensação com variação da vazão mássica de água quente ( $\dot{m}_{11}$ )	98
Figura 5.15:	Temperaturas e concentração do sistema variando com a vazão mássica de água quente ( $\dot{m}_{11}$ )	99
Figura 5.16:	Comportamento dos fluxos de calor com variação da temperatura de entrada de água de condensação ( $T_{13}$ )	100
Figura 5.17:	COP e vazão de refrigerante com variação da temperatura de entrada de água de condensação ( $T_{13}$ )	101
Figura 5.18:	Temperaturas do sistema variando com a temperatura de entrada de água de condensação ( $T_{13}$ )	101
Figura 5.19:	Comportamento dos fluxos de calor com variação da vazão mássica da água de condensação ( $\dot{m}_{13}$ ).	102
Figura 5.20:	Temperaturas e concentração do sistema variando com a vazão mássica da água de condensação ( $\dot{m}_{13}$ )	102

Figura 5.21:	Comparação de resultados do gerador variando com a temperatura de entrada de água gelada ( $T_{17}$ )	104
Figura 5.22:	Comparação de resultados do evaporador e gerador variando com a temperatura de entrada de água quente ( $T_{11}$ )	104
Figura 5.23	Comparação de resultados do evaporador e gerador variando com a temperatura de entrada de água de condensação ( $T_{13}$ ).	105
Figura 5.24:	Comparação do COP variando com a temperatura de entrada de água de condensação ( $T_{13}$ ).	105



## Lista de Tabelas

Tabela 2.1:	Características típicas de funcionamento para chiller de simples e duplo efeito de queima indireta de H <sub>2</sub> O-LiBr	16
Tabela 2.2:	Características típicas de funcionamento para um chiller de duplo efeito de queima direta de H <sub>2</sub> O-LiBr	18
Tabela 4.1:	Parâmetros do chiller para condição nominal	59
Tabela 4.2:	Parâmetros para variação da temperatura de entrada de água quente ( $T_{11}$ ) com uma temperatura de entrada de água gelada de 9,3 °C	71
Tabela 4.3:	Parâmetros para variação da temperatura de entrada de água quente ( $T_{11}$ ) com uma temperatura de entrada de água gelada ( $T_{17}$ ) de 10,4 °C	73
Tabela 4.4:	Parâmetros para variação da temperatura de entrada de água quente ( $T_{11}$ ) com uma temperatura de entrada de água gelada ( $T_{17}$ ) de 11,0 °C	74
Tabela 4.5:	Parâmetros para variação da temperatura de entrada de água gelda ( $T_{17}$ ) com uma temperatura de entrada de água quente ( $T_{11}$ ) de 74,7 °C	77
Tabela 4.6:	Parâmetros para variação da temperatura de entrada de água gelada ( $T_{17}$ ) com temperatura de entrada de água quente ( $T_{11}$ ) de 87,1 °C	79
Tabela 4.7:	Parâmetros para variação da temperatura de entrada de água gelada ( $T_{17}$ ) com uma temperatura de entrada de água quente ( $T_{11}$ ) de 90,7 °C	80

Tabela 4.8:	Parâmetros para variação da temperatura de entrada da água de condensação ( $T_{13}$ ) com temperatura de entrada de água quente ( $T_{11}$ ) 88,9 °C e gelada ( $T_{17}$ ) 10,6 °C	83
Tabela 4.9:	Condições padrão de avaliação	85
Tabela 4.10:	Valores de tolerância calculada para $DT_{FL} = 5,5$ °C	86
Tabela 5.1:	Tempo de processamento	89
Tabela 5.2:	Parâmetros do ciclo em condição nominal	89

## Simbologia

### Maiúsculas

<i>A</i>	Área [m <sup>2</sup> ]
<i>P</i>	Pressão [kPa]
<i>T</i>	Temperatura [°C]
<i>U</i>	Coefficiente global [kW/m <sup>2</sup> .K]
<i>UA</i>	Condutância [kW/K]
<i>S</i>	Entropia [kJ/K]
<i>X</i>	Título

### Minúsculas

<i>x</i>	Concentração da solução [-]
<i>h</i>	Entalpia [kJ/kg]
<i>f</i>	Fração de circulação da solução
<i>c</i>	Calor específico da água [kJ/kg.K]
<i>m</i>	Vazão mássica [kg/s]
<i>s</i>	Segundos
<i>kg</i>	Quilograma

## Gregas

$\varepsilon$	Efetividade dos trocadores
$\Delta$	Diferença entre duas grandezas
$\rho$	Massa específica [kg/m <sup>3</sup> ]

## Subscritos

<i>o</i>	Evaporador
<i>c</i>	Condensador
<i>abs</i>	Absorvedor
<i>ger</i>	Gerador
<i>cond</i>	Condensador
<i>evap</i>	evaporador
<i>tr,int</i>	Trocador intermediário
<i>VC</i>	Volume de controle
<i>l</i>	Líquido saturado
<i>v</i>	Vapor saturado
<i>01</i>	Fluxo de saída da solução do absorvedor
<i>02</i>	Fluxo de saída da bomba de solução
<i>03</i>	Fluxo de entrada da solução no gerador
<i>04</i>	Fluxo de saída da solução do gerador
<i>05</i>	Fluxo de saída da solução concentrada do trocador intermediário
<i>06</i>	Fluxo de entrada da solução no absorvedor
<i>07</i>	Fluxo de entrada de vapor de refrigerante superaquecido no condensador
<i>08</i>	Fluxo de saída de refrigerante líquido saturado do condensador
<i>09</i>	Fluxo de entrada de refrigerante no condensador
<i>10</i>	Fluxo de saída de vapor saturado do evaporador
<i>11</i>	Fluxo de entrada de água quente no gerador
<i>12</i>	Fluxo de saída de água quente do gerador
<i>13</i>	Fluxo de entrada de água de condensação no absorvedor
<i>14</i>	Fluxo de saída de água de condensação do absorvedor

<i>15</i>	Fluxo de entrada de água de condensação no condensador
<i>16</i>	Fluxo de saída de água de condensação do condensador
<i>17</i>	Fluxo de entrada de água gelada no evaporador
<i>18</i>	Fluxo de saída de água gelada do gerador
<i>EAC</i>	Entrada de água de condensação
<i>EAG</i>	Entrada de água gelada
<i>EAQ</i>	Entrada de água quente

## Lista de Abreviaturas e Siglas

ARI: Air Conditioning & Refrigeration Institute

ASHRAE: American Society of Heat, Refrigeration and Air Conditioning Engineers

BEN: Balanço Energético Nacional

CFC: Clorofluorcarbono

COP: Coeficiente de Performance

DTML: Diferença de Temperatura Média Logarítmica

GAX: Generator-Absorber Heat Exchangers (Trocador de Calor Gerador-Absorvedor)

GLP: Gás Liquefeito de Petróleo

IPLV: Integrated Part Load Value (Índice de Carga Parcial Integrado)

NUT: Número de Unidade de Trocas

## Capítulo 1

# INTRODUÇÃO

A procura por alternativas de geração de energia vem sendo a tônica no atual cenário nacional e internacional, quando se discute a necessidade de se possuir energia confiável, limpa, de rápida instalação e segura. No entanto é importante ressaltar a dificuldade de transmissão de energia elétrica a todas as distantes regiões do Brasil, onde dificuldades de acesso e falta de recursos deixam ainda vários cidadãos sem esse benefício, o que compromete sua integração social, prejudicando a qualidade de vida.

No Brasil 81 % da oferta total de energia elétrica são assegurados por grandes centrais hidroelétricas instaladas distantes dos centros de consumo. A implementação de novas alternativas de geração de eletricidade deve considerar questões diversas como: distribuição geográfica de produção, confiabilidade e flexibilidades de operação, disponibilidade e preços de combustíveis, prazos de instalação e construção, condições de financiamentos e licenciamento ambientais. Há que se considerar ainda o atendimento das necessidades de comunidades distantes e, em alguns casos, isoladas das redes de transmissão e distribuição de eletricidade (Lora e Haddad, 2006).

Um exemplo desta dependência de geração de eletricidade de grande porte foi presenciado recentemente no apagão ocorrido no início do ano de 2010, quando parte das regiões sul, sudeste e centro oeste ficaram sem luz. No dia 04/02/2010 houve recordes de demanda instantânea no SIN (Sistema Interligado Nacional) e nos Subsistemas Sudeste/Centro-Oeste, Sul e Norte, atingindo 70.654 MW às 14h49min. Os recordes

ocorreram devido à elevação da temperatura no país, que atingiu 36 °C no SE, 35 °C no Sul, 34 °C no Norte e 32 °C no Nordeste (Boletim de carga especial – ONS, 2010).

Estudos recentes revelam que de 37 a 60 % do total de energia elétrica consumida em edifícios comerciais são devido ao sistema de condicionamento de ar (Zhou, 2007).

Por outro lado, o impacto ambiental causado pela crescente demanda de refrigeração está se transformando numa constante preocupação para comunidade científica. De acordo com dados fornecidos pelo Banco Mundial referentes a 2006, a geração e uso de energia nos países de economia desenvolvida ou emergente, segundo protocolo de Kioto, são responsáveis por 86,6 % da emissão total de gases de efeito estufa e comparado a índices de 1990, esta emissão cresceu 24,2 % nesses países. Para estes países atenderem as metas estabelecidas no Protocolo de Kioto será necessária uma redução dos níveis de emissões de 2006 em cerca de 30 %, o que impacta fortemente na questão energética (Dantas, 2009).

Somados estes fatores, as tecnologias envolvendo sistemas de refrigeração por absorção de vapor tornaram-se bastante atrativos não apenas por apresentarem reduzido consumo de eletricidade mas também por serem adaptáveis a sistemas de cogeração de pequena escala, sendo desta forma utilizáveis em comunidades afastadas de difícil acesso.

Os sistemas de refrigeração por absorção possuem como principal fonte de energia o calor, a temperaturas relativamente baixas. Esse calor pode ser fornecido pela queima de um combustível, como o gás natural, ou pelo calor residual de um determinado processo, como em turbinas a gás e instalações que utilizam vapor de água, tornando estes sistemas uma alternativa para os sistemas de cogeração.

Outra grande vantagem determinante destes sistemas, já mencionada anteriormente, está relacionada ao seu reduzido consumo de energia elétrica, levando em consideração que, nos setores públicos e comerciais do país, os maiores percentuais de consumo de energia elétrica nas edificações são os sistemas de iluminação e climatização artificial. Apenas o condicionamento ambiental representa 48% da energia elétrica consumida nestes setores (Geller, 1992 apud Westphal, 2002).

Medidas para redução do consumo de energia elétrica dos sistemas de refrigeração para uma edificação envolvem desde o projeto arquitetônico do prédio até o aprimoramento tecnológico dos sistemas de controle dos equipamentos. Estes fatos, somados aos esforços para a redução da emissão de fluídos frigoríficos halogenados na atmosfera, têm levado ao



aprimoramento tecnológico dos sistemas de refrigeração por absorção de vapor e, conseqüentemente, ao aumento da sua utilização na produção de “frio”, especialmente em sistemas de condicionamento de ar.

A produção combinada de energia elétrica e térmica para uso local contribui para a lucratividade das plantas de geração, pelo fato de apresentar eficiências elevadas, por aproveitar o calor residual de um determinado processo. Estes sistemas, denominados sistemas de cogeração, são uma alternativa eficiente para o aproveitamento da energia primária disponível, podendo esta energia ser proveniente da queima de um combustível, como derivados de petróleo, gás natural, carvão ou biomassa.

Os sistemas de cogeração apresentam uma economia da energia primária, um menor impacto ambiental, principalmente quando é utilizado gás natural, que apresenta um menor nível de poluição atmosférica. Apresentam também vantagens econômicas, pois os custos energéticos destas instalações são menores do que os das instalações convencionais, que realize as mesmas funções.

Estas vantagens, entretanto, apresentam significado prático quando são avaliados os investimentos em equipamentos de cogeração e apresentados estudos de viabilidade, pois além da economia com os gastos energéticos, deve-se considerar também o custo do investimento com os equipamentos (Nogueira *et al.*, 2004).

Segundo BEN – Balanço Energético Nacional (2009), a oferta de gás natural apresentou um crescimento de 1% em sua participação na matriz energética nacional, atingindo 10,3% no ano de 2008 em relação a oferta total energética. Produtos da cana-de-açúcar (etanol, bagaço, caldo e melaço para fins energéticos) também ampliaram sua fatia na matriz, para 16,4%, crescendo meio ponto percentual em relação a 2007. Com isso, a cana-de-açúcar consolidou a segunda posição entre as principais fontes de energia primária no Brasil, atrás apenas do petróleo e seus derivados. Já a energia hidráulica teve sua participação na matriz energética reduzida em mais de um ponto percentual, refletindo as condições hidrológicas observadas no início de 2008, que impuseram esquemas operativos orientados a manter níveis estratégicos de armazenamento nos reservatórios do país.

Na Figura 1.1 abaixo, indica o aumento ou redução da oferta interna de energia das fontes renováveis e não renováveis matriz energética nacional do ano de 2008 em relação ao de 2007.

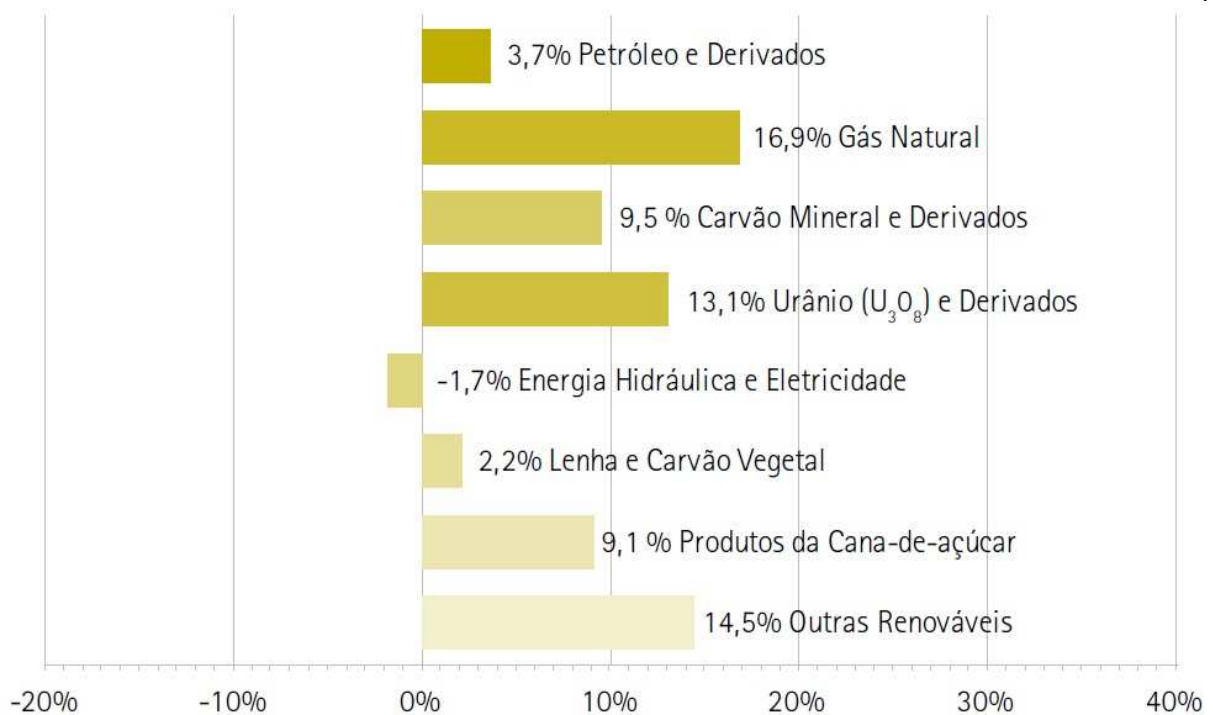


Figura 1.1 – Oferta interna de energia no Brasil (BEN, 2009).

## 1.1 Objetivo do Trabalho

O objetivo fundamental deste trabalho é realizar uma análise teórico-experimental de um chiller de absorção de queima indireta com o fluido de trabalho  $H_2O$ -LiBr. Esta análise visa principalmente o funcionamento deste equipamento em condições de carga parcial de operação, ou seja, fora da condição nominal de projeto.

Para isto foram avaliados diferentes pontos de operação do chiller traçando perfis de comportamento para cargas parciais, as quais foram obtidas com a variação das vazões e temperaturas de entrada de água gelada, quente e de condensação. Com esses parâmetros alcançando o estado estacionário, cada combinação individualiza uma condição de trabalho específica.

Para validação do modelo desenvolvido os resultados apresentados pela simulação serão comparados com os obtidos experimentalmente nas instalações existentes no Laboratório do NEST (Núcleo de Excelência de Geração Termelétrica e Distribuída), pertencente ao Instituto de Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Itajubá.

## 1.2 Motivação do Trabalho

Considerando os fatos descritos anteriormente, principalmente o que se diz respeito à dependência da matriz energética brasileira em relação à produção de energia por grandes centrais hidrelétricas e pela necessidade de redução do consumo de eletricidade e redução das emissões dos gases contribuinte para o efeito estufa, são fatores importantes que levam ao estudo de sistemas de refrigeração por absorção de vapor, visto que, estes sistemas são vantajosos, principalmente pelo reduzido consumo de eletricidade e pela possibilidade de serem acoplados em centrais de cogeração, onde se produz “*frio*” a partir dos gases de exaustão de uma microturbina por exemplo.

Além disto, é importante também, analisar os sistemas de refrigeração em condições de carga parcial de operação. Tendo em vista que normalmente os sistemas de refrigeração são dimensionados para atender uma determinada demanda térmica. Entretanto, é comum que os equipamentos operem em maior parte do tempo em carga parcial ao invés da carga nominal.

A modelagem matemática de sistemas de refrigeração por absorção é uma importante ferramenta para avaliação do comportamento dos sistemas para diversas condições de funcionamento. Com resultados de simulações é possível determinar a configuração ótima do sistema para uma operação em regime permanente ou transiente, possibilitando também o desenvolvimento de sistemas de controle dos componentes ou da instalação completa.

## 1.3 Conteúdo dos Capítulos

Neste item será efetuada uma descrição sucinta dos capítulos deste trabalho, relacionando os principais tópicos abordados em cada um deles.

O Capítulo 1 apresenta uma abordagem do assunto em questão, no caso, os sistemas de refrigeração por absorção de vapor, dando uma visão geral da importância do uso desta tecnologia tendo em vista o cenário energético nacional.

Na parte da Revisão da Literatura, no Capítulo 2, são introduzidos conceitos a respeito dos sistemas de refrigeração por absorção de vapor quanto as suas características de

funcionamento, configurações, vantagens e desvantagens, além de estudos relacionados à análise teórica e experimentais para diferentes configurações destes sistemas.

O objetivo do Capítulo 3 é descrever o modelo termodinâmico desenvolvido para simular o comportamento do sistema de refrigeração por absorção de simples efeito em condições parciais de operação. Neste capítulo também serão indicados todas as simplificações e considerações feitas para a elaboração do modelo.

No Capítulo 4 são apresentados os dados experimentais obtidos a partir dos ensaios realizados no sistema de refrigeração por absorção de simples efeito, usando H<sub>2</sub>O-LiBr, instalado no laboratório do Instituto de Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Itajubá. Ressaltando que o foco principal da análise experimental é o comportamento do chiller de absorção de queima indireta de H<sub>2</sub>O-LiBr em carga parcial. Este comportamento será analisado através da variação de dados de entrada, tais como, temperatura e vazão dos circuitos de água gelada, quente e de condensação, sendo traçadas curvas de capacidade e desempenho.

No Capítulo 5 são apresentados os resultados obtidos a partir da simulação computacional. Os resultados são comparados com os dados experimentais, os quais estão indicados no Capítulo 4.

No Capítulo 6 são traçadas as conclusões deste estudo e listadas sugestões para trabalhos futuros. Além destes capítulos, no final do trabalho estão apresentados o modelo matemático desenvolvido em MatLAB<sup>®</sup> (Apêndice A) e as funções desenvolvidas para o cálculo das propriedades termodinâmicas da solução e do refrigerante (Apêndice B). Além disto, também são encontrados ao final do trabalho, os cálculos referentes aos erros de medições provenientes dos instrumentos de medição utilizados durante os testes (Apêndice C).

## Capítulo 2

### REVISÃO DA LITERATURA

Os primeiros estudos teóricos sobre refrigeração por absorção foram realizados por NAIRN, em 1777, segundo Costa (1985) tendo o primeiro refrigerador residencial sendo construído em 1823, por Ferdinand Carré.

Em 1859, Ferdinand Carré desenvolveu, nos Estados Unidos, um sistema de refrigeração por absorção com água e amônia como fluido de trabalho, registrando a patente no ano seguinte. Máquinas baseadas nesta patente foram usadas para produzir gelo e armazenamento de alimentos.

Na década de 1950, um sistema utilizando o brometo de lítio e água como fluido de trabalho foi criado para aplicações industriais. Poucos anos depois, um sistema de absorção de duplo efeito foi criado e começou a ser utilizado como um padrão industrial para sistemas de refrigeração com alto desempenho (Srikhirin *et al.*, 2001).

## 2.1 REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO

### 2.1.1 Princípio Básico de Funcionamento

Os sistemas de refrigeração por absorção utilizam uma fonte de calor para produzir o efeito de refrigeração. Nestes sistemas o refrigerante absorve o calor a uma baixa temperatura e pressão durante a evaporação. O vapor do refrigerante é absorvido a “frio” por uma solução. Posteriormente, esta solução é aquecida separando novamente o refrigerante, o qual irá liberar o calor a uma alta temperatura e pressão durante sua condensação.

A Figura 2.1 representa um esquema dos componentes principais de um ciclo básico de refrigeração por absorção. Este componentes são, basicamente, um evaporador onde irá ocorrer a vaporização do refrigerante. Posteriormente, no absorvedor, ocorrerá a mistura do vapor de refrigerante com a solução, que conterá uma parcela deste refrigerante já diluído.

Esta solução binária, por meio de uma bomba, é transportada até o gerador, onde será aquecida e o fluido mais volátil da solução, no caso o refrigerante, será evaporado. O vapor do refrigerante a alta pressão irá para o condensador, onde retornará a sua fase líquida completando o ciclo de refrigeração. A solução concentrada é retornada para o absorvedor. Para manter a diferença de pressão entre o gerador e o absorvedor é utilizado um dispositivo de expansão no retorno da solução ao absorvedor.

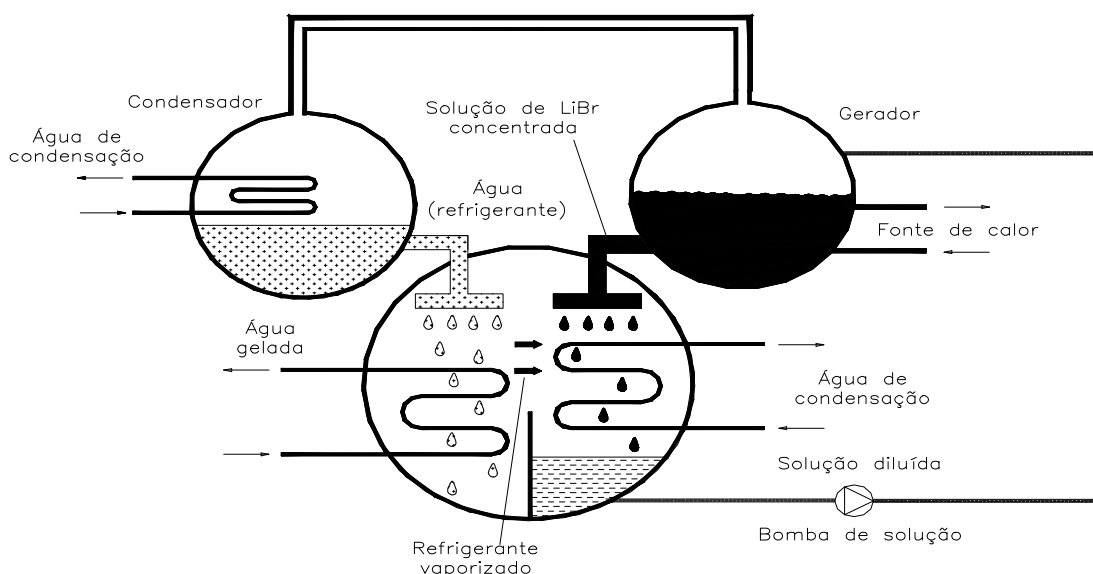


Figura 2.1 – Esquema de um sistema de refrigeração por absorção.

Um trocador intermediário é inserido entre o absorvedor e o gerador para ocasionar um melhor aproveitamento da solução quente que retorna do gerador. Este trocador regenerativo reduz a demanda de calor no gerador melhorando a eficiência do sistema.

O sistemas de absorção podem ser utilizados em aplicações de resfriamento, como bomba de calor para aquecimento e como transformador de calor por absorção, nos casos onde são necessários fornecer um fluxo de calor a uma temperatura acima da qual foi fornecida no gerador (Gordon e Ng, 2000).

### **2.1.2 Ciclo por Absorção x Ciclo por Compressão**

O ciclo de refrigeração por absorção de vapor é similar ao ciclo de refrigeração por compressão de vapor, diferenciando principalmente em como o vapor de baixa pressão que sai do evaporador é convertido em vapor de alta pressão ao entrar no condensador. No lugar do trabalho mecânico do compressor é utilizado energia térmica como força motriz do sistema, substituindo o compressor por um conjunto de trocadores (gerador-absorvedor) em se tratando dos componentes principais (Gordon e Ng, 2000).

Mesmo apresentando um maior consumo de energia térmica estes sistemas são vantajosos por operarem com baixo consumo de energia elétrica, o qual pode chegar em torno de 1 a 4% do consumo de energia elétrica do chiller de compressão (Venturini, 2006).

O coeficiente de performance (COP) dos sistemas por absorção é aparentemente inferior aos dos sistemas de compressão correspondente. Esta inferioridade decorre do processo de absorção levando a geração de entropia durante a conversão de energia térmica. Para o COP dos chillers de compressão não é considerada a entropia da energia elétrica fornecida para a compressão do vapor. Caso contrário o COP do sistema de absorção seria comparável com o COP do sistema de compressão (Gordon e Ng, 2000).

Os sistemas de refrigeração por absorção apresentam poucas partes internas móveis garantindo um funcionamento silencioso e sem vibrações. Utilizam refrigerantes com baixo potencial de agressão à camada de ozônio e baixo potencial de aquecimento global e se adaptam bem as variações de carga (até 10% da carga máxima, aproximadamente) apresentando um rendimento crescente com a redução da carga (Venturini, 2006).

Fisicamente, os equipamentos de refrigeração por absorção são maiores e mais pesados e apresentam um custo elevado comparado ao sistema de compressão, chegando até três vezes o custo do equipamento de refrigeração por compressão. E por apresentarem também uma alta taxa de rejeição de calor, necessitam de torres de resfriamentos maiores, se comparados aos chillers de compressão de vapor de mesma capacidade (Venturini *et al.*, 2006).

## 2.2 CLASSIFICAÇÃO DOS SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO

Os sistemas de refrigeração por absorção estão cada vez mais difundidos, e apresentam diferentes configurações quanto ao fluido de trabalho, número de estágios, tipo de acionamento do sistema, sendo contruídos desde pequenas unidades até grandes unidades com capacidades de 1000 TR.

O fluxograma da Figura 2.2, mostra como pode ser dividida a classificação dos sistemas de absorção de vapor encontrados hoje em dia.

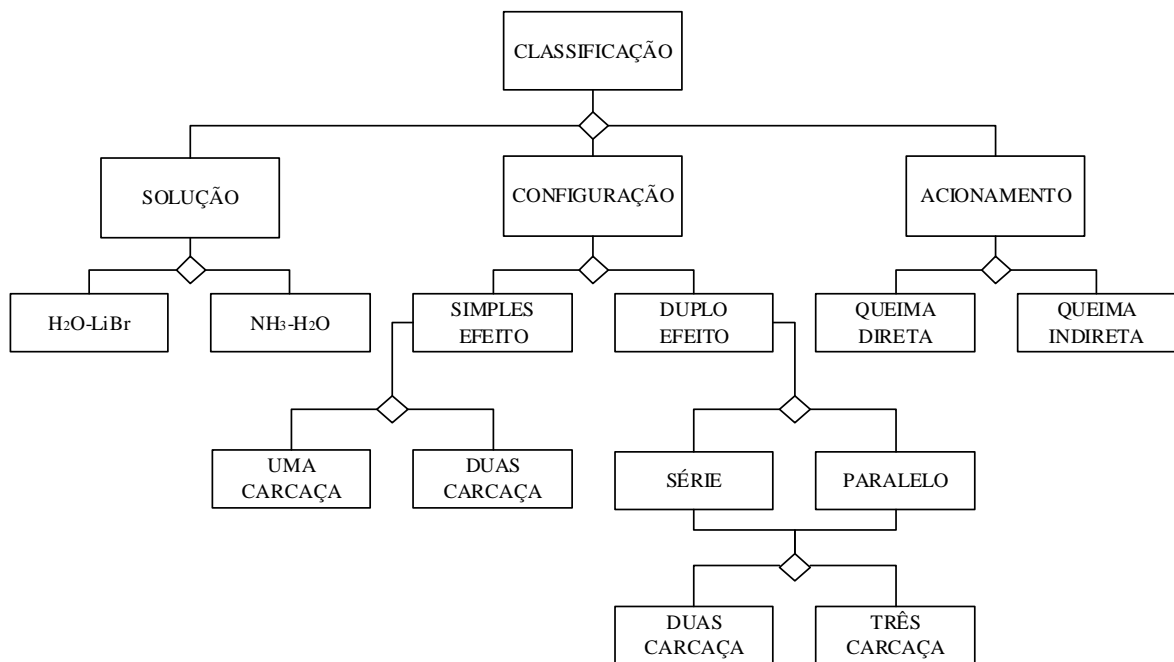


Figura 2.2 – Fluxograma de classificação dos chillers de absorção.



Nos itens a seguir estão descritos os tipos de sistemas de refrigeração por absorção de vapor em relação ao tipo de solução utilizada, à configuração do sistema e de acordo com o tipo de acionamento, conforme classificação mostrada na Figura 2.2.

### 2.2.1 Solução

Os sistemas de absorção de vapor utilizam não apenas o refrigerante em seu sistema. Também é utilizada uma substância absorvente, como foi mencionado anteriormente. As propriedades dos fluidos de trabalho (refrigerante/absorvente) dos sistemas de absorção são importantes pois têm influência significativa na performance e eficiência desses sistemas.

Estes fluidos devem atender a algumas características, como por exemplo, serem solúveis para faixas de temperaturas em que operam, quimicamente estáveis, não tóxicos e não explosivos (Srikhirin, 2001).

Em adição a estas características, a diferença do ponto de ebulição do refrigerante com o ponto de ebulição da solução deve ser a maior possível para obter uma maior pureza na entrada do condensador. O refrigerante deve possuir um elevado calor latente de vaporização afim de manter a vazão da solução entre o gerador e absorvedor a mínima possível.

Em relação as propriedades de transporte estes devem apresentar condutividade térmica e viscosidade favorável. Uma baixa viscosidade, por exemplo, promove uma melhor troca de calor e massa e reduz a potência de bombeamento.

O absorvente deve ter uma baixa volatilidade para que o vapor que sai do gerador contenha o mínimo de absorvente possível para uma melhor desempenho do sistema (ASHRAE Handbook, 2009).

Os fluidos de trabalho mais encontrados em chillers de absorção são as misturas binárias de água – brometo de lítio ( $\text{H}_2\text{O-LiBr}$ ) e amônia – água ( $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ ) e são atualmente os que apresentam a melhor combinação das propriedades para diversas aplicações típicas (ASHRAE Handbook, 2009). Nos equipamentos em que é utilizado a solução  $\text{H}_2\text{O-LiBr}$ , a água é o refrigerante e o brometo de lítio o absorvente, ao contrário do ciclo de  $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$  no qual a amônia é o refrigerante e a água o absorvente.

O sistema de absorção que utiliza a solução de H<sub>2</sub>O-LiBr fica restrito a aplicações em que a temperatura do refrigerante esteja acima da temperatura de congelamento da água (0 °C), desta forma a temperatura da solução não deve ser inferior a 5 °C, para não ocorrer congelamento do refrigerante e danificar o equipamento (Gordon e Ng, 2000).

Assim, em aplicações de condicionamento de ar para conforto, é mais comum utilizar chiller com solução de H<sub>2</sub>O-LiBr. Os sistemas de NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O são mais comuns quando temperaturas do refrigerante abaixo de 0 °C são requeridas.

Em unidades de grande capacidade normalmente é utilizado o ciclo de refrigeração por absorção com H<sub>2</sub>O-LiBr. A solução NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O é utilizado em sistemas de refrigeração por absorção de pequena capacidade com queima direta. São utilizados também em sistemas de grande capacidade o qual atende processos industriais específicos, que requerem *frio* de baixa temperatura (Venturini *et al.*, 2006).

Os sistemas de H<sub>2</sub>O-LiBr trabalham a pressões abaixo da atmosférica, e apresentam um porte maior devido ao baixo volume específico do vapor e uma maior complexidade em sua construção, para manter um perfeito estancamento por trabalhar a alto vácuo. Uma outra desvantagem desta solução é a sua alta viscosidade, apesar de que, alcoóis com elevada massa molecular relativa podem melhorar a absorção. O próprio projeto do equipamento e aditivos utilizados podem superar estas desvantagens (ASHRAE Handbook, 2009).

No chiller de absorção de simples efeito analisado neste trabalho foi utilizado álcool isooctílico durante os ensaios para melhorar o efeito de absorção do absorvente. O álcool isooctílico é uma substância insolúvel em água e possui elevada massa molecular, diminuindo portanto a tensão superficial da solução. Entretanto o excesso deste álcool pode formar lodo no trocador de calor podendo reduzir a performance do equipamento.

A utilização da solução NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O em sistemas de absorção deve ser sempre cuidadosa. As propriedades da amônia e os aspectos de segurança devem ser sempre considerados, pois altas dosagens de exposição a amônia podem ser letais, além de ser inflamável e explosiva na faixa de 16 até 25% em volume (IPCS, 1990 apud Bereche, 2007).

Por apresentar um absorvente volátil (água) os sistemas que trabalham com NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O necessitam de uma coluna de retificação, pois o vapor de amônia produzido no gerador terá uma certa quantidade de água, que pode ser prejudicial para o desempenho do sistema. Para evitar esta perda de desempenho é utilizada uma coluna de retificação no gerador, a qual

possibilita obter uma melhor pureza de vapor de amônia entrando no condensador. Um esquema da coluna de retificação e gerador está representado na Figura 2.3 abaixo.

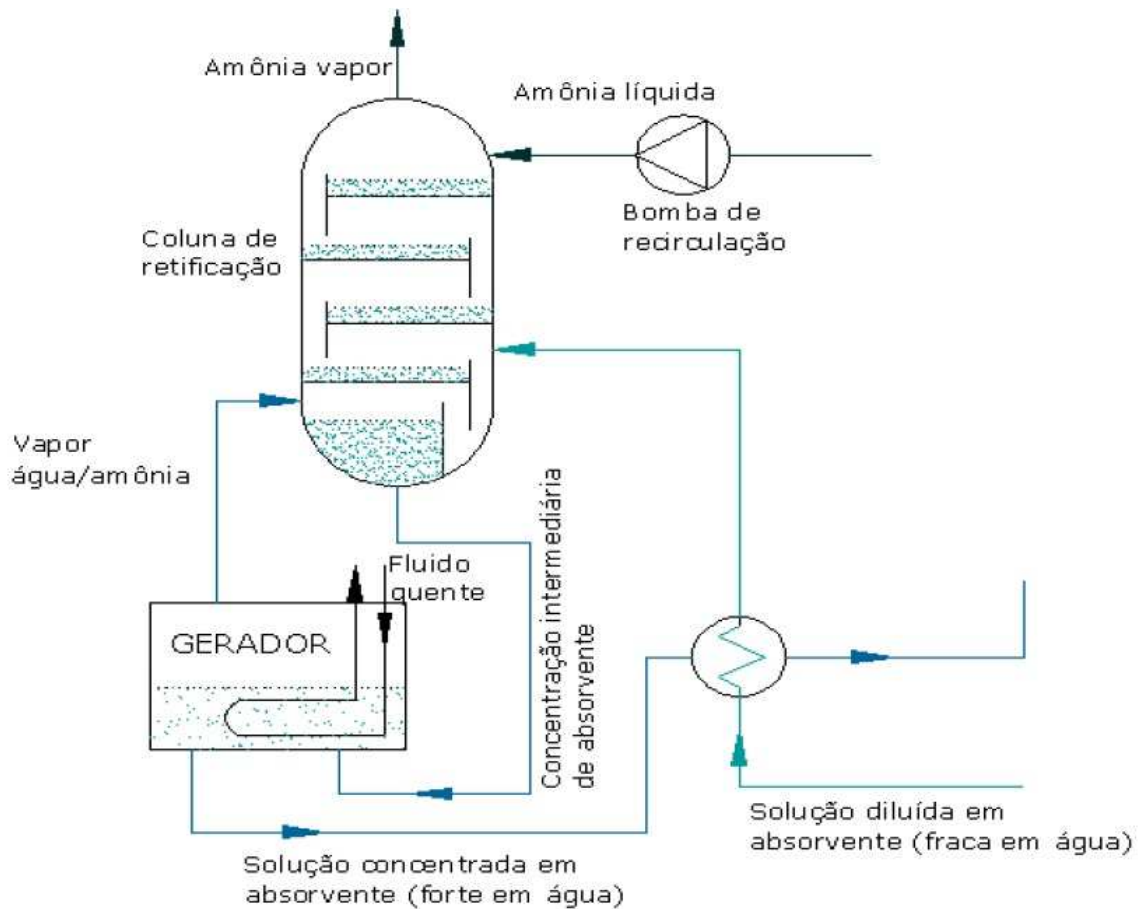


Figura 2.3 – Coluna de retificação e gerador de um sistema água-amônia (Dorgan *et al.*, 2005 apud Bereche, 2007).

Já os ciclos que utilizam o  $\text{H}_2\text{O-LiBr}$  são vantajosos nesse sentido, pois o brometo de lítio é uma substância não volátil não necessitando de uma coluna de retificação. Entretanto, esta solução tendem a se solidificar a baixas temperaturas, existindo a possibilidade de ocorrer cristalização do brometo de lítio. Esta cristalização pode ser ocasionada devido à elevada concentração da solução ou a redução excessiva da temperatura da mesma. Esta cristalização normalmente ocorre na solução que deixa o gerador, antes de sua entrada no absorvedor (Liao e Radermacher, 2007).

A faixa de temperatura de operação e concentração da solução de  $\text{H}_2\text{O-LiBr}$ , na qual pode ocorrer a cristalização, está indicada no diagrama da Figura 2.4.

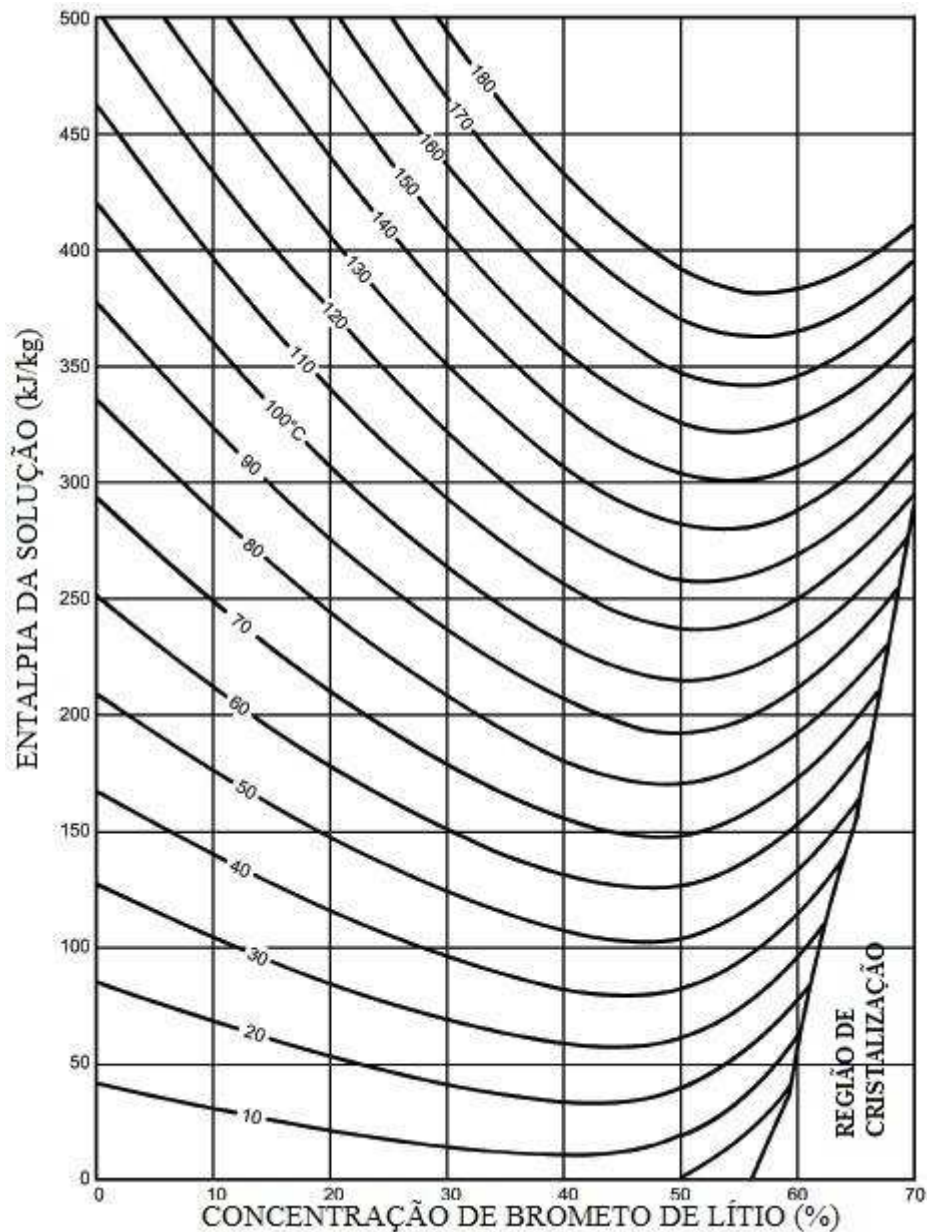


Figura 2.4 – Diagrama de entalpia-concentração para  $\text{H}_2\text{O-LiBr}$  (ASHRAE Handbook, 2006).

Existe um esforço por uma procura de inibidores de corrosão para que sistemas de brometo de lítio consigam operar a temperaturas da fonte de calor mais elevadas. Misturas aquosa de sais de nitrato possuem boas propriedades em temperaturas elevadas e estão sendo utilizadas com inibidores de corrosão para estes sistemas (ASHRAE Handbook, 2006).

Diversos fluidos de trabalho são sugeridos na literatura. Segundo Srihirin (2001), existem em torno de 40 compostos de refrigerantes e 200 compostos absorventes disponíveis.

Alguns destes fluidos de trabalho estudados baseam-se em refrigerantes clorofluorocarbonatados. Os refrigerantes R22 e R21 possuem uma favorável solubilidade

com compostos orgânicos da mesma forma que a metilamina e a amônia. Glicóis orgânicos, algumas amidas, ésteres, entre outros, cumprem os requerimentos para serem bons absorventes (Srikhirin, 2001).

Entretanto, com a redução da emissão de gases que provocam o efeito estufa, exigida pelo Protocolo de Kioto, os refrigerantes R22 e R21, deixarão de ser produzidos.

Outra solução bem utilizada é a amônia, água e hidrogênio, onde o hidrogênio é um gás inerte que é utilizado para equilibrar as partes de pressão baixa e alta do sistema, eliminando do sistema a bomba da solução. Este sistema é chamado de ciclo de absorção por difusão (Herold et al., 1992 apud ASHRAE Handbook, 2006).

O ciclo de absorção por difusão funciona baseado no princípio definido pela lei de Dalton, segundo a qual a pressão total de uma mistura de gases e vapores é igual à soma das pressões parciais exercidas por cada um dos gases ou vapores da mistura. Esse sistema foi inventado em 1922 por Platem e Munters e posteriormente patenteadado pela Electrolux, que difundiu o sistema pelo mundo (Herold *et al.*, 1995).

## 2.2.2 Configuração do Sistema

Os sistemas de refrigeração por absorção de vapor mais encontrados nos fabricantes são de simples e duplo efeito. Os sistemas de absorção de triplo efeito ainda se encontram em aperfeiçoamento para uso comercial. O número de estágios indica a quantidade de vezes em que o calor da fonte quente é aproveitado.

Os ciclos de simples efeito utilizam a energia térmica uma vez e apenas um gerador é necessário para a separação do vapor de refrigerante da solução. Já nos ciclos de duplo efeito o calor é aproveitado duas vezes em geradores distintos. O vapor de refrigerante de alta pressão produzido no gerador do primeiro estágio é condensado e o calor presente neste condensado é aproveitado no gerador de baixa pressão, produzindo vapor de refrigerante pela segunda vez.

O trocador de calor entre o primeiro e segundo estágios do gerador recupera aproximadamente duas vezes a quantidade de vapor de refrigerante comparado com o ciclo de um estágio, podendo assim, alcançar coeficientes de performance até duas vezes maiores (ASHRAE Handbook, 2006).

Valores de características típicas de funcionamento dos chillers de simples e duplo efeito de H<sub>2</sub>O-LiBr com queima indireta são encontrados na Tabela 2.1.

Tabela 2.1 – Características típicas de funcionamento para chiller de simples e duplo efeito de queima indireta de H<sub>2</sub>O-LiBr (ASHRAE Handbook, 2006).

	Simple efeito	Duplo efeito
Pressão de entrada do vapor	60 a 80 kPa	790 kPa
Consumo de vapor (por kW de refrigeração)	1,48 a 1,51 kW	0,78 a 0,81 kW
COP	0,70 a 0,80	1,1 a 1,2
Temperatura de entrada de água quente	115 a 132 °C *	188 °C
Fluxo de calor no gerador (por kW de refrigeração)	1,51 a 1,54 kW **	0,83 kW
Temperatura de entrada de água de condensação	30 °C	30 °C
Vazão de água de condensação (por kW de refrigeração)	0,2340 m <sup>3</sup> /h ***	0,234 a 0,288 m <sup>3</sup> /h
Temperatura de saída de água gelada	6,7 °C	7 °C
Vazão de água gelada (por kW de refrigeração)	0,1548 m <sup>3</sup> /h ****	0,1548 m <sup>3</sup> /h
Energia elétrica (por kW de refrigeração)	3 a 11 W	3 a 11 W
Capacidade nominal	180 a 5800 kW *****	350 a 6000 kW

Para algumas máquinas de pequeno porte:

\* menor que 88 °C

\*\* 1,43 kW

\*\*\* maior que 0,414 m<sup>3</sup>/h

\*\*\*\* 0,1692 m<sup>3</sup>/h

\*\*\*\*\* 18 a 35 kW

O coeficiente de performance típico encontrado no sistema de refrigeração por absorção de simples efeito está em torno de 0,7 e 0,8, enquanto o COP do chiller de duplo efeito chega a valores entre 1,1 e 1,2, considerado, em ambos os casos, condições de operação da ANSI/ARI Standard 560 (Air Conditioning and Refrigeration Institute, 2000).

O ciclo de duplo efeito ainda pode ser dividido em duas categorias: série e paralelo. Os ciclos de duplo efeito em série e paralelo diferem pelo modo em que a solução sai do absorvedor. Na configuração em série a solução diluída é primeiro bombeada para o gerador de alta temperatura e depois para o gerador de baixa temperatura.

No ciclo em paralelo a solução que sai do absorvedor é dividida no trocador de calor intermediário para os geradores de alta e baixa temperatura, juntando-se novamente neste trocador antes de seguir para o absorvedor.

O ciclo de duplo efeito em paralelo apresenta COP maior em relação ao ciclo em série e possui um menor risco de cristalização, no caso do uso de H<sub>2</sub>O-LiBr, além de trabalhar com faixas de pressão de vapor menor, reduzindo desta forma a energia térmica necessária no gerador.

Outra classificação dos sistemas de refrigeração por absorção é quanto ao número de carcaças que são utilizados para alocar os trocadores de calor. Nos chillers de simples efeito, os trocadores podem estar em uma mesma carcaça ou separado em duas carcaças, sendo uma com o gerador e condensador e a outra com o absorvedor e o evaporador.

Para os sistemas de refrigeração por absorção de duplo efeito, estes podem ser divididos em duas ou três carcaças. No de duas carcaças, apenas o gerador de alta pressão é alocado separado dos demais trocadores. Nos chillers de três carcaças, os geradores de alta e baixa temperatura estão em carcaças distintas e o evaporador, condensador e o absorvedor em outra.

### **2.2.3 Tipo de Acionamento**

Quanto ao tipo de acionamento, os ciclos de refrigeração por absorção de vapor podem ser classificados como, acionamento de queima direta ou por acionamento de queima indireta.

Os sistemas de refrigeração por absorção de queima indireta utilizam vapor ou água quente como fonte de calor para acionamento do chiller. Os sistemas de absorção que utilizam a energia térmica proveniente da queima de combustíveis no próprio equipamento são denominados de queima direta. Nestes, o gerador é constituído de uma fornalha para a queima do combustível responsável pela elevação da temperatura da solução.

Máquinas que utilizam gases de exaustão também são consideradas como sistemas de refrigeração por absorção de queima indireta. A energia térmica presente no vapor ou na água quente utilizada como fonte de calor em sistemas de refrigeração por absorção de queima indireta pode ser proveniente, por exemplo, dos gases de exaustão de uma microturbina a gás que aquece esta água em uma caldeira de recuperação de calor, como também, da energia térmica gerada por placas solares.

A Tabela 2.2 apresenta valores típicos de operação para um sistemas de refrigeração por absorção de duplo efeito de H<sub>2</sub>O-LiBr com queima direta.

Tabela 2.2 – Características típicas de funcionamento para um chiller de duplo efeito de queima direta de H<sub>2</sub>O-LiBr (ASHRAE Handbook, 2006).

Consumo de combustível (por kW de refrigeração)	1 a 1,1 kW
COP	0,92 a 1,00
Temperatura de entrada da água de condensação	30 °C
Vazão de água de condensação	0,2844 a 0,2916 m <sup>3</sup> /h
Temperatura de saída de água gelada	7 °C
Vazão de água gelada (por kW de refrigeração)	0,1548 m <sup>3</sup> /h
Energia elétrica (por kW de refrigeração)	3 a 11 W
Capacidade nominal	350 a 5300 kW

A Figura 2.5 apresenta uma ilustração do ciclo de absorção de duplo efeito de H<sub>2</sub>O-LiBr com queima direta de gás natural.

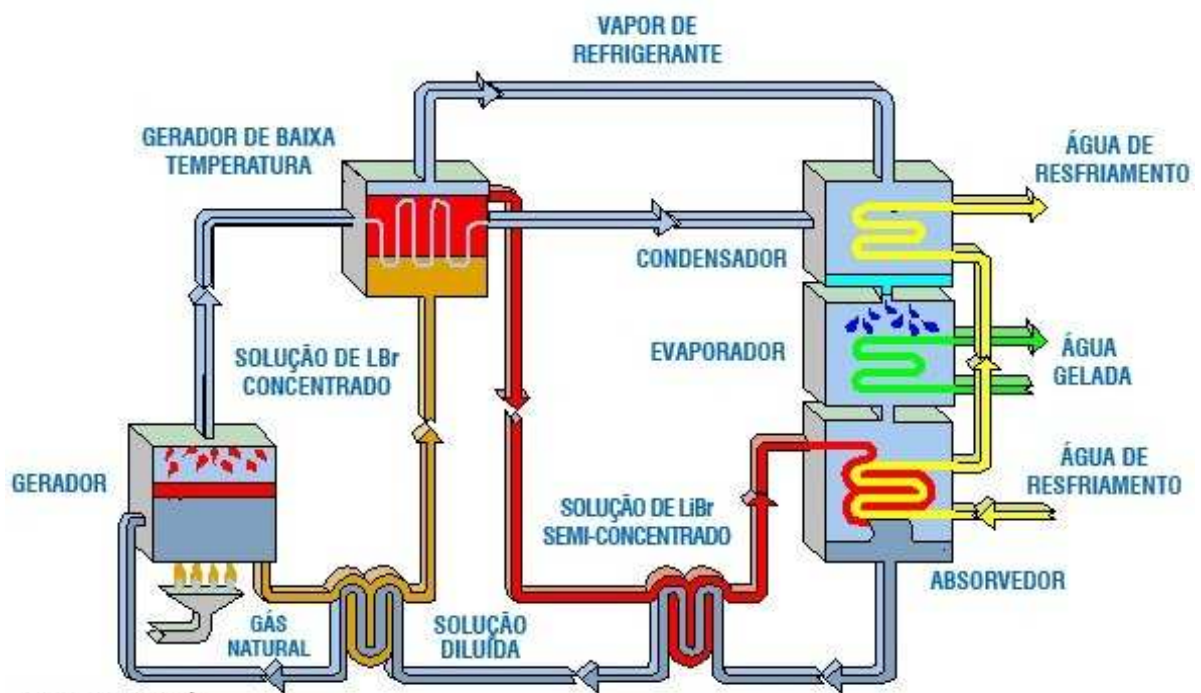


Figura 2.5 – Esquema de um ciclo de absorção de duplo efeito com queima direta (CONGAS).

Para a melhoria do desempenho deste sistema, Bruno *et al.* (2005) propôs uma análise para um chiller de duplo efeito de H<sub>2</sub>O-LiBr acionado pelos gases de exaustão de uma microturbina a gás e com queima posterior de gás natural. Avaliou-se o comportamento do chiller com e sem adição de ar na pós-combustão. Dos principais resultados alcançados, foi



obtido um melhor COP, uma independência entre produção de eletricidade e de água gelada e maior capacidade frigorífica.

## 2.2.4 Outros Ciclos de Refrigeração por Absorção

Além dos ciclos mais comuns apresentados acima, os quais são encontrados com maior facilidade no mercado, outros tem sido estudados como alternativas para aplicações específicas, com o intuito de alcançar coeficientes de performance mais elevados e torná-los de maior potencial para uso comercial.

Entre os diversos ciclos encontrados na literatura estão os ciclos de refrigeração por absorção de vapor de meio efeito, triplo efeito e de reabsorção, para as tecnologias que utilizam o  $\text{H}_2\text{O-LiBr}$  como solução, e entre os ciclos que utilizam o par binário  $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$  encontram-se os ciclos de refrigeração por absorção de vapor GAX (Trocador de Calor Gerador-Absorvedor) e o de absorção por difusão, mencionado anteriormente, entre outros.

### Ciclo de refrigeração por absorção de vapor de triplo efeito:

O ciclo de refrigeração por absorção de vapor de triplo efeito é uma tecnologia cujo desenvolvimento vem sendo buscado por parte dos fabricantes. A intensão do ciclo de absorção de triplo efeito é alcançar um coeficiente de performance a uma faixa de 1,4 a 1,5 para o chiller de queima direta que utiliza a solução de  $\text{H}_2\text{O-LiBr}$ .

Estes ciclos de refrigeração por absorção podem ser classificados como ciclo de triplo efeito com um circuito e duplo circuito. Os sistemas de refrigeração por absorção de triplo efeito de circuito único são basicamente um ciclo de duplo efeito com o acréscimo de um gerador e um condensador. Já os ciclos de circuito duplo consistem de dois ciclos de simples efeito em cascata (ASHRAE Handbook, 2006).

No ciclo de circuito único a fonte de calor primária aumenta a concentração da solução no gerador no primeiro estágio, deixando a temperatura da solução em torno de 200 a 230 °C. O vapor do refrigerante do primeiro estágio é utilizado para aumentar novamente a concentração da solução proveniente do primeiro estágio. Neste segundo estágio a temperatura da solução se encontra em torno de 150 °C. Da mesma forma que no primeiro e segundo estágio, o vapor produzido no estágio anterior eleva a concentração da solução, que

neste, estará a uma temperatura de aproximadamente 93 °C. Teoricamente, o COP alcançado por este tipo de ciclo é de 1,7.

No caso do ciclo de triplo efeito com circuito duplo, o primeiro ciclo (*topping*) é de queima direta e opera a uma temperatura no gerador próxima de 200 a 230 °C. O calor rejeitado do ciclo de alta temperatura (93 °C) é utilizado como fonte de calor no segundo ciclo (*bottoming*). Nesta configuração, espera-se alcançar um COP em torno de 1,8, isso não considerando a eficiência da queima.

Apesar do coeficiente de performance, teoricamente, chegar a valores na faixa de 1,7 e 1,8, os ciclos de refrigeração por absorção de triplo efeito apresentam algumas dificuldades, como por exemplo, quanto ao problema de estabilidade da solução, risco de corrosão do material por trabalharem a elevadas temperaturas. A alta pressão no primeiro estágio do gerador requerem vasos de pressão de maior custo e bombas de solução de alta pressão (ASHRAE Handbook, 2006).

Uma alternativa proposta por Kim *et al.* (2002) é a utilização de compressores em diferentes pontos para elevar a pressão do vapor de refrigerante a uma temperatura de condensação útil. De acordo com Kim *et al.* (2002) isto diminuiria a temperatura no gerador, resolvendo desta forma, o problema de corrosão devido as elevadas temperaturas de trabalho dos ciclos de triplo efeito. Através de simulações realizadas para um ciclo básico de triplo efeito de H<sub>2</sub>O-LiBr a temperatura no gerador dimiuí com o aumento da taxa de compressão. Em torno de 3 a 5 % da capacidade de refrigeração equivalente a compressão mecânica são necessárias para reduzir em 40 °C a temperatura no gerador.

Esta pode ser uma proposta viável, entretanto deve-se considerar o consumo adicional que estes compressores podem trazer para o sistema, pois uma das principais vantagens dos sistemas de refrigeração por absorção é o reduzido consumo de eletricidade.

#### Ciclo de refrigeração por absorção de vapor de meio efeito:

Este ciclo é utilizado quando a temperatura da fonte de calor é inferior ao mínimo necessário para operar um ciclo de simples efeito. O ciclo de refrigeração por absorção de vapor de meio efeito possui três níveis de pressão. O níveis de alta e baixa pressão são semelhantes aos do ciclo de simples efeito. No nível intermediário de pressão o gerador de baixa fornece vapor de refrigerante para o absorvedor de alta, conforme mostra o esquema da Figura 2.6. A solução transporta o refrigerante para o gerador de alta onde será separado da

solução pela segunda vez, seguindo para o condensador, evaporador e para o absorvedor de baixa, fechando o ciclo.

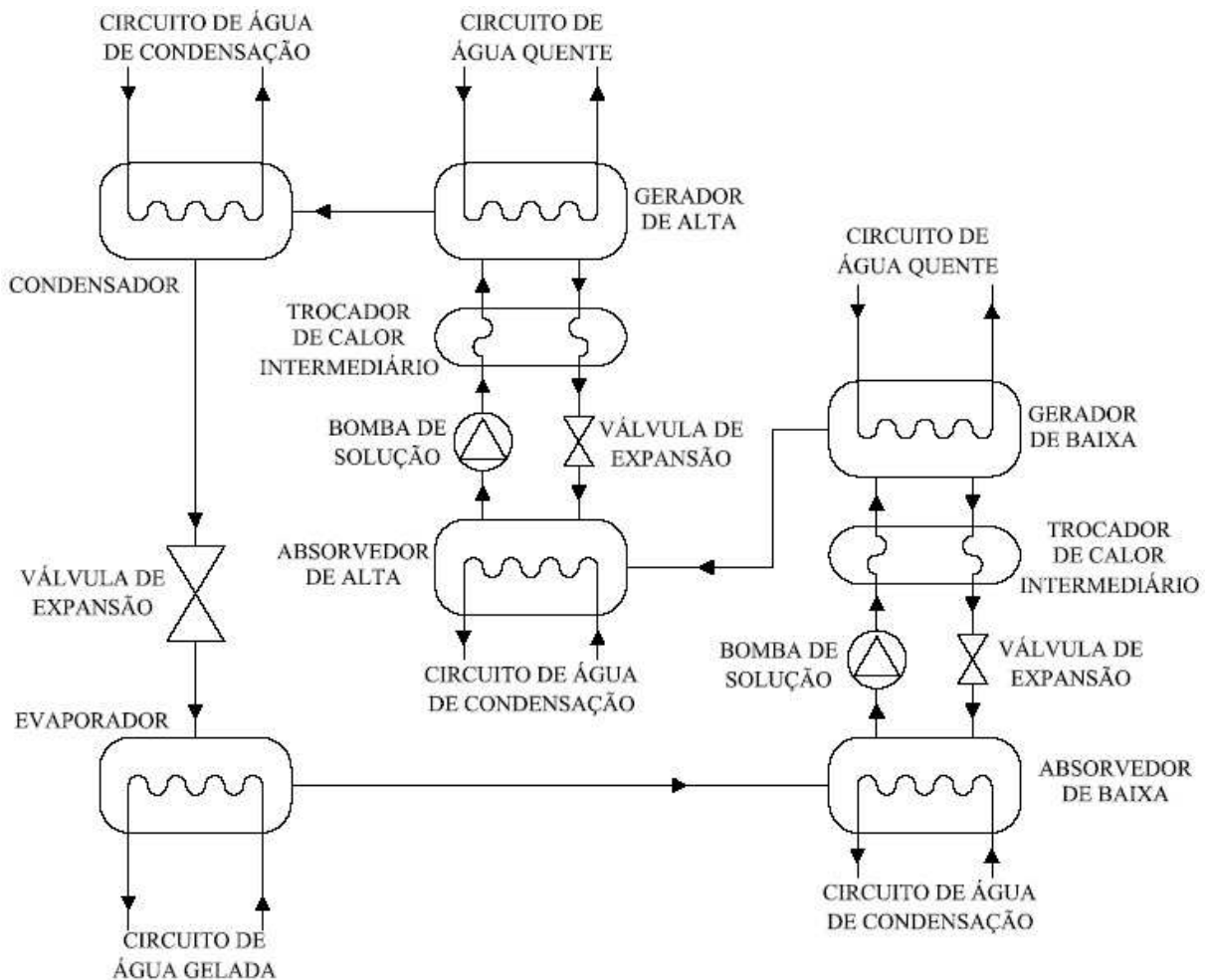


Figura 2.6 – Esquema do ciclo de refrigeração por absorção de vapor de meio efeito.

Para uma mesma temperatura de água gelada e temperatura de rejeição de calor, o ciclo de meio efeito apresenta uma temperatura da fonte quente inferior a temperatura de um ciclo de simples efeito. Porém, devido a isso, este ciclo apresenta um COP por volta de 0,35, que é praticamente a metade do que se encontra para os chillers de absorção de simples efeito com  $\text{H}_2\text{O-LiBr}$ .

Wang e Zheng (2009) realizara um estudo no qual foi avaliada a performance de ciclos de refrigeração por absorção de meio, simples e duplo efeito. A partir desta análise, foi constatado que não havia valores de temperatura entre a máxima temperatura do gerador do ciclo de simples efeito e mínima temperatura do gerador para o ciclo de duplo efeito. A partir disso, Wang e Zheng (2009) propuseram a combinação de um ciclo de refrigeração por absorção de meio com um de simples efeito utilizando  $\text{H}_2\text{O-LiBr}$  como fluido de trabalho.

Esta nova combinação mostrou uma ótima performance. Para uma temperatura de evaporação de 5° C, uma temperatura de condensação de 42 °C e de absorção de 37 °C a faixa de temperatura ótima do gerador foi de 110 a 140 °C. O coeficiente de performance obtido para o ciclo de 1,5 efeito foi de 1,0. Sendo este 30 % maior do que normalmente se encontra para um equipamento de simples efeito, para a mesma condição de trabalho.

A Figura 2.7 mostra a faixa de temperatura ótima do gerador em função da temperatura do absorvedor ( $T_a$ ) para diferentes ciclos de absorção, onde  $T_o$  é a temperatura de evaporação e  $T_c$  é a temperatura de condensação.

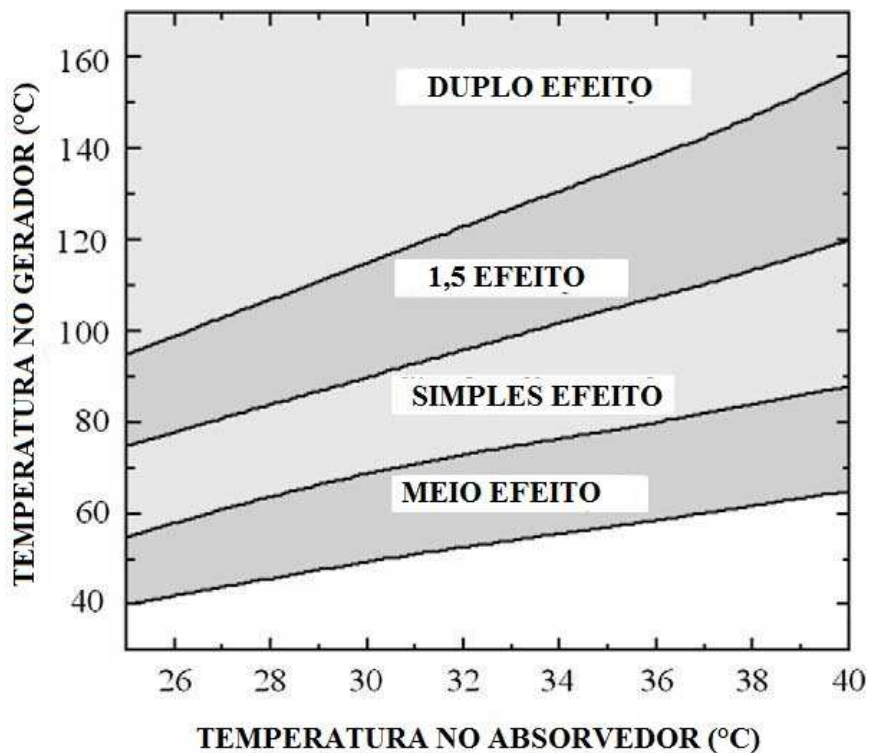


Figura 2.7 – Faixa de temperaturas ótimas do gerador para diferentes ciclos, com  $T_o = 5\text{ °C}$  e  $T_c = T_a + 5\text{ °C}$  (Wang e Zheng, 2009).

#### Ciclo de refrigeração de reabsorção de vapor:

O ciclo de reabsorção é uma outra alternativa para os ciclos de brometo de lítio e água. Este ciclo apresenta dois circuitos de solução, ou seja, no lugar do condensador, do dispositivo de expansão e do evaporador tem-se outro conjunto constituído de um gerador, trocador de calor intermediário, absorvedor e uma bomba de solução. O absorvedor adicional, representado na Figura 2.8 como absorvedor 2, irá rejeitar o calor realizando a função do condensador, enquanto o gerador irá realizar a função do evaporador, representado como

gerador 2 na Figura 2.8. Desta forma o ciclo de reabsorção não possui dependência da propriedade do refrigerante puro, permitindo que a fração mássica da solução do novo circuito tenha um maior grau de liberdade como variável de projeto para estes ciclos (Bereche, 2007).

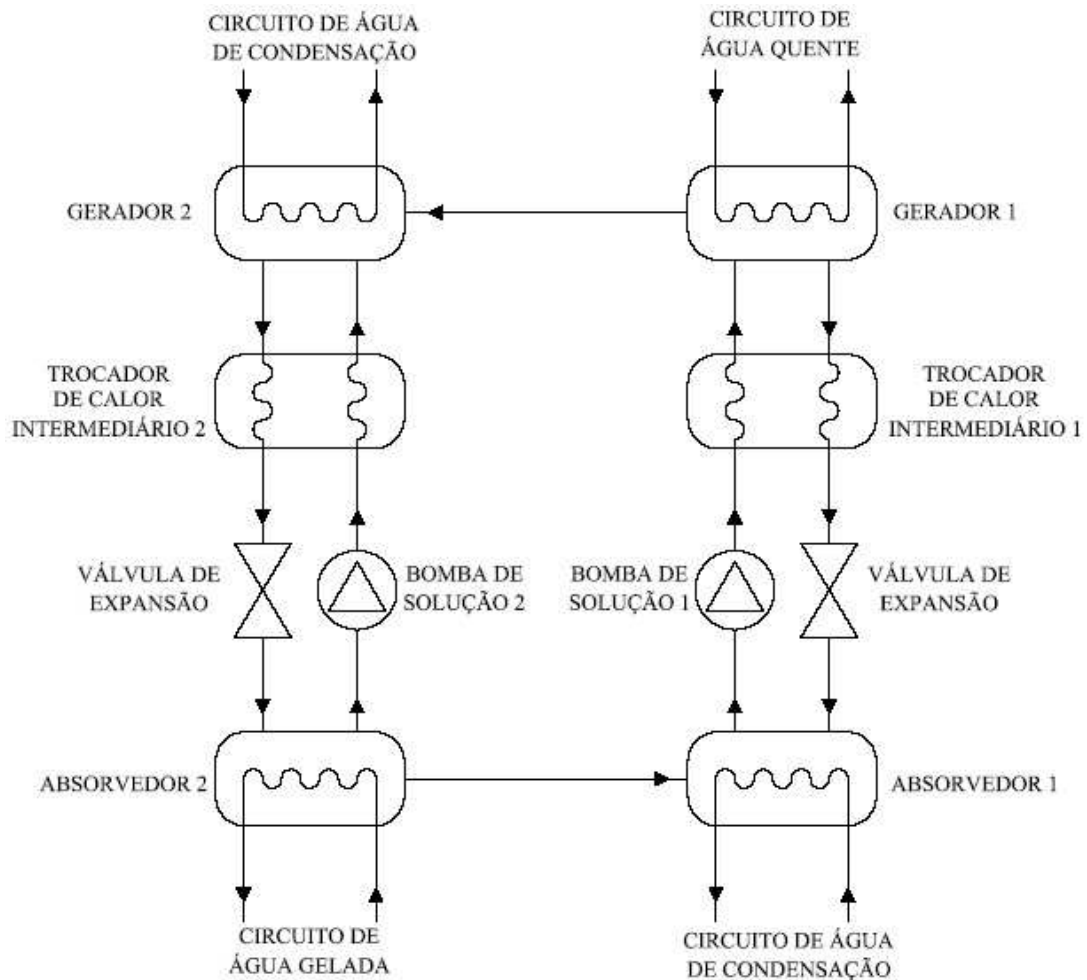


Figura 2.8 – Esquema do ciclo de refrigeração de reabsorção de vapor.

Um problema encontrado nestes ciclos é o fato de a fração mássica no novo circuito de solução ser inferior do que a encontrada no ciclo convencional, tendo em vista que as propriedades da solução encontradas para faixas de concentração entre 40 a 70%. Para concentrações inferiores a 40 % é necessário uma correlação de propriedades adicional para conseguir obter as propriedades termodinâmicas da solução para toda faixa de operação do ciclo de reabsorção.

Este ciclo não parece ser muito prático para aplicações convencionais, uma vez que o problema de cristalização pode ser agravado durante a queda de pressão no absorvedor adicional, onde a solução já apresenta uma temperatura reduzida.

### Ciclo de refrigeração por absorção de vapor GAX:

O ciclo GAX possui os mesmos componentes principais de um sistema de absorção de simples efeito de  $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ . A diferença principal entre estes ciclos está na recuperação de calor interna. O calor rejeitado no absorvedor é aproveitado para aquecer o ponto de menor temperatura no gerador, à medida que a solução fraca é bombeada para o mesmo, reduzindo assim, a quantidade de calor necessária no gerador e aumentando o COP do sistema. A Figura 2.9 representa um esquema do ciclo de refrigeração por absorção de vapor do tipo GAX.

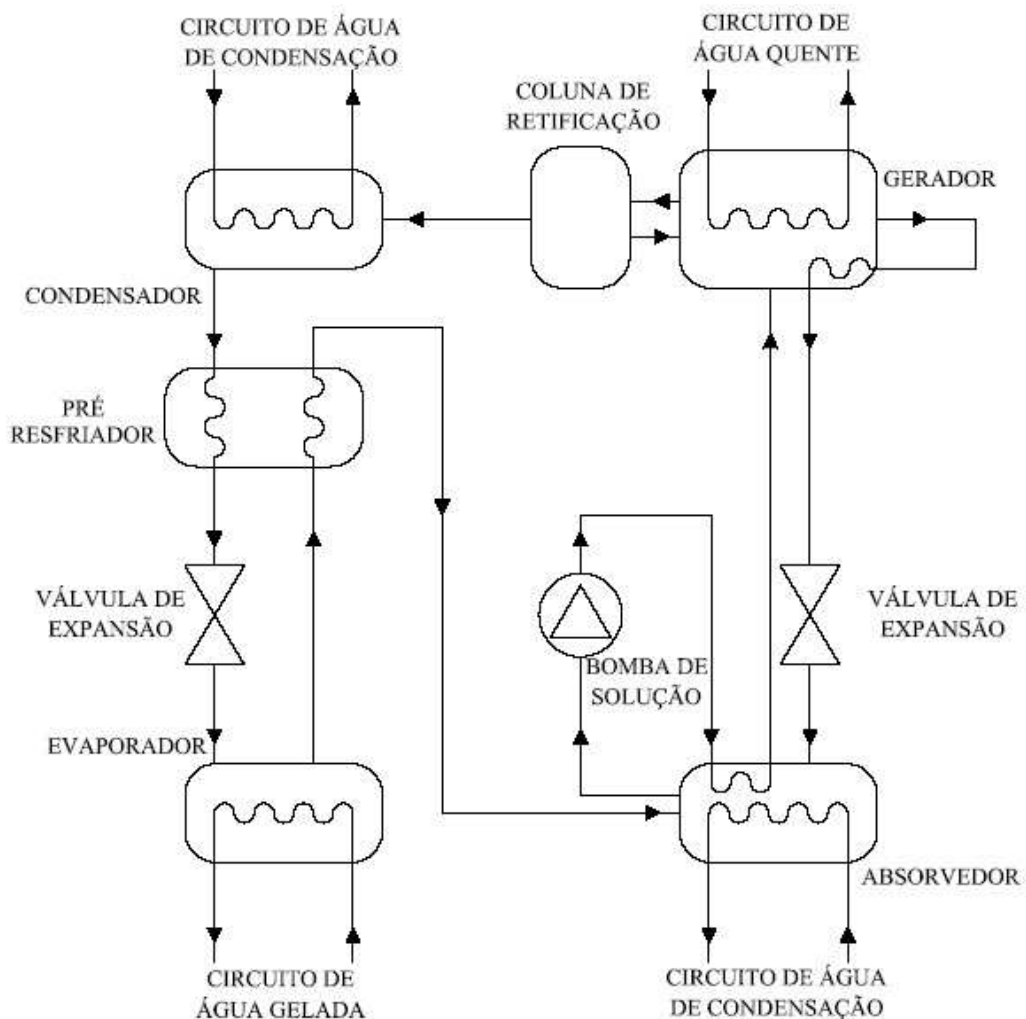


Figura 2.9 – Esquema do ciclo de refrigeração por absorção de vapor GAX.

Este ciclo possui um elevado potencial para reduzir o consumo de energia elétrica em sistemas de ar condicionado no setor residencial e comercial e apresenta o maior coeficiente de performance entre os sistemas de simples efeito (Gómez *et al.*, 2008).

Atualmente, sistemas de condicionamento de ar acionados por queima direta possuem um COP em torno de 0,5, em condições ARI. Com este ciclo, pode ser alcançado um COP de

0,7. O maior coeficiente de performance alcançado, em estudos realizados recentemente, foi de 0,9 (ASHRAE Handbook, 2006).

Gómez *et al.* (2008) realizara uma análise teórica e experimental de um sistema de refrigeração por absorção de queima direta, com solução de  $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$  e capacidade térmica de 10,6 kW. Foi desenvolvido um modelo computacional para simular este sistema e o mesmo foi comparado com os resultados experimentais, que apresentaram uma recuperação de calor interna de aproximadamente de 55 % do total do calor demandado no gerador.

## 2.3 APLICAÇÕES

Os sistemas de refrigeração por absorção de vapor podem ser apresentados em diversas configurações, possuem diferentes fontes de calor disponíveis e fluidos de trabalho, sendo o  $\text{H}_2\text{O-LiBr}$  e  $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$  as principais soluções de trabalho utilizadas. Isto possibilita o uso destes sistemas em diversas aplicações em que é necessária a utilização de água gelada.

Adicionado da necessidade da redução do consumo de energia elétrica, do impacto a camada de ozônio causado pelos CFC's e do aquecimento global, várias pesquisas foram e ainda são realizadas com o intuito de alcançar uma melhor eficiência dos sistemas de refrigeração por absorção de vapor.

A utilização de sistemas de absorção acionados por energia solar, assim como microturbina a gás e motores diesel, é uma alternativa para o atendimento de comunidades isoladas. Através da água quente gerada por coletores solares, por exemplo, também é possível o acionamento destes sistemas. Entretanto, há uma grande dificuldade em organizar o funcionamento dos coletores solares e o sistema frigorífico para diferentes regimes de trabalho (Sales *et al.*, 2005).

A cogeração abre muitas possibilidades para aplicação de tecnologias de conversão de energia combinadas com chillers de absorção para obtenção de uma melhor eficiência. O único requisito para esta integração é a que a temperatura do calor disponível de um sistema deve ser compatível com o nível de temperatura necessário do sistema de refrigeração por absorção de vapor.

Uma aplicação de cogeração envolvendo sistemas de refrigeração por absorção de vapor é a utilização dos gases de exaustão de uma microturbina a gás como fonte de calor do gerador do sistema de refrigeração por absorção. Sendo a microturbina utilizada para geração de eletricidade e o calor residual é utilizado para a produção de água gelada que, por exemplo, pode ser utilizada para atender um sistema de condicionamento de ar.

Os sistemas que utilizam o H<sub>2</sub>O-LiBr ficam restrito a aplicações na qual é necessária uma temperatura de evaporação superior a 0 °C devido ao ponto de congelamento do refrigerante (H<sub>2</sub>O). Desta forma a área de aplicação que sobressai para este tipo de sistema é o condicionamento de ar para conforto térmico (Ziegler, 2002).

## 2.4 ESTUDOS TEÓRICO-EXPERIMENTAIS

Análises teóricas e experimentais do desempenho de sistemas de refrigeração por absorção de vapor, tanto de H<sub>2</sub>O-LiBr, quanto os de NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O, tem sido realizadas por vários autores. Estes sistemas, como comentado anteriormente, apresentam importantes vantagens, principalmente por apresentar reduzido impacto ambiental e baixo consumo de energia elétrica, em comparação com os sistemas de refrigeração convencional (Lopes, 2007).

Na literatura encontra-se estas análises teórico-experimentais para diferentes configurações de sistemas de refrigeração por absorção, tipos de acionamento e fluido de trabalho. Muitos destes trabalhos apresentam uma modelagem termodinâmica, a qual simula o comportamento do sistema ensaiado em regime permanente e até mesmo em regime transiente.

Alguns trabalhos, que realizam análise teórico-experimental estão citados a seguir. Lembrando que o presente trabalho apresenta uma análise teórico-experimental, o qual o modelo termodinâmico desenvolvido apresenta uma análise dos parâmetros dos circuitos de água gelada, externa e de condensação. A variação destes representam o funcionamento em carga parcial do sistema de refrigeração por absorção.

Este modelo foi validado com dados obtidos de testes realizados no sistema de refrigeração por absorção de vapor de simples efeito instalado no laboratório do Instituto de Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Iatubá.



Joudi e Lafta (2001) desenvolveram um programa computacional baseado nas equações do princípio da conservação de energia e massa para simular o comportamento dos componentes do chiller por absorção de simples efeito, H<sub>2</sub>O-LiBr, para diferentes condições de operação. Os resultados apresentados foram satisfatórios comparados com outros trabalhos publicados, pois os efeitos causados pela variação dos parâmetros foram típicos de sistemas de absorção de H<sub>2</sub>O-LiBr.

Mehrabian e Shahbeik (2004) desenvolveram um programa computacional para avaliar os efeitos causados pela variação de alguns parâmetros sobre a geometria, desempenho e eficiência de segunda lei de um chiller por absorção de simples efeito, usando H<sub>2</sub>O-LiBr. O programa pode ser usado também para dimensionar um novo sistema ou para realizar uma avaliação de um sistema já existente. Dentre algumas conclusões, destacou-se que o aumento da temperatura no evaporador e no gerador, e uma diminuição da temperatura no condensador e absorvedor, leva a um aumento da eficiência do ciclo.

Shin *et al.* (2009) desenvolveram um modelo em regime transiente de um chiller de absorção de duplo efeito que utiliza H<sub>2</sub>O-LiBr. O modelo apresentou resultados satisfatórios ao ser comparados com os dados obtidos experimentalmente, exceto nos 83 minutos iniciais, o qual ocorreria diferentes razões de vazão da solução fraca, causando algumas divergências. Para uma variação de carga, mantendo-se a temperatura de entrada de água de condensação e gelada constantes, o tempo de resposta da temperatura de saída da água gelada e de condensação foi de 15 minutos, até se atingir o regime permanente novamente.

Um modelo desenvolvido por Karamangil *et al.* (2010) avalia a performance de sistemas de refrigeração por absorção, em função das temperaturas de operação e da efetividade dos trocadores de calor. O programa permite a seleção da solução de trabalho mais utilizada. Um dos principais resultados obtidos é a que a performance do ciclo melhora com o aumento da temperatura do gerador e do evaporador, enquanto diminui com o aumento da temperatura do absorvedor e do condensador.

## 2.5 AVALIAÇÕES EXPERIMENTAIS FORA DO PONTO DE PROJETO

Além de apresentar uma importância para validação de modelos matemáticos que simulam o seu funcionamento, a análise experimental destes sistemas também é importante para avaliar o comportamento e a performance, não somente na condição nominal, mas também nas diferentes condições de operação.

Normalmente os sistemas de refrigeração por absorção quando estão em operação, funcionam em carga parcial (Park *et al.*, 2004), principalmente se não foi realizada um correto dimensionamento do sistema. Portanto é importante realizar uma análise da performance em condições diferentes da condição nominal.

A avaliação experimental em carga parcial de sistemas de refrigeração por absorção é possível através de uma série de testes, onde as vazões dos fluxos externos e as temperaturas de entrada são alteradas em passos graduais. Com as condições alcançando o estado estacionário, cada combinação individualiza uma condição de trabalho específico (Nurzia, 2008).

Um trabalho realizado por Gordon e Ng (1995) apresenta o desenvolvimento de um modelo matemático semi-empírico como ferramenta de diagnóstico e avaliação preditiva de performance de sistemas de refrigeração para uma vasta faixa de operação. Modelos estes que foram inicialmente desenvolvidos em outro trabalho de Gordon e Ng (1994) o qual foi desenvolvido um modelo semi-empírico para sistema de refrigeração por compressão centrífuga sendo este modelo adaptado para sistemas de refrigeração por absorção de vapor (Gordon e Ng, 1995).

Esta modelagem teve como idéia principal apresentar uma análise simplificada capaz de identificar as irreversibilidades do sistema e uma estrutura unificada para compreensão da performance do sistema de refrigeração por absorção de vapor.

Para os sistemas de refrigeração por absorção de vapor as irreversibilidades causadas pelo evaporador e condensador são as mesmas existentes nos sistemas de refrigeração por compressão vapor, diferenciando apenas as irreversibilidades presente no gerador e no absorvedor. Pelo menos para os chillers de absorção de simples efeito o modelo semi-

empírico reduz a uma equação analítica simples e mostra uma comparação favorável com dados experimentais (Gordon e Ng, 2000).

Nos sistemas de refrigeração por absorção de vapor de duplo efeito todas as perdas presentes na recuperação de calor são perdas internas, porque estas trocas de calor não estão em contato com as fronteiras externas do sistema. Em sistemas de refrigeração por compressão e por absorção de simples efeito, estas perdas são externas.

Esta extensão do modelo semi-empírico implica em uma dissipação interna e sua validação é restrita para sistemas de refrigeração por absorção de simples estágio.

A equação chave da performance do sistema de refrigeração por absorção de vapor é derivada da Primeira e Segunda leis da Termodinâmica aplicadas nos quatro tocadores de calor (gerador, absorvedor, condensador e evaporador) e do balanço de energia para estes quatro tocadores. Considerando o volume de controle da Figura 2.10, o princípio da conservação da energia para regime permanente e desprezando a variação das energias cinéticas e potencial, tem-se:

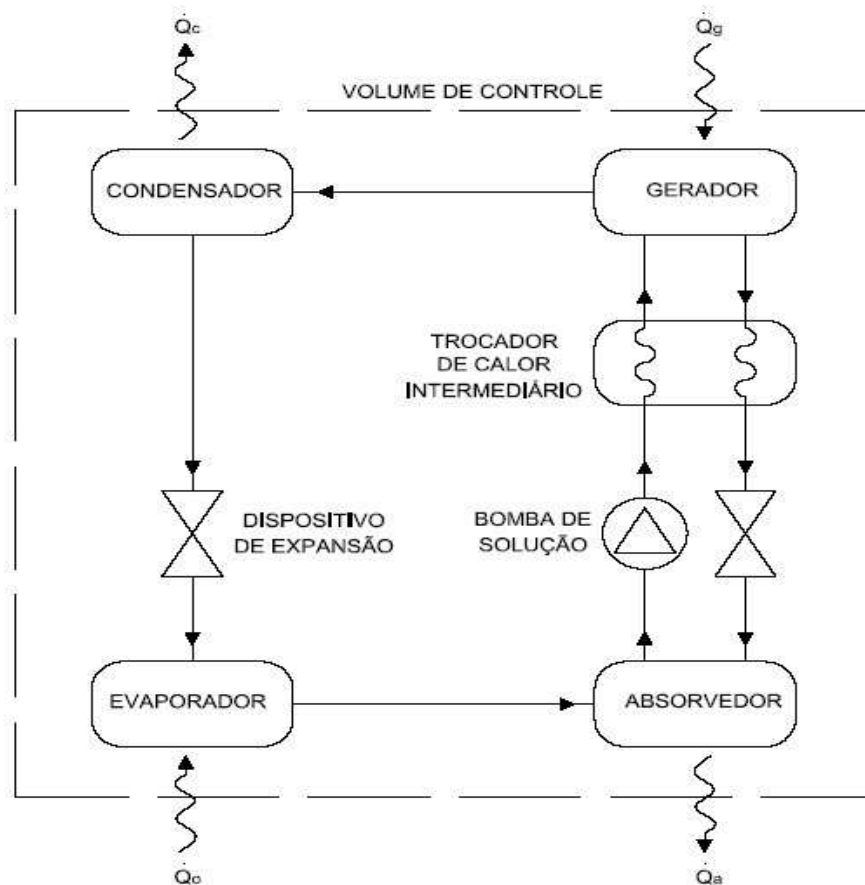


Figura 2.10 – Esquema de um ciclo de refrigeração por absorção de vapor.

$$\frac{dE_{VC}}{dt} = \dot{Q}_{VC} - \dot{W}_{VC} + \sum_e \dot{m}_e \left( h_e + \frac{V_e}{2} + g \cdot z_e \right) - \sum_s \dot{m}_s \left( h_s + \frac{V_s}{2} + g \cdot z_s \right) \quad (2.1)$$

$$\dot{Q}_{VC} = \sum_s \dot{m}_s \left( h_s + \frac{V_s}{2} + g \cdot z_s \right) - \sum_e \dot{m}_e \left( h_e + \frac{V_e}{2} + g \cdot z_e \right) \quad (2.2)$$

$$\dot{Q}_{VC} = \sum_s \dot{m}_s \cdot h_s - \sum_e \dot{m}_e \cdot h_e \quad (2.3)$$

Onde:

$\frac{dE_{VC}}{dt}$  - Taxa temporal de variação de energia no volume de controle (W)

$\dot{Q}_{VC}$  - Taxa líquida de transferência de energia por calor no volume de controle (W)

$\dot{W}_{VC}$  - Taxa líquida de transferência de energia por trabalho no volume de controle (W)

$h$  - Entalpia específica (kJ/kg)

$V$  - Velocidade do fluxo (m/s)

$g$  - Gravidade (m/s<sup>2</sup>)

$z$  - Altura (m)

Com isso da 1<sup>o</sup> lei, tem-se:

$$\Delta E = 0 = \dot{Q}_g - \dot{Q}_a - \dot{Q}_c + \dot{Q}_o \quad (2.4)$$

Utilizando a 2<sup>o</sup> Lei da termodinâmica e denotando o fluxo de calor dissipado no absorvedor e no gerador como,  $\dot{q}_a$  e  $\dot{q}_g$ , respectivamente, tem-se:

$$\Delta S = 0 = \frac{\dot{Q}_c + \dot{q}_c}{T_c} - \frac{\dot{Q}_o + \dot{q}_o}{T_o} \quad (2.5)$$

$$\Delta S = 0 = \frac{\dot{Q}_c - \dot{q}_c}{T_c} + \frac{\dot{Q}_a - \dot{q}_a}{T_a} - \frac{\dot{Q}_g - \dot{q}_g}{T_g} - \frac{\dot{Q}_o - \dot{q}_o}{T_o} \quad (2.6)$$

Considerando o calor total rejeito, Equação 2.7, o qual representa o calor rejeitado pela torre de resfriamento (condensador) e absorvedor, e introduzindo a equação do balanço de energia, Equação 2.8, pode-se escrever a equação da performance do chiller de absorção de simples efeito como:

$$\dot{q}_{rej} = \dot{q}_c + \dot{q}_a \quad (2.7)$$

$$\dot{Q} = \dot{m}_{agua} \cdot c_{p,agua} \cdot (T_s - T_e)_{agua} \quad (2.8)$$

$$\frac{1}{COP} = \left[ \frac{T_{EAC} - T_{SAG}}{T_{SAG}} \right] \left[ \frac{T_{EAQ}}{T_{EAQ} - T_{EAC}} \right] + \left[ \frac{1}{\dot{Q}_o} \right] \left[ \frac{T_{EAQ}}{T_{EAQ} - T_{EAC}} \right] \left[ \dot{q}_{rej} - \frac{T_{EAC} \dot{q}_o}{T_{SAG}} - \frac{T_{EAC} \dot{q}_g}{T_{EAQ}} \right] \quad (2.9)$$

A entropia gerada em chillers de absorção resulta principalmente da transferência de calor, sendo as irreversibilidades dominantes presentes no gerador e no calor rejeitado (Gordon e Ng, 2000). Desprezando a dissipação no evaporador e considerando o calor rejeitado e a dissipação do gerador constante, a fórmula final para o COP do chiller é:

$$\frac{1}{COP} = \left[ \frac{T_{EAC} - T_{SAG}}{T_{SAG}} \right] \left[ \frac{T_{EAQ}}{T_{EAQ} - T_{EAC}} \right] + \left[ \frac{1}{\dot{Q}_o} \right] \left[ \frac{T_{EAQ}}{T_{EAQ} - T_{EAC}} \right] \left[ B_1 - \frac{T_{EAC} B_2}{T_{EAQ}} \right] \quad (2.10)$$

Com  $B_1$  e  $B_2$  sendo as irreversibilidades de um determinado chiller de absorção de simples efeito.

Este modelo termodinâmico foi desenvolvido por Gordon e Ng (1995), o qual foi comparado com dados experimentais de um chiller de absorção de 7 kW de simples efeito acionado por água quente mostrando a consistência do modelo desenvolvido. A capacidade do chiller foi variando de acordo com a variação de cada um dos seguintes parâmetros: temperatura de entrada da água do gerador e condensador e a temperatura de saída de água gelada.

Os resultados encontrados mostraram que com o aumento da capacidade térmica, o COP aumentou até alcançar um ponto máximo e depois disso começou a decrescer. Os dados

foram consistentes com as curvas de performance de catálogos de fabricante e com os dados medidos em laboratório.

Outros trabalhos que também apresentaram uma análise em carga parcial a partir de ensaios realizados são apresentados a seguir com uma descrição sucinta dos mesmos.

Segundo Park *et al.* (2004) realizou um estudo com o intuito de analisar a performance e a energia economizada durante a operação em carga parcial de um chiller de absorção de queima direta de H<sub>2</sub>O-LiBr com capacidade de 210 TR (~ 740 kW). O autor procurou avaliar principalmente o efeito da temperatura de entrada e vazão da água de condensação.

Com a simulação e os dados experimentais foi concluído que a performance do sistema é mais sensível a variação da temperatura de entrada do que a variação da vazão da água de condensação. Mesmo que a vazão de água seja reduzida a 60 % do valor nominal, a capacidade é recuperada com a redução em 2 °C da temperatura de entrada da água de condensação. A potência da bomba da água de condensação é quatro vezes menor durante a operação em carga parcial.

Durante a faixa de operação de 40-100 % da capacidade nominal do sistema de absorção foi possível apresentar uma redução de 23 % da energia requerida, com a diminuição de 1 °C da temperatura de entrada da água de condensação.

Outro estudo experimental de sistemas de refrigeração por absorção de NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O foi desenvolvido por Horuz e Callander (2004). Neste trabalho, foi testado o desempenho de uma unidade de absorção NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O de queima direta de gás natural com capacidade de 10 kW. Através da variação da temperatura de entrada de água gelada, temperatura no evaporador, vazão de água gelada ou da energia térmica da fonte de calor foram obtidas as seguintes respostas do sistema: diminuição da capacidade frigorífica com a redução da vazão de água gelada para uma mesma condição ambiente e fonte de calor constante. Os testes realizados formam uma base de dados para uma análise através dos parâmetros em diferentes condições de operação (Horuz e Callander, 2004).

Asdrubali e Grignaffini (2005) realizaram uma análise experimental de um chiller de simples efeito, usando H<sub>2</sub>O-LiBr, para diferentes condições de operação. Os parâmetros variados foram a vazão de água quente e a temperatura de entrada de água quente. Os resultados mostraram uma eficiência aceitável para uma temperatura de entrada de água

quente de 70 °C, resultado este interessante para uma fonte de água quente utilizando energia solar.

Um estudo teórico realizado por Kaynakli e Kilic (2007) mostra o efeito das temperaturas de operação e do COP para diferentes condições. O sistema simulado é um chiller de simples efeito de H<sub>2</sub>O-LiBr com dois trocadores de recuperação de calor, um para a solução e outro para o refrigerante. Para validar o modelo desenvolvido, os resultados obtidos a partir da simulação foram comparados com dados disponíveis na literatura.

Dentre outras conclusões Kaynakli e Kilic (2007), observou-se que o aumento da efetividade do trocador intermediário da solução diminui a capacidade do absorvedor, chegando a uma redução de 30 %. Entretanto, o aumento do COP pode chegar a um máximo de 44 %. Com o aumento da efetividade do trocador intermediário de refrigerante, há um aumento na capacidade do evaporador e no absorvedor de apenas 2,8 % e conseqüentemente do COP.

Carvalho *et al.* (2009) apresentou uma avaliação experimental de uma central de cogeração, a qual consiste de uma microturbina a gás natural (28 kW<sub>e</sub>), uma caldeira de recuperação de calor e dois chillers de absorção de queima indireta com o par solução NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O, um de 5 TR para atender dois *fan-coils*, e outro de 3,8 TR para um sistema de termoacumulação. Foram realizados ensaios para diferentes modos de operação com relação ao acionamento (vapor ou água quente), potência elétrica gerada e a carga térmica produzida. Os testes realizados indicaram um decréscimo da eficiência da microturbina com a diminuição da potência gerada, e uma maior potência frigorífica com o aumento da energia produzida.

Segundo Carvalho *et al.* (2009), centrais de cogeração de pequena escala não devem ser projetadas para operar em carga parcial, no intuito de atingir uma melhor eficiência da microturbina ou um melhor COP para chillers de absorção. Isto porque quando operada em carga parcial a microturbina apresentou uma queda em sua eficiência.

## Capítulo 3

# MODELAGEM TERMODINÂMICA

Diante da importância de prever o comportamento dos sistemas de refrigeração por absorção de vapor aplicados em sistemas térmicos, diferentes modelos de sistemas de refrigeração por absorção tem sido propostos na literatura, com diferentes graus de detalhamento, tanto para análise em regime permanente quanto transiente.

O objetivo deste capítulo é descrever o modelo termodinâmico desenvolvido para simular o comportamento do sistema de refrigeração por absorção de simples efeito em condições parciais de operação. Neste capítulo também serão indicados todas as simplificações e considerações feitas para elaboração do modelo.

Esta modelagem além de mostrar o comportamento do chiller de absorção também poderá determinar a melhor configuração para a instalação frigorífica e o método utilizado para obtenção dos dados dos trocadores de calor e das propriedades termodinâmicas da solução.

O modelo desenvolvido também poderá ser utilizado como ferramenta para viabilidade técnica, facilitando a tomada de decisões quanto à operação de um sistema de refrigeração por absorção de simples efeito, uma vez que o modelo permite a análise através dos parâmetros, como temperatura e vazão, dos circuitos de água gelada, quente e de condensação do sistema de refrigeração por absorção.



O modelo termodinâmico deste trabalho foi desenvolvido em MatLab<sup>®</sup>. A programação está apresentada no Apêndice A do trabalho. No Apêndice B estão as funções utilizadas para os cálculos das propriedades, tais como, entalpia, pressão e temperatura.

### 3.1 CONSIDERAÇÕES INICIAIS

Este modelo foi desenvolvido para realizar análise em regime permanente e apresentar o comportamento do sistema em carga parcial. Para simular o sistema fora da condição nominal foi variado os valores de temperatura de entrada de água dos circuitos externo, ou seja, o circuito de água gelada, quente e de condensação.

O modelo termodinâmico foi elaborado baseando-se no balanço de massa e energia em cada componente do sistema. O método de Número de Unidade de Transferência (NUT), o qual é baseado na efetividade do trocador de calor também foi utilizado.

Segundo Kakaç e Liu (2002) quando a temperatura de entrada ou saída de fluxo não é conhecido o procedimento de tentativa e erro é aplicado para utilizar o método de Diferença de Temperatura Média Logarítmica (DTML). Para evitar este procedimento de tentativa e erro pode-se utilizar o método de NUT.

A Figura 3.1 a seguir representa um esquema com os principais componentes do sistema e a indicação dos pontos de entrada e saída dos circuitos de água e da solução.

Conforme pode-se observar pelo esquema, o sistema modelado consiste em um sistema de refrigeração por absorção de simples efeito, com a configuração do circuito de água de condensação em série.

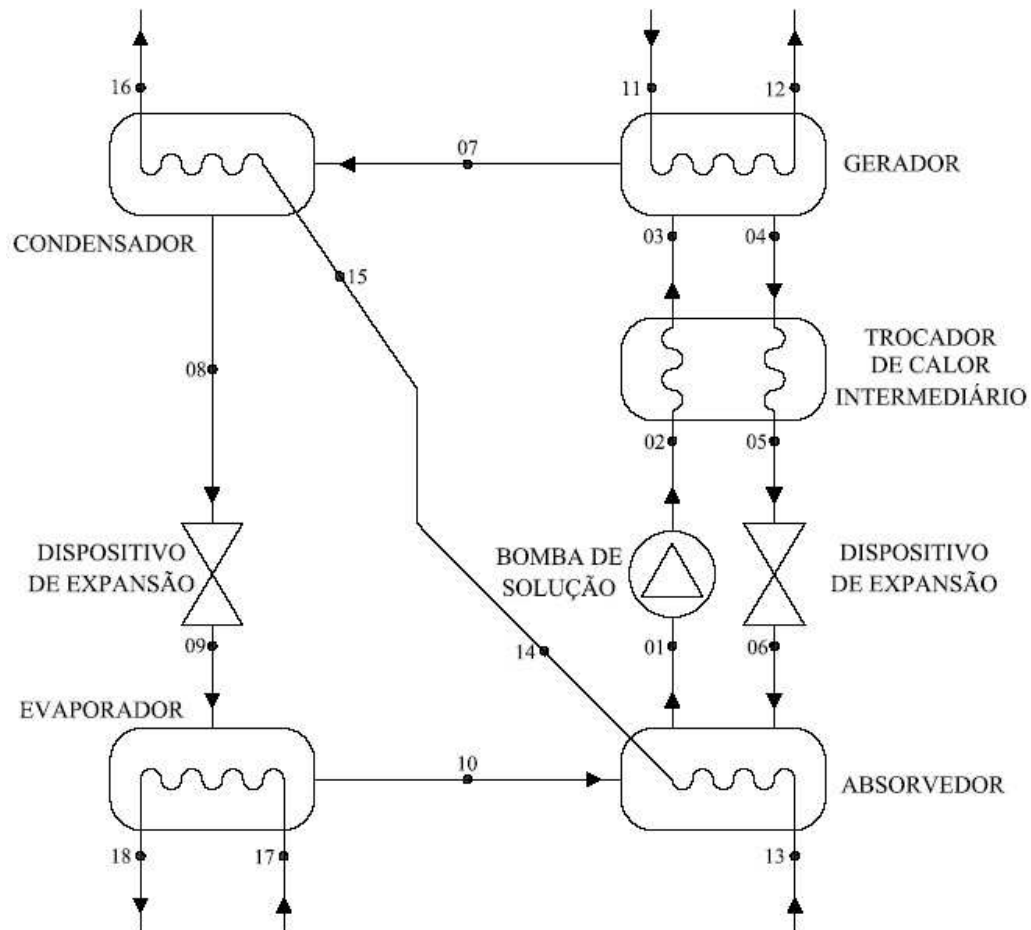


Figura 3.1 – Esquema do sistema de refrigeração por absorção de vapor de simples efeito.

## 3.2 HIPOTÉSES SIMPLIFICADORAS

Algumas condições foram consideradas para simplificar a modelagem termodinâmica. O estado termodinâmico de cada ponto do ciclo de absorção deve ser conhecido para melhor compreensão do ciclo.

A condição de saturação foi assumida em quatro pontos do ciclo. Em geral, o processo de transferência de calor nos trocadores são limitados entre a fase de vapor e líquida. Uma condição de saída saturada implicaria em um diferencial de temperatura nulo na saída do trocador, o que não ocorre na prática. Entretanto, segundo Herold *et al.* (1995) estas considerações não introduzem um erro grande e são típicas para modelos de primeira ordem.

Diante disto, os pontos 01, 04 e 08 são considerados líquido saturado, que correspondem respectivamente, à solução diluída saindo do absorvedor, a solução

concentrada na saída do gerador e a saída do refrigerante ( $H_2O$ ) do condensador. O vapor de refrigerante na saída do evaporador (ponto 10) é também considerado saturado. Em um ciclo real, estes pontos não são exatamente saturados. Estes estados também poderiam ser modelados, porém mais dados seriam necessários.

O vapor de refrigerante na saída do gerador (ponto 07) é superaquecido. O estado na saída das válvulas de expansão (pontos 06 e 09) são determinados a partir do balanço de energia, os quais são assumido como sendo uma expansão adiabática.

A queda de temperatura que ocorre através da válvula de expansão é devido a energia interna presente no vapor ser maior que a do líquido. Desta forma, uma quantidade de energia precisa ser extraída para ocorrer a mudança de fase, atingindo assim o equilíbrio do processo a uma temperatura menor.

A pressão da solução é elevada na bomba de solução, enquanto a temperatura e concentração permanece constante na saída da bomba (ponto 02). O trabalho realizado pela bomba é muito pequeno, podendo ser desprezado, tornando a entalpia de saída da bomba igual a de entrada.

O estado da solução na saída da bomba é líquido subresfriado, tal como a solução diluída entrando no gerador (ponto 03) e a solução concentrada na saída do trocador intermediário (ponto 05).

Além dessas considerações, que também foram utilizadas por Herold et al. (1995) e Mehrabian e Shahbeik (2004), foram desprezadas as variações de energia cinética, potencial e as trocas de calor com o ambiente.

A condutância ( $UA$ ), que consiste no produto do coeficiente global ( $U$ ) pela área do trocador ( $A$ ), de todos os trocadores foram considerados constantes. Esta condutância foi calculada a partir de um modelo desenvolvido para calcular o estado termodinâmico dos componentes na condição nominal de operação.

Cada trocador de calor do sistema de refrigeração por absorção foi analisado separadamente como volume de controle individuais. Foi considerado escoamento unidimensional e em regime permanente para cada volume de controle e foi desprezado a variação de energia cinética e potencial entre a saída e entrada dos fluxos. Estas considerações estão descritas no equacionamento dos trocadores de calor mostrados nos itens seguintes.

### 3.3 COMPONENTES PRINCIPAIS DO SISTEMA

Para a análise do sistema de absorção de simples efeito foram considerados os componentes internos, como o evaporador, condensador, absorvedor, gerador, dispositivo de expansão e bomba de solução, conforme ilustrado na Figura 3.1.

Para cada trocador foram utilizadas equações de transferência de calor, aplicando a lei do resfriamento de Newton, o princípio da conservação da massa (princípio da continuidade) e o princípio da conservação de energia para a modelagem de cada trocador de calor.

#### 3.3.1 Evaporador

O fluido refrigerante chega ao evaporador na forma de vapor com uma parcela de refrigerante na fase líquida. No evaporador o fluido refrigerante irá trocar calor com a água gelada, saindo do evaporador na forma de vapor saturado e reduzindo a temperatura da água gelada.

O volume de controle mostrado na Figura 3.2 representa o evaporador do sistema de refrigeração por absorção.

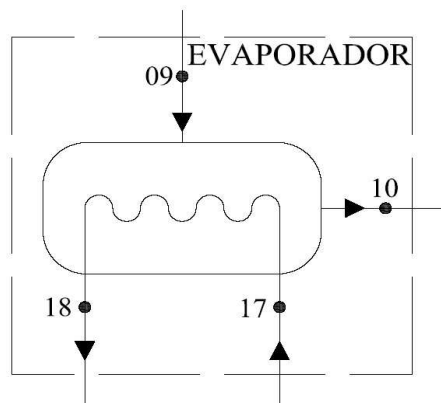


Figura 3.2 – Volume de controle: Evaporador.

Considerando o princípio de conservação da massa para o volume de controle representado na Figura 3.2 e considerando as hipóteses simplificadoras descritas, tem-se:

$$\frac{dm_{VC}}{dt} = \sum_e \dot{m}_e - \sum_s \dot{m}_s \quad (3.1)$$

$$\sum_e \dot{m}_e = \sum_s \dot{m}_s \quad (3.2)$$

Onde:

$\frac{dm_{VC}}{dt}$  - Vazão mássica instantânea do volume de controle (kg/s)

$\sum_e \dot{m}_e$  - Somatório dos fluxos de massa de entrada (kg/s)

$\sum_s \dot{m}_s$  - Somatório dos fluxos de massa de saída (kg/s)

Aplicando ao evaporador, tem-se:

$$\dot{m}_{09} = \dot{m}_{10} \quad (3.3)$$

$$\dot{m}_{17} = \dot{m}_{18} \quad (3.4)$$

Onde:

$\dot{m}_{09}$  - Vazão mássica de refrigerante (kg/s)

$\dot{m}_{17}$  - Vazão mássica de água gelada (kg/s)

Em síntese, a equação da energia em termos de taxa temporal para o volume de controle da Figura 3.2 é:

$$\frac{dE_{VC}}{dt} = \dot{Q}_{VC} - \dot{W}_{VC} + \sum_e \dot{m}_e \left( h_e + \frac{V_e}{2} + g \cdot z_e \right) - \sum_s \dot{m}_s \left( h_s + \frac{V_s}{2} + g \cdot z_s \right) \quad (3.5)$$

$$\dot{Q}_{VC} = \sum_s \dot{m}_s \left( h_s + \frac{V_s}{2} + g \cdot z_s \right) - \sum_e \dot{m}_e \left( h_e + \frac{V_e}{2} + g \cdot z_e \right) \quad (3.6)$$

$$\dot{Q}_{VC} = \sum_s \dot{m}_s \cdot h_s - \sum_e \dot{m}_e \cdot h_e \quad (3.7)$$

Onde:

$\frac{dE_{vc}}{dt}$  - Taxa temporal de variação de energia no volume de controle (W)

$\dot{Q}_{vc}$  - Taxa líquida de transferência de energia por calor no volume de controle (W)

$\dot{W}_{vc}$  - Taxa líquida de transferência de energia por trabalho no volume de controle (W)

$h$  - Entalpia específica (kJ/kg)

$V$  - Velocidade do fluxo (m/s)

$g$  - Gravidade (m/s<sup>2</sup>)

$z$  - Altura (m)

Aplicando o princípio da conservação de energia para o evaporador, tem-se:

$$\dot{Q}_o = \dot{m}_{10}(h_{10} - h_9) \quad (3.8)$$

Onde:

$\dot{Q}_o$  - Fluxo de calor no evaporador (kW)

$h_{09}$  - Entalpia específica do refrigerante na entrada do evaporador (kJ/kg)

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

Para a modelagem do evaporador é conhecida a temperatura de entrada e a vazão mássica de água gelada.

$$\dot{Q}_o = \dot{m}_{17} c_{p,agua} (T_{17} - T_{18}) \quad (3.9)$$

Onde:

$T_{17}$  - Temperatura de entrada de água gelada (°C)

$T_{18}$  - Temperatura de saída de água gelada (°C)

$c_{p,agua}$  - Calor específico da água à pressão constante – 4,1868 (kJ/kg.K)

Aplicando o método da Efetividade-NUT, tem-se:

$$\dot{Q}_o = \varepsilon_{evap} C_{min,evap} (T_{17} - T_{10}) \quad (3.10)$$

$$T_{09} = T_{10} \quad (3.11)$$

$$\varepsilon_{evap} = 1 - e^{(-NUT_{evap})} \quad (3.12)$$

$$NUT_{evap} = \frac{UA_{evap}}{C_{min,evap}} \quad (3.13)$$

$$C_{min,evap} = \dot{m}_{17} c_{p,agua} \quad (3.14)$$

Onde:

$\varepsilon_{evap}$  - Efetividade do evaporador

$NUT_{evap}$  - Número de Unidades de Transferência

$UA_{evap}$  - Condutância do evaporador (kW/K)

$C_{min,evap}$  - Capacidade calorífica mínima (kJ/K.s)

$T_{10}$  - Temperatura de evaporação (°C)

Para o cálculo da capacidade calorífica mínima ( $C_{min,evap}$ ) foi utilizada a vazão mássica de água gelada ( $\dot{m}_{17}$ ), pois o fluido que proporciona a máxima diferença de temperatura é o fluido com a mínima capacidade calorífica (Kakaç e Liu, 2002).

### 3.3.2 Condensador

No condensador o vapor de refrigerante ( $H_2O$ ) proveniente do gerador troca calor com a água de condensação liberando calor, ocorrendo desta forma a mudança de fase do refrigerante de vapor superaquecido para líquido saturado.

Da mesma forma feita no evaporador, o princípio da conservação da massa e da energia é aplicado ao volume de controle da Figura 3.3, a qual representa o condensador do sistema em análise e considerando também as hipóteses descritas no item 3.2.

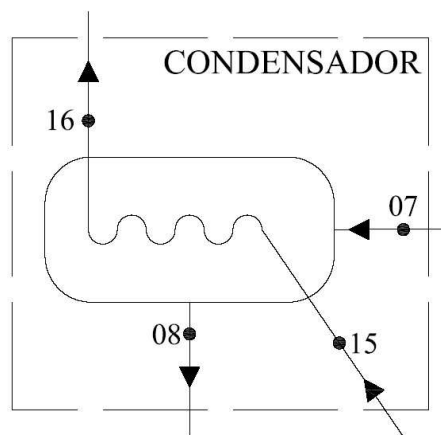


Figura 3.3 – Volume de controle: Condensador.

Do princípio da conservação da massa, tem-se:

$$\dot{m}_{08} = \dot{m}_{07} \quad (3.15)$$

$$\dot{m}_{15} = \dot{m}_{16} \quad (3.16)$$

Onde:

$\dot{m}_{07}$  - Vazão mássica de refrigerante (kg/s)

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

E do princípio de conservação da energia:

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_{07}(h_{07} - h_{08}) \quad (3.17)$$



Onde:

$\dot{Q}_c$  - Fluxo de calor no condensador (kW)

$h_{07}$  - Entalpia do refrigerante na entrada do condensador (kJ/kg)

$h_{08}$  - Entalpia do refrigerante na saída do condensador (kJ/kg)

Uma vez que o equipamento em análise apresenta o circuito da água de condensação está em série é conhecida apenas a vazão mássica de água. Assim podem ser escritas as seguintes equações:

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_{15} c_{p,agua} (T_{16} - T_{15}) \quad (3.18)$$

$T_{15}$  - Temperatura de entrada de água de condensação (°C)

$T_{16}$  - Temperatura de saída de água de condensação (°C)

Aplicando o método da Efetividade-NUT, tem-se:

$$\dot{Q}_c = \varepsilon_{cond} C_{min,cond} (T_{08} - T_{15}) \quad (3.19)$$

$$\varepsilon_{cond} = 1 - e^{(-NUT_{cond})} \quad (3.20)$$

$$NUT_{cond} = \frac{UA_{cond}}{C_{min,cond}} \quad (3.21)$$

$$C_{min,cond} = \dot{m}_{13} c_{p,agua} \quad (3.22)$$

Onde:

$\varepsilon_{cond}$  - Efetividade do condensador

$NUT_{cond}$  - Número de Unidades de Transferência

$UA_{cond}$  - Condutância do condensador (kW/K)

$C_{\min,cond}$  - Capacidade calorífica mínima (kJ/K.s)

$T_{08}$  - Temperatura de condensação (°C)

Para o cálculo da capacidade calorífica mínima ( $C_{\min,cond}$ ) foi utilizada a vazão mássica de água gelada ( $\dot{m}_{13}$ ), pois o fluido que proporciona a máxima diferença de temperatura é o fluido com a mínima capacidade calorífica (Kakaç e Liu, 2002).

### 3.3.3 Absorvedor

No absorvedor a solução de H<sub>2</sub>O-LiBr absorve o vapor de refrigerante, a baixa pressão, proveniente do evaporador. O volume de controle apresentado na Figura 3.4 representa o absorvedor do sistema, e da mesma forma como demonstrado para o evaporador, o princípio da conservação da massa e da energia foi aplicado ao volume de controle.

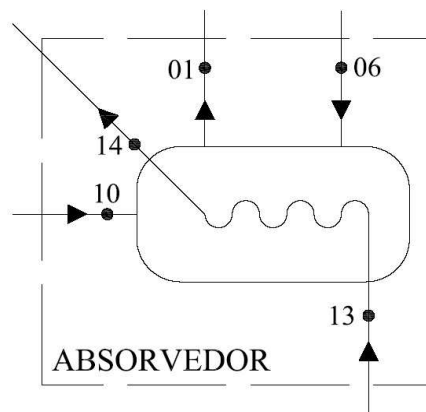


Figura 3.4 – Volume de controle: Absorvedor.

A partir do princípio de conservação da massa, tem-se:

$$\dot{m}_{10} = \dot{m}_{06} - \dot{m}_{01} \quad (3.23)$$

$$\dot{m}_{13} = \dot{m}_{14} \quad (3.24)$$

Onde:

$\dot{m}_{06}$  - Vazão mássica de solução forte entrando no absorvedor (kg/s)

$\dot{m}_{01}$  - Vazão mássica de solução fraca saindo do absorvedor (kg/s)

$\dot{m}_{13}$  - Vazão mássica de água de condensação (kg/s)

Assumindo que o vapor que deixa o evaporador não possui brometo de lítio (LiBr), ou seja, o vapor de refrigerante contém apenas água no estado de vapor saturado.

$$\dot{m}_{01} x_{01} = \dot{m}_{06} x_{06} \quad (3.25)$$

Onde:

$x_{06}$  - Concentração da solução forte entrando no absorvedor

$x_{01}$  - Concentração da solução fraca saindo do absorvedor

A solução fraca é a solução a qual possui uma menor quantidade de brometo de lítio na solução, enquanto que a solução forte possui uma maior quantidade de brometo de lítio na solução.

A partir do princípio da conservação de energia tem-se:

$$\dot{Q}_{abs} = \dot{m}_{10} h_{10} + \dot{m}_{06} h_{06} - \dot{m}_{01} h_{01} \quad (3.26)$$

Onde:

$\dot{Q}_{abs}$  - Fluxo de calor no absorvedor (kW)

$h_{06}$  - Entalpia da solução concentrada entrando no absorvedor (kJ/kg)

$h_{01}$  - Entalpia da solução diluída saindo do absorvedor (kJ/kg)

A temperatura da solução diluída é mantida devido a troca de calor com a água de condensação proveniente da torre de resfriamento. Isto permite que a temperatura da solução no absorvedor não se eleve, pois à medida que a solução absorve o vapor de refrigerante sua temperatura aumenta, diminuindo assim a capacidade absorção da solução. O calor cedido no absorvedor é dado por:

$$\dot{Q}_{abs} = \dot{m}_{13} c_{p,agua} (T_{14} - T_{13}) \quad (3.27)$$

Onde:

$T_{13}$  - Temperatura de entrada da água de condensação no absorvedor (°C)

$T_{14}$  - Temperatura de saída da água de condensação no absorvedor (°C)

A efetividade do absorvedor é calculada por:

$$\varepsilon_{abs} = 1 - e^{(-NUT_{abs})} \quad (3.28)$$

$$NUT_{abs} = \frac{UA_{abs}}{C_{min,abs}} \quad (3.29)$$

$$C_{min,abs} = \dot{m}_{13} c_{p,agua} \quad (3.30)$$

Onde:

$\varepsilon_{abs}$  - Efetividade do absorvedor

$NUT_{abs}$  - Número de Unidades de Transferência

$UA_{abs}$  - Condutância do absorvedor (kW/K)

$C_{min,abs}$  - Capacidade calorífica mínima (kJ/K.s)

### 3.3.4 Gerador

No gerador a fonte de calor, neste caso a água proveniente de uma caldeira de recuperação de calor, vaporiza a água presente na solução de brometo de lítio. A Figura 3.5 representa o volume de controle do gerador.

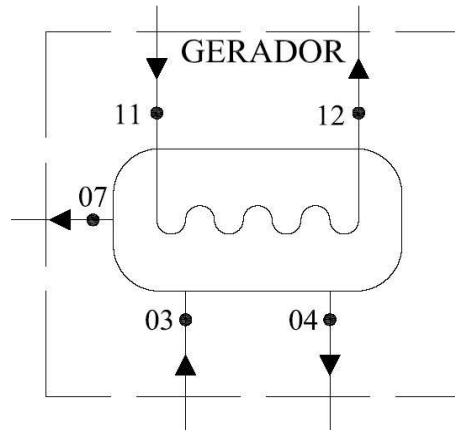


Figura 3.5 – Volume de controle: Gerador.

Aplicando o princípio da continuidade no gerador, tem-se:

$$\dot{m}_{03} = \dot{m}_{04} + \dot{m}_{07} \quad (3.31)$$

$$\dot{m}_{11} = \dot{m}_{12} \quad (3.32)$$

Onde:

$\dot{m}_{03}$  - Vazão mássica de solução fraca entrando no gerador (kg/s)

$\dot{m}_{04}$  - Vazão mássica de solução forte saindo do gerador (kg/s)

$\dot{m}_{11}$  - Vazão mássica de água quente (kg/s)

Considerando que o vapor de refrigerante que sai do gerador para o condensador não contém brometo de lítio, tem-se:

$$\dot{m}_{03} x_{03} = \dot{m}_{04} x_{04} \quad (3.33)$$

Onde:

$x_{03}$  - Concentração da solução fraca entrando no gerador

$x_{04}$  - Concentração da solução forte saindo do gerador

Realizando o princípio da conservação de energia neste trocador obtém-se:

$$\dot{Q}_{ger} = \dot{m}_{04} h_{04} + \dot{m}_{07} h_{07} - \dot{m}_{03} h_{03} \quad (3.34)$$

Onde:

$\dot{Q}_{ger}$  - Fluxo de calor no gerador (kW)

$h_{03}$  - Entalpia da solução fraca entrando no gerador (kJ/kg)

$h_{04}$  - Entalpia da solução forte saindo do gerador (kJ/kg)

Para a modelagem do gerador é conhecida a temperatura de entrada e a vazão mássica de água quente.

$$\dot{Q}_{ger} = \dot{m}_{11} c_{p,agua} (T_{11} - T_{12}) \quad (3.35)$$

Onde:

$T_{11}$  - Temperatura de entrada de água quente do gerador (°C)

$T_{12}$  - Temperatura de saída de água quente do gerador (°C)

Outro parâmetro utilizado é a fração da circulação de solução ( $f$ ), definida na Equação 3.36. Este parâmetro representa a proporção entre o fluxo de solução que passa pela bomba com o fluxo de vapor de refrigerante que deixa o gerador:

$$f = \frac{\dot{m}_{03}}{\dot{m}_{07}} = \frac{x_4}{x_4 - x_3} \quad (3.36)$$

No gerador a efetividade é determinada por:

$$\varepsilon_{ger} = 1 - e^{(-NUT_{ger})} \quad (3.37)$$

$$NUT_{ger} = \frac{UA_{ger}}{C_{min,ger}} \quad (3.38)$$

$$C_{min,ger} = m_{11} c_{p,agua} \quad (3.39)$$

Onde:

- $\varepsilon_{ger}$  - Efetividade do gerador
- $NUT_{ger}$  - Número de Unidades de Transferência
- $UA_{ger}$  - Condutância do gerador (kW/K)
- $C_{min,ger}$  - Capacidade calorífica mínima (kJ/K.s)

### 3.3.5 Trocador de Calor Intermediário

No trocador de calor ocorre a transferência de calor entre o fluido com maior temperatura que sai do gerador (solução concentrada) com o fluido com menor temperatura (solução diluída). Esta troca de calor resulta numa melhor performance do sistema, já que a solução fraca entra no gerador a uma temperatura mais elevada e a solução que vai para o absorvedor numa temperatura mais baixa.

O volume de controle apresentado na Figura 3.6 representa o trocador de calor intermediário:

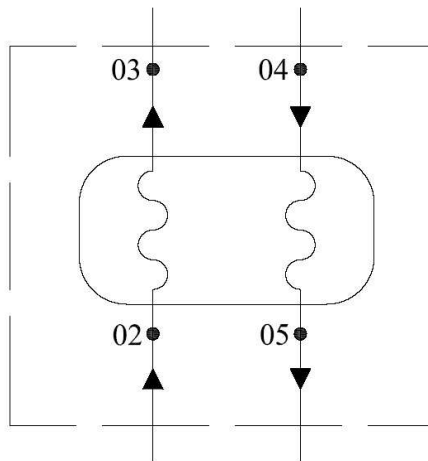


Figura 3.6 – Volume de controle: Trocador de calor intermediário.

A partir da efetividade e do balanço de massa e energia é possível obter os parâmetros deste trocador, os quais são obtidos nas seguintes equações:

$$\varepsilon_{TR,int} = \frac{\dot{Q}_{real}}{\dot{Q}_{máximo}} \quad (3.40)$$

$$\varepsilon_{TR,int} = \frac{T_5 - T_4}{T_4 - T_2} \quad (3.41)$$

$$\dot{m}_{03}(h_3 - h_2) = \dot{m}_{04}(h_4 - h_5) \quad (3.42)$$

Onde:

$\varepsilon_{TR,int}$  - Efetividade do trocador de calor intermediário

$T_{05}$  - Temperatura da solução concentrada saindo do trocador (°C)

$T_{04}$  - Temperatura da solução concentrada saindo do gerador (°C)

$T_{02}$  - Temperatura da solução diluída entrando do trocador (°C)

$h_{05}$  - Entalpia da solução concentrada saindo do trocador (kJ/kg)

$h_{04}$  - Entalpia da solução concentrada saindo do gerador (kJ/kg)

$h_{02}$  - Entalpia da solução diluída entrando do trocador (kJ/kg)

A vazão mássica e a concentração da solução que sai do absorvedor para o gerador é constante. Logo, tem-se:

$$\dot{m}_{03} = \dot{m}_{02} = \dot{m}_{01} \quad (3.43)$$

$$x_{03} = x_{02} = x_{01} \quad (3.44)$$

Da mesma forma, a solução concentrada que sai do gerador e vai para o absorvedor possui a vazão mássica e a concentração constante. Logo, tem-se:

$$\dot{m}_{06} = \dot{m}_{05} = \dot{m}_{04} \quad (3.45)$$

$$x_{06} = x_{05} = x_{04} \quad (3.46)$$



### 3.3.6 Bomba de Solução e Dispositivo de Expansão

A bomba de solução é responsável pela circulação da solução entre o absorvedor e o gerador e pela elevação da pressão no sistema. A solução entrando na bomba é líquido saturado, enquanto na saída é líquido comprimido. Assumindo que não ocorre elevação de temperatura e considerando que o trabalho da bomba é desprezível, temos:

$$T_{02} = T_{01} \quad (3.47)$$

$$x_{02} = x_{01} \quad (3.48)$$

$$h_{02} = h_{01} \quad (3.49)$$

Onde:

$T_{01}$  - Temperatura da solução diluída entrando na bomba (°C)

$h_{01}$  - Entalpia da solução diluída entrando na bomba (kJ/kg)

Os dispositivos de expansão utilizados nos sistemas por absorção são responsáveis pela redução de pressão no sistema do nível de alta pressão para o de baixa pressão. Neste sistema o dispositivo de expansão é com selo hidráulico no sifão entre o condensador e o evaporador.

O processo de expansão é assumido adiabático, resultando em um processo isoentalpico, ou seja, a entalpia permanece constante. Realizando o balanço energético para o dispositivo de expansão da solução e do refrigerante, tem-se, respectivamente:

$$h_{06} = h_{05} \quad (3.50)$$

$$h_{09} = h_{08} \quad (3.51)$$

## 3.4 PROPRIEDADES DO FLUIDO DE TRABALHO

As propriedades termodinâmicas da solução de H<sub>2</sub>O-LiBr e do fluido refrigerante foram calculadas utilizando os abacos fornecidos pela ASHRAE Handbook Fundamental (2009).

No evaporador foram obtidas a pressão de saturação ( $P_{10}$ ) e a entalpia do vapor de água saturado para a temperatura de evaporação ( $T_{10}$ ), conforme mostra as Equações 3.52 e 3.53.

$$P_{10} = f(T_{10})_{v,H_2O} \quad (3.52)$$

$$h_{10} = f(T_{10})_{v,H_2O} \quad (3.53)$$

A pressão de saturação ( $P_{10}$ ) é calculada a partir da Equação 3.54. A faixa de validade desta função é de temperatura de refrigerante de 0 a 200 °C.

$$P_{sat} = e^{\left(\frac{C1}{T} + C2 + C3.Tr + C4.Tr^2 + C5.Tr^3 + C6.\log(Tr)\right)} \quad (3.54)$$

Onde:

$P_{sat}$  - Pressão de saturação (kPa)

$Tr$  - Temperatura do refrigerante (K)

$C1 - C8$  - Constantes cujos valores indicados no Apêndice B

A entalpia do vapor de água saturado é calculada a partir da Equação 3.55 e esta função é válida para valores de temperatura de refrigerante de 0 a 200 °C.

$$h_{v,sat} = 2099,3 \cdot \left(1 + b_1.Tr^{1/3} + b_2.Tr^{5/6} + b_3.Tr^{7/8} + \sum_4^8 b_n.Tr^{(n-3)}\right) \quad (3.55)$$

Onde:

$h_{v,sat}$  - Entalpia específica de vapor saturado (kJ/kg)

$b_{1 \rightarrow 8}$  - Constantes cujos valores indicados no Apêndice B

No condensador a pressão de condensação ( $P_8$ ) e a entalpia ( $h_8$ ) foram calculadas a partir da temperatura para líquido saturado. Para o cálculo da pressão de saturação no condensador, utiliza-se a Equação 3.56:

$$P_{08} = f(T_{08})_{l,H_2O} \quad (3.56)$$

Para o cálculo da entalpia de líquido saturado ( $h_8$ ) utiliza-se a Equação 3.58:

$$h_{08} = f(T_{08})_{l,H_2O} \quad (3.57)$$

$$h_{l,sat} = 2099,3 \cdot \left( b_1 + \sum_2^8 b_n \cdot Tr^{(n-1)} \right) \quad (3.58)$$

Onde:

$h_{l,sat}$  - Entalpia específica de líquido saturado (kJ/kg)

$b_{1 \rightarrow 8}$  - Constantes cujos valores indicados no Apêndice B

Na entrada do condensador a entalpia foi calculada a partir de  $T_8$ , porém para vapor saturado. A temperatura deste ponto foi obtida a partir da média aritmética entre as temperaturas de entrada e saída da solução no gerador (Grossman e Perez-Blanco, 1993 apud Mehrabian e Shahbeik, 2004):

$$h_{07} = f(T_{08})_{v,H_2O} \quad (3.59)$$

$$T_{07} = \frac{T_{03} + T_{04}}{2} \quad (3.60)$$

As propriedades da solução na saída do absorvedor foram obtidas a partir das seguintes funções. A concentração da solução, é obtida através de um processo de iteração envolvendo as Equações 3.62 a 3.65.

$$x_{01} = f(P_{01}, T_{01})_{H_2O-LiBr} \quad (3.61)$$

$$Ts = \sum_0^3 B_n \cdot x^n + Tr \cdot \sum_0^3 A_n \cdot x^n \quad (3.62)$$

$$Tr = \frac{\left( Ts - \sum_0^3 B_n \cdot x^n \right)}{\sum_0^3 A_n \cdot x^n} \quad (3.63)$$

$$\log P = C + \frac{D}{Tr} + \frac{E}{Tr^2} \quad (3.64)$$

$$Tr = \frac{-2.E}{D + [D^2 - 4.E.(C - \log P)]^{0.5}} \quad (3.65)$$

Onde:

$T_s$  - Temperatura da solução (°C)

$x$  - Concentração da solução (%)

Os valores das constantes  $A$ ,  $B$ ,  $C$ ,  $D$  e  $E$  estão apresentados no Apêndice B. Para a Equação 3.62 e 3.65 a unidade da temperatura do refrigerante é Kelvin. Esta função é possui validade para valores de temperatura de refrigerante entre -15 a 110 °C, para temperaturas da solução entre 5 a 175 °C e concentração entre 45 a 70%.

A equação utilizada para o cálculo da entalpia específica da solução está mostrada pela Equação 3.67.

$$h_{01} = f(T_{01}, x_{01})_{H_2O-LiBr} \quad (3.66)$$

$$h_s = \sum_0^4 A_n \cdot x^n + T_s \cdot \sum_0^4 B_n \cdot x^n + T_s^2 \cdot \sum_0^4 C_n \cdot x^n \quad (3.67)$$

Onde:

$h_s$  - Entalpia da solução (kJ/kg)

A unidade da temperatura utilizada na Equação 3.67 é °C. Esta função tem validade para concentração da solução entre 40 e 70% e temperatura da solução entre 15 a 165°C.

Em consequência da queda de pressão ocorrida no dispositivo de expansão entre o trocador de calor intermediário e o absorvedor, o líquido subresfriado se torna líquido saturado. Para garantir que a solução neste ponto é líquido saturado, o título da mistura ( $X_{06}$ ) neste ponto é calculado através da Equação 3.68 A entalpia no ponto 06 é conhecida do processo isoentalpico no dispositivo de expansão (Equação 3.50).

$$X_{06} = \frac{h_{06} - h_{06,l}}{h_{06,v} - h_{06,l}} \quad (3.68)$$

$$h_{06,l} = f(T_{06}, x_{06})_{H_2O-LiBr} \quad (3.69)$$

$$h_{06,v} = f(T_{06})_{H_2O} \quad (3.70)$$

Onde o  $h_{06,l}$  é a entalpia da solução para líquido saturado e  $h_{06,v}$  é a entalpia para vapor saturado.

Com isso a vazão mássica de líquido saturado (Equação 3.71) é calculada e posteriormente a concentração neste ponto. Segundo o fabricante para uma concentração de 65% a temperatura de cristalização é de 42 °C e para uma concentração de 55% a temperatura de cristalização reduz para 5°C.

$$\dot{m}_{06,l} = (1 - q_{06}) \dot{m}_{06} \quad (3.71)$$

$$x_{06} = \frac{(\dot{m}_{05} x_{05})}{\dot{m}_{06,l}} \quad (3.72)$$

A entalpia no ponto 03 é obtida a partir do balanço de energia realizado no trocador de calor intermediário enquanto a entalpia e concentração do ponto 04 são obtidos a partir das mesmas equações mostrada para o ponto 01.

$$h_{04} = f(T_{04}, x_{04})_{H_2O-LiBr} \quad (3.73)$$

$$x_{04} = f(P_{04}, T_{04})_{H_2O-LiBr} \quad (3.74)$$

### 3.5 ESTRUTURA DO MODELO

A simulação de sistemas de refrigeração por absorção representa matematicamente o comportamento destes sistemas. Esta modelagem foi feita combinando todos os componentes do sistema utilizando todas as hipóteses simplificadoras consideradas neste trabalho.

Quando necessário, alguns parâmetros foram inicialmente estimados e posteriormente calculados. Para isto foi utilizado o método da bisseção para realizar a convergência destes parâmetros.

No método da bisseção a estimativa do zero da função é feita a partir de um ponto médio do intervalo analisado. Se o valor estimado não atender à tolerância estabelecida para o problema, redefine-se o intervalo de estudo, repetindo a estratégia até que a tolerância seja verificada.

A Figura 3.7 mostra um esquema da estrutura do modelo termodinâmico com a indicação de quais parâmetros foram utilizados como dados de entrada e os dados de saída calculados.

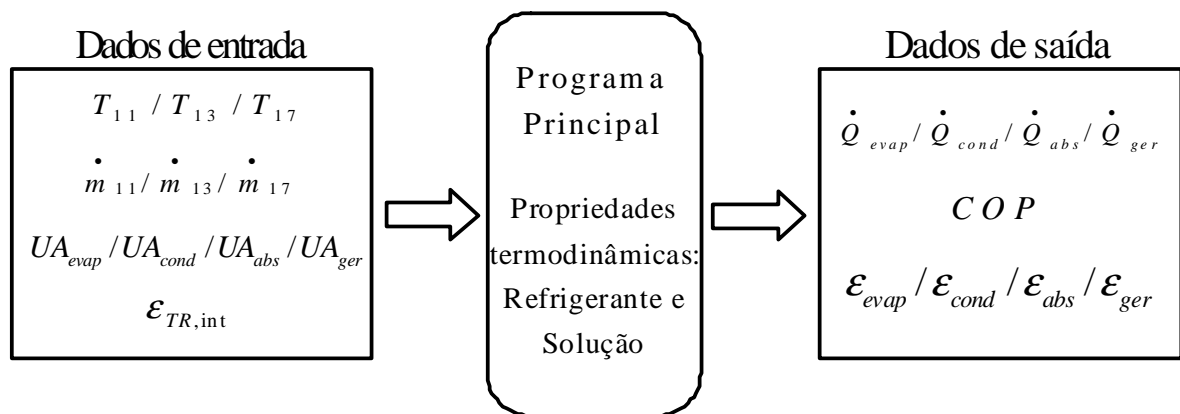


Figura 3.7 – Estrutura do modelo computacional.

As condutâncias ( $UA$ ) dos trocadores de calor foram obtidas a partir de um modelo computacional desenvolvido para condição nominal do chiller em questão. Este modelo foi baseado no modelo desenvolvido por Mehrabian e Shahbeik (2004).

A Figura 3.8, está representado um fluxograma do algoritmo utilizado para solução do sistema de equações desenvolvido.



## Capítulo 4

# ANÁLISE EXPERIMENTAL

Neste capítulo serão apresentados os dados experimentais obtidos a partir dos ensaios realizados na central de cogeração instalada no laboratório do Instituto de Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Itajubá. Ressaltando que o foco principal da análise é o comportamento do chiller de absorção de queima indireta de  $\text{H}_2\text{O-LiBr}$  operando em carga parcial.

### 4.1 DESCRIÇÃO DA INSTALAÇÃO

O chiller de absorção, do modelo LT1, fabricado pela Thermax, é um sistema de refrigeração por absorção de simples efeito, com capacidade frigorífica nominal de 10 TR (35,2 kW), o qual utiliza água quente como fonte de calor. A solução de trabalho deste chiller é a mistura binária água e brometo de lítio ( $\text{H}_2\text{O-LiBr}$ ).

Para sua condição nominal de funcionamento, apresentadas na Tabela 4.1, este chiller apresenta os seguintes valores de temperatura e vazão dos circuitos externos de água gelada, quente e de condensação.



Tabela 4.1 – Parâmetros do chiller para condição nominal

		Evaporador	Gerador	Condensador + Absorvedor	
Temperatura	Entrada	°C	12,2	90,6	29,4
	Saída	°C	6,7	85,0	36,8
Vazão		m³/h	5,5	7,8	10,0
Capacidade		kW	35,2	50,8	86,1
COP		-	0,693		

Para este modelo de chiller, a temperatura de entrada da água de condensação deve ser maior que 20 °C e a temperatura mínima de saída da água gelada é 4,5 °C. O fator de incrustação nos circuitos de água gelada, quente e de condensação é de 0,0001 m.K/W e a máxima pressão de trabalho dessas linha é de 490 kPa.

Abaixo segue uma descrição física dos componentes principais do chiller:

#### Evaporador:

O evaporador é do tipo carcaça e tubo, com bandejas de distribuição e bandeja de refrigerante. Uma bomba é utilizada para circular o refrigerante da bandeja para os distribuidores.

Desses distribuidores o refrigerante cai sobre os tubos do evaporador. A pressão no evaporador é mantida a uma baixa pressão, obtendo uma temperatura de evaporação do refrigerante de aproximadamente de 3,9 °C.

#### Absorvedor:

O absorvedor também é do tipo tubo e carcaça, sendo a mesma carcaça do evaporador, com bandejas de distribuição e um reservatório para coleta da solução.

Na parte superior da carcaça está alojado um gerador de baixa temperatura, posicionado logo acima do absorvedor. Deste gerador, uma solução concentrada alimenta as bandejas de distribuição do absorvedor, na qual cai sobre os tubos do mesmo.

O vapor do refrigerante proveniente do evaporador é absorvido pela solução concentrada, ocorrendo sua diluição. Devido a essa absorção, é mantido vácuo na carcaça, alcançando a temperatura de água gelada desejada.

Durante esse processo de diluição é liberada uma taxa de calor, a qual é removida pela água de condensação. Na medida em que a solução libera esse calor, ela apresenta uma maior capacidade de absorção de refrigerante.

#### Trocador de calor intermediário:

A bomba de solução envia a solução diluída para o gerador passando por um trocador de calor regenerativo, onde absorve o calor da solução concentrada antes de entrar no gerador.

Por causa desta troca de calor o fluxo é pré-aquecido reduzindo a taxa de calor necessária no gerador.

#### Gerador e condensador:

O gerador é do tipo carcaça e tubo. As fileiras de tubos do gerador e do condensador são fixadas na parte superior da carcaça, separados por uma placa de isolamento.

O fluxo externo de água quente aquece a solução que flui por fora dos tubos vaporizando o refrigerante presente na solução.

Este refrigerante vaporizado vai para o condensador, onde é resfriado pela água de arrefecimento e condensado do lado de fora dos tubos do condensador. O refrigerante condensado é coletado na parte inferior do condensador e é enviado para o evaporador, passando antes por um dispositivo de expansão.

A solução que se tornou concentrada no gerador retorna para o absorvedor passando pelo trocador regenerativo, iniciando-se um novo ciclo.

A Figura 4.1 a seguir mostra um desenho esquemático das características do chiller descritas anteriormente.

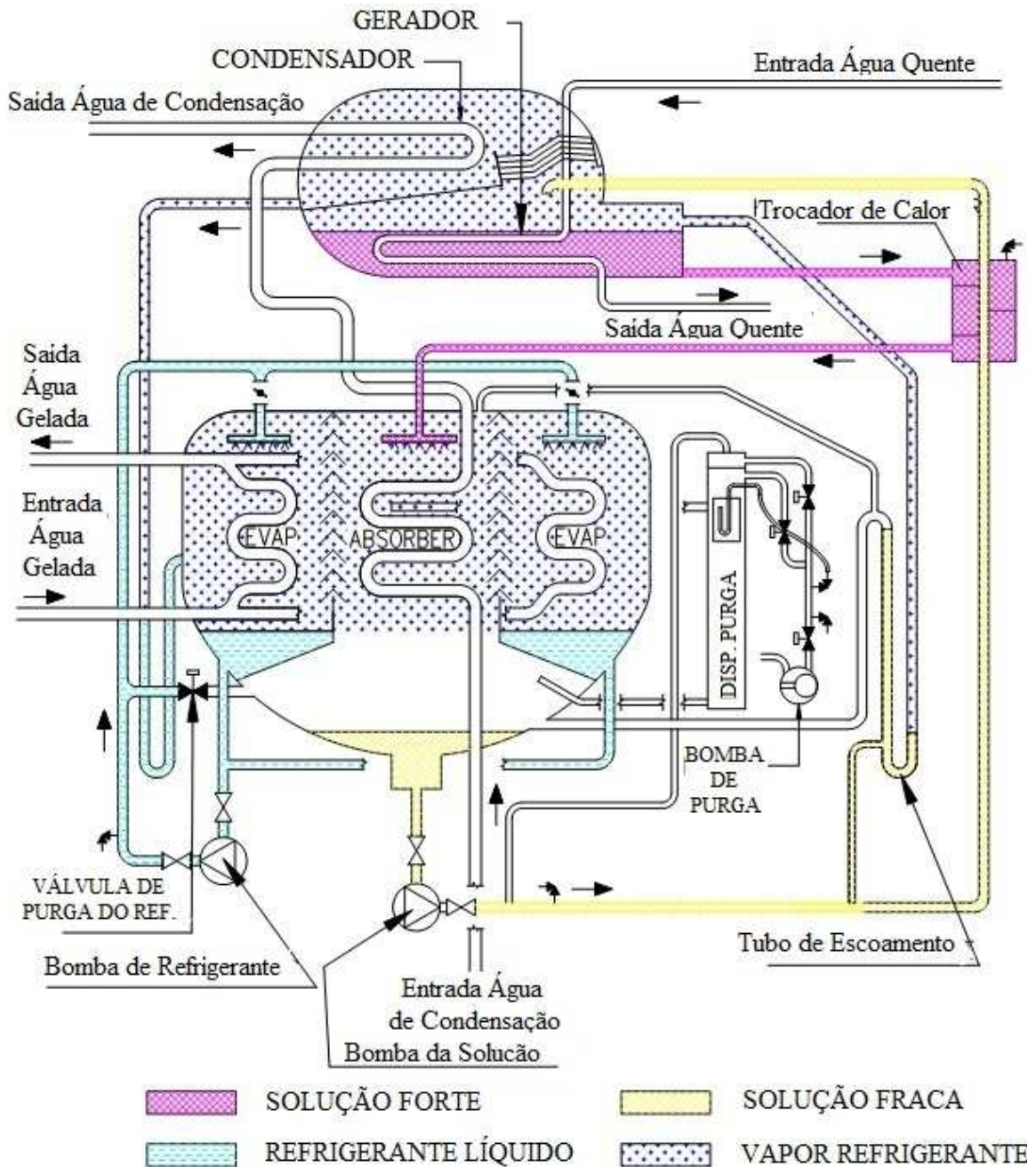


Figura 4.1 – Desenho esquemático do chiller de absorção em análise.

A fonte de calor utilizada para a produção de água gelada no chiller em análise é obtida a partir da recuperação da energia dos gases de exaustão de uma microturbina a gás de fabricação Capstone, de modelo 330, a qual possui potência líquida nominal de 30 kW nas condições ISO (15 °C / 101,325 kPa / 60% UR). A recuperação do calor dos gases de exaustão da microturbina é efetuada através de uma caldeira de recuperação de calor.

Lembrando que o objetivo deste trabalho é realizar, somente, a análise do chiller operando em carga parcial.

A Figura 4.2 abaixo mostra um esquema e uma foto do sistema completo (chiller + caldeira de recuperação + microturbina).

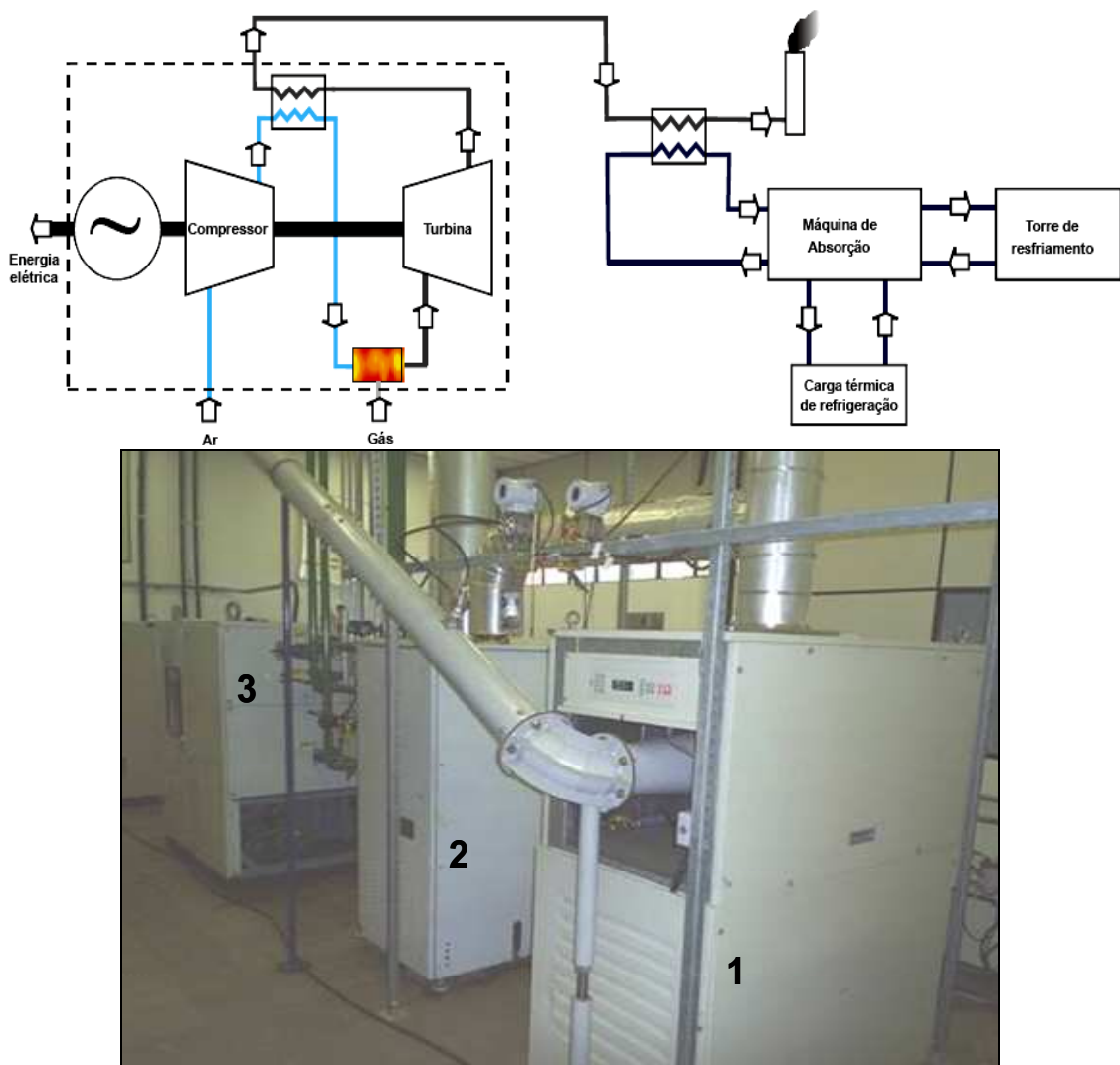


Figura 4.2 – Sistema de cogeração instalado no NEST/UNIFEI: Microturbina a gás (1), Caldeira de Recuperação (2) e Chiller de absorção (3).

A Figura 4.3 mostra a torre de resfriamento, modelo 8/2-SG-11 fabricada pela Alpina, utilizada na instalação e o tanque de água contendo as resistências elétricas utilizadas para simular a demanda de carga térmica sobre o sistema de refrigeração por absorção (chiller).



Figura 4.3 – Resistências elétricas e torre de resfriamento.

A Figura 4.4 mostra um esquema do sistema de refrigeração por absorção com os instrumentos de medição utilizados para a medição dos dados de temperatura, pressão e vazão de água gelada, quente e de condensação. A seguir é descrito o controle destes circuitos externos.

O circuito de água gelada é constituído de um controlador tipo *single-loop*, com válvula de três vias e atuador elétrico auto-ajustável ML (V3), um transdutor de vazão (TV3), um transdutor de pressão (TP2), um termosensor (TS2), três transdutores de temperatura (TT6, TT7 e TT10) e um conjunto de 07 resistências de imersão com 5 kW cada uma.

Este sistema de controle da carga térmica aplicada sobre o ciclo de refrigeração foi concebido para monitorar a temperatura do retorno da água gelada quando o seu valor está acima ou abaixo do *set point*. A partir do momento que há uma variação do valor da temperatura da água que sai do conjunto de resistências, o termosensor (TS2) percebe esta variação e envia um sinal de 4 a 20 mA para o PLC da Smar. Este sinal é processado com referência ao *set point* da temperatura de saída de água gelada e é enviada para válvula de três vias (V3), onde o circuito eletrônico da válvula converte o mesmo em sinal de corrente contínua, alimentando o motor da válvula controlando sua posição de abertura e fechamento.

Quando o transdutor de temperatura (TT10) detecta que a água de saída do reservatório está acima do *set point*, a válvula de três vias se fecha evitando que o fluxo de água passe pelo conjunto de resistências elétricas. Quando este mesmo transdutor detecta que a temperatura da água está abaixo do *set point*, a válvula de três vias abre, permitindo que o fluxo de água passe pelo reservatório e seja aquecida.

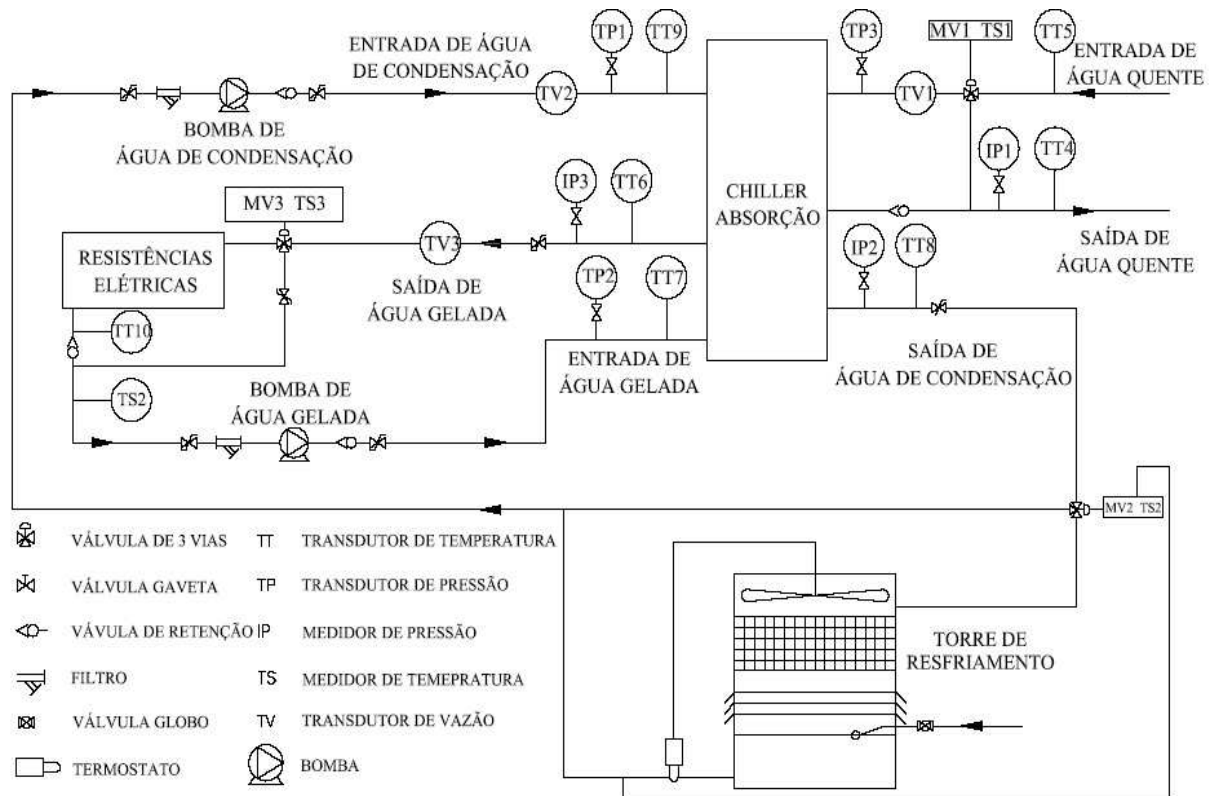


Figura 4.4 – Esquema de instrumentação do sistema de refrigeração por absorção.

O circuito de água quente é constituído de um controlador tipo *single-loop*, com válvula de três vias e atuador elétrico auto-ajustável ML (V1). Um transdutor de vazão (TV1), um transdutor de pressão (TP3) e dois transdutores de temperatura (TT4 e TT5).

Este sistema de controle monitora a temperatura de saída da água gelada e, consequentemente a capacidade do chiller, que é proporcional à diferença de temperatura da água no evaporador do chiller. Quando há variação na temperatura de saída da água gelada o sensor de temperatura (TT6) detecta esta variação e envia um sinal de 4 a 20 mA para o PLC do chiller. Este sinal é processado com referência ao *set point* de saída da água gelada e em seguida é enviado para a válvula de três vias (V1). O circuito eletrônico da válvula converte o sinal analógico de 4 a 20 mA em sinal de corrente contínua, alimentando seu próprio motor, o qual movimenta sua haste controlando sua posição de abertura e fechamento.

Quando a carga térmica é reduzida o controle da válvula fecha, efetuando o *by-pass* do fluxo de água quente para o recuperador de calor, quando a carga térmica é aumentada o controle da válvula abre, liberando maior fluxo de água quente para o chiller.

O circuito da água de condensação é constituído de um controlador tipo *single-loop*, com válvula de três vias e atuador elétrico auto-ajustável ML (V2) um transdutor de vazão (TV2), um transdutor de pressão (TP1), um termo sensor (TS1) e dois transdutores de temperatura (TT8 e TT9).

Este sistema controla a temperatura da água na saída da torre de resfriamento. O controle é feito através da válvula de três vias (V2) quando a água que sai da torre está acima ou abaixo do seu *set point*. Quando há uma variação na temperatura da água que sai da torre o termosensor (TS1) percebe esta mudança de temperatura e envia um sinal de 4 a 20 mA para o PLC. Este sinal é processado com referência ao *set point* da temperatura da água que sai da torre de resfriamento e em seguida é enviado para a válvula de três vias (V2). O circuito eletrônico da válvula converte o sinal analógico de 4 a 20 mA em sinal de corrente contínua, alimentando seu próprio motor, o qual movimenta sua haste controlando sua posição de abertura e fechamento.

Quando a temperatura de saída da água da torre de resfriamento está abaixo do *set point*, o controle da válvula fecha, evitando que a água passe pela torre de resfriamento. Quando a temperatura de saída da água da torre de resfriamento está acima do *set point* o controle da válvula abre, permitindo que o fluxo de água passe pela torre de resfriamento.

Para a aquisição dos dados, tais como, temperaturas, vazões e pressões dos pontos de entrada e saída da água do gerador, evaporador e do absorvedor/condensador, foi utilizado o programa de aquisição desenvolvido no software Elipse Scada.

A Figura 4.5 mostra a tela do programa de aquisição desenvolvido no software Elipse Scada utilizada para monitoração e aquisição dos dados da planta de cogeração, mostrando os equipamentos e instrumentos de medição e controle.

Para a medida de vazão foi utilizado um medidor de vazão do tipo Turbina Tangencial – série TVR, de fabricação TECNOFLUID, com faixa de vazão de 2,4 – 28,6 m<sup>3</sup>/h, amplitude máxima de 24 VCC e sinal de saída de 4 a 20 mA. E para a medida de temperatura foi utilizado na instalação sensores de temperatura do tipo Pt-100 com faixa de medição de 0 a

110 °C para o circuito de água quente e de 0 a 50 °C para os circuitos de água gelada e de condensação, do fabricante CONSISTEC.

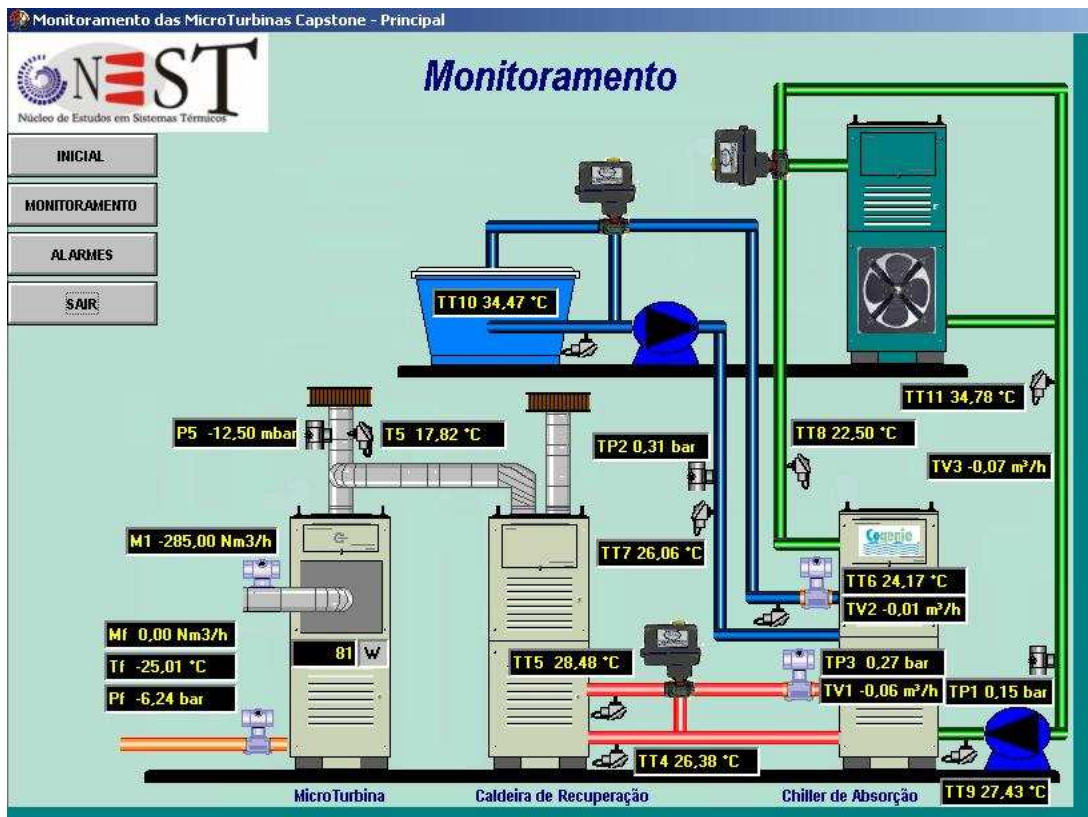


Figura 4.5 – Tela principal do software Elipse Scada.

## 4.2 DESCRIÇÃO DO ENSAIO

Nos testes realizados, inicialmente aplicou-se uma carga na microturbina necessária para que a caldeira de recuperação fornecesse água a uma temperatura suficiente para iniciar o processo de separação do refrigerante da solução, no gerador do chiller de absorção. Em seguida, elevou-se a potência mantendo-a constante e deu-se início ao processo de resfriamento da água.

A operação do chiller começou a partir do momento em que a temperatura da água na saída da caldeira de recuperação alcançou 70,0 °C, pois esta temperatura é a mínima necessária para que seja possível iniciar o processo de vaporização do refrigerante no evaporador. Segundo o fabricante a temperatura de entrada de água quente não deve ser inferior a este valor e também não deve exceder 110 °C. Aguardou-se então que água gelada



alcançasse a temperatura de aproximadamente 7,0 °C, a qual é típica de uma instalação de condicionamento de ar para conforto térmico, sem aplicação de carga no sistema.

Ao atingir esta temperatura iniciou-se o processo de aplicação de carga térmica no sistema, através de um banco de resistências elétricas de imersão localizadas em um reservatório de água. A potência das resistências elétricas foi alterada, manualmente por um sistema tiristorizado, desde zero até 35 kW, em intervalos de 5 kW. Em cada um destes patamares de carga aguardou-se que a temperatura da água gelada se estabilizasse em torno de 7,0 °C para então serem coletados os dados.

Os dados analisados, mostrados no item seguinte, foram coletados para uma temperatura de água gelada estabilizada a 7,0 °C.

A Figura 4.6 exemplifica este procedimento inicial dos testes, a qual mostra a temperatura de entrada de água quente elevando-se até alcançar a temperatura de 70,0 °C. Ao mesmo tempo em que a temperatura de entrada de água gelada reduz-se, chegando ao valor de 7,0 °C.

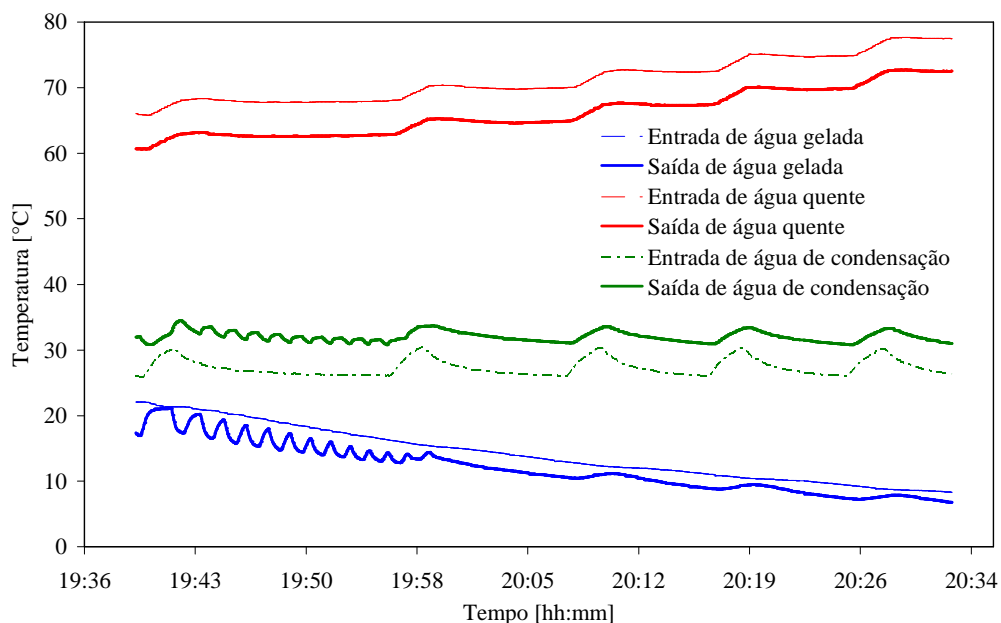


Figura 4.6 – Temperaturas de entrada e saída de água dos circuitos externos em função do tempo.

A Figura 4.7 mostra a carga do evaporador e do gerador para o mesmo intervalo de tempo mostrado na Figura 4.6. Após a estabilização da temperatura, a carga aplicada na

resistência elétrica foi de 10 kW e o calor trocado no gerador permaneceu aproximadamente em 48 kW, para este ensaio.

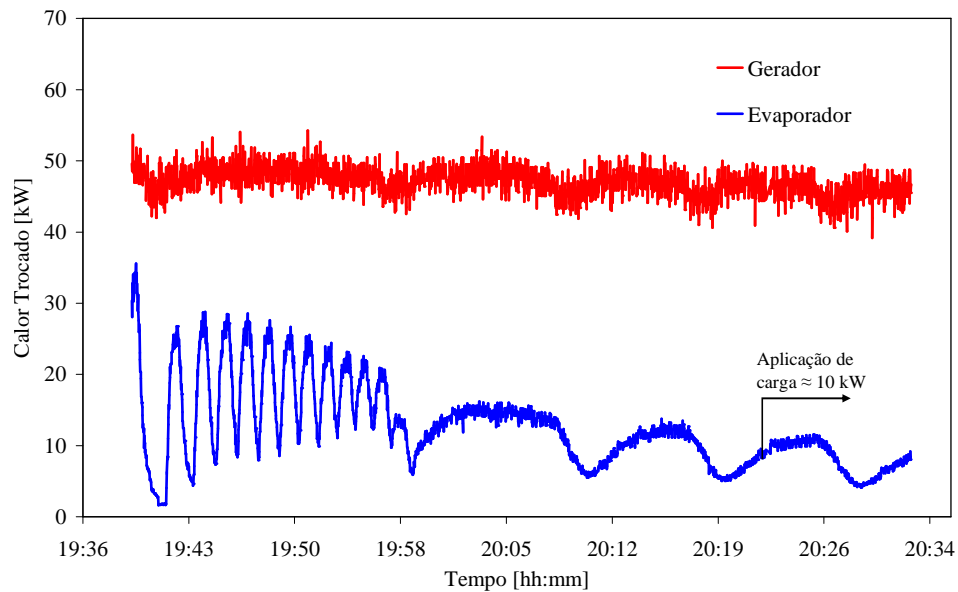


Figura 4.7 – Calor trocado em relação o tempo.

As oscilações presentes nas capacidades mostradas na Figura 4.7 são devido à oscilação apresentada nos dados das vazões de água, podendo ser decorrente do sinal emitido pelos medidores de vazão. Esta variação pode ser percebida na Figura 4.8.

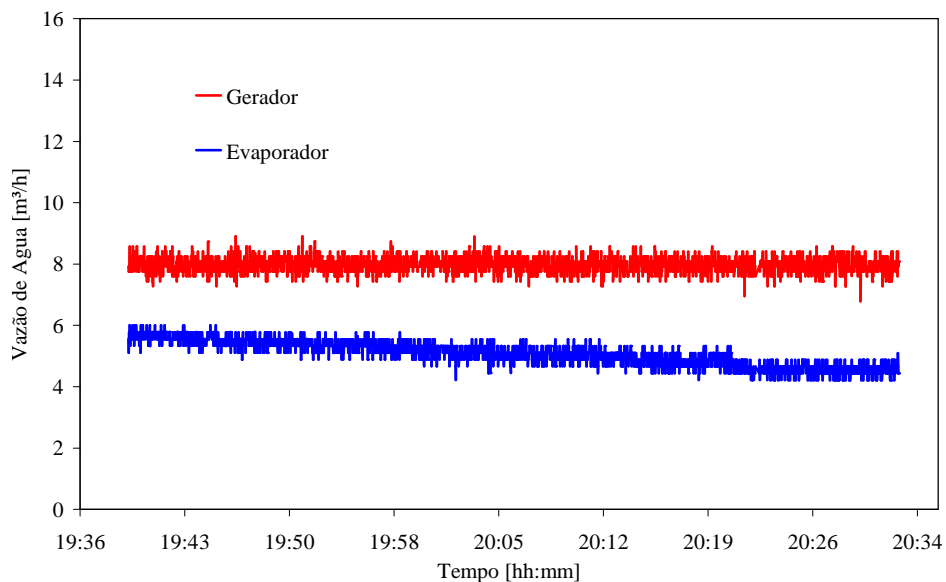


Figura 4.8 – Vazão de água quente e gelada em relação ao tempo.

A Figura 4.9 mostra o comportamento do sistema quando submetido a uma elevação de carga de 20 kW para 25 kW a uma temperatura de água gelada de 6,7 °C.

O tempo que levou para a capacidade elevar 5,0 kW e o sistema estabilizar novamente ficou em torno de 30 minutos, como indica o quadro na curva de carga térmica.

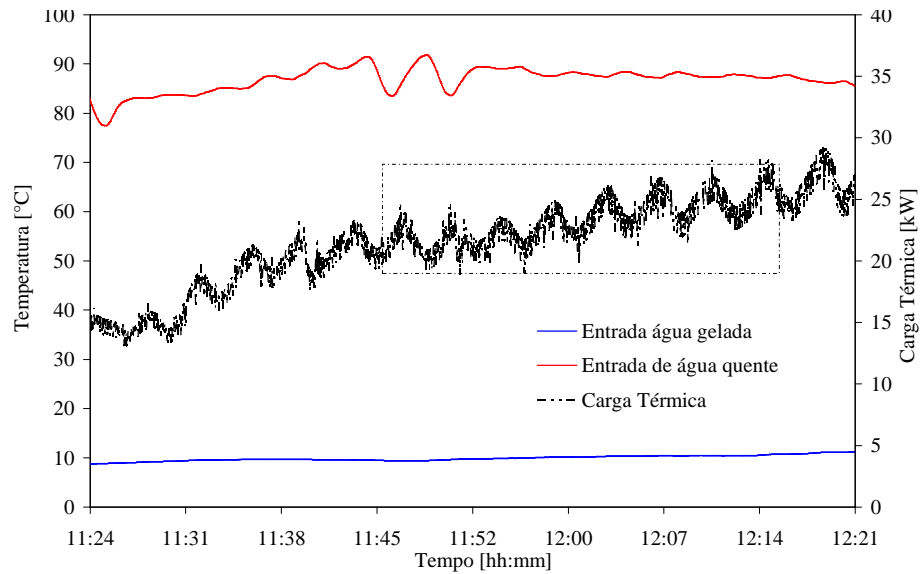


Figura 4.9 – Variação da carga térmica ao decorrer do tempo.

Na Figura 4.10 observa-se o aumento da capacidade no evaporador, para uma temperatura de entrada de água gelada de aproximadamente 9,2 °C, temperatura de entrada de água de condensação de 26,6 °C e vazões de água constantes, para uma temperatura de saída de água gelada de aproximadamente 6,5°C.

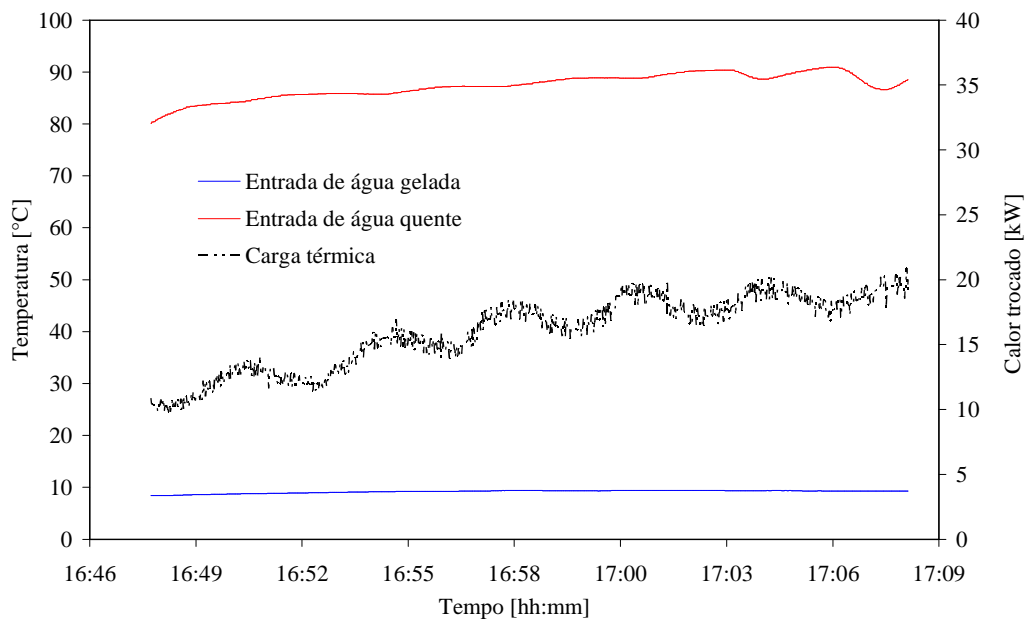


Figura 4.10 – Variação de carga térmica e temperatura de entrada de água quente ao decorrer do tempo.

### 4.3 ANÁLISE DOS DADOS COLETADOS

Como mencionado anteriormente, o objetivo principal deste trabalho é analisar o comportamento do chiller de absorção operando em condições diferentes do ponto de projeto. Após a coleta dos dados de todos os ensaios realizados foram separados os pontos que alcançaram regime permanente para diferentes condições de operação, a partir das planilhas geradas, em função do tempo, com todos os parâmetros necessários para análise do chiller.

Como pode ser observado nas figuras anteriores, o fluxo de calor mostrado apresentam oscilações. Isto é devido ao regime intermitente de operação das bombas de água gelada, quente e de condensação, o que torna o regime de operação do chiller intermitente. Para a obtenção dos pontos em regime permanente, foi segregado um intervalo de um a dois minutos, aproximadamente, e calculado a média e o desvio padrão para cada vazão e temperatura. Os intervalos apresentados como regime permanente foram os que obtiveram no intervalo um desvio padrão menor ou igual à menor leitura do instrumento de medição.

Os principais parâmetros analisados foram as temperaturas de entrada da água de condensação, gelada e quente. A partir destes dados foi analisada a tendência do comportamento do chiller para diferentes condições de operação.

Após filtragem dos dados realizou-se a análise em regime permanente. As figuras a seguir mostra a influência das temperaturas de entrada de água do evaporador, gerador e do condensador sobre a performance do chiller.

O cálculo das incertezas das medidas indiretas da taxa de transferência de calor do evaporador ( $\dot{Q}_o$ ), do gerador ( $\dot{Q}_g$ ) e do COP do sistema estão demonstrado no Apêndice C do trabalho.

Muitos dados dos ensaios não puderam ser aproveitados por erros apresentados pelos instrumentos de medição, os quais não transmitiram corretamente o sinal. Entre os dados coletados, apenas os intervalos de dados dos ensaios que alcançaram regime permanente foram considerados nas análises.

Nos itens a seguir estão mostrados o efeito das temperaturas de entrada de água quente, gelada e de condensação sobre a performance do chiller, a capacidade do evaporador e do gerador.

### 4.3.1 Efeito da temperatura de entrada de água quente ( $T_{11}$ )

Neste item será analisada a influência da temperatura de entrada de água quente sobre a capacidade térmica no evaporador, no gerador e o coeficiente de performance do chiller. Para isso foram analisados testes onde a temperatura de entrada de água quente ( $T_{11}$ ) foi alterada dentro de uma faixa de valores, enquanto os demais parâmetros operacionais são mantidos constantes, como as vazões de água quente, gelada, de condensação e as temperaturas de entrada de água gelada e de condensação.

Para a temperatura de entrada da água gelada ( $T_{17}$ ) de 9,3 °C e temperatura de entrada de água de condensação ( $T_{13}$ ) de 26,8 °C e vazões, conforme Tabela 4.2, o calor trocado no evaporador e gerador do chiller apresentou o comportamento apresentado na Figura 4.11, a qual mostra o efeito causado pelo aumento da temperatura de entrada de água quente.

O aumento da temperatura de entrada de água quente, para os demais parâmetros mencionados acima constantes, proporcionou um aumento na capacidade frigorífica do chiller, pois com a elevação da temperatura da fonte quente, mais vapor de refrigerante é produzido no gerador.

Tabela 4.2 – Parâmetros para variação da temperatura de entrada de água quente ( $T_{11}$ ) com uma temperatura de entrada de água gelada de 9,3 °C.

Vazão Mássica			Temperaturas de entrada e saída						$\dot{Q}_o$	$\dot{Q}_{ger}$	COP
$\dot{m}_{11}$	$\dot{m}_{17}$	$\dot{m}_{13}$	Condensação		Gelada		Quente				
kg/s	kg/s	kg/s	$T_{16}$	$T_{13}$	$T_{18}$	$T_{17}$	$T_{12}$	$T_{11}$	kW	kW	-
7.74	3.58	9.30	30.89	26.77	7.12	9.37	81.66	86.08	9.60	38.50	0.25
7.98	3.60	9.32	30.74	26.71	6.98	8.89	82.99	87.32	8.01	40.14	0.20
8.04	3.64	9.30	30.87	26.75	6.95	9.29	83.15	87.41	9.91	39.81	0.25
8.06	3.64	9.30	30.69	26.53	7.00	9.34	83.42	87.80	10.50	40.99	0.26
7.94	3.64	9.32	30.78	26.76	6.79	9.17	84.85	89.14	10.08	39.57	0.25
8.06	3.70	9.28	30.89	26.25	7.09	9.83	84.94	89.48	11.78	42.55	0.28
8.00	3.63	9.30	30.61	26.49	6.78	9.33	85.57	89.94	10.77	40.63	0.26
8.06	3.75	9.29	30.75	26.73	6.64	9.07	86.22	90.46	10.59	42.50	0.25
8.03	3.66	9.28	30.50	26.39	6.64	9.30	87.64	91.93	11.31	43.10	0.26

Observou-se que com o aumento da temperatura de entrada de água quente ocorreu um aumento na capacidade do evaporador e do coeficiente de performance (COP), para os demais parâmetros constantes.

Os valores obtidos para o COP, para uma carga variando de, aproximadamente, 22% a 30% da carga nominal, foram de 0,25 a 0,28. Este aumento do COP pode ser observado na Figura 4.12.

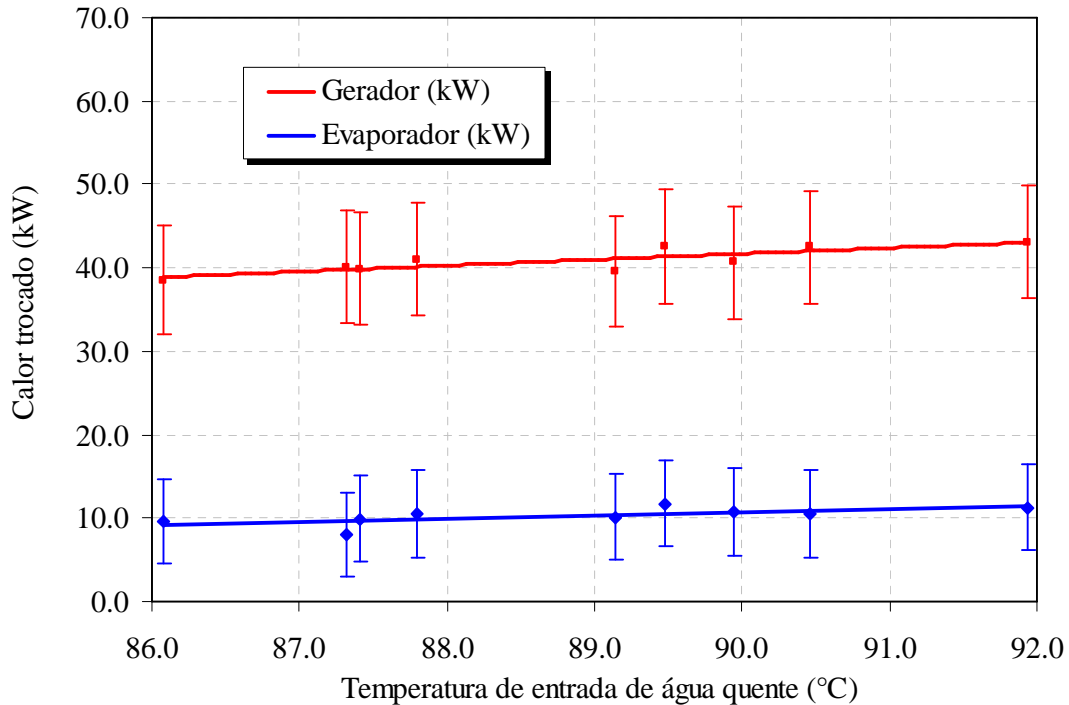


Figura 4.11 – Capacidade térmica do evaporador e do gerador com variação da temperatura de entrada de água quente ( $T_{11}$ ) a uma temperatura de entrada de água gelada ( $T_{17}$ ) de 9,3 °C.

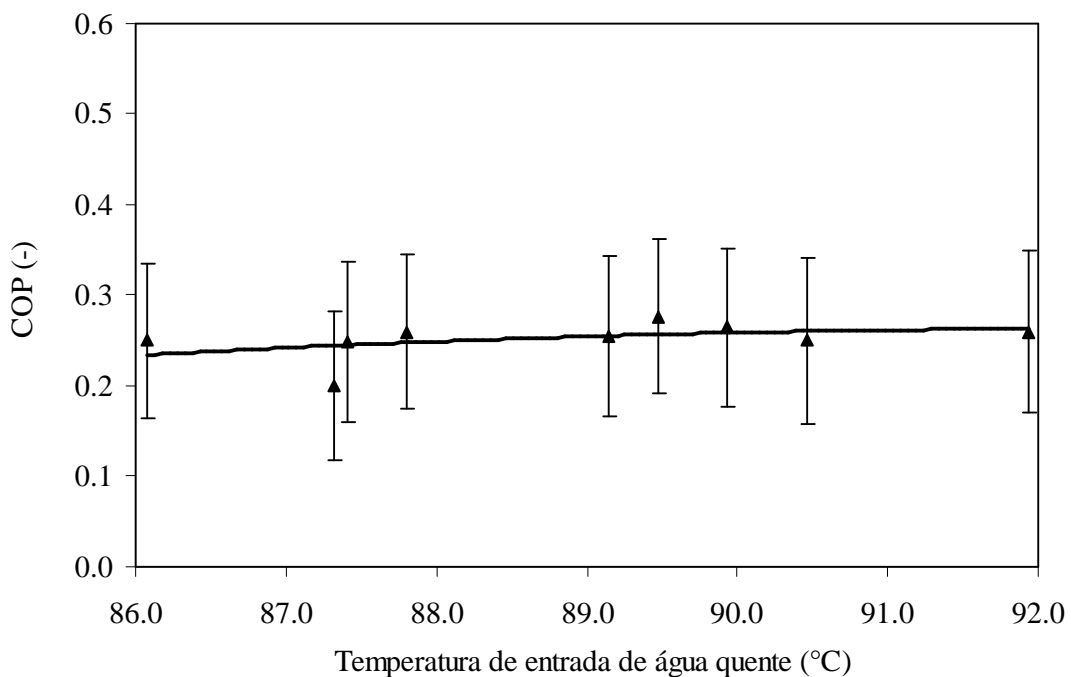


Figura 4.12 – COP em função da temperatura de entrada de água quente ( $T_{11}$ ) para temperatura de entrada de água gelada ( $T_{17}$ ) de 9,3 °C.

A mesma análise foi realizada com a temperatura de entrada de água quente ( $T_{11}$ ) para uma temperatura de entrada de água gelada ( $T_{17}$ ) de 10,4 °C. Estes resultados estão indicados na Tabela 4.3.

Tabela 4.3 – Parâmetros para variação da temperatura de entrada de água quente ( $T_{11}$ ) com uma temperatura de entrada de água gelada ( $T_{17}$ ) de 10,4 °C.

Vazão Mássica			Temperaturas de entrada e saída						$\dot{Q}_o$	$\dot{Q}_{ger}$	COP
$\dot{m}_{11}$	$\dot{m}_{17}$	$\dot{m}_{13}$	Condensação		Gelada		Quente				
kg/s	kg/s	kg/s	$T_{16}$	$T_{13}$	$T_{18}$	$T_{17}$	$T_{12}$	$T_{11}$	kW	kW	-
7.83	3.63	9.34	30.88	26.78	7.28	9.52	80.55	84.97	9.49	40.29	0.24
7.95	3.66	9.35	30.66	27.30	7.12	9.70	82.07	86.50	10.95	40.94	0.27
7.94	3.65	9.32	31.51	26.80	7.37	10.86	83.14	87.66	14.80	41.73	0.35
7.90	3.65	9.37	31.46	28.09	7.12	10.65	84.25	88.74	14.98	41.28	0.36
7.94	3.58	9.38	32.61	27.57	7.75	10.70	84.35	89.13	12.27	44.18	0.28
8.06	3.70	9.28	30.89	26.25	7.09	9.83	84.94	89.48	11.78	42.55	0.28
7.98	3.69	9.38	33.13	29.91	7.45	10.64	85.24	89.89	13.70	43.11	0.32
8.00	3.68	9.34	33.53	30.06	7.45	10.77	85.91	90.49	14.25	42.67	0.33
7.97	3.79	9.33	30.74	27.27	6.64	9.85	87.44	91.68	14.17	39.29	0.36

Para a temperatura de entrada de água gelada de 10,4 °C, a carga térmica e capacidade do gerador também aumentaram com o aumento da temperatura de entrada de água quente ( $T_{11}$ ) conforme pode ser observado na Figura 4.13. Nesta faixa de operação, a carga analisada variou de 27 % a 48 % da nominal.

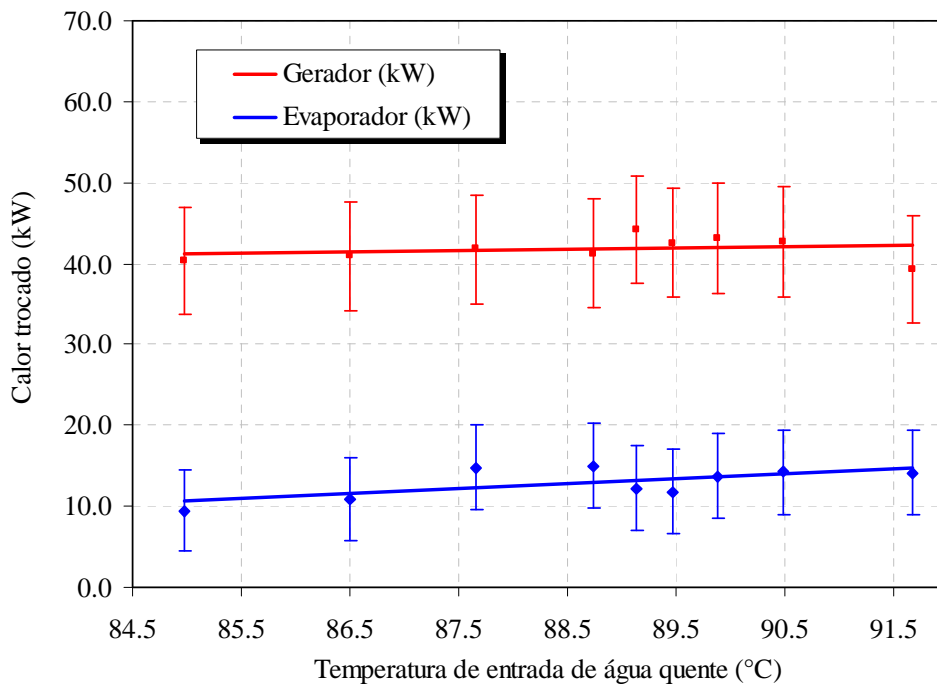


Figura 4.13 – Capacidade térmica do evaporador e do gerador com variação da temperatura de entrada de água quente ( $T_{11}$ ) a uma temperatura de entrada de água gelada ( $T_{17}$ ) de 10,4 °C.

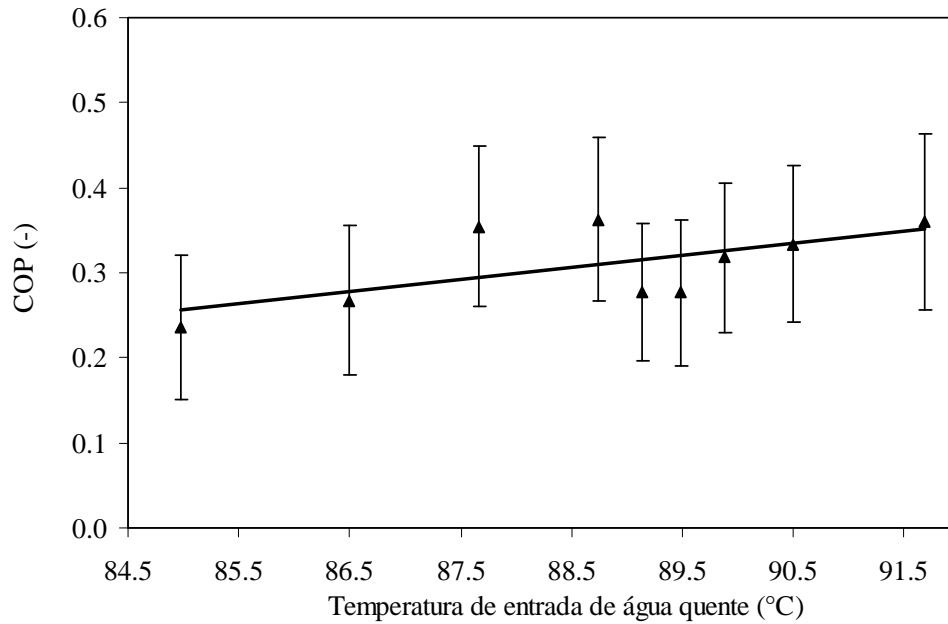


Figura 4.14 – COP em função da temperatura de entrada de água quente ( $T_{11}$ ) para temperatura de entrada de água gelada ( $T_{17}$ ) de 10,4 °C.

A Figura 4.14 mostra o aumento do COP em relação a temperatura de entrada de água quente para uma temperatura de entrada de água gelada de 10,4 °C.

Para uma temperatura de entrada de água gelada de 11,0 °C e variando a temperatura de entrada de água quente ocorreu o mesmo comportamento visto para as temperaturas anteriores. As capacidades do evaporador e do gerador para esta temperatura de água gelada também aumentaram, alcançando um COP de 0,42.

Tabela 4.4 – Parâmetros para variação da temperatura de entrada de água quente ( $T_{11}$ ) com uma temperatura de entrada de água gelada ( $T_{17}$ ) de 11,0 °C.

Vazão Mássica			Temperaturas de entrada e saída						$\dot{Q}_o$	$\dot{Q}_{ger}$	COP
$\dot{m}_{11}$ kg/s	$\dot{m}_{17}$ kg/s	$\dot{m}_{13}$ kg/s	Condensação		Gelada	Quente					
			$T_{16}$ °C	$T_{13}$ °C	$T_{18}$ °C	$T_{17}$ °C	$T_{12}$ °C	$T_{11}$ °C			
8.03	3.66	9.23	33.44	29.43	7.55	10.89	80.88	84.62	14.23	34.94	0.41
7.94	3.65	9.32	31.51	26.80	7.37	10.86	83.14	87.66	14.80	41.73	0.35
7.90	3.65	9.37	31.46	28.09	7.12	10.65	84.25	88.74	14.98	41.28	0.36
7.79	3.68	9.22	32.37	27.18	7.79	11.52	83.40	88.12	15.94	42.73	0.37
8.00	3.64	9.26	33.63	30.08	7.62	11.39	85.51	90.31	15.95	44.62	0.36
7.95	3.61	9.30	31.53	26.46	7.38	11.36	83.92	88.59	16.73	43.11	0.39
7.98	3.71	9.35	31.21	27.43	7.02	10.78	84.40	88.90	16.25	41.74	0.39
8.00	3.68	9.34	33.53	30.06	7.45	10.77	85.91	90.49	14.25	42.67	0.33
8.01	3.64	9.28	31.78	28.32	6.82	10.89	87.17	91.55	17.20	40.81	0.42



A capacidade térmica do evaporador para a temperatura de água gelada de 11,0 °C variou de 40 a 54 % da nominal. A Figura 4.15 mostra este aumento de capacidade do evaporador e do gerador enquanto a Figura 4.16 indica a elevação do COP.

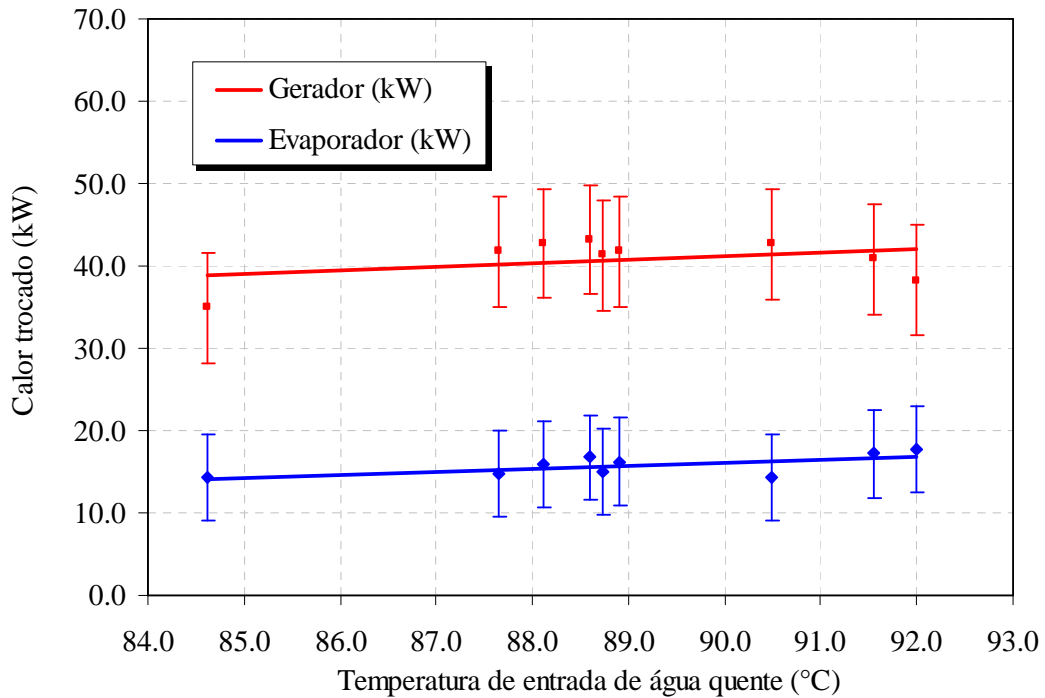


Figura 4.15 – Capacidade térmica do evaporador e do gerador com variação da temperatura de entrada de água quente ( $T_{11}$ ) para temperatura de entrada de água gelada ( $T_{17}$ ) de 11,0 °C.

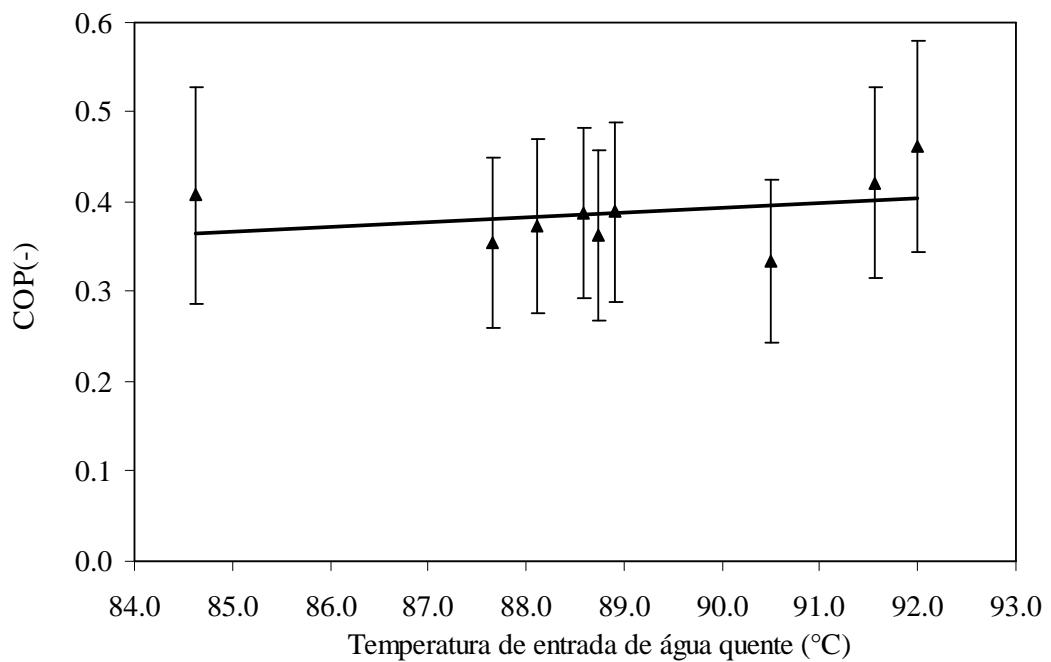


Figura 4.16 – COP em função da temperatura de entrada de água quente ( $T_{11}$ ) para temperatura de entrada de água gelada ( $T_{17}$ ) de 11,0 °C.

A Figura 4.17 mostra a variação do coeficiente de performance em função da temperatura de entrada de água quente, no intervalo de 85,0 a 91,6 °C, para temperaturas de entrada de água gelada de 9,3, 10,4 e 11,0 °C, com a temperatura de saída de aproximadamente 7,0 °C.

A partir dos valores de capacidade mostrados nas tabelas anteriores, foi observado que para temperaturas de entrada de água quente maiores, o chiller aumenta sua capacidade frigorífica.

Nota-se também que, com o aumento da temperatura de entrada de água gelada ( $T_{17}$ ) para uma mesma temperatura de entrada de água quente ( $T_{11}$ ), de condensação ( $T_{13}$ ) e vazões de água gelada, condensação e quente, o chiller apresentou um aumento do COP.

O aumento da temperatura de entrada de água gelada ( $T_{17}$ ) tem uma maior influência que o aumento da temperatura de entrada de água quente ( $T_{11}$ ). Analisando as tabelas e a Figura 4.17, nota-se que o aumento de 1,0 °C na temperatura de entrada de água gelada ( $T_{17}$ ) proporciona um efeito maior que o aumento de 1,0 °C na temperatura de entrada de água quente ( $T_{11}$ ) no COP do chiller.

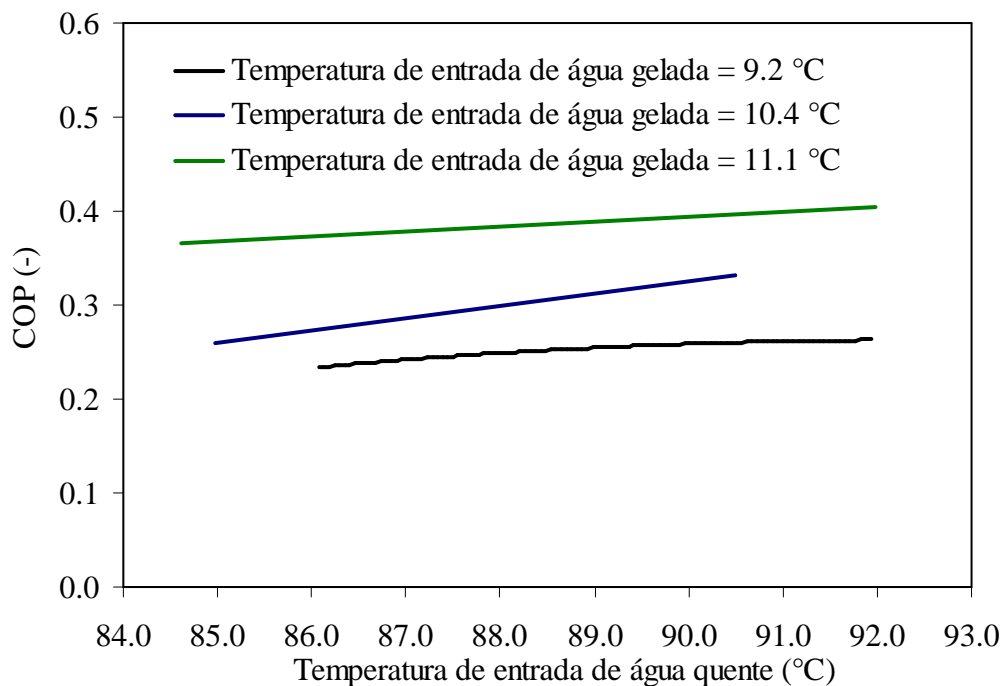


Figura 4.17 – Comportamento do chiller com o aumento da temperatura de entrada de água quente ( $T_{11}$ ) para diferentes temperaturas de entrada de água gelada ( $T_{17}$ ).

### 4.3.2 Efeito da temperatura de entrada de água gelada ( $T_{17}$ )

Neste item será analisada a influência da temperatura de entrada de água gelada ( $T_{17}$ ) sobre o comportamento do chiller. Para isso foram analisados testes onde a temperatura de entrada de água gelada ( $T_{17}$ ) foi alterada dentro de uma faixa de valores, enquanto os demais parâmetros operacionais são mantidos constantes, como as vazões de água quente, gelada, de condensação e as temperaturas de entrada de água quente e de condensação.

A Tabela 4.5 mostra os dados separados para a variação da temperatura de entrada de água gelada de 9,2 a 12,7 °C para uma temperatura de entrada de água de condensação de 27,3 °C e temperatura de entrada de quente de 74,7 °C.

Para esta faixa de operação, a capacidade frigorífica variou de 21 a 60 %. Nota-se que com a temperatura de entrada de água quente ( $T_{11}$ ) 74,7 °C não foi possível alcançar temperatura de saída de água gelada ( $T_{18}$ ) de 6,7°C, pois para esta temperatura de água quente ainda não é suficiente para que ocorra a troca de calor necessária no evaporador.

Tabela 4.5 – Parâmetros para variação da temperatura de entrada de água gelda ( $T_{17}$ ) com uma temperatura de entrada de água qente ( $T_{11}$ ) de 74,7 °C.

Vazão Mássica			Temperaturas de entrada e saída						$\dot{Q}_o$	$\dot{Q}_{ger}$	COP
$\dot{m}_{11}$	$\dot{m}_{17}$	$\dot{m}_{13}$	Condensação		Gelada		Quente				
kg/s	kg/s	kg/s	$T_{16}$	$T_{13}$	$T_{18}$	$T_{17}$	$T_{12}$	$T_{11}$	kW	kW	-
7.94	4.55	9.33	31.84	27.23	7.42	8.57	72.56	77.53	6.11	45.90	0.13
8.05	4.54	9.22	33.07	29.89	7.67	8.80	72.27	77.06	5.97	44.83	0.13
7.94	4.57	9.30	31.30	27.89	7.28	9.22	70.39	75.22	10.29	44.60	0.23
7.96	4.56	9.27	31.08	26.20	7.69	9.67	69.77	74.80	10.51	46.59	0.23
7.94	4.57	9.27	31.39	26.49	8.06	9.96	69.69	74.70	10.11	46.32	0.22
7.91	4.64	9.29	31.97	27.14	8.81	10.19	69.84	74.91	7.44	46.65	0.16
7.95	4.80	9.21	31.95	28.80	8.88	10.79	68.27	73.12	10.65	44.86	0.24
7.99	4.85	9.23	31.09	26.12	9.07	11.23	67.34	72.40	12.20	47.04	0.26
7.99	4.88	9.23	31.40	26.37	9.49	11.56	67.31	72.40	11.73	47.35	0.25

O comportamento obtido está representado na Figura 4.18, a qual mostra o aumento do calor trocado no evaporador com o aumento da temperatura de entrada de água gelada ( $T_{17}$ ) e o aumento da capacidade no gerador.

O aumento da temperatura de entrada de água gelada aumenta a temperatura e pressão de evaporação, elevando a capacidade frigorífica do chiller. Desta forma, com maior fluxo de

vapor de refrigerante, há também aumento do fluxo de calor no gerador e do COP, conforme Figura 4.19.

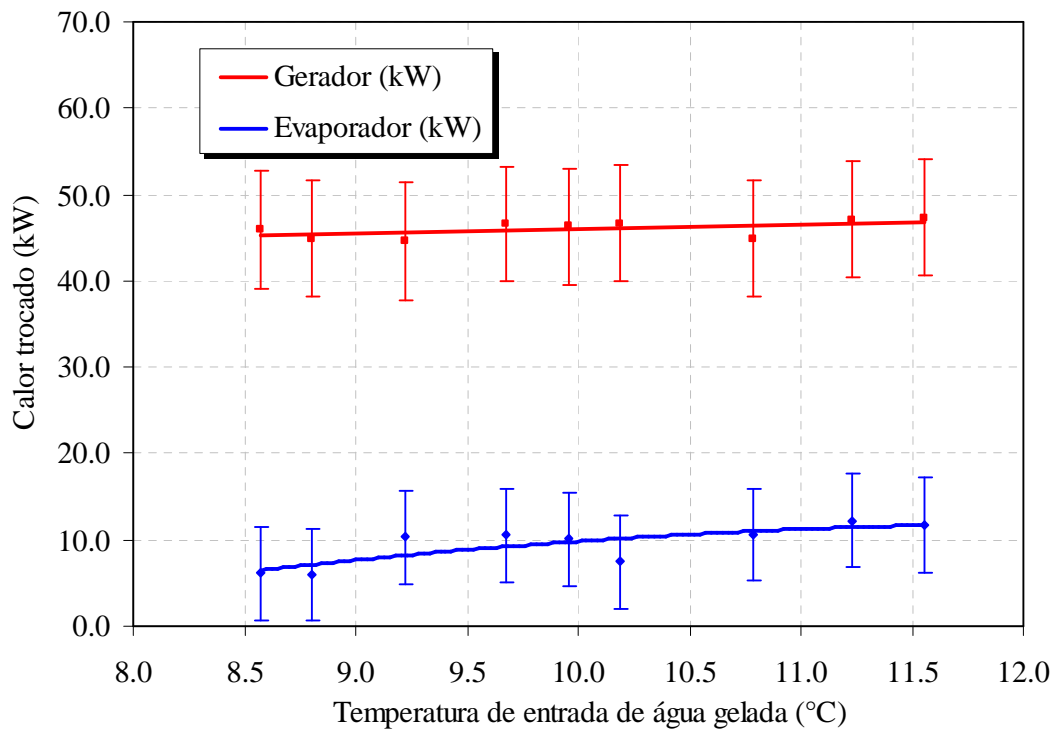


Figura 4.18 – Capacidade térmica do evaporador e do gerador com variação da temperatura de entrada de água gelada ( $T_{17}$ ) a uma temperatura de entrada de água quente ( $T_{11}$ ) de 74,7 °C.

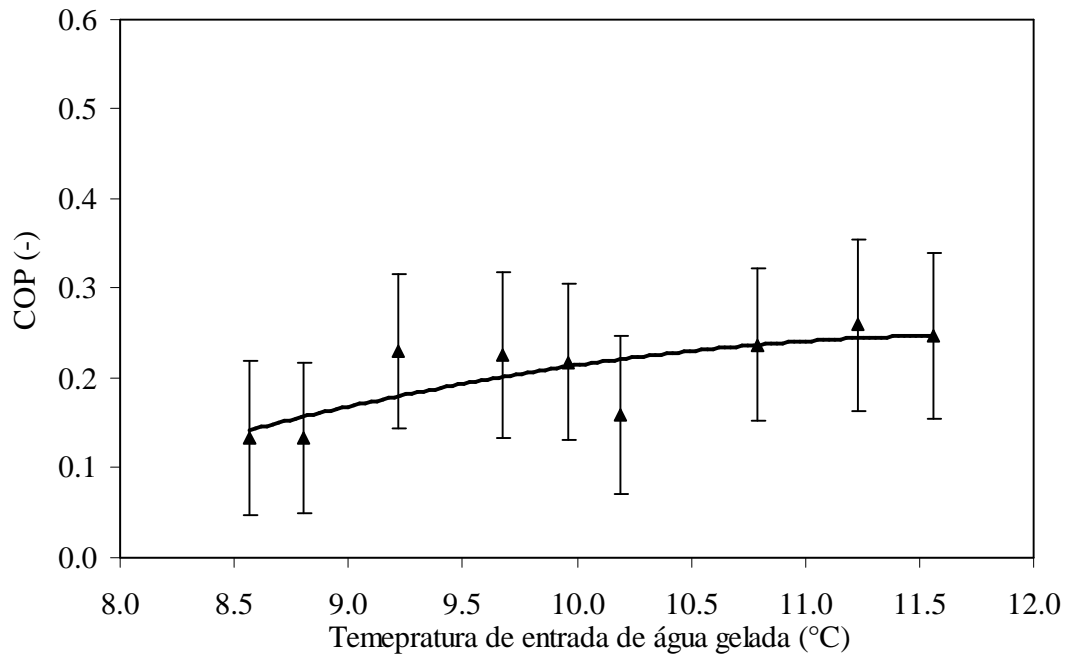


Figura 4.19 – COP em função da temperatura de entrada de água gelada ( $T_{17}$ ) para temperatura de entrada de água quente ( $T_{11}$ ) de 74,7 °C.

Para uma temperatura de entrada de água quente ( $T_{11}$ ) de 87,1 °C e temperatura de entrada de água de condensação ( $T_{13}$ ) de 27,5 °C e temperatura de entrada de água gelada ( $T_{17}$ ) variando de 8,9 a 11,6 °C, conforme Tabela 4.6, observou-se também um aumento do calor trocado no evaporador, no gerador e do COP. A capacidade frigorífica aumentou de 23 a 51 %.

Tabela 4.6 – Parâmetros para variação da temperatura de entrada de água gelada ( $T_{17}$ ) com temperatura de entrada de água quente ( $T_{11}$ ) de 87,1 °C.

Vazão Mássica			Temperaturas de entrada e saída						$\dot{Q}_o$	$\dot{Q}_{ger}$	COP
$\dot{m}_{11}$	$\dot{m}_{17}$	$\dot{m}_{13}$	Condensação		Gelada		Quente				
kg/s	kg/s	kg/s	$T_{16}$	$T_{13}$	$T_{18}$	$T_{17}$	$T_{12}$	$T_{11}$	kW	kW	-
7.98	3.60	9.32	30.74	26.71	6.98	8.89	82.99	87.32	8.01	40.14	0.20
8.06	3.64	9.30	30.69	26.53	7.00	9.34	83.42	87.80	9.90	40.99	0.24
7.74	3.58	9.30	30.89	26.77	7.12	9.37	81.66	86.08	9.41	39.82	0.24
7.89	3.51	9.31	32.33	29.41	7.37	9.69	83.39	87.83	9.47	40.81	0.23
7.95	3.66	9.35	30.66	27.30	7.12	9.70	82.07	86.50	10.95	40.94	0.27
8.02	3.72	9.35	32.32	29.73	7.07	9.89	81.81	86.24	12.23	41.37	0.30
7.94	3.72	9.44	29.92	26.86	7.28	10.05	81.81	86.24	12.00	40.93	0.29
7.94	3.65	9.32	31.51	26.80	7.37	10.86	83.14	87.66	14.80	41.73	0.35
7.96	3.66	9.26	32.89	27.66	7.95	11.65	83.09	87.91	15.76	44.63	0.35

Para a temperatura de entrada de água quente ( $T_{11}$ ) a 87,1 °C, a temperatura de saída de água gelada ( $T_{18}$ ) alcançou valores inferiores comparado com a temperatura de entrada de água quente a 74,7°C. A Figura 4.20 mostra o perfil do fluxo de calor com o aumento de temperatura de entrada de água gelada ( $T_{17}$ ) e a Figura 4.21 o aumento do COP.

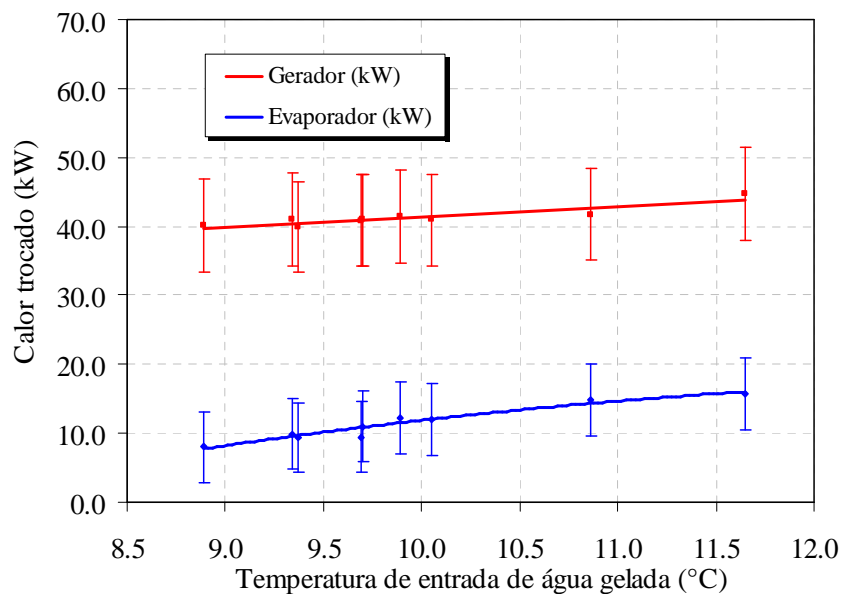


Figura 4.20 – Capacidade térmica do evaporador e do gerador com variação da temperatura de entrada de água gelada ( $T_{17}$ ) a uma temperatura de entrada de água quente ( $T_{11}$ ) de 87,1 °C.

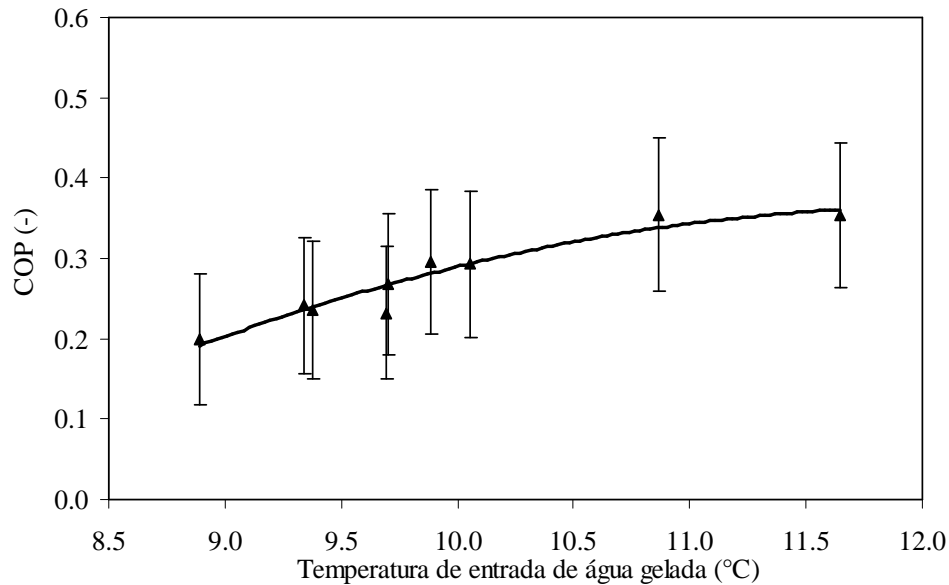


Figura 4.21 – COP em função da temperatura de entrada de água gelada ( $T_{17}$ ) para temperatura de entrada de água quente ( $T_{11}$ ) de 87,1 °C.

A Tabela 4.7 apresenta os valores dos parâmetros operacionais para uma temperatura de entrada de água quente ( $T_{11}$ ) de aproximadamente 90,7 °C e temperatura de entrada de água de condensação ( $T_{13}$ ) de 27,0 °C com a temperatura de entrada de água gelada variando de 8,8 a 11,6 °C. Para esta temperatura de entrada de água quente, a temperatura de saída de água gelada alcançou valores inferiores ao apresentado anteriormente, em torno de 6,7 °C, pois a temperatura de entrada de água quente de 90,7 °C é o valor deste parâmetro para a condição nominal.

Tabela 4.7 – Parâmetros para variação da temperatura de entrada de água gelada ( $T_{17}$ ) com uma temperatura de entrada de água quente ( $T_{11}$ ) de 90,7 °C.

Vazão Mássica			Temperaturas de entrada e saída						$\dot{Q}_o$	$\dot{Q}_{ger}$	COP
$\dot{m}_{11}$ kg/s	$\dot{m}_{17}$ kg/s	$\dot{m}_{13}$ kg/s	Condensação		Gelada	Quente					
			$T_{16}$ °C	$T_{13}$ °C	$T_{18}$ °C	$T_{17}$ °C	$T_{12}$ °C	$T_{11}$ °C			
8.01	3.63	9.29	30.50	26.54	6.48	8.81	87.78	91.95	9.86	38.87	0.25
7.96	3.62	9.33	30.71	26.70	6.50	8.94	87.54	91.82	10.26	39.52	0.26
8.06	3.75	9.29	30.75	26.73	6.64	9.07	86.22	90.46	10.59	39.77	0.27
8.03	3.66	9.28	30.50	26.39	6.64	9.30	87.64	91.93	11.31	40.14	0.28
7.97	3.79	9.33	30.74	27.27	6.64	9.85	87.44	91.68	14.17	39.29	0.36
7.98	3.71	9.35	31.21	27.43	7.02	10.78	84.40	88.90	16.25	41.74	0.39
7.98	3.74	9.30	31.10	26.15	7.00	10.93	85.71	90.17	17.11	41.40	0.41
8.03	3.72	9.27	31.46	27.64	7.02	11.40	85.30	89.74	18.96	41.54	0.46
8.06	3.76	9.27	32.21	28.68	7.21	11.61	85.09	89.62	19.23	42.43	0.45

Para esta faixa de operação de 8,8 a 11,6 °C ocorreu o aumento da capacidade frigorífica de 29 a 49 % da capacidade nominal e o aumento do COP conforme pode ser observado na Figura 4.22 e 4.23 respectivamente.

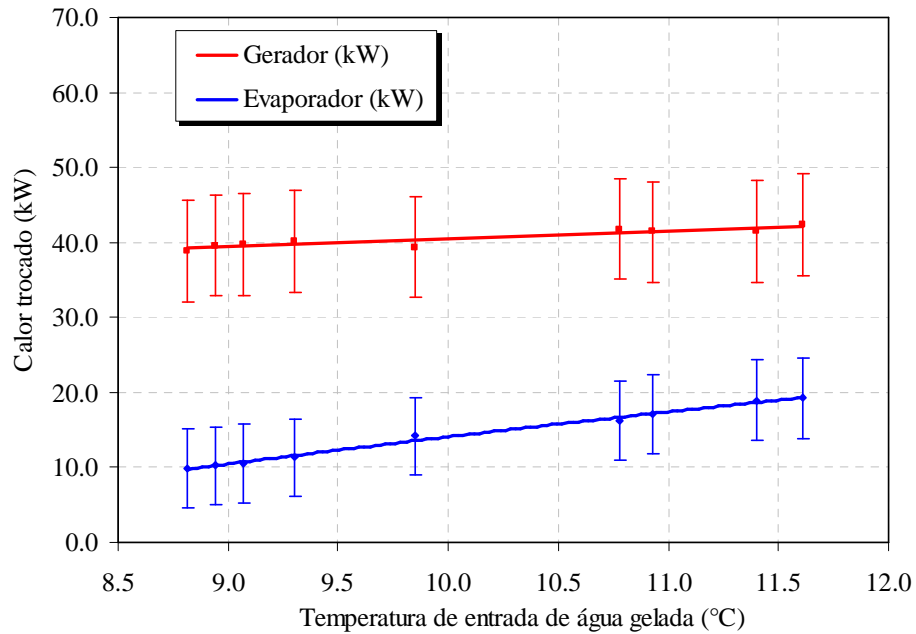


Figura 4.22 – Capacidade térmica do evaporador e do gerador com variação da temperatura de entrada de água gelada ( $T_{17}$ ) a uma temperatura de entrada de água quente ( $T_{11}$ ) de 90,7 °C.

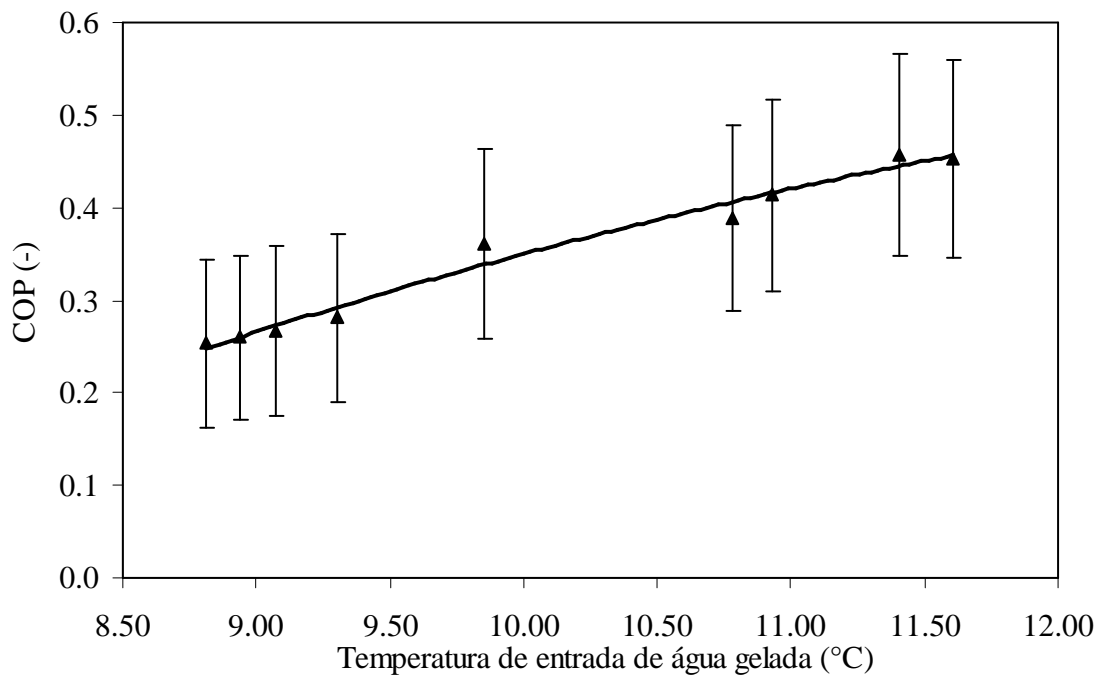


Figura 4.23 – COP em função da temperatura de entrada de água gelada ( $T_{17}$ ) para temperatura de entrada de água quente ( $T_{11}$ ) de 90,7 °C.

Da mesma forma que apresentado para o efeito da temperatura de entrada de água quente ( $T_{11}$ ) sobre o comportamento do sistema, a Figura 4.24, mostra o aumento do coeficiente de performance com o aumento da temperatura de entrada de água gelada ( $T_{17}$ ), mantendo-se todos os demais parâmetros de temperatura e vazão constantes. Pode ser notado também o aumento do COP, para uma faixa de  $T_{17}$  de aproximadamente 9,0 a 12,5 °C, com o aumento da  $T_{11}$ .

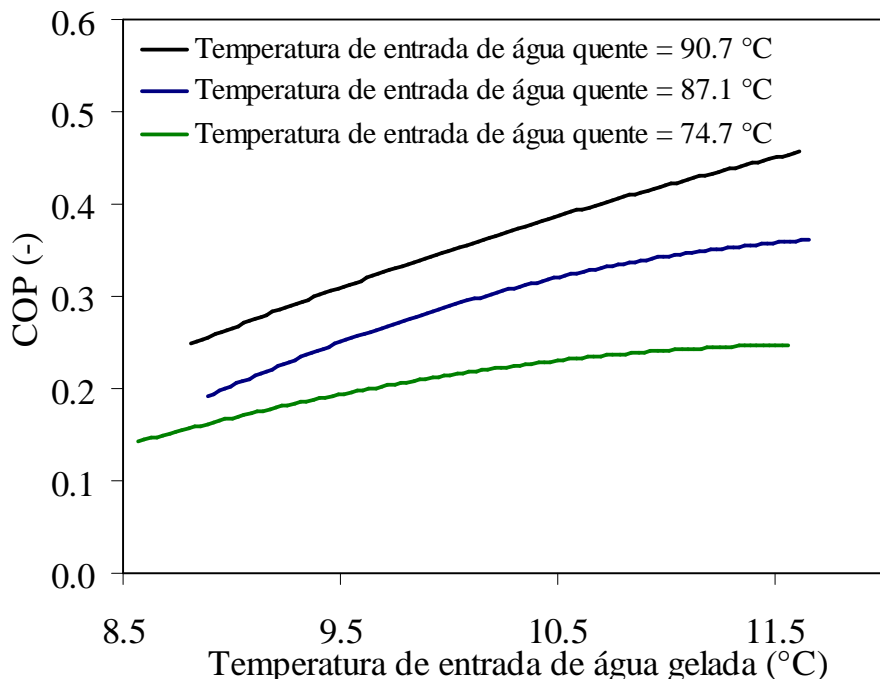


Figura 4.24 – Comportamento do chiller com o aumento da  $T_{17}$  para diferentes  $T_{11}$ .

O aumento da temperatura de entrada de água gelada tem uma influência maior do que a temperatura de entrada de água quente, entretanto com uma intensidade menor do que a avaliada no item anterior.

### 4.3.3 Efeito da temperatura de entrada de água de condensação ( $T_{13}$ )

Neste item será analisada a influência da temperatura de entrada de água de condensação ( $T_{13}$ ) sobre o comportamento do chiller. Para isso foram analisados testes onde a temperatura de entrada de água de condensação ( $T_{13}$ ) foi alterada dentro de uma faixa de valores, enquanto os demais parâmetros operacionais são mantidos constantes, como as vazões de água quente, gelada, de condensação e as temperaturas de entrada de água quente e gelada.



Para uma temperatura de entrada de água gelada de 10,6 °C e temperatura de entrada de água quente de 88,9 °C e com o aumento da temperatura de entrada de água de condensação de 26,2 °C a 29,7 °C ocorreu uma diminuição na capacidade do evaporador e do gerador ,como pode ser observado nos dados fornecidos na Tabela 4.8.

Tabela 4.8 – Parâmetros para variação da temperatura de entrada da água de condensação ( $T_{13}$ ) com temperatura de entrada de água quente ( $T_{11}$ ) 88,9 °C e gelada ( $T_{17}$ ) 10,6 °C.

Vazão Mássica			Temperaturas de entrada e saída						$\dot{Q}_o$	$\dot{Q}_{ger}$	COP
$\dot{m}_{11}$	$\dot{m}_{17}$	$\dot{m}_{13}$	Condensação		Gelada	Quente					
kg/s	kg/s	kg/s	$T_{16}$	$T_{13}$	$T_{18}$	$T_{17}$	$T_{12}$	$T_{11}$	kW	kW	-
7.90	3.72	9.22	31.27	26.19	7.19	11.41	84.18	88.83	18.29	42.75	0.43
7.95	3.61	9.30	31.53	26.46	7.38	11.36	83.92	88.59	16.73	43.11	0.39
7.94	3.65	9.32	31.51	26.80	7.37	10.86	83.14	87.66	14.80	41.73	0.35
7.97	3.79	9.33	30.74	27.27	6.64	9.85	87.44	91.68	14.17	39.29	0.36
7.98	3.71	9.35	31.21	27.43	7.02	10.78	84.40	88.90	16.25	41.74	0.39
7.90	3.65	9.37	31.46	28.09	7.12	10.65	84.25	88.74	14.98	41.28	0.36
8.01	3.64	9.28	31.78	28.32	6.82	10.89	87.17	91.55	17.20	40.81	0.42
7.89	3.51	9.31	32.33	29.41	7.37	9.69	83.39	87.83	9.47	40.81	0.23
8.02	3.72	9.35	32.32	29.73	7.07	9.89	81.81	86.24	12.23	41.37	0.30

Como pode ser observado na Figura 4.25, a temperatura de entrada de água de condensação ( $T_{13}$ ) ocasionou uma maior influência na troca de calor no evaporador do que no gerador.

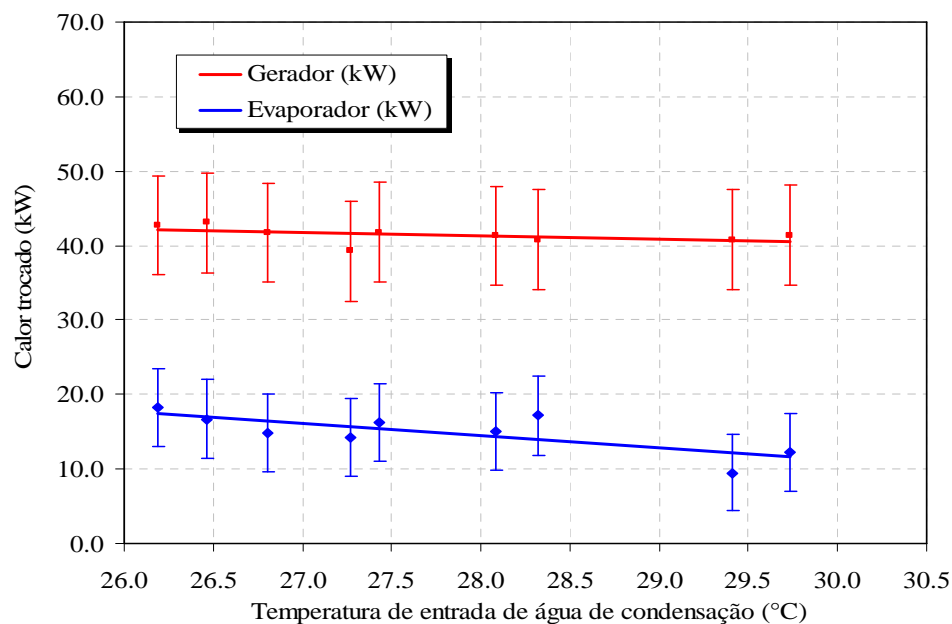


Figura 4.25 – Capacidade térmica do evaporador e do gerador com variação da temperatura de entrada de água de condensação ( $T_{13}$ ) a uma  $T_{11} = 88,9$  °C e  $T_{17} = 10,6$  °C.

Desta forma, como a redução do fluxo de calor no evaporador foi maior do que no gerador o COP do sistema diminui com o aumento da temperatura de entrada de água de condensação ( $T_{13}$ ), conforme indica Figura 4.26.

Este perfil é explicado pelo fato de que quanto maior a temperatura da água de condensação entrando no sistema, menor é a capacidade da solução de  $H_2O$ -LiBr absorver o vapor de refrigerante ( $H_2O$ ) e a solução também chegará ao gerador com uma maior temperatura, diminuindo o fluxo de calor trocado no mesmo.

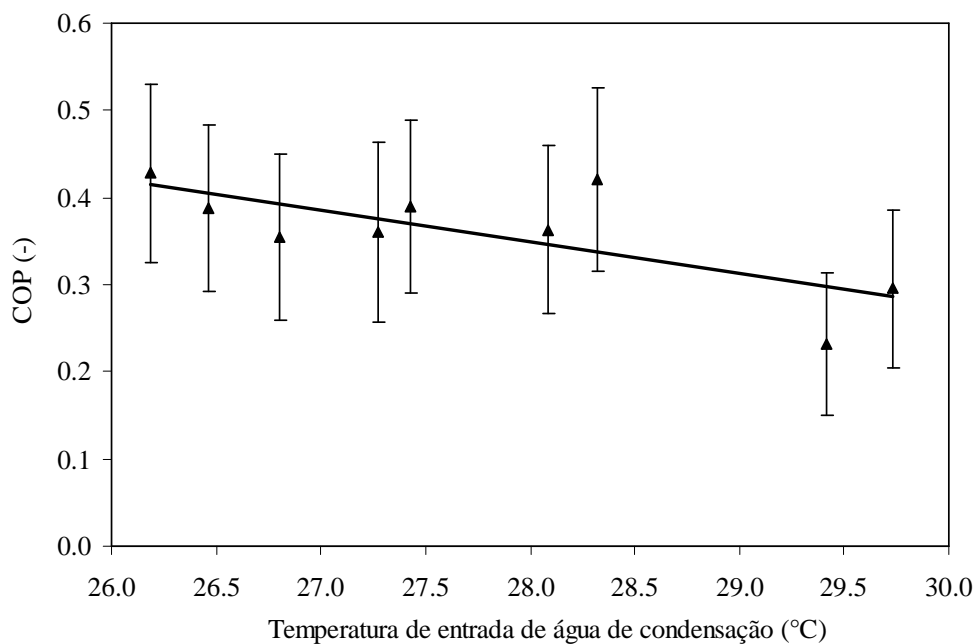


Figura 4.26 – COP com variação da temperatura de entrada de água de condensação ( $T_{13}$ ) a uma temperatura de entrada de água quente de  $88,9\text{ }^{\circ}\text{C}$  e temperatura de entrada de água gelada de  $10,6\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

#### 4.3.4 IPLV – Integrated Part-Load Value

De acordo com a norma ANSI/ARI STANDARD 560-2000, o *IPLV* permite a avaliação em carga parcial dos chillers de absorção e bombas de calor. O *IPLV* é um valor calculado para quantificar o desempenho em carga parcial de um sistema de refrigeração por absorção de vapor, considerando as condições padrões definidas na norma, as quais estão indicadas na Tabela 4.9.

Esta norma é aplicável para chillers de absorção acionados por vapor ou água quente de simples e duplo efeito e também para chillers de queima direta.

Segundo ANSI/ARI (2000) para parâmetros fora dessas condições padrões, estes devem atender as seguintes faixas de operação:

- Temperatura de saída de água gelada entre 4,4 a 8,9 °C;
- Temperatura de entrada do absorvedor/condensador de 26,7 a 32,2 °C;
- Vazão de água do absorvedor/condensador entre 0,05 a 0,11 L/s por kW;
- Vazão de água do evaporador entre 0,03 a 0,05 L/s por kW;
- Temperatura de água quente no gerador de 82 a 204 °C;
- Vazão de água quente: Padrão do fabricante.

Tabela 4.9 – Condições padrão de avaliação (ANSI/ARI, 2000).

<b>Chiller Simples efeito / Queima indireta</b>		
<b>Absorvedor / Condensador</b>		
Temperatura de entrada da água	°C	29,4
Vazão de água	L/s por kW	0,065
Fator de incrustação	m <sup>2</sup> C/W	0,000044
<b>Evaporador</b>		
Temperatura de saída da água	°C	6,7
Vazão de água	L/s por kW	0,043
Fator de incrustação	m <sup>2</sup> C/W	0,000018
<b>Gerador</b>		
Temperatura de entrada da água	°C	a
Temperatura de saída da água	°C	a
Vazão de água	L/s por kW	a
Fator de incrustação	m <sup>2</sup> C/W	0,000018

a - Condições especificadas pelo fabricante

#### 4.3.4.1 Determinação da performance em carga parcial

Para o cálculo do IPLV a norma ANSI/IARI (2000) fornece a seguinte equação:

$$IPLV = 0,01.A + 0,42.B + 0,45.C + 0,12.D \quad (4.1)$$

Onde: A = COP a 100 %

B = COP a 75 %

C = COP a 50 %

D = COP a 25 %

Uma tolerância para as faixas de capacidade avaliadas é definida pela Equação 4.2, fornecida pela norma ANSI/ARI 560-2000:

$$\text{Tolerância \%} = 10,5 - (0,07 \cdot \%FL) + \left( \frac{833,3}{DT_{FL} \cdot \%FL} \right) \quad (4.2)$$

Onde:  $FL$  – Carga nominal

$DT_{FL}$  – Diferença de temperatura entre entrada e saída de água gelada em plena carga [°C].

A Equação 4.2 permitiu calcular a tolerância para 25, 50, 75 e 100% da carga nominal do chiller. Para o chiller em análise, por exemplo, o COP na condição nominal é 0,693. Operando a 75% de sua capacidade a tolerância obtida foi de 7,3%, ou seja, o valor do COP obtido dos testes experimentais utilizado para calcular o  $IPLV$ , deve estar dentro desta tolerância. A Tabela 4.10 mostra os valores de tolerância calculados.

Tabela 4.10 – Valores de tolerância calculada para  $DT_{FL} = 5,5$  °C.

$DT_{FL}$ °C	$\%FL$	Tolerância %	$IPLV$ -
5,5	100	5,0	0,509
	75	7,3	
	50	10,0	
	25	14,8	

A representação gráfica da Equação 4.2 é dada na Figura 4.27. Para o cálculo da tolerância do  $IPLV$  utiliza-se a seguinte equação:

$$\text{Tolerância } IPLV = 6,5 + \frac{19,4}{DT_{FL}} [\%] \quad (4.3)$$

Tolerância  $IPLV = 10$  %

No próximo capítulo foi calculado o  $IPLV$  para os valores obtidos pela simulação do sistema de refrigeração por absorção e comparado com o obtido pelos dados experimentais.

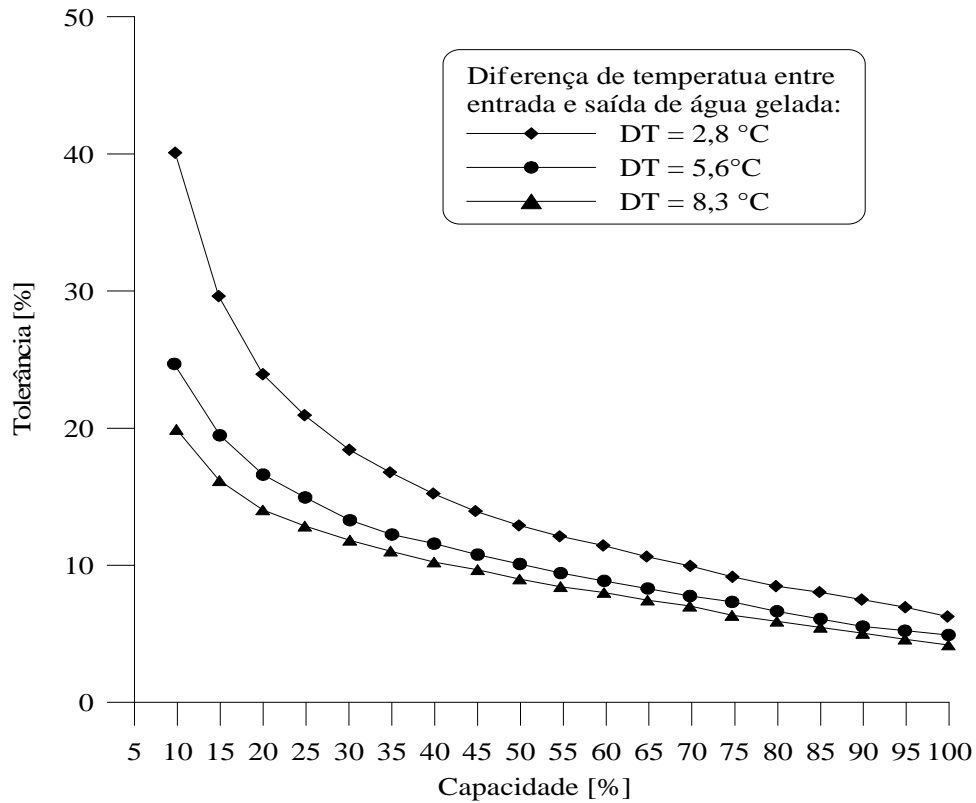


Figura 4.27 – Curva de tolerância para carga nominal e parcial (ANSI/ARI, 2000).

A Figura 4.28 é a representação gráfica da Equação 4.3.

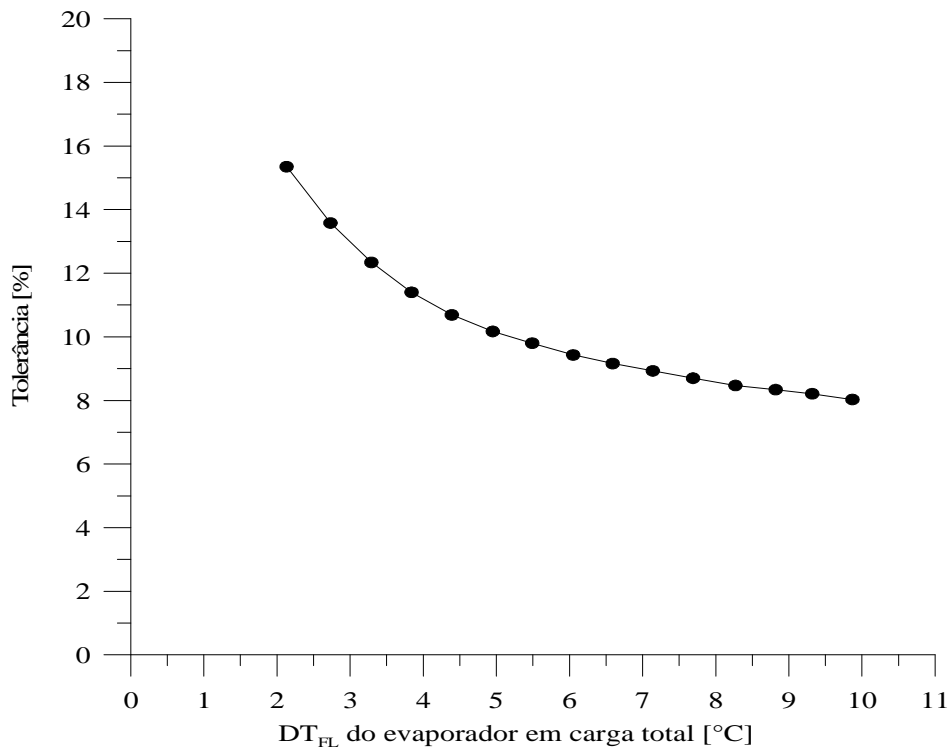


Figura 4.28 – Curva de tolerância do *IPLV* (ANSI/ARI, 2000).

## Capítulo 5

# RESULTADOS E DISCUSSÕES

Neste capítulo serão apresentados os resultados obtidos a partir da simulação do sistema de refrigeração por absorção de vapor. Os resultados serão comparados com os dados experimentais obtidos por testes experimentais realizados no chiller de absorção, os quais foram mostrados no Capítulo 4.

## 5.1 RESULTADOS DA SIMULAÇÃO

O modelo computacional foi desenvolvido para simular o sistema para diferentes condições de operação. Inicialmente serão mostrados os resultados obtidos da simulação, os quais indicam o comportamento do chiller para diferentes condições de operação. Enquanto o parâmetro analisado é variado, os demais parâmetros de entrada são mantidos constantes, no valor indicado pelo fabricante do chiller, o qual foram realizados os testes experimentais para a condição do catálogo.

O modelo matemático foi desenvolvido em MatLAB<sup>®</sup>, versão 7.9.0.529 (R2009b). Foi utilizado para as simulações um computador com memória RAM de 4.00 GB, sistema operacional de 32 bits e processador Intel<sup>®</sup> Core<sup>™</sup>2 Duo CPU P8600, 2.40 GHz.

O método de convergência utilizado no modelo foi o método da bisseção. A tolerância utilizada foi de 0,1% para a convergência de cada parâmetro estimado inicialmente.

Os parâmetros operacionais analisados foram as vazões mássicas e as temperaturas de entrada dos circuitos de água gelada, quente e de condensação. A Tabela 5.1 mostra o tempo de processamento para cada parâmetro simulado.

Tabela 5.1 – Tempo de processamento.

Parâmetro analisado		Tempo de processamento
<b><i>Temperatura de entrada de água</i></b>		
Gelada	$T_{17}$	138 segundos
Quente	$T_{11}$	152 segundos
Condensação	$T_{13}$	115 segundos
<b><i>Vazão de água</i></b>		
Gelada	$m_{17}$	174 segundos
Quente	$m_{11}$	103 segundos
Condensação	$m_{13}$	120 segundos

A Tabela 5.2 mostra os valores dos parâmetros de todos os pontos do ciclo de refrigeração por absorção de simples efeito, calculados para a condição nominal.

Tabela 5.2 – Parâmetros do ciclo em condição nominal.

	$h$ kJ/kg	$\dot{m}$ kg/s	$P$ kPa	$T$ °C	$x$ -
01	92.21	0.25	0.90	36.81	0.56
02	92.21	0.25	7.23	36.81	0.56
03	136.26	0.25	7.23	58.48	0.56
04	199.56	0.23	7.23	83.50	0.60
05	152.69	0.23	7.23	59.22	0.60
06	152.69	0.23	0.90	45.08	0.61
07	2573.81	0.02	7.23	70.99	0.00
08	165.63	0.02	7.23	39.60	0.00
09	165.63	0.02	0.90	5.50	0.00
10	2511.58	0.02	0.90	5.50	0.00
11	380.17	2.19	0.00	90.60	0.00
12	356.69	2.19	0.00	85.00	0.00
13	122.52	2.79	0.00	29.40	0.00
14	140.74	2.79	0.00	33.71	0.00
15	140.74	2.79	0.00	33.71	0.00
16	153.79	2.79	0.00	36.80	0.00
17	50.26	1.53	0.00	12.20	0.00
18	27.44	1.53	0.00	6.70	0.00

Posteriormente, para que o modelo desenvolvido seja validado, serão comparados os dados obtidos a partir da simulação do modelo com os dados obtidos experimentalmente.

### 5.1.1 Água Gelada

Neste ítem é mostrado a influência da temperatura de entrada de água gelada e da vazão mássica de água gelada sobre o comportamento do sistema de refrigeração por absorção.

A Figura 5.1 mostra a influência da temperatura de entrada de água gelada ( $T_{17}$ ) nas capacidades dos trocadores de calor. Para isso, foram mantidas constantes as demais parâmetros de entrada. Este procedimento será feito para as outras análises mostradas neste capítulo.

Com o aumento desta temperatura, pode-se observar que a capacidade frigorífica também aumenta. Quanto maior esta temperatura, maior é a temperatura de evaporação e maior é o fluxo de calor no evaporador. Com mais vapor de refrigerante absorvido pela solução, o fluxo de calor no gerador deve crescer para uma mesma temperatura de entrada de água quente. Este comportamento também foi observado nos resultados experimentais apresentados no capítulo anterior.

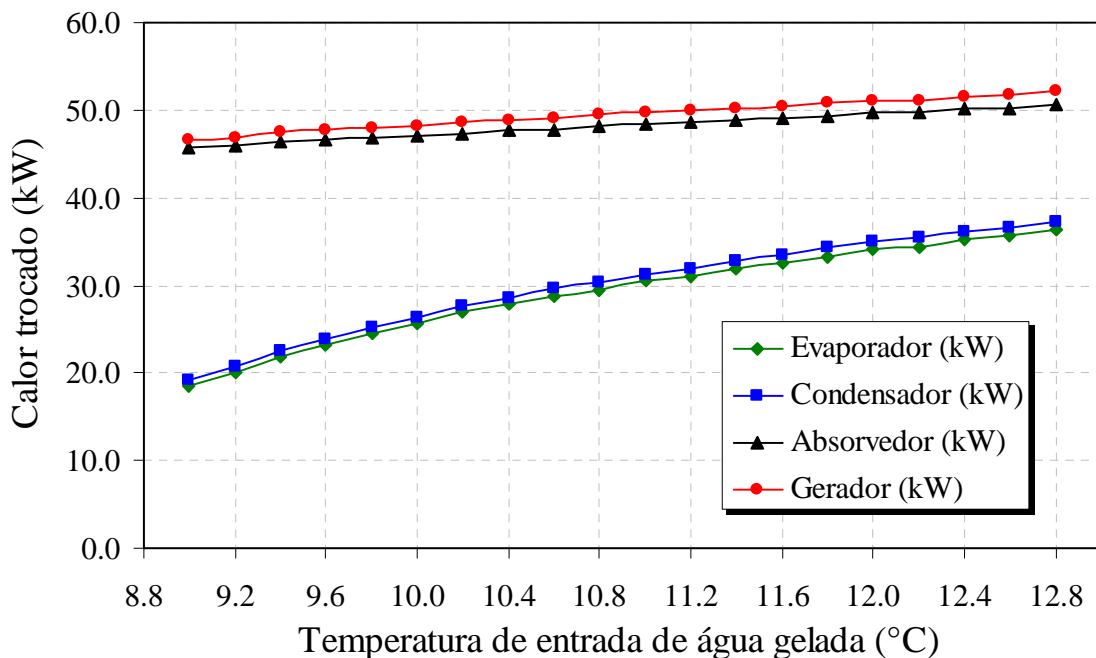


Figura 5.1 – Comportamento dos fluxos de calor com variação da temperatura de entrada de água gelada ( $T_{17}$ ).



Comparando os dados obtidos pelo modelo ao alcançar a condição nominal com os dados fornecidos pelo fabricante, a capacidade frigorífica apresentou um erro relativo de 2,1% e o COP um erro relativo de 2,8%.

Na Figura 5.2 pode-se observar um aumento na vazão mássica de refrigerante, pois como a temperatura da água gelada elevou-se, uma maior quantidade de vapor de refrigerante é produzida.

Com o aumento do fluxo de calor no evaporador e no gerador, obteve-se uma elevação do COP. O aumento de 4 °C na temperatura de entrada de água gelada, elevou o COP de 0,40 a 0,70.

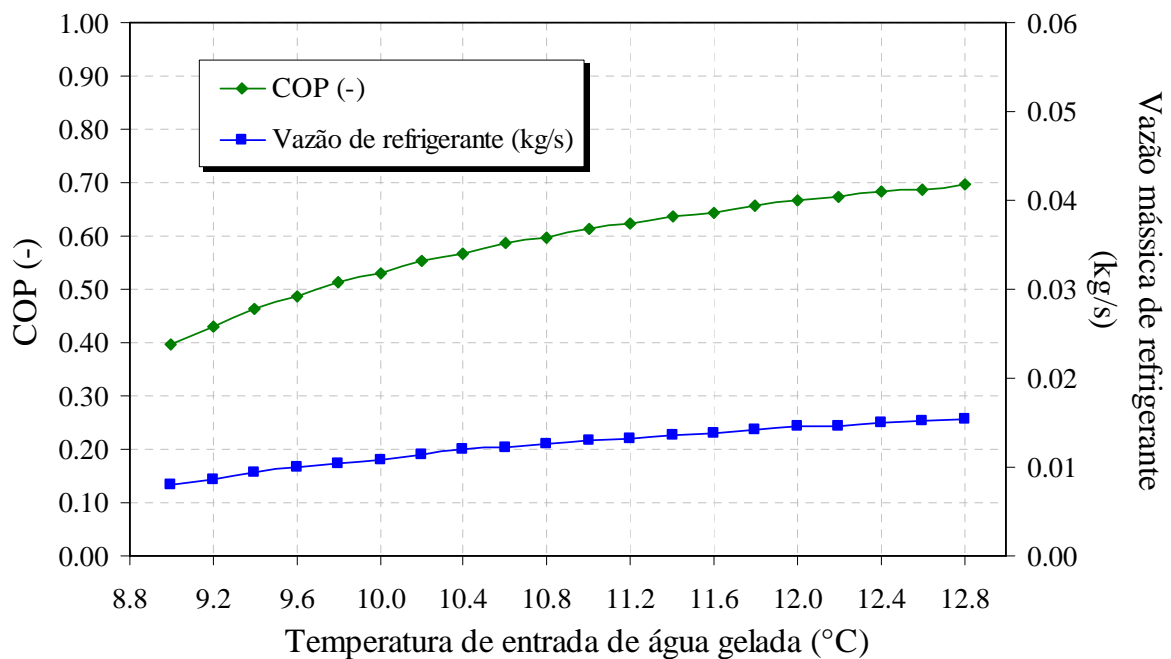


Figura 5.2 – COP e vazão de refrigerante com variação da temperatura de entrada de água gelada ( $T_{17}$ ).

Esta elevação da temperatura de entrada de água gelada acarreta um aumento da pressão e temperatura do sistema, como pode ser observado na Figura 5.3, a qual mostra a temperatura de evaporação ( $T_{10}$ ) e de condensação ( $T_8$ ).

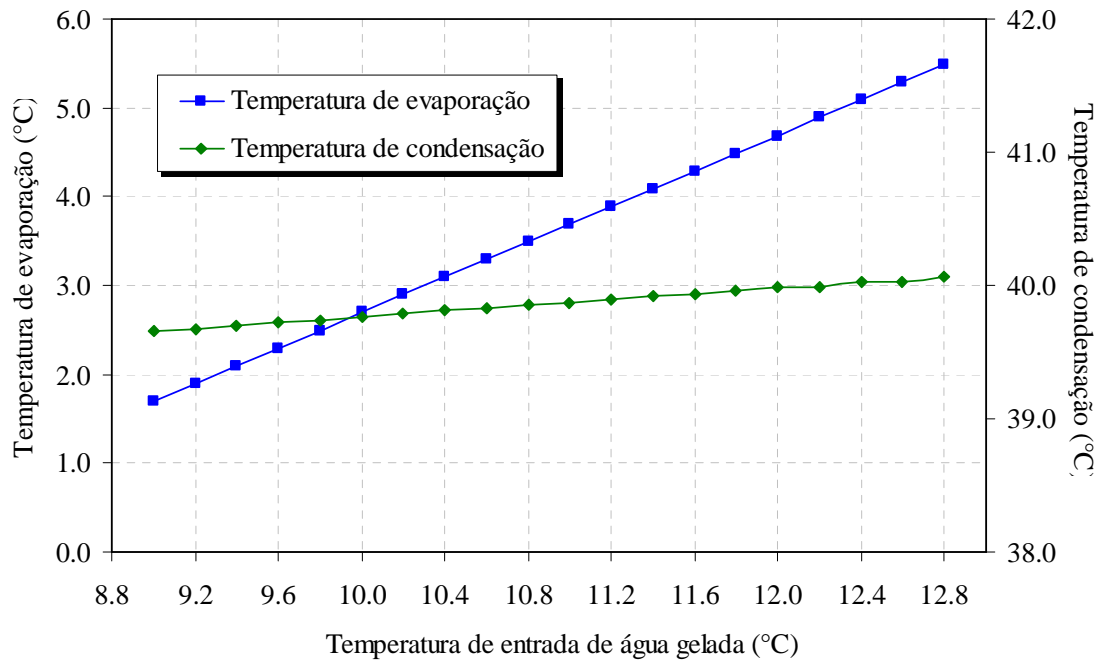


Figura 5.3 – Temperaturas do sistema variando com a temperatura de entrada de água gelada ( $T_{17}$ ).

As figuras a seguir mostram a variação da capacidade térmica do chiller (Figura 5.4) e do COP (Figura 5.5) em função da temperatura de entrada de água gelada para diferentes temperaturas de entrada de água de condensação.

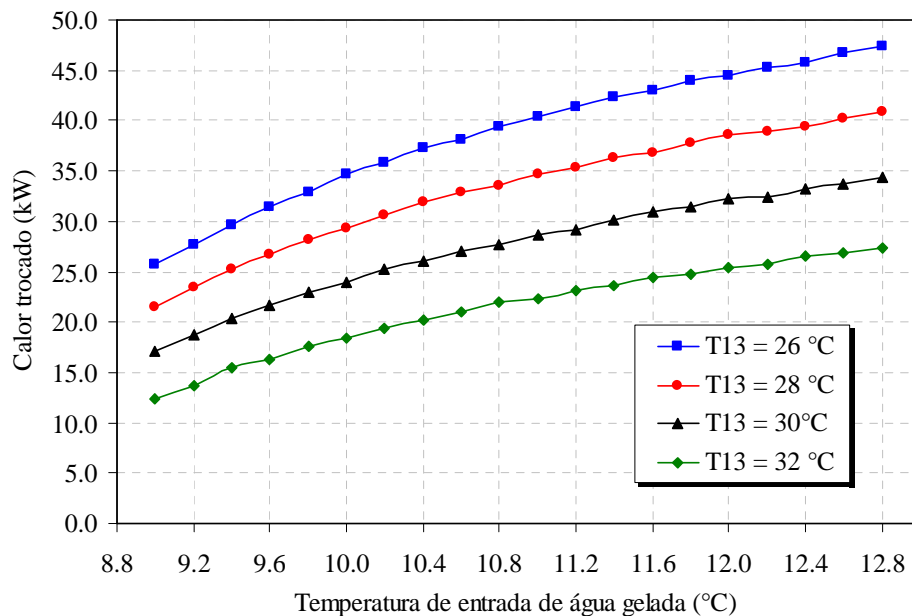


Figura 5.4 – Capacidade térmica variando com a temperatura de entrada de água gelada ( $T_{17}$ ) e a temperatura de entrada de água de condensação ( $T_{13}$ ).

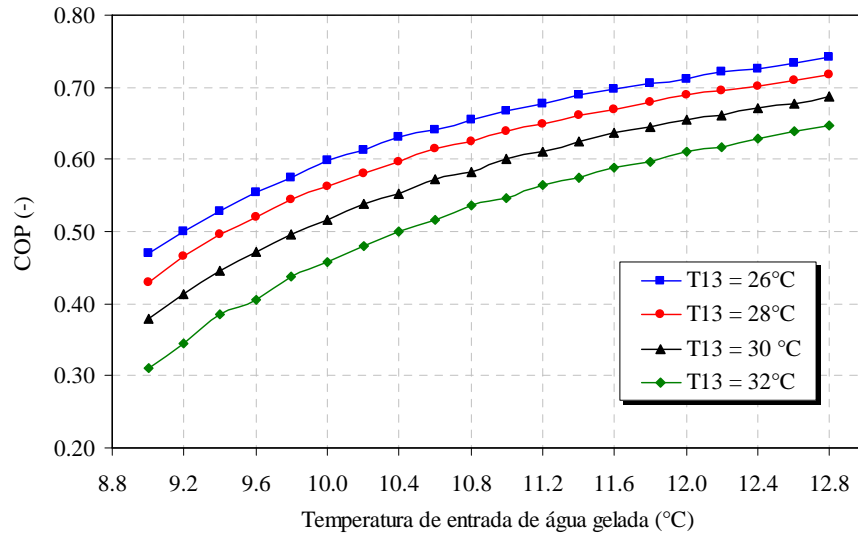


Figura 5.5 – COP variando com a temperatura de entrada de água gelada ( $T_{17}$ ) e a temperatura de entrada de água de condensação ( $T_{13}$ ).

As Figuras 5.4 e 5.5 apresentam o mesmo comportamento mostrado pelos resultados experimentais, os quais indicam o aumento da capacidade térmica e do COP com o aumento da temperatura de entrada de água gelada ( $T_{17}$ ) e para temperaturas de entrada de água de condensação ( $T_{13}$ ) maiores, menor é a capacidade frigorífica do sistema.

As Figuras 5.6, 5.7 e 5.8 mostram o comportamento do sistema em relação a variação da vazão mássica de água gelada no evaporador. Vale ressaltar que a vazão nominal é de 5,5 m<sup>3</sup>/h.

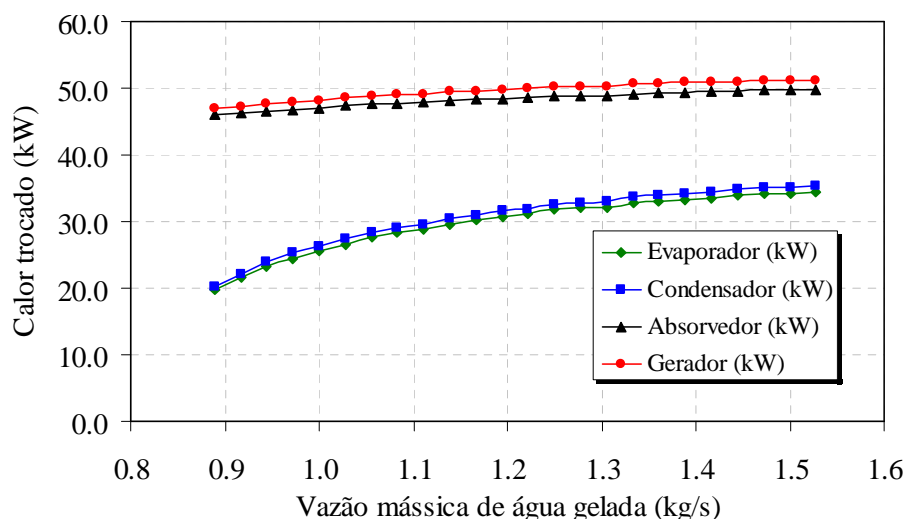


Figura 5.6 – Comportamento dos fluxos de calor com variação da vazão mássica de água gelada ( $\dot{m}_{17}$ ).

Conforme mostrado anteriormente, a Figura 5.6 indica a variação do fluxo de calor nos trocadores de calor em função da vazão mássica de água gelada. Na Figura 5.7 mostra-se a variação do COP e da vazão mássica de refrigerante produzida no evaporador. Comparando estes dois parâmetros analisados, podemos observar que a temperatura de entrada de água gelada tem uma influência mais significativa comparada à vazão mássica de água gelada.

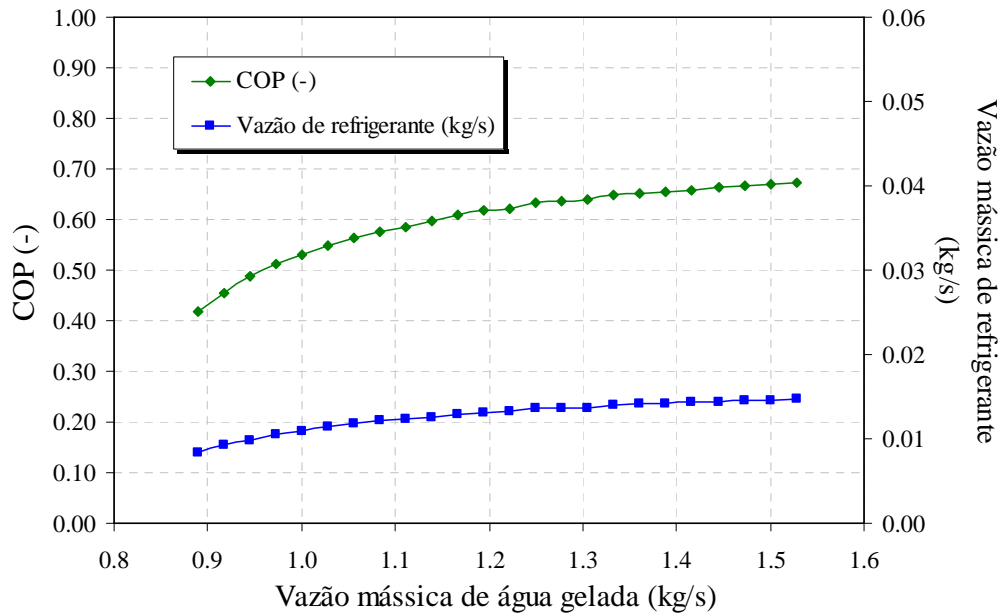


Figura 5.7 – COP e vazão de refrigerante em função da vazão mássica de água gelada ( $\dot{m}_{17}$ ).

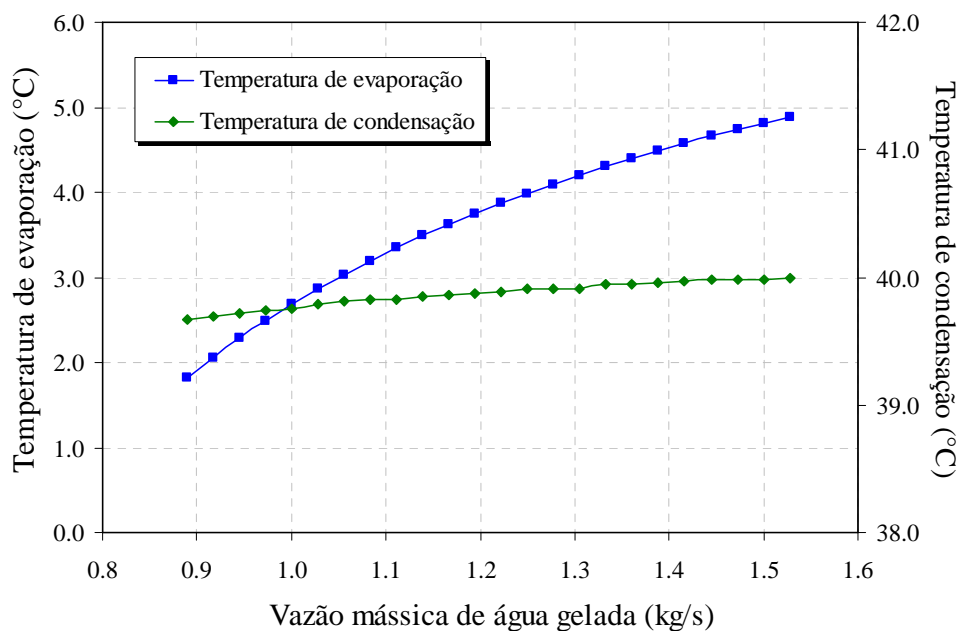


Figura 5.8 – Temperaturas do sistema variando com a vazão mássica de água gelada ( $\dot{m}_{17}$ ).

### 5.1.2 Água Quente

Com relação às variáveis do circuito de água quente, também foram analisadas a influência da temperatura de entrada e vazão mássica sobre o comportamento do chiller. A Figura 5.9 mostra variação do fluxo de calor nos trocadores de calor em relação a temperatura de água quente entrando no gerador.

Pode ser observado, que há um aumento do fluxo de calor em todos os trocadores com o aumento da temperatura de entrada de água quente, porém com uma intensidade inferior comparada à variação da temperatura de água gelada. Uma variação de 3,0 °C da temperatura de entrada de água gelada aumentou a capacidade frigorífica em 48 %, enquanto um aumento de 5,0 °C na temperatura de entrada de água quente aumentou 5,0 % da capacidade frigorífica.

Comparando, para esta análise, os resultados obtidos pelo modelo na condição nominal com os dados fornecidos pelo fabricante foram de 0.1 % para a capacidade térmica e de 1.3 % para o COP.

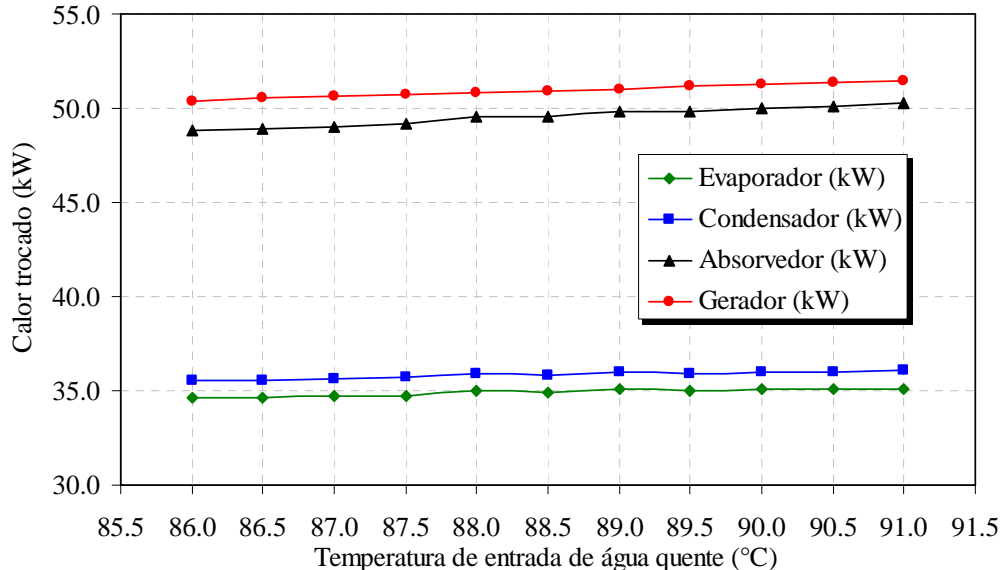


Figura 5.9 – Comportamento dos fluxos de calor com variação da temperatura de entrada de água quente ( $T_{11}$ ).

Na Figura 5.10 pode ser observado o aumento da concentração da solução que retorna do gerador ao absorvedor. Este aumento da concentração é resultante da elevação da

temperatura da água quente no gerador, no qual acarreta aumento da quantidade de vapor de água que irá ao condensador.

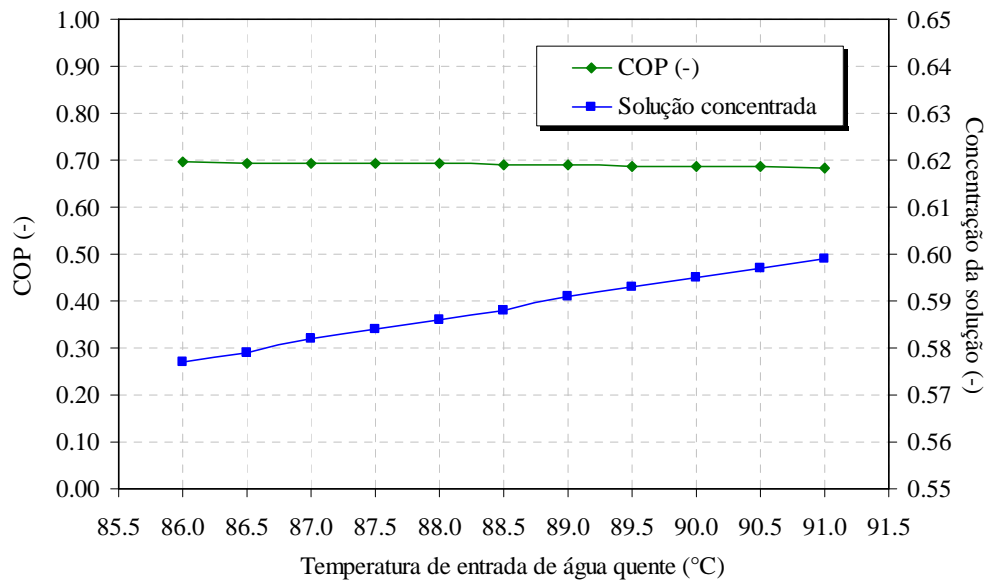


Figura 5.10 – COP e concentração da solução com variação da temperatura de entrada de água quente ( $T_{11}$ ).

O efeito da temperatura de entrada de água quente sobre as temperatura de condensação e sobre as temperaturas da solução fraca e forte é mostrado na Figura 5.11.

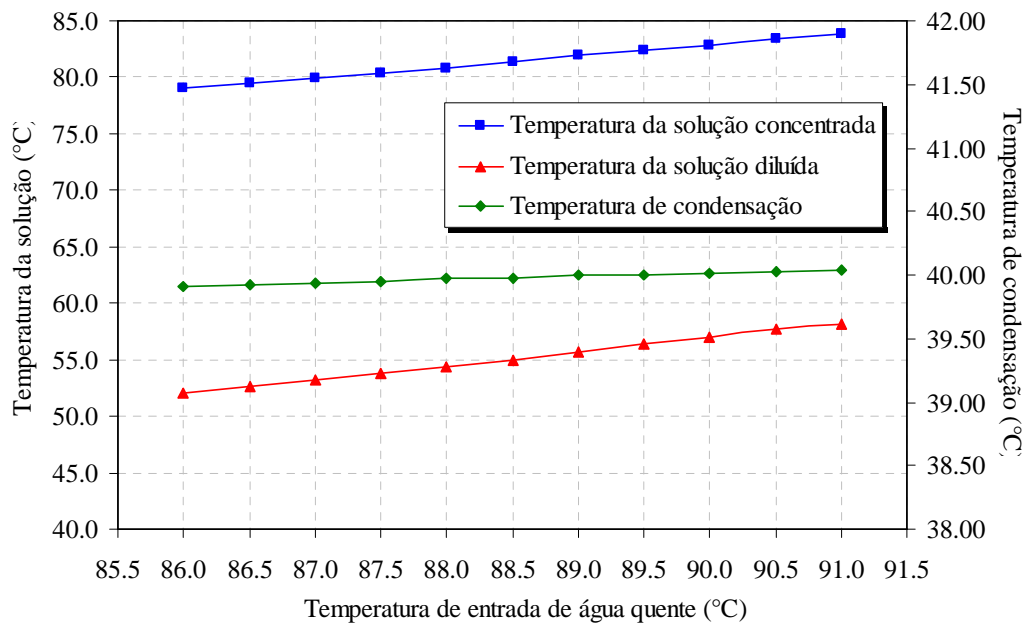


Figura 5.11 – Temperaturas do sistema variando com a temperatura de entrada de água quente ( $T_{11}$ ).

Da mesma forma como apresentado no Capítulo 4, na Figura 5.12 mostra-se a variação das capacidade frigorífica em função da temperatura de entrada de água quente ( $T_{11}$ ), para diferentes temperaturas de entrada de água gelada ( $T_{17}$ ) enquanto os demais parâmetros são mantidos constantes.

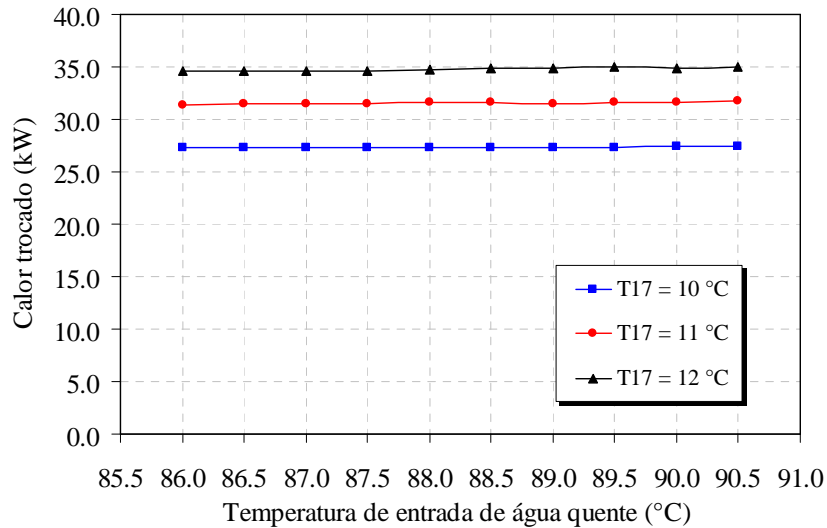


Figura 5.12 – Capacidade frigorífica variando com a temperatura de entrada de água quente ( $T_{11}$ ) e a temperatura de entrada de água gelada ( $T_{17}$ ).

Além da temperatura de entrada de água quente, a influência de sua vazão mássica também foi analisada. A Figura 5.13 apresenta o comportamento do fluxo de calor nos trocadores enquanto a Figura 5.14 mostra comportamento do COP.

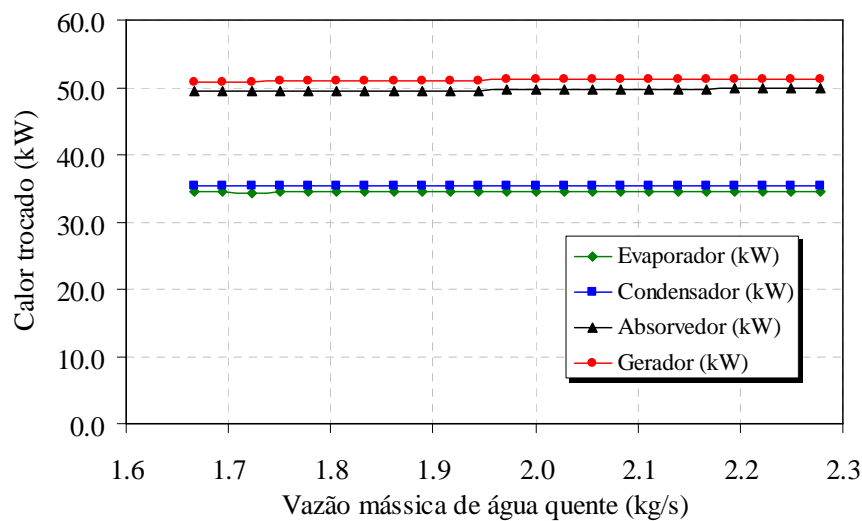


Figura 5.13 – Comportamento dos fluxos de calor com variação da vazão mássica de água quente ( $\dot{m}_{11}$ ).

A temperatura de condensação teve um ligeiro aumento com a elevação da vazão mássica de água quente.

O aumento desta vazão, com os demais parâmetros constantes, acarreta numa maior quantidade de vapor no condensador, elevando assim a pressão do sistema e também a temperatura de condensação, pois a condutância do condensador permanece praticamente constante.

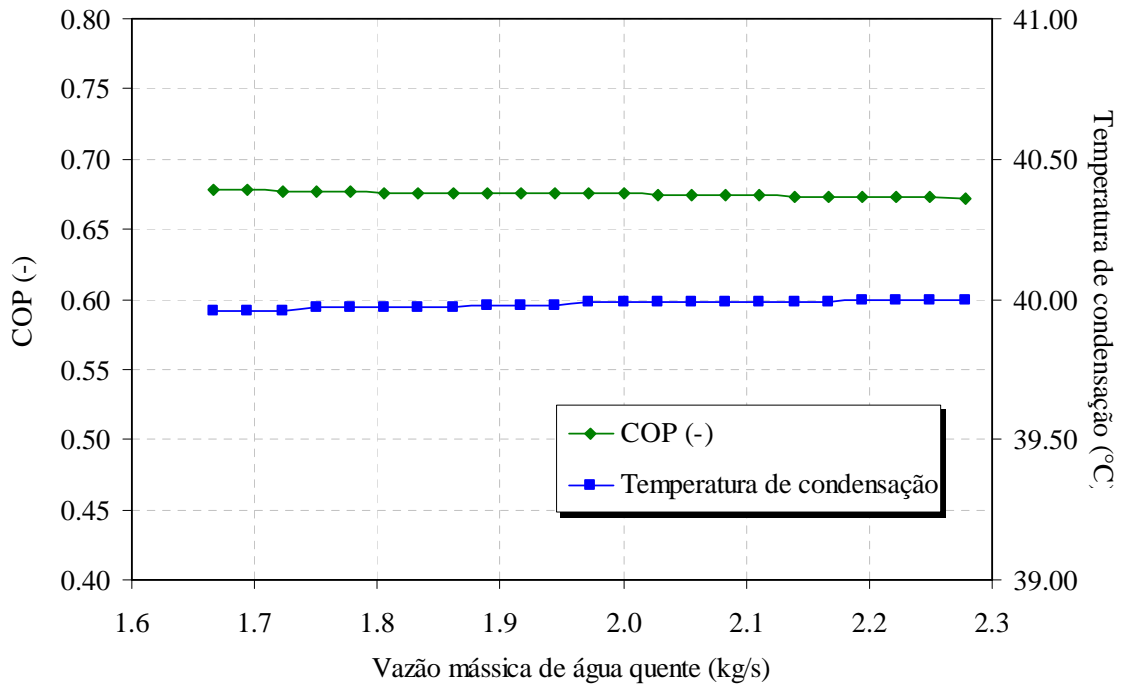


Figura 5.14 – COP e temperatura de condensação com variação da vazão mássica de água quente ( $\dot{m}_{11}$ ).

A Figura 5.15 mostra o efeito da vazão de água quente sobre a temperatura da solução de H<sub>2</sub>O-LiBr.

Conforme pode ser observado, há um aumento da temperatura e da concentração da solução forte (concentrada) saindo do gerador, devido à maior quantidade de vapor de refrigerante produzido no mesmo.



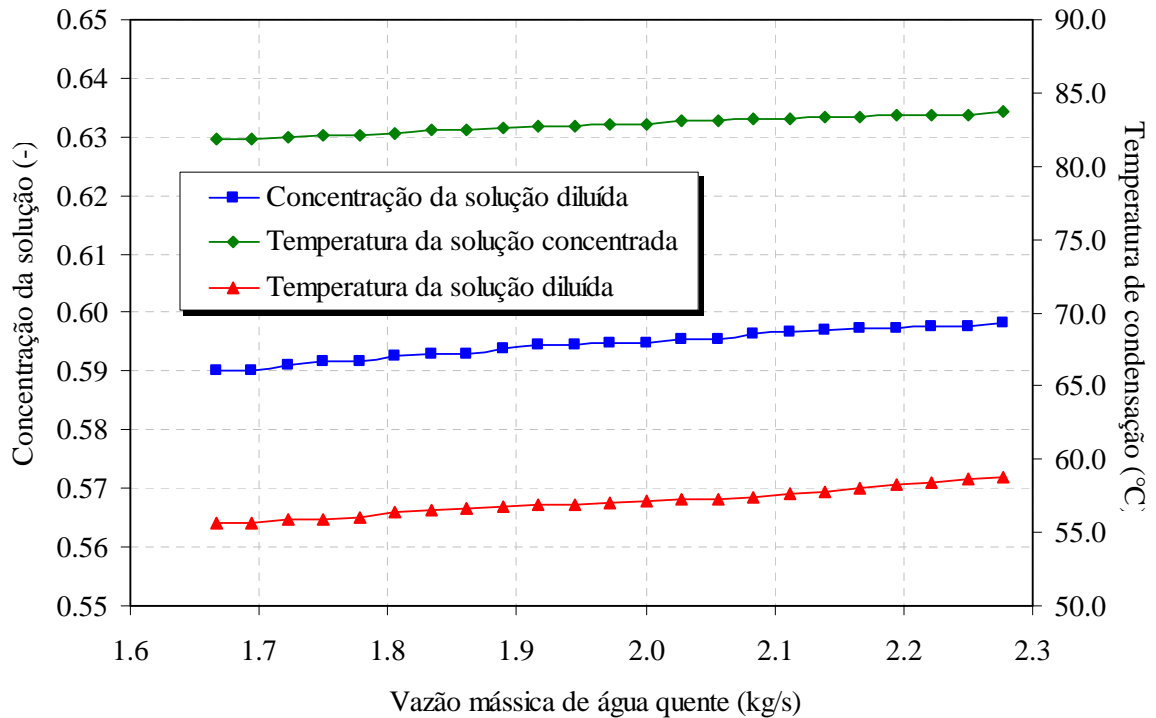


Figura 5.15 – Temperaturas e concentração do sistema variando com a vazão mássica de água quente ( $\dot{m}_{11}$ ).

Conseqüentemente a temperatura da solução no absorvedor também aumenta. Lembrando que, a concentração da solução e a temperatura no gerador tem que ser limitada devido ao risco de cristalização da solução nas tubulações dos trocadores de calor.

### 5.1.3 Água de Condensação

Neste ítem serão analisadas o efeito da temperatura de entrada e da vazão mássica da água de condensação sobre o comportamento do sistema de refrigeração.

Sabe-se que a temperatura da água de condensação influencia diretamente na capacidade do chiller. Isto ocorre, pois a água de condensação ajuda a manter a temperatura da solução no absorvedor baixa, melhorando assim a capacidade de absorção de vapor proveniente do evaporador.

Este aumento de temperatura da água de condensação também irá diminuir a troca de calor no condensador, pois a água de condensação sai do absorvedor a uma temperatura mais elevada.

Este comportamento pode ser observado na Figura 5.16. A capacidade do chiller parece ser menos sensível à variação temperatura de água de condensação do que a temperatura de água gelada.

Para uma variação de 3 °C da temperatura da água de condensação, a capacidade frigorífica variou em 40% enquanto que para a variação de apenas 3 °C da temperatura de água gelada, a capacidade térmica variou 48%.

O erro relativo encontrado na análise deste parâmetro foram de 0.4 % para a capacidade térmica e de 1.4 % para o COP para a condição nominal comparando com os dados fornecidos pelo fabricante.

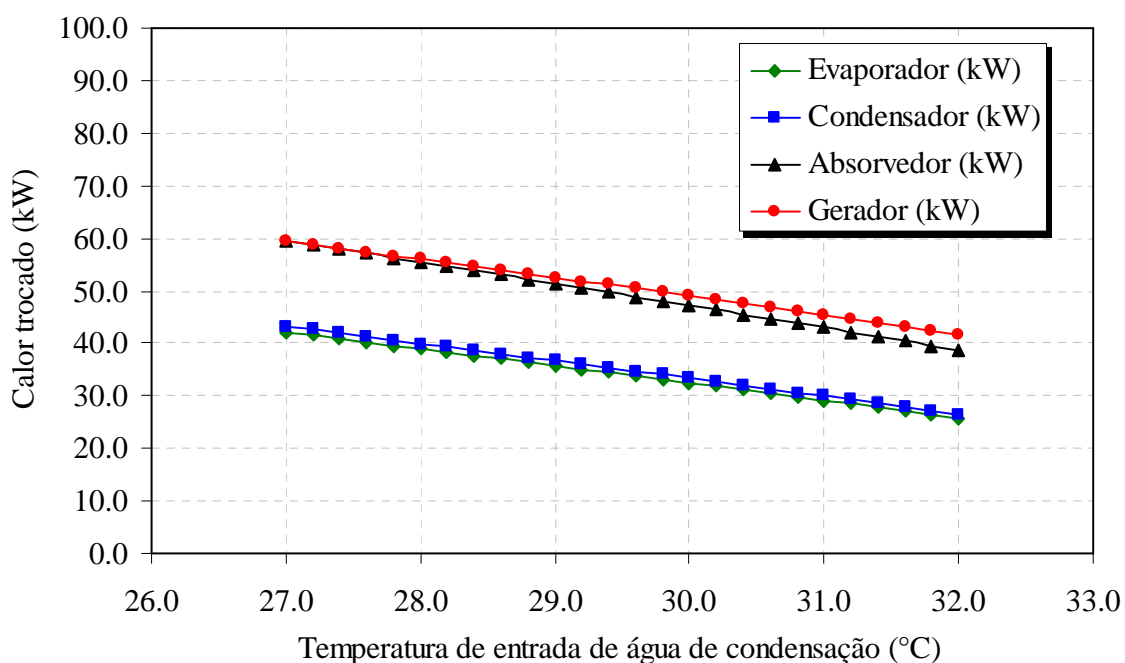


Figura 5.16 – Comportamento dos fluxos de calor com variação da temperatura de entrada de água de condensação ( $T_{13}$ ).

Em consequência da diminuição da capacidade de absorção, diminui-se a quantidade de vapor de refrigerante produzido no gerador e consequentemente menos vapor é direcionado para o condensador (Figura 5.17).

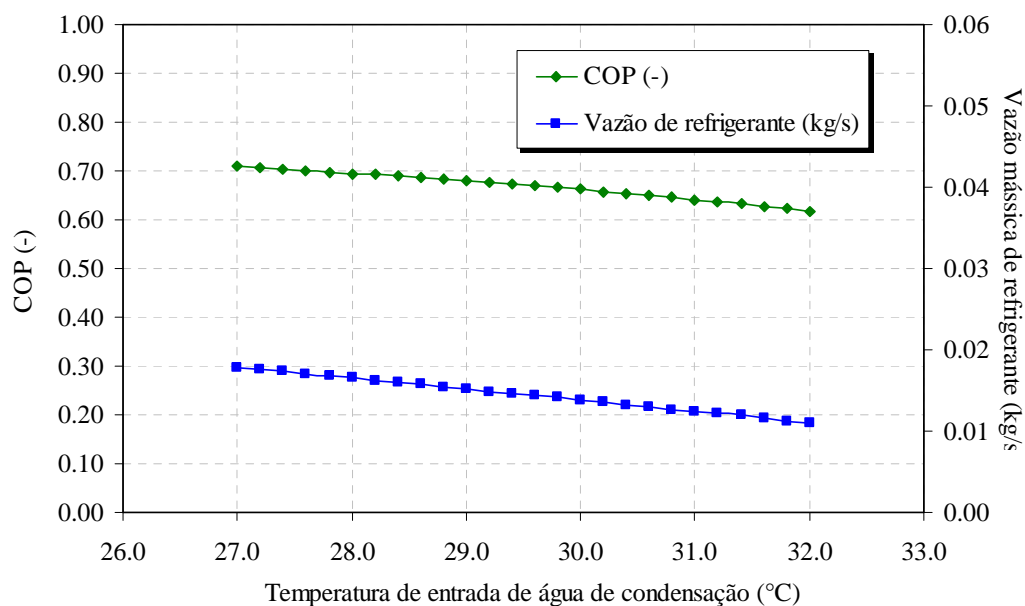


Figura 5.17 – COP e vazão de refrigerante com variação da temperatura de entrada de água de condensação ( $T_{13}$ ).

Observando a Figura 5.18 pode-se observar que a temperatura de condensação sofre uma maior influência do que a temperatura de evaporação do sistema. Para a variação de 5,0 °C da temperatura de entrada de água de condensação a temperatura de evaporação variou 0,05 °C enquanto a temperatura de condensação variou 3,3 °C.

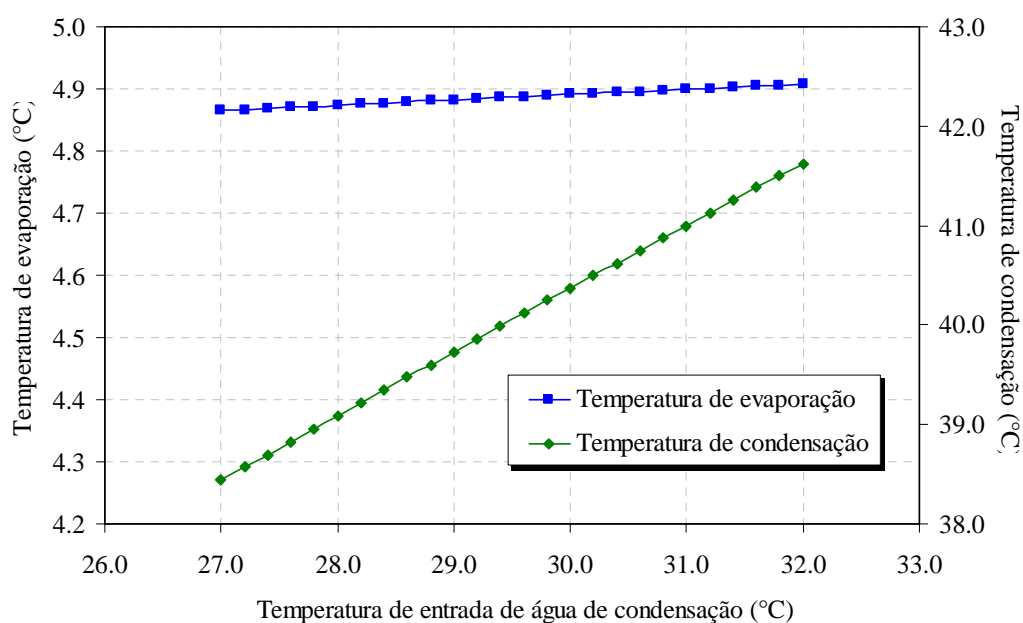


Figura 5.18 – Temperaturas do sistema variando com a temperatura de entrada de água de condensação ( $T_{13}$ ).

Ao contrário da temperatura, o aumento da vazão de água de condensação proporciona um ligeiro aumento na capacidade dos trocadores de calor e do COP, como pode ser visto na Figura 5.19. Um maior fluxo de água mantém a temperatura da solução no absorvedor baixa, melhorando assim a capacidade do chiller.

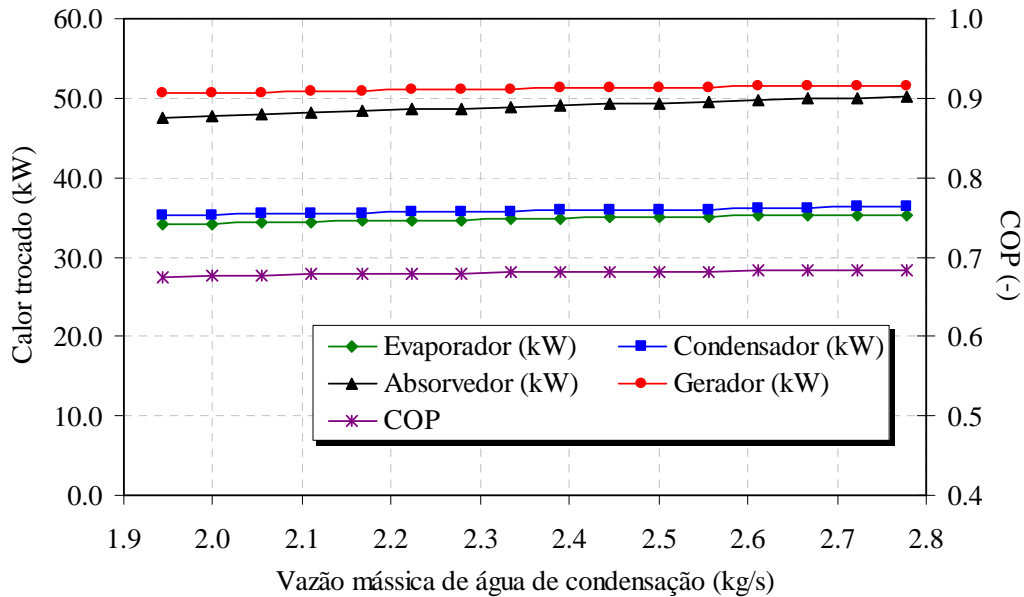


Figura 5.19 – Comportamento dos fluxos de calor com variação da vazão mássica da água de condensação ( $\dot{m}_{13}$ ).

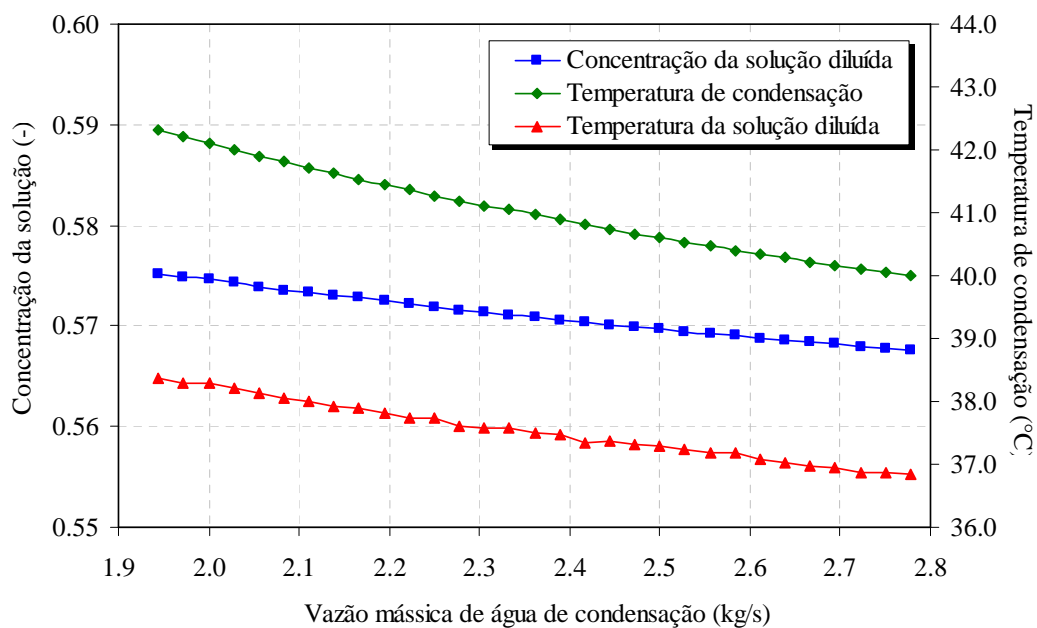


Figura 5.20 – Temperaturas e concentração do sistema variando com a vazão mássica da água de condensação ( $\dot{m}_{13}$ ).

Quanto maior a vazão mássica de água de condensação menor é a temperatura da solução, aumentando a capacidade de absorção, como dito anteriormente. Este aumento da capacidade de absorção diminui a concentração da solução. A Figura 5.20 representa este comportamento.

## 5.2 COMPARAÇÃO ENTRE DADOS EXPERIMENTAIS E OS DADOS DA SIMULAÇÃO

Neste ítem, serão comparados os resultados obtidos por simulação com os dados dos testes experimentais realizados no chiller do laboratório do Instituto de Engenharia Macânica da UNIFEI.

Para esta comparação foi realizada a simulação utilizando as mesmas condições apresentadas pelas condições operacionais dos dados experimentais mostrados no Capítulo 4 e da mesma forma como realizado no ítem anterior, durante a variação do parâmetro analisado, os demais dados de entrada são mantidos constantes.

A Figura 5.21 mostra a comparação entre os dados obtidos experimentalmente e os dados de simulação para o calor trocado no gerador, em função da temperatura de entrada de água gelada no evaporador.

Para esta análise a temperatura de entrada de água de condensação ( $T_{13}$ ) é de 27.0 °C e a temperatura de entrada de água quente ( $T_{11}$ ) é de 90.7 °C. As vazões de água gelada, quente e de condensação são, respectivamente, 3,7, 8,0 e 9,3 m<sup>3</sup>/h.

Pode ser notado que a curva de dados simulados está dentro da faixa de erro dos valores experimentais. O erro médio relativo para os dados da Figura 5.21 é de 7,7 %.

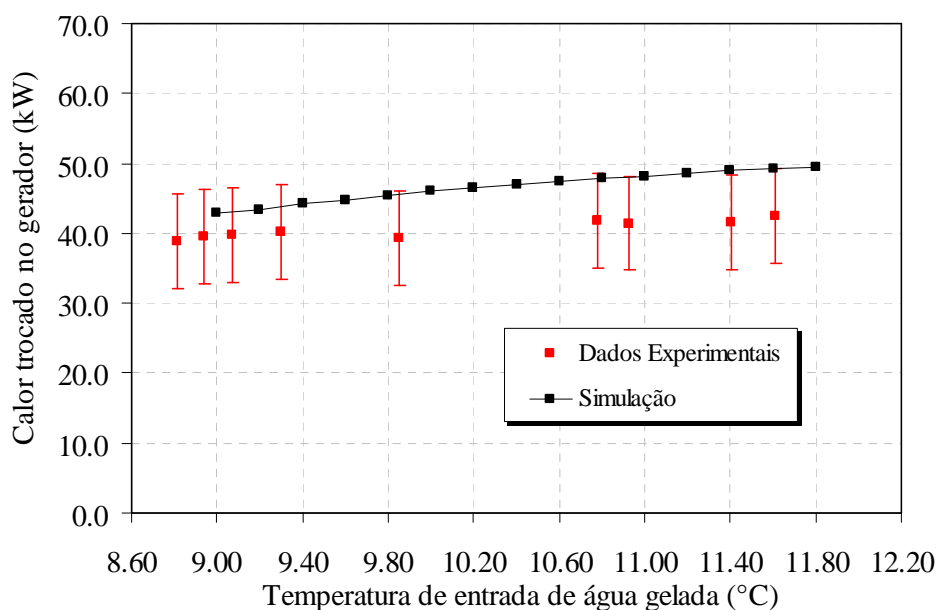


Figura 5.21 – Comparação de resultados do gerador variando com a temperatura de entrada de água gelada ( $T_{17}$ ).

A Figura 5.22 compara o calor trocado no gerador e no evaporador com a variação da temperatura de entrada de água quente. Para esta análise a temperatura de entrada de água gelada ( $T_{17}$ ) é de 11,0 °C, a temperatura de entrada da água de condensação ( $T_{13}$ ) é de 28,0 °C. As vazões de água gelada, quente e de condensação são, respectivamente, 3,7, 8,0 e 9,3 m<sup>3</sup>/h. O erro médio relativo para os dados da Figura 5.22 é de 5,7 % para o calor trocado no gerador e de 12,0 % para o calor trocado no evaporador.

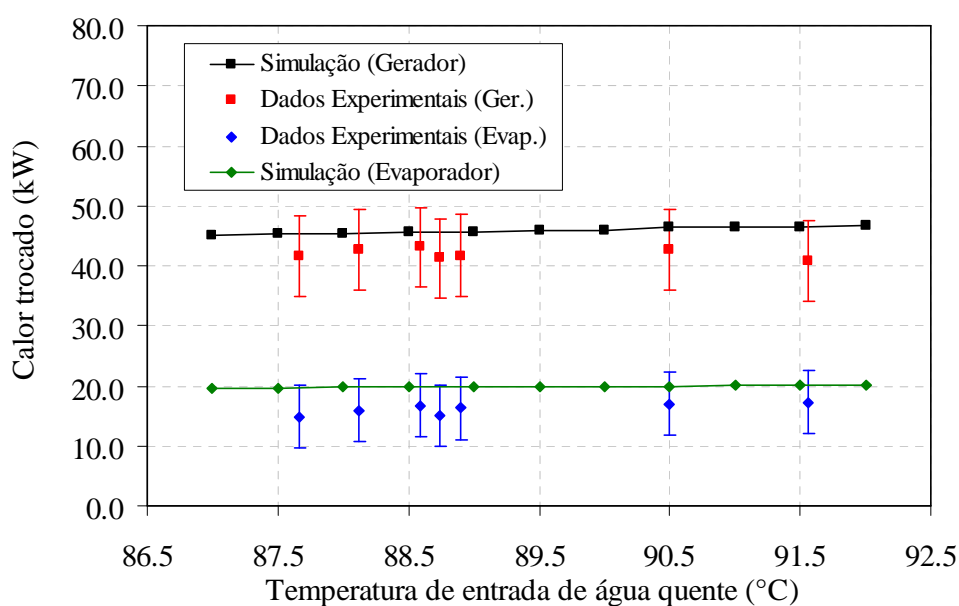


Figura 5.22 – Comparação de resultados do evaporador e gerador variando com a temperatura de entrada de água quente ( $T_{11}$ ).

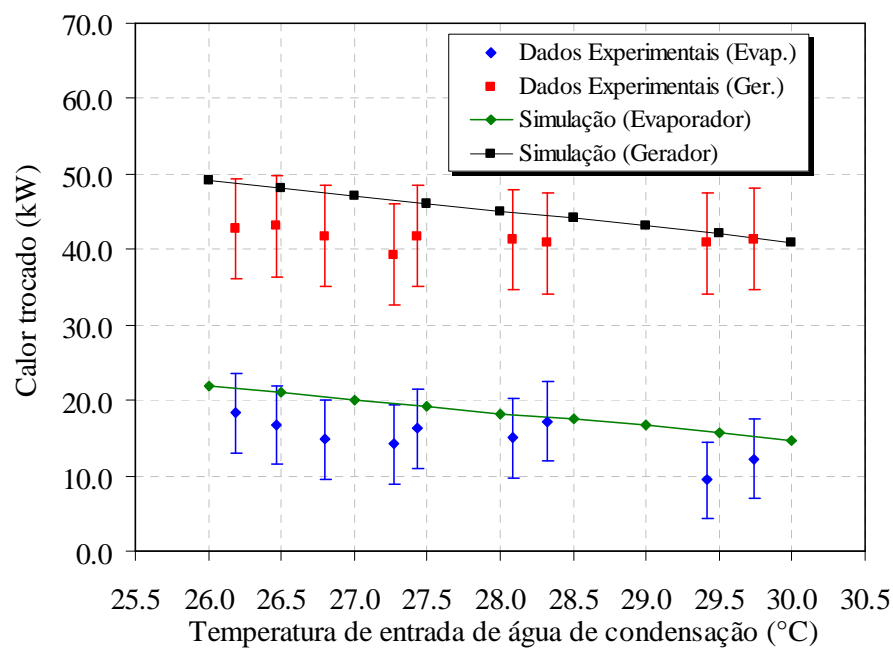


Figura 5.23 – Comparação de resultados do evaporador e gerador variando com a temperatura de entrada de água de condensação ( $T_{13}$ ).

As Figuras 5.23 e 5.24 mostram, respectivamente, a comparação entre o calor trocado no evaporador e gerador e o COP do chiller em função da temperatura de entrada de água de condensação. Para as duas figuras a temperatura de entrada de água gelada ( $T_{17}$ ) é de 10,6 °C, a temperatura de entrada da água de condensação ( $T_{11}$ ) é de 88,9 °C. As vazões de água gelada, quente e de condensação são, respectivamente, 3,7, 8,0 e 9,3 m<sup>3</sup>/h.

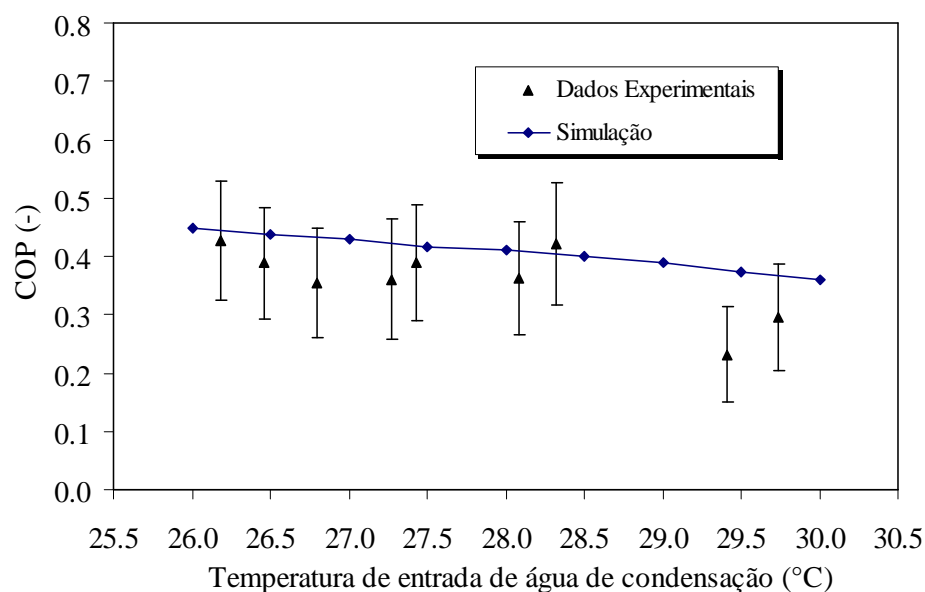


Figura 5.24 – Comparação do COP variando com a temperatura de entrada de água de condensação ( $T_{13}$ ).

O erro médio realtivo do calor trocado no evaporador é de 14,3 %, no gerador é de 8,1 % e do COP de 5,1 %.

Com os valores experimentais, apresentados no capítulo anterior, comparados aos valores obtidos a partir das simulações para as mesmas condições dos testes, pode-se concluir que o modelo desenvolvido para a simulação apresentou resultados satisfatórios.

Outro parâmetro comparado foi o *IPLV*, índice utilizado para quantificar o desempenho do sistema de refrigeração por absorção em carga parcial. Utilizando a Equação 4.1 o *IPLV* para os resultados simulados foi de 0,469. O *IPLV* obtido a partir dos dados experimentais foi de 0,509. Com isso, o erro relativo deste parâmetro é de 7,8 %. Sendo assim o valor obtido a partir da simulação é satisfatório, uma vez que a tolerância do *IPLV*, para este equipamento que opera com um diferencial de temperatura entre a entrada e saída de água gelada de 5,5 °C, é de 10%.



## Capítulo 6

# CONCLUSÃO

O presente trabalho apresentou a modelagem de um sistema de refrigeração por absorção de simples efeito, que utiliza como fluido de trabalho a solução H<sub>2</sub>O-LiBr. O modelo foi desenvolvido em MatLAB<sup>®</sup> e apresentou características de operação coerentes para este tipo de configuração, conforme pode ser observado nos resultados mostrados no Capítulo 5.

Como objetivo principal, foi analisada a influência da temperatura de entrada e vazão de água dos circuitos de água gelada, quente e de condensação sobre os fluxos de calor nos trocadores de calor e sobre o coeficiente de performance do sistema de refrigeração por absorção, representando desta forma condições de carga parcial de operação.

Considerando os dados obtidos a partir das simulações, levando em conta o circuito de água gelada, o parâmetro que apresentou maior influência no fluxo de calor dos trocadores de calor e no coeficiente de performance do sistema, foi a temperatura de água gelada. Um aumento de 3,8 °C da temperatura de entrada de água gelada aumentou em 48 % a capacidade frigorífica.

O aumento da temperatura de entrada de água gelada proporcionou uma elevação do fluxo de calor em todos os trocadores e também no coeficiente de performance. O aumento da vazão mássica de água gelada também proporcionou elevação na capacidade térmica do evaporador, entretanto com uma intensidade menor que a causada pela variação de temperatura. O aumento de 40 % da vazão mássica de água gelada (0,8 → 1,5 kg/s) apresentou aumento de 42 % da capacidade térmica do evaporador enquanto o aumento de 30

% da temperatura de entrada de água gelada ( $9,0 \rightarrow 12,8$  °C) aumentou em 48 % a capacidade frigorífica.

O circuito de água quente apresentou menor efeito sobre o sistema comparado com o circuito de água gelada. A elevação da temperatura da fonte de calor do sistema mostrou que a carga térmica, a troca de calor no absorvedor, no condensador e também no gerador sofre um pequeno acréscimo.

A elevação de  $6,0$  °C na temperatura de entrada de água quente aumentou em apenas 1,5 % a capacidade frigorífica do sistema. A vazão de água quente, que no caso deste chiller, é proveniente de uma caldeira de recuperação de calor, a qual aproveita os gases de exaustão de um microturbina. O aumento deste parâmetro implica em um ligeiro aumento dos fluxo de calor.

Entretanto, pode-se observar que, mesmo que pequeno, a variação do fornecimento de água quente causou um efeito no fluxo de calor do gerador próximo ao efeito causado no evaporador, sendo este aumento de 2,0 % da capacidade do gerador. Consequentemente levando a uma pequena redução do coeficiente de performance do sistema.

Como comentado no capítulo dos resultados, a temperatura de entrada da água de condensação foi o parâmetro que apresentou maior efeito no sistema. Porém, com o aumento desta temperatura, o sistema reduz a capacidade frigorífica, uma vez que, a água de condensação além de rejeitar o calor do sistema no condensador, é também responsável por manter a temperatura da solução baixa no absorvedor, permitindo melhor absorção de vapor de refrigerante na solução.

A vazão de água de condensação também garante que a temperatura da solução não se eleve, porém com uma intensidade inferior do que a temperatura proporciona.

Com relação aos dados experimentais, estes apresentaram os mesmos comportamentos indicados pelos dados obtidos por simulação.

Referente aos dados experimentais vimos que a elevação de  $16$  °C da temperatura de entrada de água quente provoca aumento de 31 % no coeficiente de performance do chiller, enquanto que o aumento de apenas  $2,0$  °C da temperatura de entrada de água gelada proporciona elevação de 20 % no COP. Diante disto pode-se afirmar que a temperatura de entrada de água gelada tem maior efeito sobre o comportamento do sistema de refrigeração.

Os resultados também mostram que o chiller não consegue manter a temperatura de saída de água gelada a 7.0 °C para temperaturas de entrada de água quente inferiores a 85,0 °C, pois para temperaturas de entrada de água quente inferiores a esta, ainda não é suficiente para que ocorra a troca de calor necessária no evaporador, o que acarreta pior performance do sistema de refrigeração por absorção.

Nestes ensaios a capacidade alcançada do chiller foi de 55 % (19,2 kW) de sua condição nominal, para a qual o COP foi de 0,45. Desta forma não foi alcançando o COP indicado pelo fabricante na condição nominal. Em algumas condições de testes, mesmo quando a temperatura de entrada de água quente alcançava a condição nominal, a capacidade frigorífica não era atendida.

Isso devido ao chiller operar com a vazão de água gelada a 48 % abaixo da nominal e principalmente pela microturbina a gás selecionada não ser suficiente para atender este sistema de refrigeração por absorção. Este fato justifica também porque a influência da temperatura de entrada de água quente é inferior à influência da temperatura de entrada de água gelada e de condensação. A temperatura de água de condensação também estava elevada, o que diminui a capacidade frigorífica do sistema de refrigeração.

As condições parciais obtidas com estes testes não foram comparadas com os dados de catálogo do chiller de absorção, pois esses dados em condições parciais não foram fornecidos pelo fabricante.

Entretanto, como pôde ser observado no capítulo de resultados, foi realizado a comparação dos dados experimentais com os obtidos a partir do modelo desenvolvido. Observou-se que os resultados apresentaram o mesmo comportamento e que as curvas da simulação estão dentro dos erros das medidas indiretas resultantes dos erros de medição dos instrumentos.

Conforme citado no início do trabalho, o modelo foi desenvolvido basendo-se na Primeira Lei da Termodinâmica e no Método de Transferência de Calor da Efetividade-NUT. Para a simulação das condições parciais foi analisado os parâmetros operacionais referentes aos circuitos externos, como as temperaturas de entrada e vazões de água gelada, quente e de condensação.

A variação dos parâmetros referentes ao circuito de água gelada representam, por exemplo, a variação da demanda térmica de um ambiente condicionado, o qual a elevação da temperatura de entrada da água gelada indica um aumento da carga térmica.

Para o circuito de água quente, a variação de seus parâmetros está relacionado ao fornecimento da fonte quente, que pode ser por exemplo, através de fornecimento de água quente proveniente de coletores solares. Os sistema de refrigeração por absorção em conjunto com os coletores solares podem apresentar dificuldades quanto a combinação da demanda de água quente e de necessidade de resfriamento.

Outra forma de fornecimento da fonte de calor é através de tecnologias de conversão de energia, onde é necessário a integração entre a temperatura do calor disponível com o nível de temperatura necessário para o sistema de refrigeração por absorção.

A variação da temperatura ambiente também é um fator que determina a operação do sistema de refrigeração em carga parcial, uma vez que a temperatura ambiente influencia na temperatura de entrada da água de condensação, a qual tem influência no comportamento do sistema, como foi mostrado neste trabalho.

Diante destas considerações e tendo em vista que os resultados apresentados neste trabalho, pode-se dizer que este modelo termodinâmico desenvolvido pode ser utilizado como uma ferramenta para análise do comportamento em carga parcial de sistemas de refrigeração por absorção de simples efeito de queima indireta, utilizando  $H_2O$ -LiBr. Este modelo também pode ser utilizado como ferramenta para análise de um sistema de cogeração, por exemplo, o qual utiliza um sistema de refrigeração por absorção, sendo útil para definir a configuração mais adequada da unidade de refirgeação para um sistema de cogeração.

## **6.1 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS**

Como sugestão para trabalhos futuros, pode-se complementar estas análises feitas realizando uma avaliação em regime transiente do sistema, o qual irá permitir estudar o sistema durante a partida, o desligamento e durante a mudança de carga, uma vez que este equipamento analisado apresenta funcionamento intermitente.

Outro importante estudo a ser realizado, é análise deste sistema de refrigeração por absorção implementado a uma central de cogeração, o qual pode ser feita a análise realizada neste trabalho em todos os componentes do sistema de cogeração.

O estudo da viabilidade econômica da utilização de sistema de refrigeração por absorção, com auxílio do programa desenvolvido no presente trabalho, como ferramenta para estimar consumo energético, seria também um tema importante a ser estudado em trabalhos futuros.

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

**ARI.** AIR CONDITIONING & REFRIGERATION INSTITUTE. *Absorption water chilling and water heating packages*. ANSI/ARI Standards 560: Virginia, 2000.

**ASDRUBALI, F.; GRIGNAFFINI, S.** *Experimental evaluation of the performance of a H<sub>2</sub>O-LiBr absorption refrigerator under different service conditions*. International Journal of Refrigeration. v.28, p.489-497, janeiro 2005.

**ASHRAE.** AMERICAN SOCIETY OF HEAT, REFRIGERATION AND AIR CONDITIONING ENGINEERS. *ASHRAE Handbook: Refrigeration, Chapter 41 – Absorption cooling, heating and refrigeration equipment*. 2006.

**ASHRAE.** AMERICAN SOCIETY OF HEAT, REFRIGERATION AND AIR CONDITIONING ENGINEERS. *ASHRAE Handbook: Fundamentals, Chapter 2 – Thermodynamics and refrigeration cycles*. 2009.

**ASHRAE.** AMERICAN SOCIETY OF HEAT, REFRIGERATION AND AIR CONDITIONING ENGINEERS. *ASHRAE Handbook: Fundamentals, Chapter 30 – Thermophysical properties of refrigerants*. 2009.

**BEN.** MINISTÉRIO DE MINAS E ENERGIA. Secretaria de Planejamento e Desenvolvimento Energético. *Balanco Energético Nacional 2009: Ano Base 2008*. Empresa de Pesquisas Energéticas. Rio de Janeiro: EPE, 2009. 48 p.

**BERECHE, R. P.** *Avaliação de sistemas de refrigeração por absorção H<sub>2</sub>O-LiBr e sua possibilidade de inserção no setor terciário utilizando o gás natural*. 2007. 209 f. Dissertação (Mestrado em Planejamento de Sistemas Energéticos) – Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, Campinas.

**BRUNO, J. C.; MIQUEL, J.; CASTELLS, F.** *Modelling of ammonia absorption chillers integration in energy systems of process plants*. Applied Thermal Engineering. v.19, p.1297-1328, 2005.

**CARVALHO, A. N.; BAZZO, E.; PIEROBOM, M. C.** *Experimental results and performance parameters of assessment of a natural gas small scale cogeneration plant.* In: 20<sup>th</sup> International Congress of Mechanical Engineering, 2009, Gramado, RS - Brasil.

**COSTA, E. C.** *Refrigeração.* São Paulo: Editora Edgard Blucher Ltda, 1985. 322p.

**DANTAS, F.** *Sistema de climatização do Salvador Norte Shopping incorpora tecnologias para eficiência energética e redução de emissões.* Climatização & Refrigeração. São Paulo: NTEditorial, n°110, out.2009.

**GÓMEZ, V. H.; VIDAL, A.; BEST, R.; GARCÍA-VALLADARES, O.; VELÁZQUEZ, N.** *Theoretical and experimental evaluation of an indirect-fired GAX cycle cooling system.* Applied Thermal Engineering. v.28, p.975-987, 2008.

**GORDON, J. M.; NG, K. C.** *A general thermodynamic model for absorption chillers: Theory and experiment.* Heat Recovery Systems & CHP. v.15, p.73-83, 1995.

**GORDON, J. M.; NG, K. C.** *Cool thermodynamics: The engineering and physics of predictive, diagnostic and optimization methods for cooling systems.* Cambridge: Cambridge International Science Publishing, 2000. 259 p.

**HEROLD, K. E.; RADERMACHER, R.; KLEIN, S. A.** *Absorption chillers and heat pumps.* Flórida: CRC Press, 1995. 329 p.

**HORUZ, I.; CALLANDER, T. M. S.** *Experimental investigation of a vapor absorption refrigeration systems.* International Journal of Refrigeration. v.27, p.10-16, julho 2004.

**JOUDI, K. A.; LAFTA, A. H.** *Simulation of a simple absorption refrigeration system.* Energy Conversion & Management. v.42, p.1575-1605, novembro 2001.

**KAYNAKLI, O.; KILIC, M.** *Theoretical study on the effect of operating conditions on performance of absorption refrigeration system.* Energy Conversion Management. v.48, p.599-607, 2007.

**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 Reviews. V.14, p.1969-1978, 2010.

- KIM, J. S.; ZIEGLER, F.; LEE, H.** *Simulation of the compressor-assisted triple-effect H<sub>2</sub>O-LiBr absorption cooling cycles*. Applied Thermal Engineering. v.22, p.295-308, 2002.
- LAMBERTS, R.; GHISI, E.; PAPST, A. L.** *Desempenho Térmico de Edificações*. 2000. Laboratório de Eficiência Energética em Edificações – Departamento de Engenharia Civil, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis.
- LIAO, X.; RADERMACHER, R.** *Absorption chiller crystallization control strategies for integrated cooling heating and power systems*. International Journal of Refrigeration. v.30, p.904-911, janeiro 2007.
- LOPES, M. A.** *Projeto e simulação de resfriadores de líquidos*. 2007. 158 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade de São Paulo, São Paulo.
- MEHRABIAN, M.; SHAHBEIK, A. E.;** *Thermodynamic modelling of a single effect H<sub>2</sub>O-LiBr absorption refrigeration cycle*. Journal of Process Mechanical Engineering. v.219, p.261-273, setembro 2004.
- NOGUEIRA, L. A. H.; TEIXEIRA, F. N.; CARVALHO, F. R.** *Cogeração e geração distribuída*. In: **NASCIMENTO, M. A. R.; LORA, E. E. S.** *Geração termelétrica: Planejamento, projeto e operação*. 1<sup>o</sup> Edição. Rio de Janeiro: Editora Interciência, 2004. v.2, cap.13, p.743-787.
- NURZIA, G.** *Design and simulation of solar absorption cooling systems*. 2008. 110 f. Tese (Doutorado em Tecnologia de Informação de Energia e Meio Ambiente) – Departamento de Engenharia Industrial, Universidade de Bergamo, Bergamo.
- ONS. OPERADOR NACIONAL DO SISTEMA ELÉTRICO.** *Boletim de carga especial*. 05 de fevereiro de 2010. Disponível em: < [www.ons.org.br](http://www.ons.org.br) >. Acesso em: 07 de fevereiro de 2010.
- PARK, C. W.; JEONG, J. H.; KANG, Y. T.** *Energy consumption characteristics of an absorption chiller during the partial load operation*. International Journal of Refrigeration. v.27, p.948-954, junho 2004.



**SALES, L. S.; CARVALHO, R. D. M.; VENTURINI, O. J.** *Modeling and simulation of a solar powered absorption cooling system located in southeast Brazil.* In: 18<sup>th</sup> International Congress of Mechanical Engineering, 2005, Ouro Preto, MG-Brasil.

**SHIN, Y.; AH SEO, J.; WOOK CHO, H.; CHUL NAM, S.; HEE JEONG, J.** *Simulation of dynamics and control of a double effect H<sub>2</sub>O-LiBr absorption chiller.* Applied Thermal Engineering. 2009.

**SRIKHIRIN, P.; APHORNRATANA, S.; CHUNGAIBULPATANA, S.** *A review of absorption refrigeration technologies.* Renewable & Sustainable Energy Reviews. v.5, p.343-372, fevereiro 2001.

**THERMAX – SUSTAINABLE SOLUTIONS ENERGY & ENVIRONMENT.** Catálogo técnico. *Cogenie & ProChill: Hot water driven vapor absorption machine.* Disponível em: <[www.thermaxindia.com](http://www.thermaxindia.com)>.

**VENTURINI, O. J.; LORA, E. E. S.; NASCIMENTO, M. A. R.; TEIXEIRA, F. N.; ARRIETA, F. R. P.; COBAS, V. M.; SANOTS, J. J. C. S.** *Tecnologias de Geração Distribuída Utilizando Combustíveis Fósseis.* In: **LORA, E. E. S.; HADDAD, J.** *Geração Distribuída: Aspectos Tecnológicos, Ambientais e Institucionais.* 1<sup>o</sup> Edição. Rio de Janeiro: Editora Interciência, 2006. v.1, cap.2. p. 29-81.

**VENTURINI, O. J.; PIRANI, M. J.; SIMÕES, A. A.; ALMEIDA, M. S. V.** *Refrigeração e Ar Condicionado.* In: **MARQUES, M. C. S.; HADDAD, J.; MARTINS, A. R. S.** *Conservação de Energia: Eficiência Energética de Equipamentos e Instalações.* 3<sup>o</sup> Edição. Itajubá: Editora EFEI, 2006. v.1, cap.9. p.293-348.

**VENTURINI, O. J.; SILVA, C. M.; RENDON, M. M.** *Análise teórico-experimental de um sistema de cogeração constituído de uma microturbina a gás e um chiller de absorção de aapor.* In: Congresso Iberoamericano de Ciências e Técnicas do Frio, 4, 2007, Porto. Anais do CYTEF-2007, 2007. v.1. p.1-10.

**WANG, J.; ZHENG, D.** *Performance of one and a half-effect absorption cooling cycle of H<sub>2</sub>O-LiBr system.* Energy Conversion Management. v.50, p.3087-3095, setembro 2009.

**WESTPHAL, F. S.** *Desenvolvimento de um algoritmo para estimativa do consumo de energia elétrica de edificações não residenciais a partir de dados climáticos simplificados.*

2002. 108 f. Dissertação (Mestrado em Construção Civil) – Centro Tecnológico, Departamento de Engenharia Civil, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis.

**ZHOU, Y. P.; WU, J. Y.; WANG, R. Z.; SHIOCHI, S.** *Energy simulation in the variable refrigerant flow air-conditioning system under cooling conditions*. Energy and Buildings. V.39, p.212-220, 2007.

## **Apêndice A**

### **MODELO TERMODINÂMICO**

Neste apêndice será apresentado o modelo matemático desenvolvido em MatLAB<sup>®</sup>, o qual tem o objetivo de simular o sistema de refrigeração por absorção de simples efeito de H<sub>2</sub>O-LiBr operando em carga parcial.

```

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%
%   BRUNO RIBEIRO CANTARUTTI, 11560
%   MARÇO DE 2011
%
%   OBJETIVO: SIMULAR UM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO DE SIMPLES
%   EFEITO UTILIZANDO H2O-LiBr OPERANDO EM CARGA PARCIAL
%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%
clc;
clear all;
%
%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%   DADOS DE ENTRADA
%
%   EVAPORADOR
%
UAevap = 8.8;           % kW/K   Ponto de projeto
m17 = 5.5;             % m³/h   Ponto de projeto
T17 = 12.2;           % °C     Ponto de projeto
DT1810 = 1.2;         %         Approach
%
%   ABSORVEDOR
UAabs = 4.116;        % kW/K   Ponto de projeto
T13 = 28.5;           % °C     Ponto de projeto
m13 = 9.3;            % m³/h   Ponto de projeto
DT114 = 3.2;         %         Approach
%
%   CONDENSADOR
UAcond = 7.871;       % kW/K   Ponto de projeto
m15 = m13;            % m³/h   Ponto de projeto
DT816 = 1.3;         %         Approach
%
%   GERADOR
UAger = 3.351;        % kW/K   Ponto de projeto
T11 = 89.4;           % °C     Ponto de projeto
m11 = 7.9;            % m³/h   Ponto de projeto
DT124 = 1.5;         %         Approach
%
%   TROCADOR INTERMEDIÁRIO
Eftrc = 0.52;         %         Efetividade
%
%   CONSTANTES
cpag = 4.1868;        % kJ/kg.K
ROag = 1000;          % kg/m³
%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%
%   Inicio da contagem do tempo de processamento.
%
tic
%
%   PARÂMETROS ANALISADOS
%
%   Para cada parâmetro, utilize o "for" correspondente, onde:
%
%   T17 - TEMPERATURA DE ENTRADA DE ÁGUA GELADA;

```

```

% m17 - VAZÃO DE ÁGUA GELADA;
% t11 - TEMPERATURA DE ENTRADA DE ÁGUA QUENTE;
% m11 - VAZÃO DE ÁGUA QUENTE;
% T13 - TEMPERATURA DE ENTRADA DA ÁGUA DE CONDENSAÇÃO;
% m13 - VAZÃO DA ÁGUA DE CONDENSAÇÃO.
%
% Escolha o parâmetro a ser analisado:
%
for T17 = 9.:.2:12.8
%   for m17 = 3.2:.1:5.5
%     for T11 = 87.:.2:92.
%       for m11 = 6.:.1:8.2
%         for T13 = 26.:.2:32.
%           for m13 = 7.:.1:10.
%
%
%*****      CONDENSADOR      *****
% Estimando temperatura de condensação (T8)
% Ponto 07: Entrada do condensador (vapor superaquecido)
% Ponto 08: Saída do condensador (líquido saturado)
%
T8est = 39.4;
%
TOLT8 = 0.001;
DT8 = 10.;
ErroT8 = 10.;
%
while (ErroT8 > TOLT8)
%
%   P8 = PsatH20(T8est);
%
%   P7 = P8; P5 = P8; P4 = P8; P3 = P8; P2 = P8;
%
%   H7 = HvapH20(T8est);
%
%   H8 = HliqH20(T8est);
%
%   H9 = H8;
%
%*****      EVAPORADOR      *****
% Estimando temperatur de evaporação (T10)
% Ponto 09: Entrada do evaporador (vapor + líquido)
% Ponto 10: Saída do evaporador (vapor saturado)
%
T10est = 5.5;
%
TOLT10 = 0.01;
DT10 = 10.;
ErroT10 = 10.;
%
while(ErroT10 > TOLT10)
%
%   P10 = PsatH20(T10est);
%
%   H10 = HvapH20(T10est);
%
%   T9 = T10est;
%
%   m10est = 0.015;
%
%   TOLm10 = 0.001;
%   Dm10 = 0.05;
%   Errom10 = 10;

```

```

%
while(Errorm10 > TOLm10)
%
    Qo = m10est*(H10 - H9);
%
    m17s = m17 * ROag /3600;
%
    T18 = T17 - Qo / (m17s*cpag);
%
    Cminevap = m17s*cpag;
%
    NUTEvap = UAevap/Cminevap;
%
    Efevap = 1 - exp(-NUTEvap);
%
    Qmaxevap = Qo / Efevap;

    T16est = 37.2;
    TOLT16 = 0.001;
    DT16 = 10.;
    ErroT16 = 10.;

    while (ErroT16 > TOLT16)
%
%
%***** ABSORVEDOR *****
% Estimando temperatura de saída da água de condensação (T14)
% PONTO 1: Saída de solução do absorvedor (solução diluída saturada)
% Ponto 6: Entrada de solução no absorvedor (solução concentrada)
%
        P6 = P10; P9 = P10;
%
        T14est = (T13 + T16)/2;
%
        TOLT14 = 0.001;
        DT14 = 10.;
        ErroT14 = 10.;

        while(ErroT14 > TOLT14)
%
% Estimando temperatura de saída da solução do absorvedor (T1)
%
            Tlest = 36.4;
%
            TOLT1 = 0.001;
            DT1 = 10.;
            ErroT1 = 10.;

            while(ErroT1 > TOLT1)
%
                X1 = XsLiBr2(P10,Tlest);
%
                H1 = HsLiBr(Tlest,X1);
%
                T1 = TxhLiBr(H1,X1);
%
                ErroT1 = abs((T1 - Tlest)/T1);

                if (ErroT1 > TOLT1)
                    if (T1 > Tlest)
                        Tlest = Tlest - DT1;
                    else

```

```

DT1 = DT1 / 2;
T1est = T1est + DT1;
end
end
end
end
%
%
%***** GERADOR *****%
% Estimando temperatura de saída de água quente (T12)
% Ponto 4: Saída de solução do gerador (solução saturada concentrada)
% Ponto 3: Entrada de solução no gerador (solução subresfriada diluída)
%
T12est = 85.0;
%
TOLT12 = 0.001;
DT12 = 10.;
ErroT12 = 10.;
%
while(ErroT12 > TOLT12)
%
% Estimando temperatura de saída da solução do gerador (T4)
%
T4est = 83.4;
%
TOLT4 = 0.001;
DT4 = 10.;
ErroT4 = 10.;
%
while(ErroT4 > TOLT4)
%
X4 = XsLiBr2(P4,T4est);
%
H4 = HsLiBr(T4est,X4);
%
T4 = TxhLiBr(H4,X4);
%
ErroT4 = abs((T4 - T4est)/T4);
%
if (ErroT4 > TOLT4)
if (T4 > T4est)
T4est = T4est - DT4;
else
DT4 = DT4 / 2;
T4est = T4est + DT4;
end
end
end
end
%
P4 = P8;
%
X3 = X1;
%
%***** BOMBA DE SOLUÇÃO *****%
%
% Ponto 2: Saída da bomba de solução (solução diluída)
% Trabalho da bomba: Wb = m1*(H1 - H2);
% Desconsiderando o trabalho da bomba
%
T2 = T1; H2 = H1; X2 = X1;
%
%
%***** TROCADOR INTERMEDIÁRIO *****%
% Ponto 5: Entrada do trocador intermediário (solução concentrada

```





```

mf = (1 - TIT6)*m6;

m5 = m6; X5 = X6i;

X6 = (m5*X5)/mf;

ErroX6 = abs(X6 - X6i)/X6;

if(X6i < X6)
    X6i = X6i + DX;
else
    X6i = X6i - DX;
    DX = DX /2.;
end
end

T7 = (T3 + T4) / 2;

m11s = m11*ROag/3600;
cps4 = CpLiBr(X4);

Cminger = m11s*cpag;

NUTger = UAger/Cminger;

Efger = 1 - exp(-NUTger);

Qger = m4*H4 + m7*H7 - m3*H3;

T12 = T11 - Qger/(m11s*cpag);

ErroT12 = abs((T12 - T12est)/T12);

if (ErroT12 > TOLT12)
    if (T12 > T12est)
        T12est = T12est + DT12;
    else
        DT12 = DT12 / 2;
        T12est = T12est - DT12;
    end
end
end

m13s = m13*ROag/3600;

Cminabs = m13s*cpag;

NUTabs = UAabs / Cminabs;

Efabs = 1 - exp(-NUTabs);

Qabs = m10est*H10 + m6*H6 - m1*H1;

T14 = T13 + Qabs/(m13s*cpag);

ErroT14 = abs((T14 - T14est)/T14);

if (ErroT14 > TOLT14)
    if (T14 > T14est)
        T14est = T14est + DT14;
    else
        DT14 = DT14 / 2;
        T14est = T14est - DT14;
    end
end

```

```

end
end
end

Qc = m10est*(H7 - H8);

%
T15 = T14;
%
T16 = T15 + Qc/(m13s*cpag);
%
ErroT16 = abs((T16 - T16est)/T16);
%
if (ErroT16 > TOLT16)
    if (T16 > T16est)
        T16est = T16est + DT16;
    else
        DT16 = DT16 / 2;
        T16est = T16est - DT16;
    end
end
end

%
T14 = T13 + Qabs/(m13s*cpag);
%
m10 = m1 - m6;
%
Errom10 = abs((m10 - m10est)/m10);

if (Errom10 > TOLm10)
    if (m10 > m10est)
        m10est = m10est + Dm10;
    else
        Dm10 = Dm10/2;
        m10est = m10est - Dm10;
    end
end
end

%
m9 = m10; m8 = m10;
%
T10 = T17 - Qmaxevap/Cminevap;

%
ErroT10 = abs((T10 - T10est)/T10);

if (ErroT10 > TOLT10)
    if (T10 > T10est)
        T10est = T10est + DT10;
    else
        DT10 = DT10 / 2;
        T10est = T10est - DT10;
    end
end

%
end

%
m7 = m10;
%
Qc = m7*(H7 - H8);
%
T15 = T14;
%
Cmincond = m13s*cpag;

```

```
%
NUTcond = UAcond/Cmincond;
%
Efcond = 1 - exp(-NUTcond);
%
Qmaxcond = Qc / Efcond;
%
T8 = T15 + Qmaxcond / Cmincond;
%
ErroT8 = abs((T8 - T8est)/T8);
%
if (ErroT8 > TOLT8)
    if (T8 > T8est)
        T8est = T8est + DT8;
    else
        DT8 = DT8 / 2.;
        T8est = T8est - DT8;
    end
end
%
end
%
H11 = HliqH2O(T11); H12 = HliqH2O(T12);
H13 = HliqH2O(T13); H14 = HliqH2O(T14);
H15 = HliqH2O(T15); H16 = HliqH2O(T16);
H17 = HliqH2O(T17); H18 = HliqH2O(T18);
%
COP = Qo/Qger;
%
end
%
% Fim da contagem do tempo de processamento.
%
toc
%
% FIM DO PROGRAMA
%
```

## Apêndice B

# PROPRIEDADES TERMODINÂMICAS

Neste apêndice serão mostrados as funções utilizadas para o cálculo das propriedades termodinâmicas da solução e do fluido refrigerante. Todas propriedades foram baseadas na ASHRAE Handbook Fundamental (2009).

## B.1 ENTALPIA DA SOLUÇÃO

```
function [Hs] = HsLiBr(t,x)
%
%   t: temperatura da solução [C]   Validade: 15 a 165 Celsius
%   x: concentração de LiBr         Validade: 40% a 70%
%
X = x * 100;
%
A0 = -2024.330000;
A1 = 163.309000;
A2 = -4.881610;
A3 = 6.302948e-02;
A4 = -2.913705e-04;
%
B0 = 18.2829000;
B1 = -1.1691757;
B2 = 3.2480410e-2;
B3 = -4.0341840e-4;
B4 = 1.8520569e-6;
%
C0 = -3.7008214e-02;
C1 = 2.8877666e-03;
C2 = -8.1313015e-05;
C3 = 9.9116628e-07;
```

```

C4 = -4.4441207e-09;
%
SA = A0 + (A1 * X) + (A2*(X^2)) + (A3*(X^3)) + (A4*(X^4));
%
SB = B0 + (B1 * X) + (B2*(X^2)) + (B3*(X^3)) + (B4*(X^4));
%
SC = C0 + (C1 * X) + (C2*(X^2)) + (C3*(X^3)) + (C4*(X^4));
%
Hs = SA + (t * SB) + (t^2) * SC;

```

## B.2 CONCENTRAÇÃO DA SOLUÇÃO

```

%
function [Xs] = XsLiBr2(P,Ts)
%
%   Ts: temperatura da solução [C]           Validade: 5 a 175 Celsius
%   tr: temperatura do refrigerante [C]      Validade: -15 a 110 Celsius
%   x: concentração de LiBr                  Validade: 45 a 70 %
%
A0 = -2.00755;
A1 = 0.16976;
A2 = -3.133362e-03;
A3 = 1.97668e-05;
%
B0 = 124.937;
B1 = -7.71649;
B2 = 0.152286;
B3 = -7.95090e-04;
%
C = 7.05;
D = -1596.49;
E = -104095.50;
%
tr1 = 0;
if (P>0 && P<50)
    tr1 = -2*E / (D + (D^2 - 4 * E * (C - log10(P))) ^ 0.5) - 273.15;
end
%
X = 55.;
DX = 10.;
ER = 1.;
TOL= 0.0001;
%
while (ER > TOL)
%
    SA = A0 + A1*X + A2*X.^2 + A3*X.^3;
    SB = B0 + B1*X + B2*X.^2 + B3*X.^3;
%
    tr2 = (Ts - SB)/SA;
%
    ER=abs((tr1-tr2)/tr1);
%
    if (tr2 > tr1)
        X = X + DX;
    else
        X = X - DX;
        DX = DX / 2.;
    end
end

```

```

end
%
end
%
Xs = X/100;

```

## B.3 TEMPERATURA DA SOLUÇÃO

```

function [T] = TxhLiBr(H,X)
%
Ti = 15.;
%
TOL = 1.e-4;
ERR = 1.;
%
DT = 5.;
%
while(ERR > TOL)
    Hc = HsLiBr(Ti,X);
%
    ERR = abs((H-Hc)/H);
%
    if(Hc > H)
        Ti = Ti - DT;
        DT = DT / 2.;
    else
        Ti = Ti + DT;
    end
end
%
T = Ti;

```

## B.4 PRESSÃO DO REFRIGERANTE

```

function [Psat] = PsatH20(t)
%
% Faixa de Validade: 0 a 200 Celsius
%
T = t + 273.15;
%
C8 = -5.8002206e+03;
C9 = 1.3914993e+00;
C10 = -4.8640239e-02;
C11 = 4.1764768e-05;
C12 = -1.4452093e-08;
C13 = 6.5459673e+00;
%
LNP = C8/T + C9 + C10*T + C11*T*T + C12*T*T*T + C13 * log(T);
%
Psat = exp(LNP) / 1000.; % Pressao de saturacao da agua em kPA

```

## B.5 ENTALPIA DE VAPOR SATURADO DO REFRIGERANTE

```
function [Hv] = HvapH2O(t)
%
% FAIXA DE VALIDADE: 0 a 200 (ou+) Celsius
%
T = t + 273.15;
%
b(1)=0.457874342;
b(2)=5.08441288;
b(3)=-1.48513244;
b(4)=-4.81351884;
b(5)=2.69411792;
b(6)=-7.39064542;
b(7)=10.4961689;
b(8)=-5.46840036;
%
soma = 0.;
Tr=(647.3-T)/647.3;
%
for n=4:8
    soma = soma + b(n)*Tr^(n-3);
end
%
Hv = 2099.3 *(1 + b(1)*Tr^(1/3) + b(2)* Tr^(5/6) + b(3)*Tr^(7/8) + soma);
```

## B.6 ENTALPIA DE LÍQUIDO SATURADO DO REFRIGERANTE

```
function [Hliq] = HliqH2O(t)
%
% Faixa de Validade: ?????
%
T = t + 273.15;
%
b(1)=0.8839230108;
b(2)=-2.67172935;
b(3)=6.22640035;
b(4)=-13.1789573;
b(5)=-1.91322436;
b(6)=68.7937653;
b(7)=-124.819906;
b(8)=72.1435404;
%
soma=0;
Tr=(647.3-T)/647.3;
%
for n=2:8
    soma=soma+b(n)*Tr^(n-1);
end
Hliq = 2099.3 * (b(1) + soma );
```

## Apêndice C

# PROPAGAÇÃO DO ERRO

Neste apêndice será mostrado o cálculo realizado para obtenção do erro das medidas indiretas proveniente do erro gerado pelos instrumentos de medição (medidas direta) da instalação.

## C.1 DESCRIÇÃO DOS INSTRUMENTOS DE MEDIÇÃO

As descrições dos instrumentos utilizados para a medição de temperatura e vazão estão apresentadas abaixo.

### Sensores de temperatura:

- Marca: CONSISTEC
- Pt100, 03 fios, alimentação 24 VCC, sinal de saída 4-20 mA
- Faixa de medição:
  - 0 – 50 °C para o circuito de água gelada e de condensação;
  - 0 – 110 °C para o circuito de água quente.



Medidor de vazão:

- Marca: TECNOFLUID
- Tipo turbina tangencial, série TVR, modelo 38, alimentação 24 VCC, saída 4-20 mA
- Faixa de medição: 2,4 – 28,6 m<sup>3</sup>/h

## C.2 ERRO DO CALOR TROCADO NO EVAPORADOR ( $\Delta \dot{Q}_o$ ) E GERADOR ( $\Delta \dot{Q}_g$ )

A equação utilizada para obtenção do calor trocado no evaporador foi:

$$\dot{Q}_o = \dot{m}_{AG} \cdot c_{p,ag} \cdot (T_{EAG} - T_{SAG}) \quad (C.1)$$

Para obter o erro máximo provável do calor trocado no evaporador realizou-se a derivada parcial da Equação C.1 em função de cada variável (medida direta):

$$\Delta \dot{Q}_o = \sqrt{\left( \frac{\partial \dot{Q}_o}{\partial \dot{m}_{AG}} \right)^2 \cdot (\Delta \dot{m}_{AG})^2 + \left( \frac{\partial \dot{Q}_o}{\partial T_{EAG}} \right)^2 \cdot (\Delta T_{EAG})^2 + \left( \frac{\partial \dot{Q}_o}{\partial T_{SAG}} \right)^2 \cdot (\Delta T_{SAG})^2} \quad (C.2)$$

$$\Delta \dot{Q}_o = \sqrt{\left[ c_{p,ag} (T_{EAG} - T_{SAG}) \right]^2 \cdot (\Delta \dot{m}_{AG})^2 + \left( \dot{m}_{AG} c_{p,ag} \right)^2 \cdot (\Delta T_{EAG})^2 + \left( -\dot{m}_{AG} c_{p,ag} \right)^2 \cdot (\Delta T_{SAG})^2} \quad (C.3)$$

$$\frac{\Delta \dot{Q}_o}{\dot{Q}_o} = \sqrt{\left( \frac{\Delta \dot{m}_{AG}}{\dot{m}_{AG}} \right)^2 + \left( \frac{\Delta T_{EAG}}{T_{EAG} - T_{SAG}} \right)^2 + \left( \frac{\Delta T_{SAG}}{T_{EAG} - T_{SAG}} \right)^2} \quad (C.4)$$

Onde:

$\Delta \dot{Q}_o$  - Erro médio máximo do calor trocado no evaporador

$\Delta \dot{m}_{AG}$  - Erro da medida da vazão de água gelada

$\Delta T_{EAG}$  - Erro da medida da temperatura de entrada de água gelada

$\Delta T_{SAG}$  - Erro da medida da temperatura de saída de água gelada

Da mesma forma foi realizado o cálculo para obtenção do erro do calor trocado no gerador, chegando à equação C.6 a partir da equação C.5 abaixo:

$$\dot{Q}_g = \dot{m}_{AQ} \cdot c_{p,ag} \cdot (T_{EAQ} - T_{SAQ}) \quad (C.5)$$

$$\Delta \dot{Q}_g = \dot{Q}_g \cdot \sqrt{\left(\frac{\Delta \dot{m}_{AQ}}{\dot{m}_{AQ}}\right)^2 + \left(\frac{\Delta T_{EAQ}}{T_{EAQ} - T_{SAQ}}\right)^2 + \left(\frac{\Delta T_{SAQ}}{T_{EAQ} - T_{SAQ}}\right)^2} \quad (C.6)$$

Onde:

$\Delta \dot{Q}_g$  - Erro médio máximo do calor trocado no gerador

$\Delta \dot{m}_{AQ}$  - Erro da medida da vazão de água quente

$\Delta T_{EAQ}$  - Erro da medida da temperatura de entrada de água quente

$\Delta T_{SAQ}$  - Erro da medida da temperatura de saída de água quente

O mesmo procedimento foi seguido para o cálculo do erro para o circuito de água de condensação.

### C.3 ERRO DO COEFICIENTE DE PERFORMANCE ( $\Delta$ COP)

O erro máximo provável do coeficiente de performance do sistema foi obtido da derivada parcial do COP em função de cada variável, a partir da equação C.7 abaixo:

$$COP = \frac{\dot{Q}_o}{\dot{Q}_g} \quad (C.7)$$

$$COP = \frac{\dot{m}_{AG} \cdot c_{p,ag} \cdot (T_{EAG} - T_{SAG})}{\dot{m}_{AQ} \cdot c_{p,ag} \cdot (T_{EAQ} - T_{SAQ})} \quad (C.8)$$

$$\begin{aligned} (\Delta COP)^2 = & \left( \frac{\partial COP}{\partial \dot{m}_{AG}} \right)^2 \cdot (\Delta \dot{m}_{AG})^2 + \left( \frac{\partial COP}{\partial T_{EAG}} \right)^2 \cdot (\Delta T_{EAG})^2 + \left( \frac{\partial COP}{\partial T_{SAG}} \right)^2 \cdot (\Delta T_{SAG})^2 + \\ & \left( \frac{\partial COP}{\partial \dot{m}_{AQ}} \right)^2 \cdot (\Delta \dot{m}_{AQ})^2 + \left( \frac{\partial COP}{\partial T_{EAQ}} \right)^2 \cdot (\Delta T_{EAQ})^2 + \left( \frac{\partial COP}{\partial T_{SAQ}} \right)^2 \cdot (\Delta T_{SAQ})^2 \end{aligned} \quad (C.9)$$

$$\Delta COP = \sqrt{\left[ \frac{(T_{EAG} - T_{SAG})}{\dot{m}_{AQ}(T_{EAQ} - T_{SAQ})} \cdot (\dot{m}_{AG})^2 + \left[ \frac{\dot{m}_{AG}}{\dot{m}_{AQ}(T_{EAQ} - T_{SAQ})} \right]^2 \cdot (T_{EAG})^2 + \left[ \frac{-\dot{m}_{AG}}{\dot{m}_{AQ}(T_{EAQ} - T_{SAQ})} \right]^2 \cdot (T_{SAG})^2 + \left\{ \frac{-(T_{EAQ} - T_{SAQ}) \dot{m}_{AG} (T_{EAG} - T_{SAG})}{[\dot{m}_{AQ}(T_{EAQ} - T_{SAQ})]^2} \right\}^2 (\dot{m}_{AQ})^2 \right]} + \sqrt{\left\{ \frac{-\dot{m}_{AQ}(T_{EAQ} - T_{SAQ}) \dot{m}_{AG}}{[\dot{m}_{AQ}(T_{EAQ} - T_{SAQ})]^2} \right\}^2 (T_{EAQ})^2 + \left\{ \frac{\dot{m}_{AQ}(T_{EAQ} - T_{SAQ}) \dot{m}_{AG}}{[\dot{m}_{AQ}(T_{EAQ} - T_{SAQ})]^2} \right\}^2 (T_{SAQ})^2} \quad (C.10)$$

Onde:

$\Delta COP$  - Erro médio máximo do coeficiente de performance.