



Universidade Federal da Paraíba
Centro de Tecnologia
Programa de Pós-Graduação em Engenharia
Mecânica
-Mestrado-Doutorado-

**ESTUDO TERMODINÂMICO E AVALIAÇÃO
EXPERIMENTAL DO PROTÓTIPO 01 DO SISTEMA
DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO COM O PAR
ÁGUA-BROMETO DE LÍTIO DA RECOGÁS.**

por

Marcos Cézar Lima Cordeiro

*Dissertação de Mestrado apresentada à Universidade Federal da
Paraíba para obtenção do grau de Mestre.*

MARCOS CÉZAR LIMA CORDEIRO

**ESTUDO TERMODINÂMICO E AVALIAÇÃO
EXPERIMENTAL DO PROTÓTIPO 01 DO SISTEMA
DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO COM O PAR
ÁGUA-BROMETO DE LÍTIO DA RECOGÁS.**

Dissertação apresentada ao curso de Pós-Graduação em engenharia mecânica da Universidade Federal da Paraíba, em cumprimento às exigências para obtenção do Grau de Mestre.

Orientador: Profº Dr. Carlos Antônio Cabral dos Santos

**ESTUDO TERMODINÂMICO E AVALIAÇÃO
EXPERIMENTAL DO PROTÓTIPO 01 DO SISTEMA
DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO COM O PAR
ÁGUA-BROMETO DE LÍTIO DA RECOGÁS.**

Por

Marcos César Lima Cordeiro

Dissertação aprovada em 27 de setembro de 2012

Período letivo 2012.2

Prof. Dr. CARLOS ANTONIO CABRAL DOS SANTOS

Orientador – UFPB

Prof. Dr. FRANCISCO ANTONIO BELO

Examinador Interno – UFPB

Prof. Dr. JOÃO ERIVANDO SOARES MARQUES

Examinador Externo – UFS

DEDICATÓRIA

Dedico este trabalho, primeiramente, a meus pais Emília Lima Cordeiro e Marcos José Cordeiro, por serem os pilares na minha vida, pelo amor, incentivo e apoio incondicional que sempre me deram. Tudo será por eles, e para eles.

A minha irmã, Sharllene Vanessa Lima Cordeiro, por ser minha grande amiga e pelo apoio de sempre.

Dedico também à minha namorada e companheira Patrícia Oliveira de Aguiar, por ter aguentado todas as dificuldades ao meu lado desde a graduação, dando amor, apoio, carinho e compreensão em todos os momentos.

AGRADECIMENTOS

Á Deus, em primeiro lugar, pois sempre que mais precisei sei que Ele estava lá por mim e para mim. Por todas as bênçãos concedidas a mim, minha família e todas as pessoas que amo.

À minha família, base da minha formação, Marcos (pai), Emília (mãe), Sharllene (irmã), Edna (tia), Patrícia (namorada), Ramom (enteado), por fazerem parte diariamente da minha vida, por todo amor, carinho, compreensão, amizade e paciência. A meus tios, tias, primos e primas, que fizeram parte diretamente e indiretamente desse percurso desde a graduação.

Ao meu orientador e amigo professor Dr. Carlos Antônio Cabral dos Santos, pela confiança, oportunidade e seus ensinamentos direcionados a mim tanto academicamente quanto pessoalmente. Com certeza, uma das figuras mais inteligentes que pude ter a oportunidade de trabalhar.

A todos os professores que fizeram parte da minha formação.

Ao professor Dr. João Erivando Soares Marques, pelos ensinamentos passados a mim sobre seus progressos com o projeto, e pela compreensão e contribuição dada para esse trabalho.

Aos meus grandes amigos, Igor, José Felix, Pedro, Robson e Thiago, principalmente por isso, a amizade construída. Além de todas as discussões sobre estudo, todos os momentos bons e ruins compartilhados desde a graduação com os quatro primeiros, e pelo incentivo e ensinamentos mútuo que nos fizeram crescer nas relações pessoais e acadêmicas.

Aos colegas e amigos de mestrado e graduação, Alysson, Daniel, Diego (Smiagol), Felipe (Mr. Bean), Felipinho, Kléber (Swokowisk), Mabel, Raíssa, Rafael Caluete, Vamberto, Vinícius, pela amizade, troca de conhecimentos e contribuições concedidas.

Aos trabalhadores e companheiros do Instituto de Energia Sustentável, Iolanda, Taísa, Diógenes Montenegro, pela ajuda em todos os aspectos ligados a manutenção de circuitos elétricos, e principalmente a Hernanes Alves (Soldador), pela amizade e ensinamentos, pois sem ele a parte prática do projeto não teria feito os avanços que fez.

ESTUDO TERMODINÂMICO E AVALIAÇÃO EXPERIMENTAL DO PROTÓTIPO 01 DO SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO COM O PAR ÁGUA-BROMETO DE LÍTIO DA RECOGÁS.

RESUMO

O presente estudo descreve uma análise teórico-experimental do Protótipo 01, este sendo uma máquina de refrigeração por absorção de simples efeito com o par água brometo de lítio como fluido de trabalho e que utiliza gás natural como fonte energética para o gerador de vapor, visando a simulação de cogeração de rejeitos térmicos. A unidade vem sendo desenvolvida e constantemente aperfeiçoada no prédio da Rede Cooperativa de Pesquisa Norte/Nordeste do Gás Natural RECOGÁS-N/NE, presente no Instituto de Energia Sustentável (IES) da Universidade Federal da Paraíba. Tal unidade possui uma estrutura de aço carbono, utilizando uma tubulação de aço inoxidável. Um dos objetivos do estudo visa uma aproximação dos resultados obtidos experimentalmente neste estudo com os resultados obtidos teoricamente por SANTOS (2005). Para efeito de validação, foi utilizado o software Engineering Equation Solver (EES) para a obtenção das propriedades, principalmente as inerentes ao fluido de trabalho, utilizando-se dados de entrada obtidos experimentalmente. Ainda visa-se expor aspectos inerentes e exclusivos de um trabalho essencialmente experimental, onde será abordada a metodologia experimental aplicada com o uso dos materiais utilizados, as discussões em relação aos aspectos construtivos e de funcionamento da unidade, problemas detectados, intervenções realizadas na unidade piloto e, por fim, a proposição de soluções de alguns dos problemas observados.

Palavras-chaves: Refrigeração por absorção, cogeração, teórico-experimental, água-brometo de lítio.

**THERMODYNAMIC STUDY AND EXPERIMENTAL EVALUATION
OF THE PROTOTYPE 01 OF A COOLING SYSTEM FOR
ABSORPTION USING WATER-LITHIUM BROMIDE PAIR IN
RECOGÁS.**

ABSTRACT

The present study describes a theoretical and experimental analysis of the Prototype 01, this being an absorption refrigeration machine of simple effect with the pair water-lithium bromide as a working fluid and uses natural gas as an energy source for the steam generator, aiming the simulation of waste heat cogeneration. The unit has been developed and constantly improved in Rede Cooperativa de Pesquisa Norte/Nordeste do Gás Natural RECOGÁS-N/NE building present in Instituto de Energia Sustentável (IES) at the Universidade Federal da Paraíba. This unit has a carbon steel frame, using a stainless steel pipe. One goal of the study is an approximation of the results obtained experimentally in this study with the theoretical results for SANTOS (2005). In order to purpose validation was used Engineering Equation Solver (EES) software to obtain the properties, especially those inherent to the working fluid, using input data obtained experimentally. Still aims to expose inherent and unique aspects of an essentially experimental work, which will be addressed experimental methodology applied by the use of the materials used, the discussions regarding aspects of construction and operation of the unit, problems identified, interventions in the pilot plant and finally proposing solutions to some of the observed problems.

Keywords: Absorption cooling, cogeneration, theoretical-experimental, water-lithium bromide.

SUMÁRIO

CAPÍTULO I.....	1
SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO.....	1
1.1 Histórico da Refrigeração	1
1.2 Refrigeração por Absorção	7
1.2.1 Histórico do Sistema de Refrigeração por Absorção	7
CAPÍTULO II.....	12
REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO.....	12
2.1 Características do Sistema de Refrigeração por Absorção	12
2.2 Vantagens e desvantagens do sistema.....	13
2.3 Características dos fluidos de trabalho	15
2.4 Princípios de Operação do Sistema de Simples Efeito	18
2.5 Características do par água – brometo de lítio.....	22
2.6 Cristalização do brometo de lítio	24
CAPÍTULO III	27
ANÁLISE ENERGÉTICA E EXERGÉTICA	27
3.1 Sistema Termodinâmico e Volume de Controle.....	27
3.2 Conservação da massa e conservação da espécie	29
3.3 Primeira Lei da Termodinâmica	31
3.4 Segunda Lei da Termodinâmica	34

3.4.1	Entropia e Geração de entropia	36
3.4.2	Exergia e Irreversibilidade	38
3.5	Eficiência energética e exergética.....	41
CAPÍTULO IV		43
MODELAGEM TERMODINÂMICA.....		43
4.1	Gerador de Vapor.....	45
4.2	Condensador	47
4.3	Evaporador.....	49
4.4	Absorvedor.....	51
4.5	Trocador de Calor de Solução	54
4.6	Eficiências do Sistema	55
CAPÍTULO V		57
MATERIAIS E MÉTODOS.....		57
5.1	Sistema de Refrigeração	57
5.2	Gerador de Vapor.....	59
5.3	Condensador	59
5.4	Absorvedor.....	60
5.5	Evaporador.....	60
5.6	Trocador de calor de solução	61
5.7	Dispositivos de expansão	62
5.8	Torres de arrefecimento	63
5.9	Bombas	66
5.10	Túnel de combustão, queimador e exaustor.....	68
5.11	Gás Natural	70
5.12	Sistema de aquisição de dados.....	71
5.13	Painel de controle.....	74
5.14	Instrumentação da unidade piloto	76

5.15	Bomba de vácuo e dificuldades de se trabalhar com o vácuo.....	79
5.16	Descrição da metodologia utilizada.....	81
CAPÍTULO VI.....		85
RESULTADOS EXPERIMENTAIS		85
6.1	Resultados experimentais e discussões.....	85
6.1.1	Obtenção do efeito frigorífico.....	92
6.1.2	Relação entre a pressão de baixa e a temperatura no evaporador.....	96
6.1.3	A potência no gerador de vapor e a importância do controle da vazão da torre do condensador.....	99
CAPÍTULO VII.....		105
CONCLUSÕES E SUGESTÕES.....		105
7.1	Conclusões.....	105
7.2	Sugestões.....	108
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS		109
ANEXO A		112
	Esquemas dos Sistemas de Refrigeração por Absorção de duplo e de triplo efeito	112
ANEXO B		116
	Cálculo da concentração da solução de brometo de lítio que foi inserida no sistema... ..	116
ANEXO C		117
	Código computacional do Sistema de Refrigeração por Absorção de Simples Efeito, utilizando dados de temperatura e pressão retirados da Unidade Experimental construída no prédio da RECOGÁS, no Instituto de Energia Sustentável da Universidade Federal da Paraíba.....	117

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 - Moringa de barro	2
Figura 1.2 - Coleta de gelo dos rios congelados no hemisfério norte	2
Figura 1.3 - Aparelho descrito por Jacob Perkins em sua especificação da patente de 1834.	4
Figura 1.4 - Ciclo básico de refrigeração por compressão de vapor.	6
Figura 2.1 - Processos de absorção (a) e de dessorção (b). O primeiro produz um efeito refrigerante e o segundo necessita de uma fonte de calor para ocorrer. Fonte: (JUNIOR, TRIBESS, FIORELLI et al., 2004)	19
Figura 2.2 - Esquema simplificado do sistema de refrigeração por absorção de simples efeito.	19
Figura 2.3 - Diagrama sistema de refrigeração por absorção de simples efeito com par água – brometo de lítio. Fonte: (SANTOS, 2005).....	20
Figura 2.4 - Diagrama de fases da solução aquosa de brometo de lítio.Fonte: (Herold, 1996 - Adaptado).....	25
Figura 3.1 - Representação geral de um sistema.	28
Figura 3.2 - Representação genérica dos sistemas aberto, fechado e isolado.	29
Figura 3.3 - Diagrama de um volume de controle para a análise da equação da continuidade.	30
Figura 3.4 - Ciclo com caminhos distintos ligando 2 pontos	32
Figura 3.5 – Diagrama da subdivisão da exergia.	39
Fig. 4.1: Esquema do sistema de refrigeração por absorção de simples efeito criado no IES – UFPB com seus respectivos pontos de entrada e saída.	45
Fig. 4.2: Volume de controle do gerador de vapor.....	45
Fig. 4.3: Volume de controle do condensador.....	48

Fig. 4.4: Volume de controle do evaporador.....	50
Fig. 4.5: Volume de controle do absorvedor.....	52
Fig. 4.6: Volume de controle do trocador de calor de solução.....	54
Figura 5.1 – Vista lateral do sistema de refrigeração por absorção do IES-UFPB.	58
Figura 5.2 – Vista frontal da unidade	59
Figura 5.3 – Trocador de calor de solução da unidade.....	61
Figura 5.4 – Dispositivos de expansão.....	62
Figura 5.5 – Vista traseira da torre de arrefecimento do absorvedor.	63
Figura 5.6 – Vista frontal da torre de arrefecimento do absorvedor.	64
Figura 5.7 – Vista traseira da torre de arrefecimento do condensador.....	64
Figura 5.8 – Vista frontal da torre de arrefecimento do absorvedor.	65
Figura 5.9 – Bombas utilizadas no sistema.	66
Figura 5.10 – Túnel de combustão e o queimador.	69
Figura 5.11 – Exaustor.	69
Figura 5.12 – Queimador em funcionamento.....	70
Figura 5.13 – Cilindros de gás natural.....	71
Figura 5.14 – Medidor de pressão utilizado para a liberação do gás natural.	71
Figura 5.15 – Fieldpoint e circuito de condicionamento de sinais de temperatura.....	72
Figura 5.16 – Visualização do programa de aquisição de dados.....	73
Figura 5.17 – Programa de aquisição de dados.	74
Figura 5.18 – Painel de comando.	74
Figura 5.19 – Inversores de frequência das bombas.....	75
Figura 5.20 – Termopar MTK-01.....	76
Figura 5.21 – Termômetro Digital MT-405.	76
Figura 5.22 – Válvula Schrader.	77
Figura 5.23 – Instalação das válvulas.....	77
Figura 5.24 – Medidor de Pressão PIEZOVAC.	77

Figura 5.25 – Transdutor de pressão TM25	78
Figura 5.26 – Indicador de pressão HM200.	78
Figura 5.27 – Medidor de vazão ultrassônico.	79
Figura 5.28 – Bomba de vácuo e seus componentes.	80
Figura 6.1 – Comparação energética entre o atual trabalho e entre SANTOS (2005)	89
Figura 6.2 – Comparação exergetica entre o atual trabalho e entre SANTOS (2005)	89
Figura 6.3 – Comparação da eficiência racional de cada componente.....	90
Figura 6.4 – Comparação das Irreversibilidades de cada componente, além da total.....	91
Figura 6.5 – Temperatura do evaporador (°C) x tempo (s). Experimento 01.	93
Figura 6.6 – Temperatura do evaporador (°C) x tempo (s). Experimento 02.	93
Figura 6.7 – Temperatura do evaporador (°C) x tempo (s). Experimento 04.	94
Figura 6.8 – Temperatura do evaporador (°C) x tempo (s). Experimento 06.	94
Figura 6.9 – Temperatura do evaporador (°C) x tempo (s). Experimento 05.	95
Figura 6.10 – Temperatura do evaporador (°C) x tempo (s). Experimento 07.	95
Figura 6.11 – Temperatura do evaporador (°C) x Pressão (mbar) x tempo (s). Experimento 02.	97
Figura 6.12 – Temperatura do evaporador (°C) x Pressão (mbar) x tempo (s). Experimento 05.	97
Figura 6.13 – Temperatura do evaporador (°C) x Pressão (mbar) x tempo (s). Experimento 06.	98
Figura 6.14 – Temperatura do evaporador (°C) x Pressão (mbar) x tempo (s). Experimento 07.	98
Figura 6.15 – Pressão do gerador (mbar) x tempo (s). Experimento 02.	101
Figura 6.16 – Pressão do gerador (mbar) x tempo (s). Experimento 03.	101
Figura 6.17 – Pressão do gerador (mbar) x tempo (s). Experimento 04.	102
Figura 6.18 – Pressão do gerador (mbar) x tempo (s). Experimento 05.	103
Figura 6.19 – Pressão do gerador (mbar) x tempo (s). Experimento 06.	104

LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1 – Pares de refrigerantes e absorventes mais comumente usados. Fonte: (NAPOLEÃO, 2003).....	17
Tabela 2.2 – Propriedades físico-químicas da solução de brometo de lítio. ¹	23
Tabela 3.1 – Exergia química dos principais componentes do gás natural.	40
Tabela 6.1 – Valores de referência calculados por SANTOS (2005).....	86
Tabela 6.2 – Valores de eficiência calculados por SANTOS (2005)	86
Tabela 6.3 – Valores obtidos através da medição dos valores experimentais.	88
Tabela 6.4 – Valores de eficiência obtidos através da medição dos valores experimentais.	88

LISTA DE SÍMBOLOS

\dot{E}	Fluxo Energético [kW]
\dot{E}_x	Fluxo de Exergia [kW]
\dot{i}	Fluxo Energético Associado à Irreversibilidade [kW]
\dot{Q}	Fluxo de Calor [kW]
\dot{S}_{ger}	Geração de Entropia [kW]
\dot{W}	Potência [kW]
\dot{m}	Vazão Mássica [kg/s]
c_p	Calor Específico à Pressão Constante [kJ/kg °C]
E	Energia [kJ]
E_x	Exergia [kJ]
ex_f	Exergia Física Específica [kJ/kg]
ex_q	Exergia Química Específica [kJ/kg]
H	Entalpia [kJ]
h	Entalpia Específica [kJ/kg] ; Coeficiente convectivo [kW/(m ² .K)]
m	Massa [kg]
P	Pressão [kPa]
Q	Calor [kJ]
R	Constante Universal dos Gases [kJ/kg K]
S	Entropia [kJ]
s	Entropia Específica [kJ/kg]
T	Temperatura [°C]
t	Tempo [s]
U	Energia interna [kJ]
u	Energia interna específica [kJ/kg]
V	Velocidade [m/s]
V	Volume [m ³]

v	Volume Específico [m ³ /kg]
W	Trabalho [kJ]
x	Concentração [%]
Z	Altura [m]

Letras Gregas

B	Eficiência Exergética ou Racional
η	Eficiência Energética ou pela 1 ^a Lei da Termodinâmica
ξ	Grau de Perfeição Termodinâmico

Sobrescrito

F	Física
q	Química

Subscrito

0	Estado de Referência
e	Entrada
ext	Externa
f	Final
i	Inicial
int	Interna
max	Máximo
O.E.	Objeto de Estudo
s	Saída
v.c	Volume de controle

CAPÍTULO I

SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO

1.1 Histórico da Refrigeração

Desde os tempos pré-históricos, o ser humano sente a necessidade, ou até mesmo o desejo, de obter formas de resfriamento que façam com que alimentos ou outras substâncias alcancem temperaturas inferiores a do ambiente. Além disso, o homem sempre procurou sentir-se confortável no ambiente que habita, tentando obter o chamado *conforto térmico*, que foi definido pela ASHRAE como: “A condição da mente que expressa satisfação com o meio térmico”.

Existem relatos e registros com datas anteriores a 2.000 a.C que sugerem que os efeitos e os benefícios exercidos por temperaturas menores que a ambiente sobre a preservação de alimentos já eram conhecidos. Diz-se que Alexandre, O Grande, (Alexandre III da Macedônia, que foi um dos mais célebres conquistadores do mundo antigo) chegou a servir bebidas resfriadas com o uso de neve aos seus soldados por volta de 300 a.C.

No entanto, foram os egípcios os primeiros a usar um ambiente inadequado para a “produção” de frio a seu favor, já que a civilização egípcia, devido a sua colocação geográfica e ao clima árido de seu país, não dispunha de gelo natural. Desta forma, eles refrescavam a água utilizando o processo conhecido hoje como *efeito evaporativo*, usando vasos de barro, semelhantes às mingas, tão comuns no interior do Brasil, Fig. (1.1).



Figura 1.1 - Moringa de barro

No barro, por se tratar de um material poroso, as moléculas de água contidas em seu interior migram para sua superfície externa, desta maneira, no processo de evaporação as moléculas de água que estão na parte externa do filtro ao se evaporarem no ambiente, roubam calor das que estão na parte interna do filtro, afinal o processo de evaporação é endotérmico, fazendo com que o barro e a água contida em seu interior percam energia e se resfriem.

No entanto, durante um grande período de tempo, o ser humano não conseguiu utilizar esse conhecimento para grandes utilidades, e limitou-se a usar o gelo “apenas” para refrigerar alimentos e bebidas de maneira a torna-los mais agradáveis. Os métodos mais antigos de produção do frio e de materiais arrefecidos faziam uso do gelo natural, obtido de rios e lagoas congeladas (como pode ser visto na Fig. (1.2)), ou de misturas de sal e neve. Diversas empresas foram criadas para empreender esta atividade. E entre os comerciantes de gelo, FREDERICK TUDOR (1783-1864) conseguiu a fama de “Rei do Gelo”, tendo adquirido respeitável fortuna.

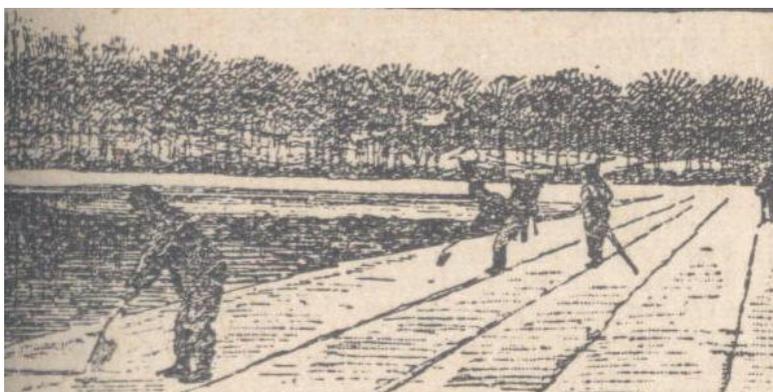


Figura 1.2 - Coleta de gelo dos rios congelados no hemisfério norte

Contudo o uso do gelo natural trás consigo uma série de problemas e inconvenientes (dependência de regiões frias e do inverno para obtenção de matéria prima, transportes demorados e métodos ineficientes para a conservação do gelo que seria transportado para regiões sem ambiente adequado de produção, etc.), prejudicando o desenvolvimento da refrigeração e tornando-a de pequena valia, sendo subaproveitada por muito tempo. Apesar disso, o comércio de gelo natural perdurou mesmo após o desenvolvimento do gelo artificial, pois era crença de conhecimento geral o argumento de que o gelo produzido artificialmente era prejudicial à saúde, tendo assim o gelo natural qualidades superiores ao feito pela mão do ser humano. O negócio só veio a terminar por volta de 1930.

No ano de 1755, já era de conhecimento geral o efeito de resfriamento causado pelo éter quando este se evaporava sobre a pele. Naquela época, o então professor de química da Universidade de Edinburg (e reconhecido por contribuições para a medicina psiquiátrica), Dr. WILLIAM CULLEN (1710-1790), demonstrou que poderia ser formar gelo na água se esta estivesse em contato com um recipiente contendo éter; desta forma, ele reduziu a pressão sobre o éter promovendo assim sua evaporação a uma temperatura baixa o suficiente para proporcionar a formação de partículas de gelo.

Através do experimento feito, WILLIAM CULLEN (1775) resolveu metade do ciclo de refrigeração conhecido hoje em dia, no entanto, era de primordial necessidade encontrar uma forma de evitar o desperdício para o ambiente do éter que havia evaporado, pois se isso não fosse feito, tornaria o sistema inviável economicamente, já que o éter evaporado deveria ser repostado.

A partir da segunda metade do século XVIII novas ideias e informações sobre métodos de liquefação de gases através de compressão foram reunidas. Em 1780, J. F. CLOUET e G. MONGES conseguiram liquefizeram (passagem de uma substância no estado gasoso para o estado líquido) o dióxido de enxofre, alguns anos mais tarde, em 1787, VAN MARUM e VAN TROOSTWIJK liquefizeram a amônia.

Sucessivas melhorias ao dispositivo de CULLEN foram feitas no começo do século XIX por SIR JOHN LESLIE e JOHN VALLANCE. Porém, foi OLIVER EVANS

(conhecido mundialmente por projetar e construir a primeira máquina a vapor de alta pressão), em 1805, que teve a ideia de unir em um sistema cíclico as tecnologias de condensação e de evaporação, mas os processos de refrigeração e as suas aplicações à indústria só deslancharam na segunda metade do século XIX, quando se dominou a tecnologia dos princípios básicos como a compressão, condensação e expansão de um gás em um sistema fechado.

Em 1834, JACOB PERKINS foi a primeira pessoa a fabricar gelo de maneira artificial em um sistema de compressão de vapor. Ele descreveu o ciclo de compressão de vapor em que o resfriamento se produzia pela evaporação de líquidos voláteis e o mesmo tempo constantemente condensado esses fluidos voláteis e fazendo-os repetir sempre o processo sem desperdício, tornando-se assim o percussor da geladeira doméstica. Apesar de ter tido sucesso nos seus experimentos, PERKINS não deu continuidade aos mesmos, pois naquela época o mercado ainda era dominado pelos produtores de gelo natural.

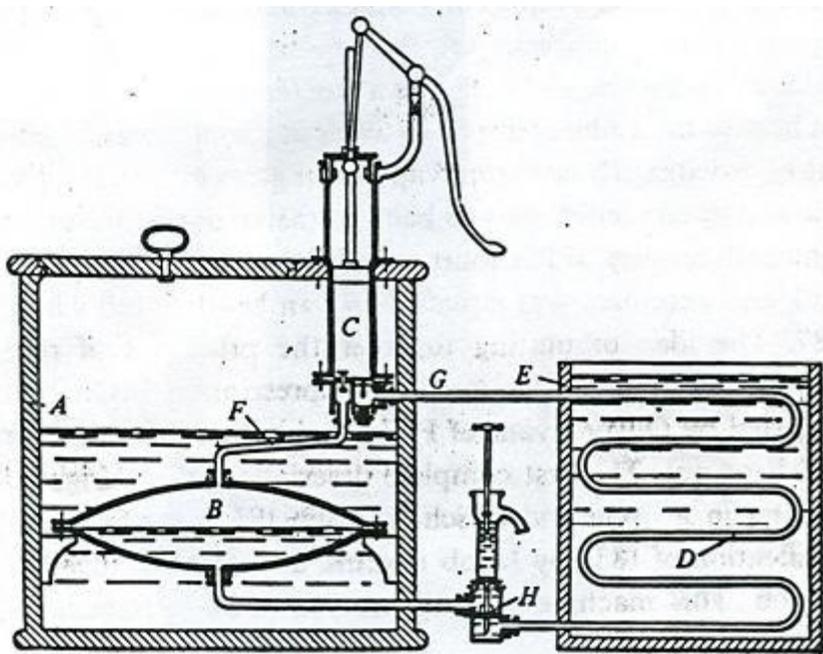


Figura 1.3 - Aparelho descrito por Jacob Perkins em sua especificação da patente de 1834.

O aparelho criado por Perkins, exibido na Fig. (1.3) funciona da seguinte maneira: o refrigerante (éter ou qualquer outro fluido volátil) se expande no evaporador B, e então, trocando calor com a água ao seu redor no recipiente A. A bomba C extrai o vapor, comprimindo-o e elevando-o a uma pressão na qual ele poderá condensar-se nos tubos D

após trocar calor com a água contida no vaso E. Desta maneira, líquido condensado flui através da válvula de peso H, que mantém a diferença de pressão entre o condensador e o evaporador. A pequena bomba acima de H é utilizada para carregar o aparelho com o refrigerante.

O modelo criado por PERKINS, além de abandonado pelo próprio, não deslanchou, o quê só aconteceria quase um século depois, pois além das dificuldades já apontadas, segundo ROCHA (2010), outros pontos primordiais para essa demora, foram:

- Elevado nível de ruído;
- Alto custo de energia mecânica e elétrica;
- Motores grandes, pesados e caros.

O sistema de refrigeração por compressão de vapor só viria a se tornar popular, e detentor da maior parte do mercado mundial, em 1930 (criando assim o declínio do negócio de produção natural de gelo). O domínio do sistema por compressão ocorreu devido a:

- Relativo barateamento da eletricidade;
- Invenção dos CFCs (Clorofluorcarbonos). Os CFCs apresentavam a vantagem de serem atóxicos, não inflamáveis e menos corrosivos que os refrigerantes até então empregados, como amônia, butano, e outros. Naquela época desconhecia-se a ação destruidora dos CFCs sobre a camada de ozônio que envolve o planeta Terra da radiação ultravioleta vinda do Sol. Hoje devido a esse efeito os CFCs estão sendo banidos;
- Introdução do verniz isolante em motores elétricos, barateando e reduzindo as dimensões dos mesmos;
- Logo após a 2ª Guerra Mundial a empresa *Tecumseh Products Company* (EUA) desenvolveu um compressor hermético para ser usado com o refrigerante R-12, o que popularizou definitivamente a refrigeração por compressão.

O sistema poderia ser usado com qualquer fluido volátil, especialmente éter, e consistia de quatro componentes principais: evaporador, compressor, condensador e uma válvula de expansão, como se nota na Fig. (1.4).

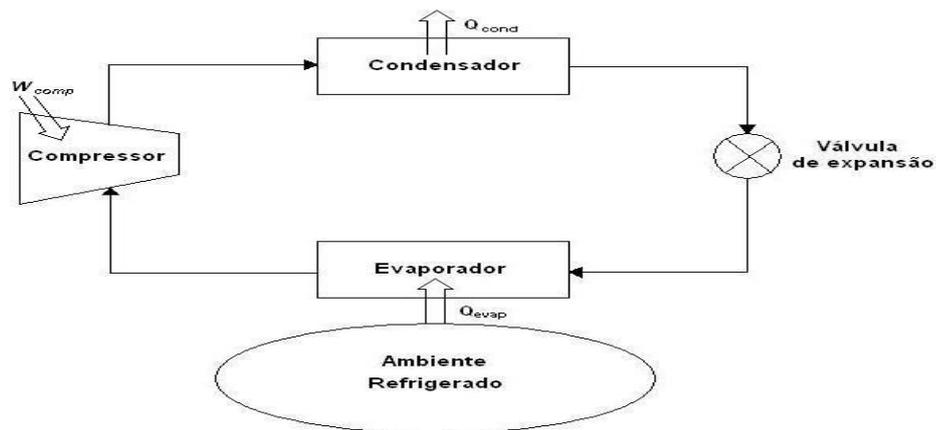


Figura 1.4 - Ciclo básico de refrigeração por compressão de vapor.

O processo que ocorre no ciclo de refrigeração por compressão de vapor, acontece da seguinte maneira: vapor de um refrigerante em circulação (R-12, fréon, éter, amônia, etc.) entra no compressor que exerce pressão sobre esse vapor promovendo seu escoamento para o condensador, que é basicamente um trocador de calor com o ambiente. O vapor que foi aquecido pela compressão, é resfriado ao longo do condensador por um fluido externo como água ou ar, fazendo com que ele condense tornando-se líquido. Este líquido escoar através da válvula de expansão - dispositivo que tem como função controlar de maneira precisa a quantidade de refrigerante que segue para o evaporador - é basicamente um trecho da tubulação que de alguma forma oferece uma restrição à passagem do escoamento, criando com isso um diferencial de pressão através dele. Esta súbita queda de pressão faz com que parte do escoamento entre em ebulição gerando uma mistura de líquido mais vapor. A energia necessária para promover esta ebulição é retirada da parte ainda líquida do escoamento reduzindo a temperatura da mistura que se encaminha para o evaporador. O evaporador, que é um trocador de calor, retira calor do meio que se deseja resfriar e usa esta energia para promover a evaporação do restante do escoamento que ainda se encontra no estado líquido. Ao final do evaporador, todo o escoamento já se tornou vapor e é conduzido para o compressor, e desta maneira, o ciclo se inicia novamente.

Apesar da importância dos aspectos gerais da refrigeração, esta dissertação será focada na refrigeração por absorção, e desta maneira será dada uma atenção especial a esse assunto, incluindo seu apanhado histórico, características do sistema, seus princípios de operação, os fluidos mais frequentemente usados, etc.

1.2 Refrigeração por Absorção

1.2.1 Histórico do Sistema de Refrigeração por Absorção

Pode-se dizer que o primeiro passo para o estudo da refrigeração por absorção foi dado pelo já citado Dr. WILLIAM CULLEN, pois o mesmo chegou ao entendimento da tecnologia da evaporação através de seu experimento com água e éter, tendo explorado o éter em vácuo parcial, produzindo assim água resfriada.

Segundo COSTA (1982), em 1777, EDWARD NAIRNE, melhorou o projeto de Cullen adicionando um pequeno recipiente com ácido sulfúrico dentro do aparelho para absorver o vapor de água e acelerar o processo.

Em 1810, Sir JOHN LESLIE, através do uso de uma bomba para bombeamento de ar com ácido sulfúrico e água gelada, inventou uma maneira de conduzir seus experimentos levando-o a obter gelo de maneira artificial, ficando conhecido como o primeiro a obtê-lo dessa forma (antes mesmo de Jacob Perkins e sua máquina de compressão).

Em 1850, o sistema proposto por Leslie foi melhorado por EDMOND CARRÉ, com uma máquina que usava água e ácido sulfúrico, que tinha de ser reabastecida frequentemente com ácido fresco devido à diluição contínua do ácido pela água.

Em 1858, FERDINAND CARRÉ deu continuidade aos experimentos de seu irmão Edmond, e em 1858 desenvolveu uma máquina de absorção que utilizava a água como fluido absorvente e a amônia como refrigerante, usada tanto para gelar a água como para produzir gelo. Sua máquina foi patenteada na França em 1859 e nos Estados Unidos em 1860. Ao todo foram 14 patentes no período entre 1859 e 1862 (STOECKER & JONES, 1985). O primeiro uso do referido sistema nos Estados Unidos foi provavelmente feito pelos Estados Confederados durante a Guerra Civil para suprimento de gelo natural que havia sido cortado pelo norte.

Segundo SANTOS (2005), Ferdinand Carré exaltou e mostrou algumas de suas futuras aplicações, como: produção de frio para armazenagem de alimentos, condicionamento de ar ambiente visando conforto, controle de fermentação na produção de vinhos e cervejas, entre outras utilidades.

Em 1880, nos EUA, CARL V. LINDE fabricou máquinas de refrigeração à compressão de vapor e substituiu-as em detrimento as máquinas de absorção. Desta maneira até o final do século, elas passaram a perder a importância, tanto devido ao interesse pelas máquinas de compressão e também pelo comércio de gelo artificial que ainda dominava na época.

Em 1899, H. GEPPERT criou e patenteou um sistema de absorção contínuo que funcionava sem o uso de bombas (que eram requeridas nos sistemas anteriores). Ele usou o ar como gás inerte, mas não obteve sucesso. (VARANI, 2001)

De acordo com STEPHAN (1983), de 1920 a 1940, Edmund Altenkirch propôs estudos pioneiros da tecnologia de absorção que permitiram a evolução desses sistemas. Devido a seu excelente conhecimento em termodinâmica de misturas binárias e tendo realizado diversos estudos em Segunda Lei, ele propôs uma análise cuidadosa do processo e desta forma fez modificações a fim de obter a minimização das perdas exérgicas tornando o processo o mais próximo possível do reversível.

Em 1922, BALTZAR VON PLATEN e CARL MUNTERS, que ainda eram alunos do Royal Institute of Technology em, Estocolmo, Suécia, mudaram a configuração e fizeram uso de 3 fluidos, entre eles o hidrogênio, dando o nome de "PLATEN-MUNTERS" ao seu aparelho, que ainda tinha como característica trabalhar sem o uso de uma bomba.

A produção comercial começou em 1923 pela recém-criada empresa AB Artic, que foi comprada pela Electrolux, em 1925.

Em 1926, Albert Einstein e seu ex-aluno Leó Szilárd propuseram um projeto alternativo conhecido como geladeira Einstein (baseada no ciclo Einstein), que usava os princípios da difusão e da absorção conjuntamente.

De acordo com VARANI (2001), em 1929, o Dr. R. S. TAYLOR da SERVEL divulgou uma lista contendo 66 compostos, sendo estes orgânicos e inorgânicos, e entre eles refrigerantes e absorventes.

Ainda em 1929, Merkel e Bosnjakovic estabeleceram princípios teóricos da refrigeração por absorção com a introdução do diagrama de entalpia vs. concentração. (STEPHAN, 1983)

Em 1931, baseado nas patentes de Platen e Munters, a SERVEL nos Estados Unidos e principalmente a ELETROLUX na Suécia começaram a desenvolver refrigeradores domésticos que foram muito utilizados até os anos 50, mas foram colocados de lado à medida que foram percebidos avanços tecnológicos nos refrigeradores por compressão.

De acordo com VARANI (2001), após a 2ª Guerra Mundial houve um grande impulso para o desenvolvimento de sistemas de absorção com a utilização do par água - brometo de lítio para a utilização tanto em ambientes domésticos quanto em ambientes comerciais, o que foi denominado pela mesma como “Idade de Ouro da Absorção”. Empresas como SERVEL, CARRIER, entre outras, vinham investindo nessa tecnologia desde 1940, quando as maiores empresas de aquecimento, ventilação e ar-condicionado (HVAC) dos EUA decidiram comercializar projetos de refrigeradores por absorção com alta capacidade de refrigeração, acima de 100 TR (toneladas de refrigeração). Baseado nisso, a SERVEL desenvolveu e patenteou diversos avanços, como: resfriamento de ar, inibidores de corrosão, além do uso de ciclos baseados no uso dos fluidos água e brometo de lítio que dispunham de uma maior eficiência. Neste mesmo contexto a CARRIER CORPORATION viria nos anos seguintes a comercializar máquinas de 150 TR (1945), de 100 a 350 TR (1950), e em 1960 unidades de 1000 TR.

No fim da década de 50, foi construído o primeiro chiller (máquina frigorífica) de absorção de duplo efeito com uso dos fluidos água e brometo de lítio.

Na década de 1960 a indústria de gás natural foi muito eficaz em fazer a promoção desta alternativa ao sistema de resfriamento baseado na energia elétrica. Desta maneira, refrigeradores por absorção e chillers de absorção com o uso gás foram comercializados com sucesso na base de custos operacionais mais baixos e melhor desempenho do sistema.

A indústria de refrigeração por compressão então contra atacou e para lutar contra isso, criou inovações em compressores, motores elétricos, e controle aumentando assim o desempenho e diminuiu o custo da energia elétrica. Além disso, e talvez mais importante, o preço do gás teve um acréscimo em seu preço, fazendo com que potenciais compradores fossem forçados a permanecer com os sistemas convencionais baseado em energia elétrica.

Na década de 70 houve duas crises de energia. Uma delas seria a crise mundial do petróleo, que com o embargo da OPAEC (Organization of Arab Petroleum Exporting Countries, em português, Organização dos Países Árabes Exportadores de Petróleo) aos Estados Unidos, seus aliados, Europa Ocidental e Japão em 1973, o ocidente industrial foi paralisado, pois o valor do barril mais que triplicou em um curto período de três meses. A outra crise de grandes proporções também aconteceu no ano de 1979, quando os iranianos depuseram seu ditador Xá Reza Pahlevi. Com a saída do mesmo do poder, o cenário político do Irã foi controlado pelos xiitas apoiadores do aiatolá Khomeini. Então, desde este acontecimento até a organização do setor petrolífero desta nação, o barril de petróleo teve uma alta no seu preço de US\$ 13,00 para o estratosférico valor de US\$ 80,00. Somente na segunda metade da década de 1980 que o valor do petróleo passou a diminuir.

Segundo SILVA (1994, *apud* SANTOS, 2005), devido a essas duas crises, surgiu um novo interesse na tecnologia de absorção; devido provavelmente ao fato dos sistemas de absorção utilizarem energia térmica de baixa temperatura como sua fonte, e desta maneira, tornando-se economicamente atrativo em projetos de cogeração e recuperação de calor rejeitado.

Um ciclo de triplo efeito foi patentado em 1985. (New Buildings Institute, 1998).

Desde 1987, quando o *Protocolo de Montreal* foi assinado, questões que cercam a existência de refrigeração por compressão e o seu elevado uso de energia elétrica, o uso de fluidos refrigerantes CFC e as respectivas taxas energia elétrica, foram cada vez mais abordadas e tornando o seu uso cada vez mais complicado. Coincidente com estas questões os custos do gás e da gasolina mantiveram-se relativamente estáveis.

Desde 1995, vários fatores têm ajudado o mercado de refrigeração de absorção, incluindo: a abertura de grandes fábricas de gás natural de equipamentos nos Estados Unidos, os principais desenvolvedores de equipamentos e em financiamento de contratos de desempenho.

Um ciclo de triplo efeito alternativo, com um duplo condensador acoplado ao ciclo, foi patenteado em 1993. No final de 1997, dois fabricantes norte-americanos estavam realizando pesquisa e desenvolvimento de programas destinados a produzir chillers de absorção de triplo efeito. A companhia YORK INTERNATIONAL fez uma parceria com o DOE (Design of Experiments), em um programa de custo-compartilhado para construir um chiller de absorção de triplo efeito utilizando o ciclo DCC (Double Condenser Coupled).

Após isso, a Trane Company, realizou uma pesquisa para desenvolver um chiller de triplo efeito utilizando um ciclo de loop duplo. O objetivo desses grandes “programas” de desenvolvimento de refrigeradores comerciais é produzir um sistema de triplo efeito que melhora a eficiência de arrefecimento até 30 a 50 por cento, em comparação com os de duplo-efeito atualmente existentes no mercado. As estimativas para o aumento de preço em relação aos de duplo efeito é de 25 a 30 por cento.

CAPÍTULO II

REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO

2.1 Características do Sistema de Refrigeração por Absorção

Diferentemente dos sistemas de refrigeração por compressão mecânica que para produzir arrefecimento utilizam trabalho mecânico produzido por um motor elétrico, os sistemas de refrigeração por absorção utilizam calor como fonte de energia.

Os sistemas de refrigeração por absorção têm como principal vantagem a capacidade de funcionarem tanto através da queima direta de um combustível (sendo o gás natural o mais amplamente utilizado para este fim) como trabalhar com rejeitos de calor de outros sistemas térmicos que não seriam utilizados (que seria o caso de sistemas de cogeração), ou ainda gases de escape de motores, fontes geotérmicas ou energia solar. Além disso, na maior parte dos sistemas de absorção a energia elétrica requerida para seu funcionamento é mínima (principalmente se comparada com os sistemas de compressão), pois a maior parte desses sistemas utiliza uma ou duas bombas de baixa potência.

Esses sistemas são classificados quanto ao número de efeitos, como simples, duplo ou triplo efeito (os sistemas de duplo e triplo efeito ainda são subdivididos devido ao fluxo da solução, podendo ser em paralelo e em série). O número de efeitos de um sistema de refrigeração por absorção está relacionado a quantidade de vezes em que se produz vapor a partir da solução com o uso de uma única fonte primária de energia, desta forma, aumentando a vazão de refrigerante, o efeito frigorífico e por fim, proporcionando o aumento no coeficiente de desempenho da unidade. É importante frisar que cada um desses

sistemas o sistema trabalha com diferentes níveis de pressão, onde o sistema de simples efeito trabalha com dois níveis de pressão, o de duplo efeito com três níveis de pressão e o triplo com quatro níveis de pressão.

Nos sistemas em série, o fluido de trabalho é bombeado diretamente do absorvedor para o gerador de vapor de alta pressão. No caso do sistema em paralelo, o fluido de trabalho é bombeado simultaneamente para todos os geradores de vapor no sistema. No Anexo A encontra-se os esquemas simplificados dos ciclos de duplo efeito (em série e em paralelo) e de triplo efeito (em série e em paralelo), pois estes não serão o objetivo de estudo deste trabalho.

2.2 Vantagens e desvantagens do sistema

Como já foi exposto, uma das principais vantagens do sistema de refrigeração por absorção é o fato de ele operar com calor como fonte de energia, e desta maneira poder ser aproveitado em plantas de cogeração fazendo uso de rejeitos térmicos. Outras vantagens que podem ser apontadas, entre elas algumas propostas por DORGAN *et al.* (1995) são as seguintes:

- Máquinas de absorção são termicamente ativadas e, por essa razão, alta energia de entrada (eixo) não é exigida. Neste sentido, onde a eletricidade é cara ou indisponível, ou onde se há gás, resíduos, fontes de calor geotérmicas e solar disponíveis, máquinas de absorção podem fornecer arrefecimento com confiança e tranquilidade, reduzindo os custos operacionais e evitando picos elétricos devido a mudanças de demanda;
- Uma das principais vantagens no ciclo de absorção está no custo do bombeamento de um líquido em lugar de vapor, desde a região de pressão baixa até a de pressão alta, em que o trabalho realizado é consideravelmente menor.
- Longo tempo de vida útil (entre 20 a 25 anos);
- Funcionamento silencioso e livre de vibração;

- Enquanto um sistema convencional elétrico tem uma perda de 65% a 75% de energia para a produção de frio, em contraste a isso, apenas cerca de 5% a 10% da fonte de combustível é perdida com um sistema de absorção movido a gás;
- Alta confiabilidade;
- Calor recuperado pode ser utilizado como insumo energético (em substituição ao trabalho mecânico) em ciclos de refrigeração por absorção;
- Trabalha com carga variável de forma fácil e eficiente;
- Baixo custo de manutenção;
- Perdas de energia devido a operações de parada e retorno de funcionamento são praticamente nulas;
- Não necessita o uso de refrigerantes CFC's e HCFC's, fazendo com que máquinas de absorção não causem dano à camada de ozônio e tenham menor impacto no aquecimento global;
- Os custos dos combustíveis são substancialmente menores que os de energia elétrica, sendo na média, 12 a 20 % do custo da energia elétrica.

Como desvantagens desse sistema, pode-se citar:

- Baixo coeficiente de desempenho (COP), principalmente em sistemas de simples efeito, faz com que o sistema não seja competitivo quando comparado com o ciclo de refrigeração por compressão de vapor, o que implica em maiores custos operacionais em sistemas de queima direta. Mesmo os sistemas de duplo efeito são pouco rentáveis em algumas aplicações;

- Ação corrosiva do brometo de lítio (em sistemas com par água – brometo de lítio), necessitando assim de aditivos inibidores da corrosão (SRIKHIRIN *et al.*, 2001, DORGAN *et al.*, 1995);
- Segundo KISTLER (1997) sistemas de absorção são maiores e mais pesados se comparados aos de compressão de vapor, ele diz ainda que as máquinas de absorção necessitam de torres de resfriamento com capacidade 30% maior que uma de compressão de mesma capacidade;
- Como a água atua como refrigerante em sistemas de H₂O – LiBr, não se pode obter temperaturas menores que 0°C devido à água sofrer congelamento nessa temperatura. Para temperaturas abaixo desta, deve-se utilizar o sistema amônia – água;
- O sistema água – brometo de lítio opera com pressões abaixo da atmosférica, resultando em infiltrações inevitáveis de ar no sistema, que precisa ser purgado periodicamente. (Dorgan et al, 1995);
- O sistema água-amônia tem a desvantagem de requerer componentes extras;
- Amônia altamente tóxica e inflamável.

2.3 Características dos fluidos de trabalho

Os sistemas de refrigeração por absorção trabalham com dois tipos de fluidos (diferentemente do sistema de compressão de vapor que utiliza apenas um), sendo um deles o fluido absorvente, que como o nome já diz absorve o outro fluido, que seria o fluido refrigerante que tem a função de arrefecimento. Diversos fatores são levados em consideração para a escolha de ambos os fluidos e suas interações. Alguns deles são:

- *Ausência de fase sólida* - O par de refrigerante - absorvente não deve formar uma fase sólida durante o faixa de mistura e temperatura a que será submetido. A

formação de sólidos podem interromper o fluxo e causar problemas ao equipamento.

- *Relação Volatilidade* - O refrigerante deve ser mais volátil do que o absorvente de modo que possa ser facilmente separado por aquecimento.
- *Afinidade* - O absorvente deve ter uma forte afinidade com o refrigerante nas condições em que a absorção ocorre. Essa afinidade permite menos absorvente para ser distribuído para o mesmo efeito refrigerante e, portanto, as perdas de calor sensível são menores. Além disso, uma menor troca líquida de calor é necessária na transferência de calor do absorvente para a solução pressurizada de refrigerante-absorvente. Uma desvantagem é que o calor adicional é necessário no gerador para separar o refrigerante do absorvente.
- *Pressão* – Moderadas Pressões de operação devem ser usadas para evitar o uso de equipamentos com paredes espessas e reduzir a energia elétrica necessária para bombear os líquidos de baixa pressão para alta pressão. Além disso, a pressão muito baixa (vácuo) vai exigir o uso de equipamentos de grande volume e meios especiais de reduzir a queda de pressão do vapor de fluxo refrigerante.
- *Estabilidade* - Alta estabilidade química é necessária para evitar a formação de gases indesejáveis, sólidos ou substâncias corrosivas.
- *Corrosão* - Os líquidos devem ser não corrosivos. Se os fluidos são corrosivos, inibidores de corrosão devem ser utilizados, o que pode influenciar o desempenho termodinâmico do equipamento.
- *Segurança* - Idealmente, os líquidos devem ser não tóxicos e não inflamáveis.
- *Calor latente* - Para manter a taxa de circulação do fluido refrigerante e absorvente, no mínimo, o calor latente do refrigerante deve ser o mais alto possível.

Segundo BERECHÉ (2007), um estudo foi feito por MARCRISS *et al.*, (1988) e citado por SRIKHIRIN *et al.*, (2001), que sugere a existência de aproximadamente 40

compostos refrigerantes e 200 compostos absorventes. Alguns dos mais importantes estão na Tab. (2.1), abaixo, com pares citados por CORTEZ e MÜHLE (1994).

Tabela 2.1 – Pares de refrigerantes e absorventes mais comumente usados.

Fonte: (NAPOLEÃO, 2003)

Fluido Absorvente	Fluido Refrigerante
Água	Amônia (NH ₃), Metil amina (CH ₃ NH ₂) e outras Aminas alifáticas
Solução de brometo de lítio em água	Água
Solução de cloreto de lítio em metanol	Metanol (CH ₃ OH)
Ácido sulfúrico (H ₂ SO ₄)	Água
Hidróxido de potássio (KOH) ou de sódio (NaOH) ou misturas	Água
Sulfocianeto de amônia (NH ₄ CNS)	Amônia (NH ₃)
Tetracloroetano (C ₂ H ₂ Cl ₄)	Cloreto de etila (C ₂ H ₅ Cl)
Óleo de parafina	Tolueno (C ₇ H ₈), pentano (C ₅ H ₁₂)
Glicol etílico (C ₂ H ₄ (OH) ₂)	Metil amina (CH ₃ NH ₂)
Éter dimetílico de glicol tetraetílico (CH ₃ (OCH ₂ CH ₂) ₄ OCH ₃)	Monoflúor-dicloro-metano (CHFCl ₂), diclorometano (CH ₂ Cl ₂)

Os pares mais utilizados são os dois primeiros da tabela, ou seja, o par água – brometo de lítio (H₂O – LiBr), que é mais frequentemente utilizado para conforto pois atinge temperaturas moderadas, sempre acima de 0°C, e o par amônia – água (NH₃ – H₂O) que é utilizado para temperaturas mais baixas e pode-se ser utilizado também para conservação de alimentos.

O par amoníaco não é adequado para uso com coletores solares, devido à elevada temperatura necessária no gerador (125-170 ° C). Essa temperatura só pode ser obtida com relação média de concentração e coletores parabólicos, que aumentam a necessidade de manutenção devido à necessidade de monitoramento do sol. (FLORIDES, KALOGIROU, TASSOU, et al. 2002)

As temperaturas geradas necessárias para o par LiBr-água são mais baixas (75-120°C). Estas temperaturas podem ser alcançadas com coletores planos de alto desempenho, coletores compostos parabólicos e coletores de tubo de vácuo que são de baixo custo, fáceis de instalar e operar, e de coletores de concentração parabólica com relação média. (FLORIDES, KALOGIROU, TASSOU, et al. 2002)

Nos próximos itens, serão focados os aspectos do sistema que será estudado, ou seja, o sistema de refrigeração por absorção de simples efeito que utiliza o par água – brometo de lítio.

2.4 Princípios de Operação do Sistema de Simples Efeito

O ciclo de refrigeração por absorção transfere calor da região de baixa temperatura para a região de alta temperatura mediante processos de absorção e dessorção do fluido refrigerante na fase vapor por uma solução líquida (que é normalmente uma mistura binária composta pelo refrigerante e outra substância, por exemplo, um sal como o brometo de lítio). Durante o processo de absorção há transferência de calor para a região de temperatura intermediária (meio ambiente para um ciclo de refrigeração) e durante o processo de dessorção há fornecimento de calor para o ciclo a partir de uma fonte de calor a alta temperatura, conforme mostrado na Fig. (2.1), além de uma nova transferência de calor para a região de temperatura intermediária. (JUNIOR, TRIBESS, FIORELLI *et al.*, 2004)

A tecnologia de absorção de simples efeito fornece um pico de refrigeração com coeficiente de desempenho (COP) de aproximadamente 0,7 (como será explanado na análise de resultados) e opera a temperaturas de entrada na faixa de 75-120°C. A tecnologia de múltiplos efeitos fornece COPs superiores, porém, só pode ser utilizada quando fontes de calor de temperaturas mais elevadas estão disponíveis. Nota-se que o refrigerante no sistema utilizado é a água e o LiBr age como o absorvente, que absorve o vapor de água, tornando o bombeamento do absorvedor para o gerador mais fácil e econômico.

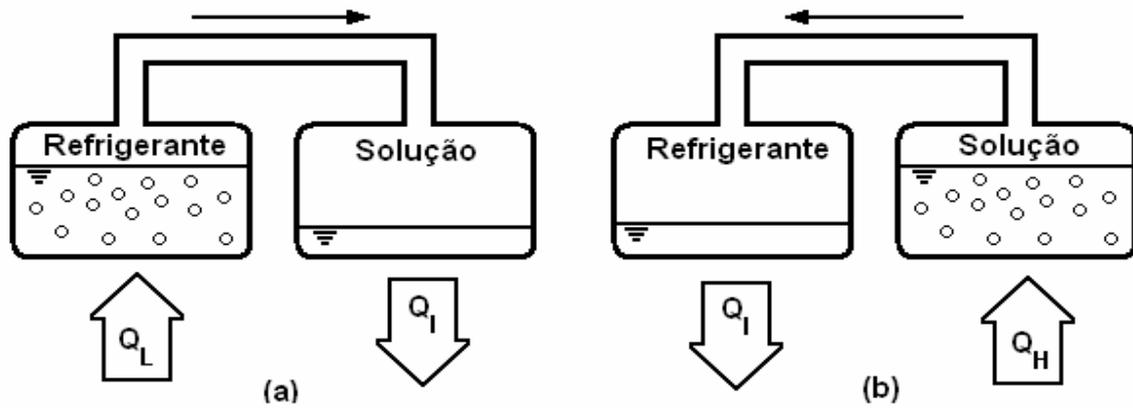


Figura 2.1 - Processos de absorção (a) e de dessorção (b). O primeiro produz um efeito refrigerante e o segundo necessita de uma fonte de calor para ocorrer.

Fonte: (JUNIOR, TRIBESS, FIORELLI et al., 2004)

O ciclo de refrigeração por absorção de simples efeito é constituído dos seguintes componentes: um condensador, um evaporador, um absorvedor, um trocador de calor de solução, um gerador de vapor, uma bomba e duas válvulas de expansão, como mostra a Fig. (2.2).

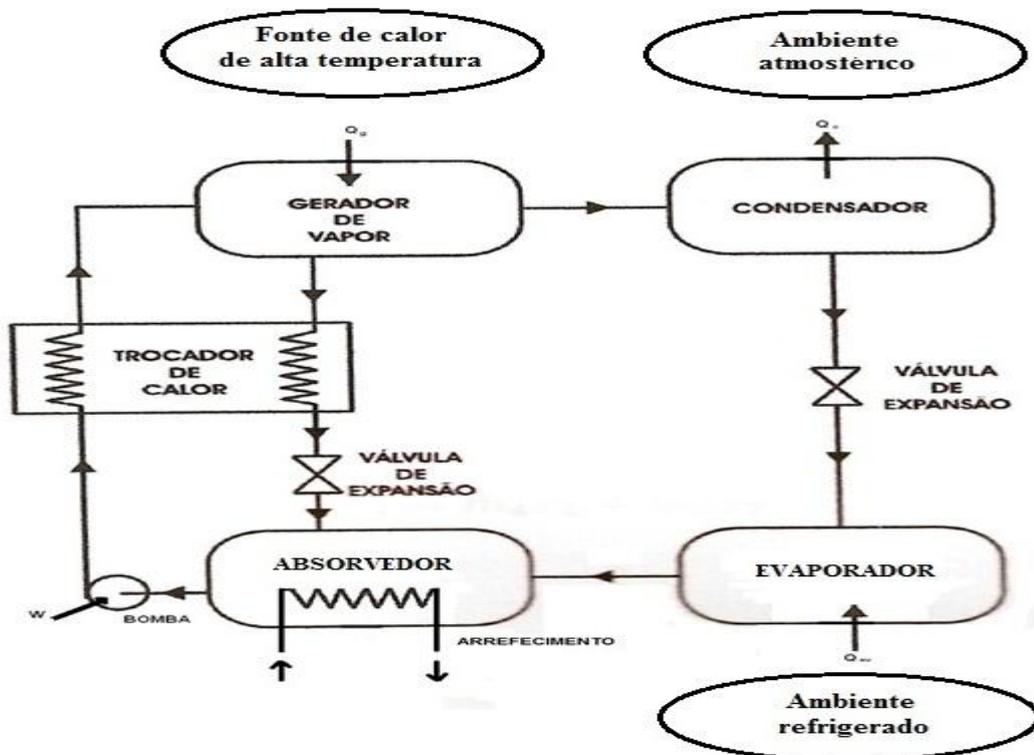


Figura 2.2 - Esquema simplificado do sistema de refrigeração por absorção de simples efeito.

Esse ciclo apresenta basicamente quatro processos, sendo dois deles caracterizados por trocas de calor e os outros dois caracterizados por trocas simultâneas de calor e massa. Esses processos podem ser entendidos de maneira mais clara com a representação da Fig. (2.3), e eles são os seguintes:

- Separação (dessorção) do refrigerante no gerador;
- Condensação do refrigerante no condensador.
- Vaporização do refrigerante no evaporador;
- Absorção do refrigerante pela solução no absorvedor;

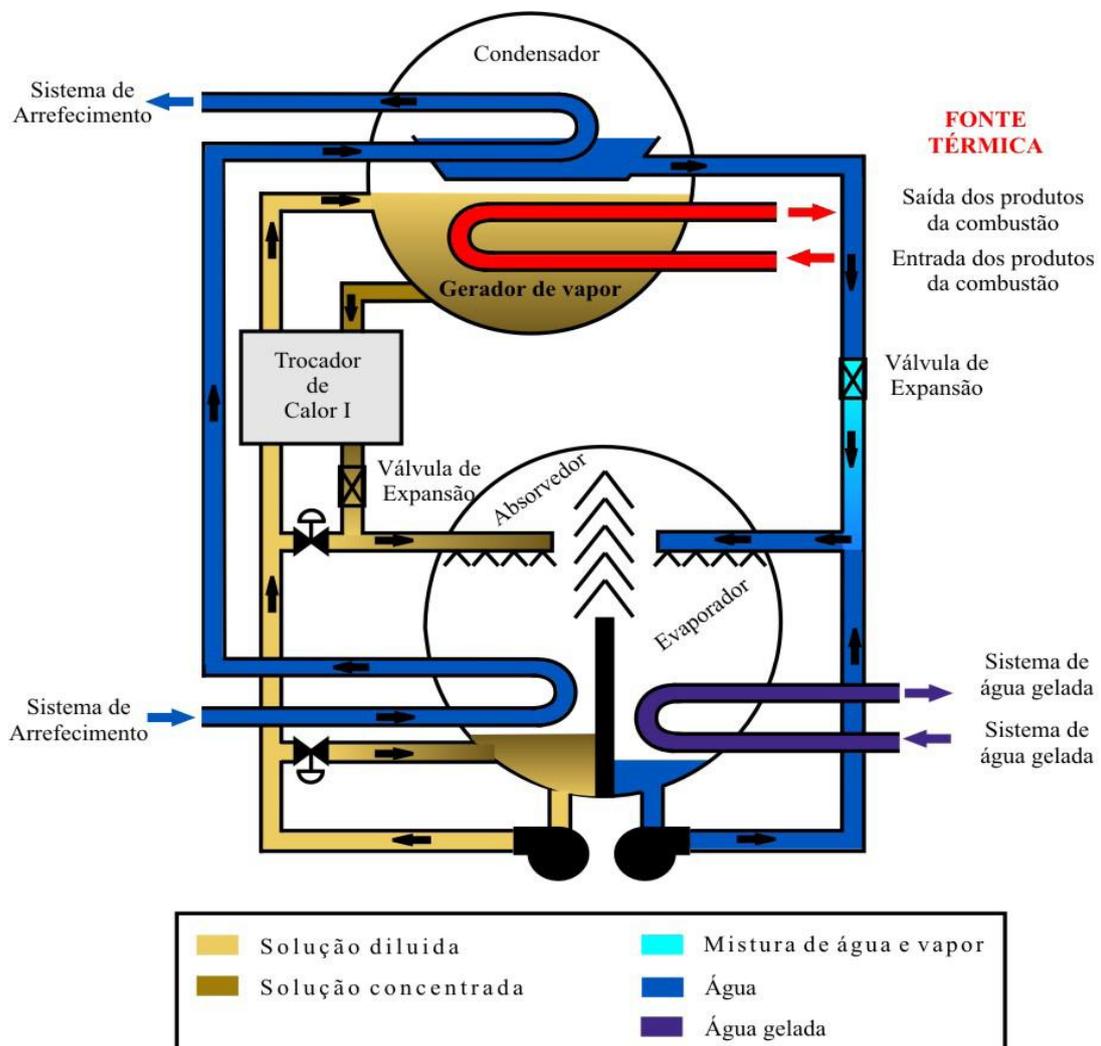


Figura 2.3 - Diagrama sistema de refrigeração por absorção de simples efeito com par água – brometo de lítio.

Fonte: (SANTOS, 2005)

Como se pode notar no sistema apresentado na Fig. (2.3), que é o sistema baseado no protótipo desenvolvido no Instituto de Energia Sustentável da UFPB, nota-se uma bomba de recirculação e de bombeamento da solução de brometo de lítio e outra bomba para a recirculação do refrigerante.

Com referência a esse mesmo sistema pode-se explicar como funciona o processo na máquina de refrigeração por absorção. Primeiramente a bomba de solução de brometo de lítio é ligada, e nesse ponto, nota-se que a solução é rica em refrigerante (ou seja, em água). Essa mesma bomba força a solução através de um trocador de calor, e por consequência eleva sua pressão, e esta segue para o gerador de vapor. A temperatura da solução no trocador de calor é maior. Uma vez no gerador de vapor, energia térmica é adicionada ao sistema e parte do refrigerante evapora, separando-se do brometo de lítio, sendo rejeitado da solução. Dessa maneira, do gerador de vapor saem vapor refrigerante a alta pressão e solução concentrada de brometo de lítio.

O vapor de refrigerante flui para o condensador, onde calor é cedido para o ambiente através do sistema de arrefecimento, fazendo com que o refrigerante se condense. Então, água condensada flui através de um limitador de fluxo (válvula de expansão), ocorrendo assim uma queda pressão (necessária para manter a diferença de pressão entre o condensador e o evaporador) e fazendo com que parte dessa água se evapore, antes de chegar ao evaporador. No evaporador, o calor evapora a carga de fluido refrigerante restante, e esta flui de volta para o absorvedor, pois foi absorvido pela solução de brometo de lítio.

Como já citado, do gerador de vapor, sai também solução concentrada de brometo de lítio que consiste em uma solução absorvente-refrigerante, que é resfriada no trocador de calor (note que a temperatura da solução concentrada será maior que da solução diluída (ou seja, rica em água) o que faz com que a solução que sai do gerador de vapor ceda calor para a solução que vem da bomba, fazendo com que esta seja pré-aquecida, o que levará a um aumento de desempenho do sistema). Após essa solução passar pelo trocador de calor ela também segue através de um limitador de fluxo (necessário para manter a diferença de pressão entre o gerador de vapor e o absorvedor), indo para o absorvedor onde por ter uma concentração de brometo de lítio elevada, absorverá a água vinda do evaporador. Esta

solução troca calor novamente com o sistema de arrefecimento e depois segue para a bomba, recomeçando o ciclo.

2.5 Características do par água – brometo de lítio

Nesse sistema, a água desempenha o papel do refrigerante, enquanto uma solução de brometo de lítio é o agente absorvente.

Os principais aspectos positivos deste par são alta relação de volatilidades e afinidade química, alta estabilidade, elevado valor da entalpia de vaporização/condensação (é a quantidade de energia necessária para que um mol de um elemento ou de uma substância que se encontra em equilíbrio com o seu próprio vapor, a pressão de uma atmosfera, passe completamente para o estado gasoso/líquido), e alto padrão de segurança.

O par água - brometo de lítio pode apresentar formação de fase sólida, uma vez que a água congela a 0°C, o que inviabiliza seu emprego para fins de refrigeração, caracterizando-o como adequado para sistemas destinados ao condicionamento de ambientes. (JUNIOR, TRIBESS, FIORELLI *et al.*, 2004)

O brometo de lítio é um composto químico formado por bromo e lítio, sendo sólido, branco e inodoro. Trata-se de uma substância salina altamente higroscópica, ou seja, tem uma grande capacidade (e facilidade) de absorver a água, e por essa razão é frequentemente utilizado como dessecante, formando assim uma solução líquida homogênea. O princípio da absorção é baseado na troca de calor decorrente da transferência de água entre o vapor e a fase líquida. Desta maneira seu uso é ideal para a aplicabilidade do sistema estudado, apesar de ter sido usado no século passado como sedativo, e ainda como tratamento de distúrbio de bipolaridade. A solução de brometo de lítio pode ser reciclada indefinidamente, uma vez que o próprio brometo de lítio é estável.

Algumas desvantagens do par água-brometo de lítio estão associadas com os baixos valores de pressão de trabalho e altos valores de viscosidade da solução de brometo de lítio.

Além disso, o brometo de lítio pode ser nocivo se em contato com os olhos, causando irritação, ou com a pele, causando queimaduras. Contato com a pele resulta em desidratação da área exposta, resultando finalmente em queimaduras. O brometo de lítio é prejudicial se ingerido e ocorrendo exposição crônica poderá levar a erupções de pele ou doenças sanguíneas.

Há fatos que revelam que a contínua exposição e absorção de grandes quantidades do mesmo provocam alterações no sistema nervoso central, podendo levar a depressão CNS (depressão do sistema nervoso central), causando agitação, espasmos ataxia, que se trata da diminuição da coordenação motora.

Abaixo, na Tab. (2.2), têm-se algumas propriedades da solução de brometo de lítio.

Tabela 2.2 – Propriedades físico-químicas da solução de brometo de lítio. ¹

Nome do produto (IUPAC)	Brometo de lítio puríss.
Formula química	LiBr
Forma	Sólida e cristalina
Cor	Branca
Odor	Inodoro
Massa molar	86,85 g/mol
Valor de PH (em 100 g/l de H ₂ O)	7
Ponto de fusão	~ 547°C
Ponto de ebulição	~ 1265°C
Massa específica (25°C)	3,46 g/cm ³
Solubilidade em água (20°C)	Alta solubilidade
Ponto de fulgor	~ 29°C

¹ Valores Obtidos na Ficha de Informação de Segurança de Produtos Químicos – FISPQ.

2.6 Cristalização do brometo de lítio

Como exposto anteriormente, o sistema utiliza uma solução de água e brometo de lítio. Mas, o brometo de lítio é um sal, ou seja, uma substância sólida, que em contato direto com a água torna-se líquido.

A natureza de soluções salinas aquosas, como o LiBr, é que o componente de sal precipita quando a fração de massa de sal excede o limite de solubilidade. Esse limite de solubilidade é fortemente influenciado pela concentração da solução (fração de cada um dos componentes da solução) e da temperatura. Sabe-se que a pressão não afeta de maneira significativa a ocorrência de cristalização nesse sistema.

O fenômeno da cristalização do brometo pode ser facilmente percebido através de uma solução com 70% de massa de brometo de lítio na solução. Além disso, a precipitação de cristais de LiBr também pode ser observada através da mistura da solução a 100°C e, em seguida, fazendo-se um resfriamento até à temperatura ambiente. Isto acontece, pois a 100°C a solução é constituída por um líquido de fase única, homogêneo, à medida que a solução é lentamente arrefecida, pequenos flocos brancos de brometo de lítio começam a aparecer, e estes ligeiramente mais densos do que a mistura.

Além deste aspecto o brometo de lítio pode cristalizar a valores moderados de concentração (por exemplo, há cristalização na concentração de 67% de brometo de lítio na solução para uma temperatura de saturação da água pura de 20°C e temperatura da solução de 75°C).

Entretanto, dependendo do valor da temperatura em algum ponto, sendo essa temperatura abaixo da temperatura de cristalização da solução, para uma dada concentração, pode ocorrer o risco de entupimento da tubulação devido à formação de fase sólida da solução causando a falha operacional. Na Fig. (2.4) tem-se um gráfico representando possíveis pontos de cristalização no sistema, em um diagrama que cruza informações de temperatura e concentração de brometo de lítio na solução.

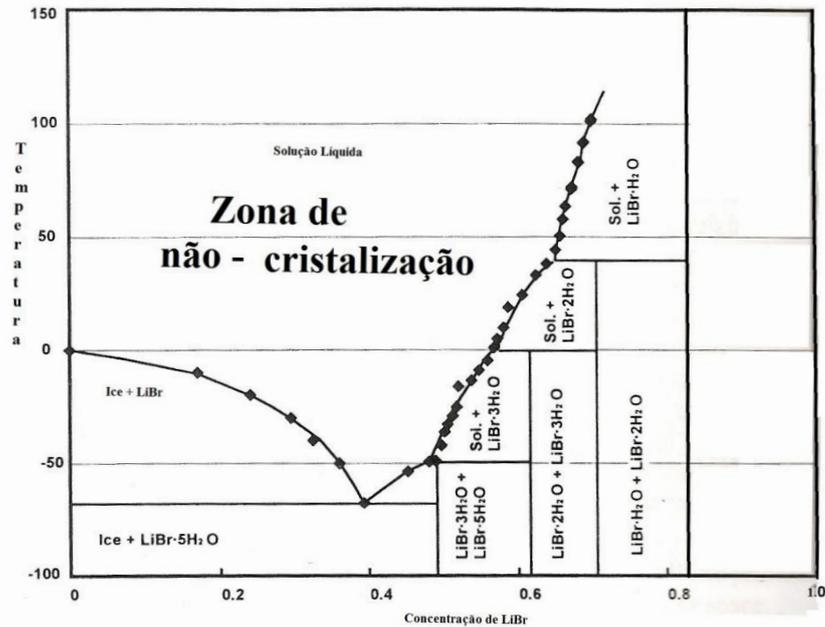


Figura 2.4 - Diagrama de fases da solução aquosa de brometo de lítio.

Fonte: (Herold, 1996 - Adaptado)

De acordo com o diagrama e sabendo as possíveis temperaturas do sistema, pode-se concluir que, de maneira geral, o problema da cristalização ocorre em ciclos de absorção de vapor caso a concentração da solução seja muito alta, ou a temperatura de solução muito baixa. Os pontos mais susceptíveis a ocorrência dessa cristalização são os pontos do circuito compreendidos entre a saída do gerador de vapor (onde a solução sai concentrada) até chegar ao absorvedor, ainda mais no ponto entre a válvula de expansão e o absorvedor, pois é o ponto onde a temperatura atinge seu menor valor no circuito.

Segundo FLORIDES(2001) existem algumas maneiras de se evitar que ocorra esse problema, e o princípio básico é evitando que a fração de massa de brometo exceda um certo valor, por exemplo, 65% da solução. Desta forma, a recirculação da solução em um sistema de refrigeração por absorção (que é feita pela bomba de recirculação da solução) é um ato muito importante no projeto e no consumo inteligente da carga frigorífica, pois o sistema precisa manter com segurança a temperatura de água gelada que flui do evaporador e controlar o limite de concentração para impedir a cristalização.

Outro aspecto importante é o devido controle da temperatura de queima no gerador de vapor. Na unidade desenvolvida no Instituto de Energia Sustentável da UFPB, isso foi feito por MARQUES (2010).

Segundo MARQUES (2010), quando ocorre o entupimento da tubulação (devido à cristalização da solução), a atitude a ser tomada é, de alguma forma, aquecer a parte onde ocorreu essa precipitação, permitindo que a bomba possa fazer circular a solução, visto que o produto formado é bastante viscoso. Quando esse fenômeno ocorre no absorvedor, implica que o nível de água no evaporador está mais alto do que deveria. Portanto, é necessário drenar parte dessa água para diluir a solução que se tornou concentrada no absorvedor.

CAPÍTULO III

ANÁLISE ENERGÉTICA E EXERGÉTICA

Neste capítulo será abordada a metodologia para a realização da análise termodinâmica de ordem energética e exergética, que serão aplicadas ao sistema de refrigeração por absorção e permitirão quantificar e qualificar as interações de energia que ocorrem entre o sistema e sua vizinhança através do uso das 1ª e 2ª leis da termodinâmica.

Serão abordadas definições de sistema termodinâmico, volume de controle, conservação da massa, conservação da espécie, e também conceitos como exergia, entropia, geração de entropia, irreversibilidades, eficiência pela 1ª e pela 2ª lei (as chamadas eficiências energéticas e exergéticas, respectivamente).

3.1 Sistema Termodinâmico e Volume de Controle

Um *sistema termodinâmico* é definido como uma quantidade de matéria, com massa e identidade fixas, sobre a qual a nossa análise será dirigida. Tudo que é externo ao sistema é denominado meio ou *vizinhança*. Um sistema é separado da vizinhança pelas fronteiras do sistema e essas fronteiras podem ser móveis ou fixas (WYLEN, SONNTAG, BORGNAKKE, 2003), e está representado na Fig. (3.1).

Existem três tipos de sistemas, são eles: isolados, fechados e abertos.

Os sistemas isolados são completamente isolados do ambiente, ou seja, não trocam calor, trabalho ou matéria com as vizinhanças. Não existe nenhum sistema prático conhecido que satisfaça com absoluta precisão estas condições, mas, consegue-se muito boas aproximações para os mesmos, ao longo intervalos de tempo suficientemente grandes e finitos.

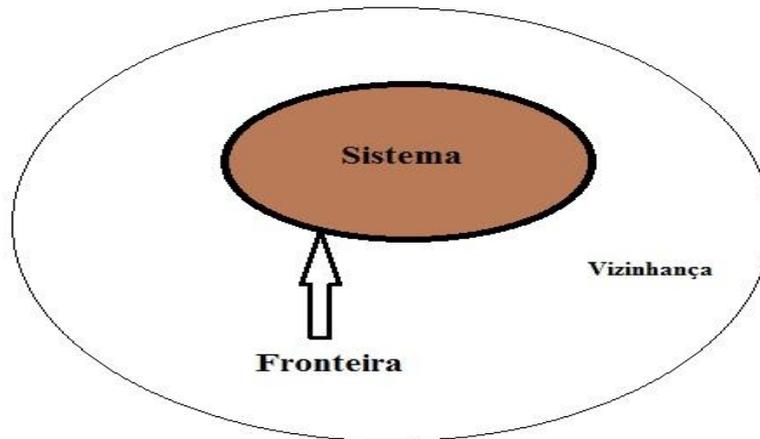


Figura 3.1 - Representação geral de um sistema.

Os sistemas fechados trocam energia (calor ou trabalho) com as vizinhanças, mas não trocam matéria. Tem-se o exemplo de uma estufa, onde entra calor, mas não há entrada de matéria, como o ar.

Os sistemas abertos trocam energia (calor ou trabalho) e matéria com as vizinhanças. Um bom exemplo seria o motor de combustão interna, onde os quatro tempos representam um sistema termodinâmico que transforma energia térmica em energia mecânica, porém, sendo sempre reabastecido com combustível. A representação dos sistemas pode ser vista na Fig. (3.2).

De acordo com os conceitos da mecânica dos fluidos, volume de controle é um volume arbitrário no espaço através do qual há fluxo de massa ou energia. O contorno geométrico desse volume de controle é dito *superfície de controle*. A superfície de controle pode ser real ou imaginária e pode ser fixa ou estar em movimento. A forma e o tamanho

da superfície de controle são arbitrários e podem ser definidos de modo que a análise a ser feita se torne a mais simples possível.



Figura 3.2 - Representação genérica dos sistemas aberto, fechado e isolado.

3.2 Conservação da massa e conservação da espécie

Em qualquer sistema, seja ele físico ou químico, não se pode destruir nem criar matéria, apenas é possível se construir ou modificar de uma forma em outra. Essa é uma maneira de se anunciar a lei de Lavoiseir, ou lei da conservação das massas, que também pode ser anunciada pela frase célebre do mesmo: *“Na natureza nada se cria, nada se perde, tudo se transforma”*.

A lei de Lavoiseir foi baseada em estudos experimentais, onde ele comprovou que, numa reação química que se processe num sistema fechado, a massa permanece constante, ou seja, a soma das massas dos reagentes é igual à soma das massas dos produtos, ou seja:

$$m_{\text{reagentes}} = m_{\text{produtos}} \quad (3.1)$$

Baseado na intenção desse trabalho deve-se adequar esta definição para que seja possível utiliza-la em volumes de controle. Segundo WYLEN (2003), nas análises de fenômenos com volumes de controle, é necessário considerar os fluxos de massa que entram e que saem do volume de controle, além do aumento ou diminuição líquida de massa no interior deste mesmo volume.

Imagine a situação representada pela Fig. (3.3), e note que a variação da massa no interior do volume de controle será diferente de zero se a vazão de saída de massa for menor que a vazão de entrada, portanto desta forma, conclui-se que:

Taxa de variação de massa em um intervalo de tempo = vazão da massa que entra – vazão da massa que sai, ou de outra forma:

$$\frac{dm_{O.E.}}{dt} = \sum \dot{m}_e - \sum \dot{m}_s \quad (3.2)$$



Figura 3.3 - Diagrama de um volume de controle para a análise da equação da continuidade.

À equação 3.2 dá-se o nome de equação da continuidade, ou da conservação da massa, e estabelece que a taxa de variação da massa no volume de controle através do tempo, é igual à somatória de todos os fluxos de massa que entram no volume de controle, através da superfície de controle, menos o somatório de todos os fluxos de massa que saem do mesmo.

Esta é a equação mais geral e servirá para analisar tanto sistemas fechados, como sistemas abertos, ela é totalmente adequada para se fazer balanços globais de massa.

A conservação da espécie baseia-se no mesmo princípio que a conservação da massa, onde a diferença é que o termo referente à concentração da solução (x) é levado em consideração. Este termo varia entre 0 e 1 (pois se dá em relação a percentuais) e na equação é multiplicado pela massa, como nota-se na equação generalizada 3.3, abaixo.

$$\frac{d(mx)_{O.E.}}{dt} = \sum \dot{m}x_e - \sum \dot{m}x_s \quad (3.3)$$

3.3 Primeira Lei da Termodinâmica

A primeira lei da termodinâmica, também denominada lei da conservação de energia, é utilizada para relacionar as mudanças de estado detectadas em um sistema, ou volume de controle, onde quantidades de energia, na forma de calor ou trabalho, são transferidas no processo que está sendo analisado. (WYLEN, SONNTAG, BORGNAKKE, 2003)

Ainda segundo WYLEN, durante qualquer ciclo percorrido por um sistema, a primeira lei da termodinâmica estabelece que a integral cíclica do calor seja proporcional a integral cíclica do trabalho. Esta afirmação foi feita por James Prescott Joule e pode ser representada por:

$$\oint \delta Q = \oint \delta W \quad (3.4)$$

Esta expressão é tida como a básica da primeira lei da termodinâmica, onde $\oint \delta Q$ é denominado integral cíclica do calor transferido, representando o calor líquido transferido durante o ciclo, e $\oint \delta W$, a integral cíclica do trabalho, representa o trabalho líquido durante o ciclo.

Considerando agora um sistema que percorre um ciclo, mudando do estado A para o estado B por dois caminhos, o caminho I e o caminho II, e fazendo o trajeto de volta do estado B para o estado A por um outro caminho (III). Esse ciclo é mostrado na Fig. (3.4), sendo um diagrama pressão – volume (poderia ser usado qualquer par de propriedades intensiva e extensiva, sucessivamente).

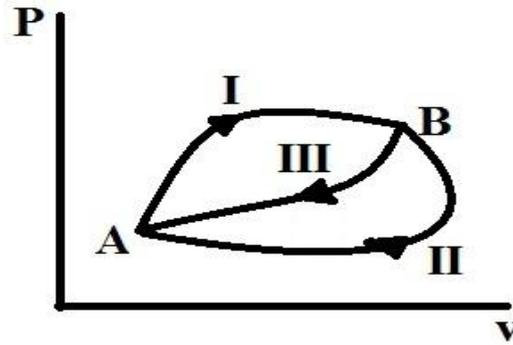


Figura 3.4 - Ciclo com caminhos distintos ligando 2 pontos

Utilizando desse esquema, e através de alguns jogos de equações geradas por ele, Joule observou que a diferença $\oint \delta Q - \oint \delta W$ é a mesma para todos os processos entre os estados A e B, ou seja, tal diferença depende apenas dos estados inicial e final e não do caminho percorrido entre esses dois estados. Desta maneira, ele concluiu que a diferença $\oint \delta Q - \oint \delta W$ é uma diferencial de uma propriedade intrínseca ao sistema, a qual ele representou como energia pelo símbolo E . Então, tem-se:

$$\oint \delta Q - \oint \delta W = dE \quad (3.5)$$

Quando integramos a equação 3.5, de um estado inicial i para um estado final f , temos:

$$E_f - E_i = {}_1Q_2 - {}_1W_2 \quad (3.6)$$

Sendo E uma propriedade física, ela tem o significado físico de representar toda a energia de um sistema em um dado estado termodinâmico. Na termodinâmica essa energia é dada pela soma de três parcelas, e dada pela seguinte equação:

$$E = U + EC + EP \quad (3.7)$$

Onde, U é a energia interna do sistema, associada com a movimentação e posição das moléculas, além da energia associada à estrutura do átomo, sendo associada ao estado termodinâmico do sistema. EC é a energia cinética do sistema em relação a um sistema de coordenadas e EP é a energia potencial associada a esse mesmo sistema de coordenadas.

Os termos de energia cinética e energia potencial são expressos por:

$$EC = \frac{1}{2}mv^2 \quad (3.8)$$

$$EP = mgZ \quad (3.9)$$

Quando o estudo é feito para volumes de controle, nota-se que calor, trabalho e fluxos de massa atravessam a superfície de controle (como foi anteriormente mostrado na Fig. 3.3). O fluido que atravessa uma superfície de controle transporta energia (E) e a essa parcela de energia é associada um trabalho de movimento de fronteira necessário para que ocorra a passagem de um ponto de entrada para um ponto de saída. Esse trabalho de escoamento é dado por:

$$W_{escoamento} = pvm \quad (3.10)$$

Onde p é a pressão e v o volume do fluido escoado.

Desta maneira, segue-se que, por unidade de massa:

$$e + pv = u + pv + \frac{1}{2}V^2 + gZ \quad (3.11)$$

O termo $u + pv$ introduza definição da propriedade entalpia (H), que sempre está presente quando existe um fluxo de massa através de uma superfície de controle.

Enfim, levando-se em consideração o exposto até aqui, pode-se expressar a 1ª Lei da Termodinâmica aplicada a volumes de controle.

$$\frac{dE_{o,e}}{dt} = \dot{Q}_{o,e} - \dot{W}_{o,e} + \sum \dot{m}_e \left(h_e + \frac{1}{2}V_e^2 + gZ_e \right) - \sum \dot{m}_s \left(h_s + \frac{1}{2}V_s^2 + gZ_s \right) \quad (3.12)$$

A primeira lei da termodinâmica estabelece condições de se obter resultados sobre o fluxo de calor e de massa, além de trabalho em um volume de controle. Porém a primeira lei não impõe nenhuma restrição quanto às direções desses fluxos de calor e trabalho, por

exemplo, não explicita que a transferência de calor está ocorrendo da maior para a menor temperatura, restringindo assim sua aplicabilidade. Além disso ela não proporciona a possibilidade de se saber onde estão as perdas e as irreversibilidades de um sistema, e é nesse contexto que se encaixa a segunda lei da termodinâmica, que nos dará condições de se obter essas informações além de qualificar a energia que será utilizada.

3.4 Segunda Lei da Termodinâmica

Primeiramente é necessário se deixar claro a aplicabilidade e a importância do uso da segunda lei da termodinâmica. Deve-se deixar claro que a primeira lei restringe as trocas de energia entre um sistema e sua vizinhança, impondo desta maneira, a conservação da energia total. Existem vários processos na natureza que não violam a primeira lei e que não ocorrem espontaneamente. Como exposto anteriormente, a primeira lei não impede que calor seja transferido de uma fonte fria para uma fonte quente, e só é possível esse tipo de processo quando se realiza trabalho sobre o sistema.

A segunda lei pode ser aplicada em diversas áreas como a matemática, a física, a engenharia, a economia, etc. Desta forma, e por não ser de simples entendimento, ela não tem uma definição única e conta com dois enunciados clássicos, que dizem:

Enunciado de Clausius: É impossível construir um dispositivo que opere, segundo um ciclo, e que não produza efeitos além da transferência de calor de um corpo frio para um corpo quente. (WYLEN, SONNTAG, BORGNAKKE, 2003)

Enunciado de Kelvin – Planck: É impossível construir um dispositivo que opere num ciclo termodinâmico e não produza outros efeitos além do levantamento de um peso e a troca de calor com um único reservatório térmico. (WYLEN, SONNTAG, BORGNAKKE, 2003)

Cada um desses enunciados faz uma “afirmação” diferente, mas que se complementam e dão veracidade as afirmações feitas baseadas na segunda lei da termodinâmica. O enunciado de Clausius se refere a refrigeradores ou bombas de calor, e diz que é impossível construir uma dessas máquinas e fazê-las funcionar sem ceder energia

em forma de trabalho, e dessa forma limita também seu coeficiente de desempenho menor que infinito. Já o enunciado de Kelvin – Planck explicita que no caso de ciclos de potência, como por exemplo, um motor térmico, é impossível construí-lo de maneira que apresente eficiência de 100%, ou seja, não é possível ceder certa quantidade de calor de um corpo de alta temperatura e que esta quantidade seja totalmente transformada em trabalho sem que haja perda de energia durante o processo.

Com a segunda lei enunciada, é importante notar que ela limita a disponibilidade da energia, o uso e os modos de conversão da mesma. Isso leva a alguns conceitos complementares que devem ser observados para que a segunda lei possa ser completamente equacionada. Uma de suas “consequências” nos leva aos conceitos de *irreversibilidade* e do *ciclo de Carnot*.

Se o enunciado da segunda lei diz que é impossível que um ciclo de potência tenha 100% de eficiência, qual seria a máxima eficiência que poderia ser obtida? Para começar a responder essa pergunta deve-se ter em conta o conceito de processo ideal, ou seja, o processo chamado reversível.

Um processo é dito *reversível* se, após ocorrer uma transformação este mesmo processo possa ser invertido, ou seja, que seu estado inicial possa ser alcançado a partir do estado final, sem que haja perdas ou vestígios no sistema ou no meio. Caso contrário o processo é dito *irreversível*. A maioria quase absoluta dos processos que ocorrem na natureza são irreversíveis. Isso ocorre devido a fatores como atrito, a mistura de duas substâncias diferentes, processos químicos, efeitos de histerese, etc.

Sabendo a definição de processos reversíveis e irreversíveis, podemos terminar de responder a pergunta feita acima, se é impossível obter 100% de eficiência em um ciclo térmico, qual a maior eficiência possível? A resposta é que a maior eficiência é obtida com um motor reversível, ou seja, idealizado (já que os processos são irreversíveis). A esse ciclo reversível, ou ideal, foi dado o nome de ciclo de Carnot, em homenagem ao francês Nicolas Leonard Sadi Carnot (1796 – 1832) que através disso estabeleceu as bases da segunda lei em 1824. Não é do interesse deste trabalho mostrar detalhadamente o ciclo de Carnot, mas se faz interessante expor dois teoremas relacionados a tal ciclo.

Primeiro teorema: É impossível construir um motor que opere entre dois reservatórios térmicos e que seja mais eficiente que um motor reversível (de Carnot) operando entre os mesmos reservatórios.

Segundo teorema: Todos os motores que operam segundo o ciclo de Carnot entre dois reservatórios térmicos devem apresentar o mesmo rendimento.

Esses dois teoremas respondem bem a pergunta formulada mais acima, e deixam bem explicitada a formulação teórica da segunda lei da termodinâmica. Esta por sua vez, pode ser apresentada, de maneira geral, para análises em um volume de controle (sistema aberto), quando existe fluxo de massa.

$$\frac{dS_{o.e}}{dt} = \sum \dot{m}_e s_e - \sum \dot{m}_s s_s + \sum \frac{\dot{Q}_{o.e}}{T} + \dot{S}_{ger} \quad (3.13)$$

Pode-se notar na expressão termos ainda não abordados no estudo, e mais adiante poderemos ter uma ideia de cada um. Abaixo vamos introduzir uma nova, e importante, propriedade termodinâmica: a *entropia*, além de introduzir o conceito do termo *geração de entropia*.

3.4.1 Entropia e Geração de entropia

Para introduzir o conceito de entropia é necessário apresentar um corolário da segunda lei da termodinâmica, a desigualdade de Clausius, que é representado matematicamente por:

$$\oint \frac{\delta Q}{T} \leq 0 \quad (3.14)$$

A desigualdade de Clausius é válida para todos os ciclos possíveis e existentes, e se um ciclo a satisfizer, este não viola a segunda lei da termodinâmica.

Através de simples manipulação matemática (análoga a que foi feita para a energia interna), considerando-se dois caminhos, se nota que a desigualdade de Clausius é

constante para qualquer que seja esse caminho, sendo função apenas dos estados inicial e final, desta maneira, essa constante é uma propriedade. Esta propriedade é denominada entropia, considerada como o grau de desorganização de um sistema (principalmente devido à energia estar em transformação), e é representada por S , podendo ser expressa da seguinte maneira:

$$S_2 - S_1 \geq \int_1^2 \left(\frac{\delta Q}{T} \right)_{rev} \quad (3.15)$$

Onde a igualdade equivale a um processo reversível e a desigualdade a um processo irreversível. Assim, se uma quantidade de calor δQ é transferida para um sistema a uma temperatura T , a variação de entropia é dada pela igualdade. Por outro lado, se ocorrerem efeitos irreversíveis, a variação de entropia será maior que a do processo reversível. (WYLEN, SONNTAG, BORGNAKKE, 2003)

Como consequência das afirmações acima, conclui-se que a variação de entropia em um processo irreversível é maior que a variação em um processo reversível. Desta maneira a equação (3.15) pode ser reescrita da seguinte maneira:

$$S_2 - S_1 = \frac{\delta Q}{T} + \delta S_{ger} \quad (3.16)$$

Para tanto o termo δS_{ger} deve ser maior que zero.

O termo descrito acima (δS_{ger}) é o termo referente à *geração de entropia* devido a ocorrência de irreversibilidades no sistema. Essas irreversibilidades podem ser internas – quando ocorrem internamente ao volume de controle – ou externas – quando ocorrem fora do volume de controle, ou seja, na vizinhança.

A entropia pode ser positiva ou negativa. Ela pode ser aumentada através de transferência de calor para o sistema, ou pela presença de irreversibilidades, ou pode ser diminuída em caso de transferência de calor do sistema para o meio.

Uma definição muito importante é dada pelo *princípio do aumento de entropia*, tendo como base a seguinte equação:

$$dS_{liq} = dS_{sistema} + dS_{meio} = \sum \delta S_{ger} \geq 0 \quad (3.17)$$

Novamente, a igualdade vale para processos completamente reversíveis, e a desigualdade para processos irreversíveis. Ela diz que os únicos processos que podem ocorrer, levando em consideração a variação de entropia do sistema somada a do meio, são aqueles nos quais a variação líquida de entropia aumenta. O processo inverso não pode ocorrer. Ou seja, todos os processos ocorrem em sentido único.

3.4.2 Exergia e Irreversibilidade

A definição básica de termodinâmica é que é a ciência que faz o estudo da energia em movimento. Mas, do que é composta a “energia”? Que parte da energia pode ser utilizada ou transformada em trabalho útil? É neste contexto que se pode introduzir o conceito de exergia. Primeiramente, temos que:

$$E = \overrightarrow{E_x + A_g} \quad (3.18)$$

Onde: E = Energia; E_x = Exergia; A_g = Anergia

Desta maneira, de forma geral, a exergia é a parcela da energia que pode ser efetivamente transformada em trabalho até que seja atingido o equilíbrio termodinâmico do sistema com o meio ambiente, e a anergia é a parcela da energia que não pode ser utilizada. Simplificando, exergia é a energia útil do sistema, e a anergia a energia inútil, ou seja, que não pode ser utilizada e se perde no processo de transformação.

Para o sistema estar em equilíbrio com o meio, deve ter velocidade zero e energia potencial desprezível, além disso, ele deve estar em equilíbrio térmico e mecânico com este meio, ou seja, com a pressão e temperatura ambiente.

Onde $P_0 = 101,325 \text{ Kpa}$ e $T_0 = 25^\circ\text{C}$, são pressão e temperatura no estado padrão (ambiente).

A exergia tem outras denominações, é conhecida também como disponibilidade e/ou energia disponível.

Segundo SZARGUT *et al.* (1988) e KOTAS (1995) a exergia pode ser dividida em quatro componentes diferentes: cinética, potencial, física e química (as duas últimas somadas são referentes a exergia térmica). SZARGUT *et al.* (1988) ainda apresenta um diagrama esquematizando o que foi dito. Tal diagrama está representado na Fig. (3.5).

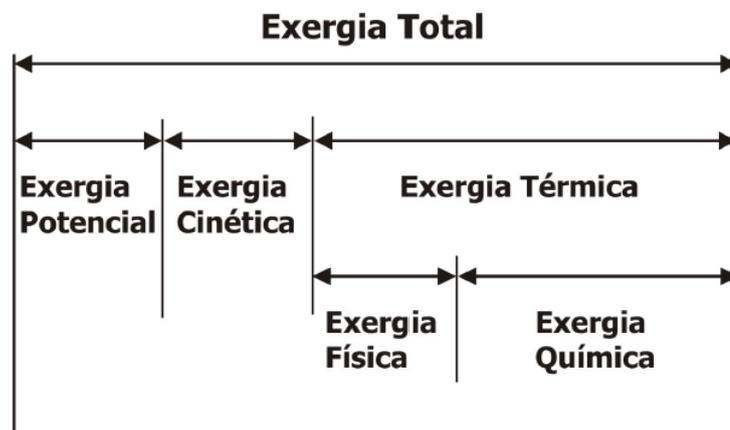


Figura 3.5 – Diagrama da subdivisão da exergia.

A exergia potencial e a exergia cinética são determinadas matematicamente da mesma maneira que as energias cinética e potencial apresentadas nas equações (3.8) e (3.9). KOTAS (1995) explica que a exergia cinética e a exergia potencial, assim como a energia cinética e a energia potencial, são totalmente transformáveis em trabalho.

O conceito de exergia física é o mais amplo apresentado anteriormente, ou seja, o trabalho máximo obtido (em processos reversíveis), quando uma dada massa sai do seu estado inicial para o estado de referência padrão (de pressão e temperatura padrão). Desta forma a energia contida na matéria ao chegar no estado de referência padrão não poderia ser transformada mais em outra forma de energia. A exergia física para volumes de controle que são atravessados por vazões de massa é dada por:

$$Ex^F = (h - h_0) - T_0 (s - s_0) \quad (3.19)$$

Onde os termos acompanhados de um zero (h_0, T_0 e s_0) são referentes ao valor dessas propriedades no estado padrão. Diversos autores afirmam que o somatório entre as exergias cinética, potencial e física formam a exergia termomecânica.

A exergia química é o trabalho que ser obtido por uma substância desde a sua condição inicial até a condição de equilíbrio químico com o meio ambiente. A parcela referente à exergia química, no nosso estudo, aparece em dois pontos no sistema, o ponto 17 e o 18, ou seja, na entrada e saída dos gases de combustão. Segundo KOTAS (1995) a exergia química para misturas de gases como combustíveis gasosos e produtos de combustão pode ser calculada através da seguinte equação:

$$b_i^F = \sum_i x_i b_{0i}^q + RT_0 \sum_i x_i \ln \gamma_i x_i \quad (3.20)$$

Onde x_i representa a fração molar dos componentes da mistura, b_{0i}^q a exergia química padrão tabelada, e γ o coeficiente de atividade química, que pode ser menor, igual ou maior que zero. Considerando a mistura como uma solução totalmente homogênea e ideal, ou seja, uma solução sem mudança de volume ou entalpia, no presente estudo γ será igual a um.

Segundo SZARGUT et al. (1988) a exergia química de referência dos principais componentes do gás natural é mostrada na Tab. (3.1).

Tabela 3.1 – Exergia química dos principais componentes do gás natural.

Componentes	Exergia química padrão em kJ/kmol
Metano (CH ₄)	836.510
Etano (C ₂ H ₆)	1.504.360
Propano (C ₃ H ₈)	2.163.190
Dióxido de carbono (CO ₂)	20.140
Nitrogênio (N ₂)	720

Todo processo real contém perdas de energia (ou exergia destruída), e essas perdas são chamadas comumente de *irreversibilidades*. O cálculo das irreversibilidades é muito importante, pois nos fornece a informação de que pontos do sistema estão ocorrendo as maiores perdas de energia. Como exposto anteriormente, as maiores perdas em um sistema ocorrem devido a fatores como atrito, a mistura de duas substâncias diferentes, processos químicos, efeitos de histerese, etc.

Segundo o teorema de Gouy – Stodola a irreversibilidade de um processo é diretamente proporcional a geração de entropia (BEJAN *et al.*, 1995), tendo como constante de proporcionalidade a temperatura ambiente, como visto na equação (3.21).

$$I_{processo} = T_0 \cdot S_{ger} \quad (3.21)$$

As irreversibilidades internas, externas, e total de cada componente podem ser calculadas de acordo com as equações abaixo.

$$I_{int} = \dot{m}_e b_e - \dot{m}_s b_s - \left(1 - \frac{T_0}{T_{o,e}}\right) \dot{Q}_{o,e} \quad (3.22)$$

$$I_{ext} = \dot{m}_s b_s - \dot{m}_e b_e + \left(1 - \frac{T_0}{T_{o,e}}\right) \dot{Q}_{o,e} \quad (3.23)$$

$$I_{total} = I_{int} + I_{ext} = \sum \dot{m}_e b_e - \sum \dot{m}_s b_s \quad (3.24)$$

3.5 Eficiência energética e exergética

Eficiência energética é a eficiência baseada na primeira lei da termodinâmica. Segundo WYLEN (2003) a eficiência é a razão entre o que é produzido (energia que se deseja) e o que é utilizado (energia consumida). Por exemplo, as máquinas térmicas são equipamentos que através de energia em forma de calor é consumida visando-se a formação de energia em forma de trabalho mecânico. Já refrigeradores e bombas de calor fazem o ciclo no sentido inverso, ou seja, consomem trabalho mecânico de forma que se possa transferir calor de uma fonte de baixa temperatura para uma de alta temperatura. Portanto, de forma geral, a eficiência energética é dada por:

$$\eta = \frac{\text{Energia pretendida}}{\text{Energia gasta}} \quad (3.25)$$

Embora a eficiência pela primeira lei seja útil, foi exposto anteriormente que nem toda a parcela de energia fornecida é transformada, devido à anergia, e seu resultado é ineficiente do ponto de vista racional, uma vez que devido às irreversibilidades há perdas consideráveis no processo de transformação de energia. Baseado neste conceito e devido ao uso crescente da análise da exergia em processos foi desenvolvido o conceito da eficiência determinada a partir da segunda lei da termodinâmica. Segundo WYLEN (2003), esse conceito envolve a comparação da produção desejada num processo com a variação da exergia neste mesmo processo. Trata-se, portanto, da *eficiência exérgica ou racional*, retratada na equação (3.26).

$$\beta = \frac{\Delta \dot{E}x_{\text{produto}}}{\Delta \dot{E}x_{\text{insumo}}} \quad (3.26)$$

Para o caso de trocadores de calor, a eficiência exérgica não tem a mesma efetividade que para os outros equipamentos. SZARGUT *et al.*(1988) definem para esses equipamentos o grau de perfeição termodinâmico que expressa a razão entre as massas e exergias que saem do trocador com as massas e exergias que entram.

$$\xi = \frac{\sum \dot{m}_s \dot{E}x_s}{\sum \dot{m}_e \dot{E}x_e}$$

CAPÍTULO IV

MODELAGEM TERMODINÂMICA

A modelagem termodinâmica é, na verdade, a aplicação das equações que foram abordadas no capítulo anterior, ou seja, da conservação da massa, conservação da espécie, primeira e segunda leis da termodinâmica, determinação das entropias geradas, irreversibilidades e eficiências energética e exergética nos diversos volumes de controle que compõem a máquina como também do ciclo termodinâmico. Através da resolução desse sistema de equações, que é feita por simulação computacional, obtêm-se parâmetros reais dos ciclos de refrigeração por absorção de simples efeito.

Por se tratar de um trabalho de cunho teórico-experimental a modelagem deste capítulo será apresentada para efeito de comparação com os resultados que serão obtidos experimentalmente, principalmente os valores de eficiência, exergia, entropia gerada, etc. Os resultados teóricos, como dito no início deste trabalho, serão obtidos através do trabalho feito por SANTOS (2005) no qual obteve tais resultados baseado na unidade experimental que é objeto deste estudo. Desta forma, as equações desta sessão serão utilizadas em complemento com os resultados obtidos experimentalmente.

O código computacional construído em plataforma EES (Engineering Equation Solver) simula as análises energética e exergética, utilizando os resultados obtidos experimentalmente. A análise energética determina os fluxos de calor de cada componente, as propriedades termodinâmicas de cada ponto do sistema e as eficiências (energética) tanto de cada componente como do sistema. A análise exergética, por sua vez, determina a

energia disponível (exergia) de cada ponto do sistema, as irreversibilidades e as eficiências (exergética) tanto de cada componente como do sistema.

Tanto a análise energética quanto a exergética são feitas com aplicação das leis da termodinâmica para volumes de controle. Cada componente do sistema de refrigeração por absorção tem um volume de controle próprio, onde o reservatório externo é incluído. Estas superfícies de controle foram estabelecidas para facilitar a abordagem das diferentes definições.

Antes de iniciar a modelagem é necessário fazer algumas considerações que serão utilizadas nos equacionamentos:

- Todos os componentes deverão operar em regime estacionário (permanente);
- As contribuições de energia provenientes das variações de energia cinética e potencial são consideradas desprezíveis nos resultados teóricos que serão utilizados;
- Na saída do evaporador e do condensador, o refrigerante é suposto em condições de saturação;
- A solução de brometo de lítio tem condições de equilíbrio nas saídas do absorvedor e do gerador de vapor;
- Não ocorre transferência de calor entre os trocadores de calor e sua vizinhança;
- As perdas de carga por atrito nos trocadores de calor e nas tubulações são consideradas desprezíveis.
- A exergia total ex_t será dada pela soma da exergia física ex_f com a exergia química ex_q .

A Fig. (4.1) mostra o esquema do sistema de refrigeração por absorção de simples efeito, com os pontos de entrada e saída cada componente do sistema.

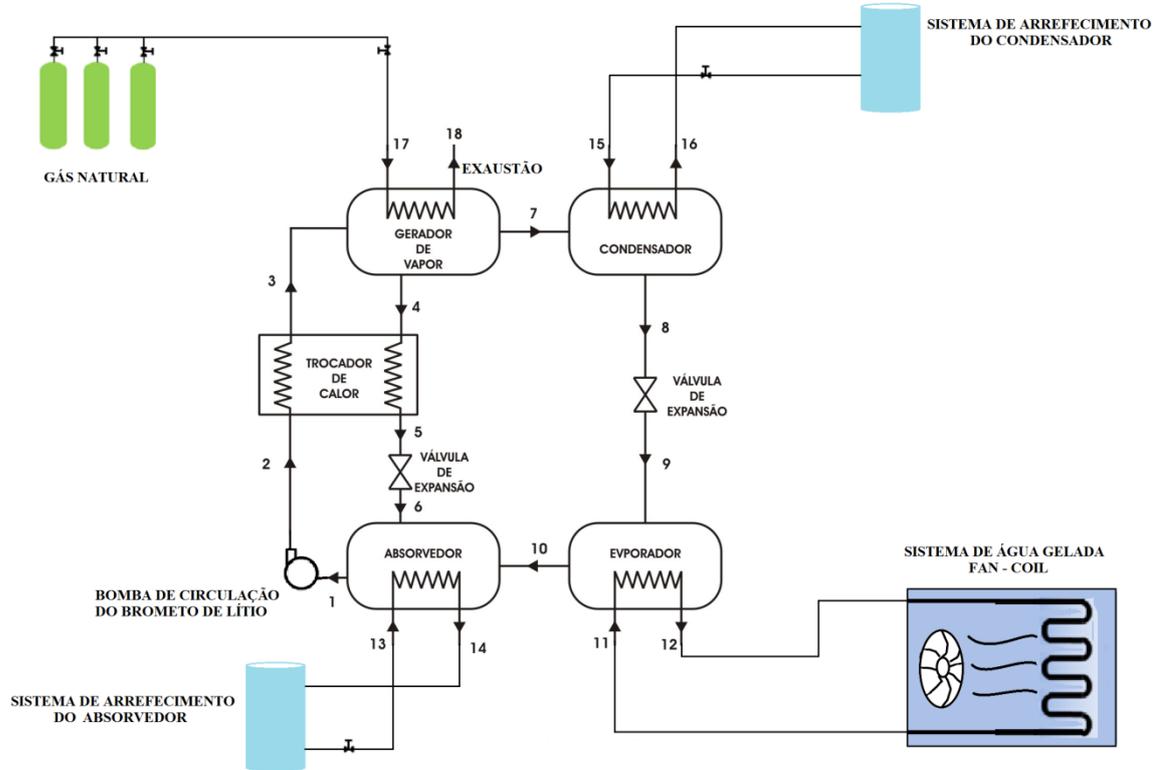


Fig. 4.1: Esquema do sistema de refrigeração por absorção de simples efeito criado no IES – UFPB com seus respectivos pontos de entrada e saída.

4.1 Gerador de Vapor

A Fig. (4.2) mostra o volume de controle determinado para o gerador de vapor. Em seguida são mostradas as equações que regem o modelo termodinâmico aplicado. Essa metodologia será seguida para todos os componentes do sistema de simples efeito.

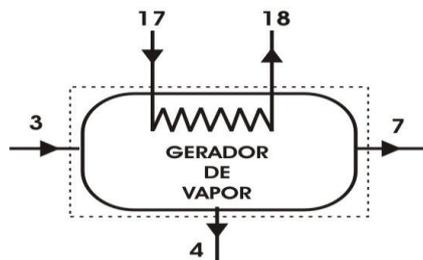


Fig. 4.2: Volume de controle do gerador de vapor.

Conservação da massa:

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_4 + \dot{m}_7 \quad (4.1)$$

$$\dot{m}_{17} = \dot{m}_{18} \quad (4.2)$$

Conservação da espécie:

$$\dot{m}_3 x_3 = \dot{m}_4 x_4 + \dot{m}_7 x_7 \quad (4.3)$$

Conservação da energia:

$$\dot{Q}_g = \dot{m}_7 h_7 + \dot{m}_4 h_4 - \dot{m}_3 h_3 = \dot{Q}_{pc} = \dot{m}_{17} (h_{17} - h_{18}) \quad (4.4)$$

Eficiência energética:

$$\eta_g = \frac{\dot{Q}_g}{\dot{Q}_{pc}} = \frac{|\dot{m}_3 h_3 - \dot{m}_4 h_4 - \dot{m}_7 h_7|}{|\dot{m}_{17} (h_{17} - h_{18})|} \quad (4.5)$$

Entropia gerada:

$$\dot{S}_{gerg} = \dot{m}_7 s_7 + \dot{m}_4 s_4 - \dot{m}_3 s_3 - \frac{\dot{Q}_g}{T_g} \quad (4.6)$$

Exergia:

$$b_i^F = (h_i - h_0) - T_0 (s_i - s_0) \quad (4.7)$$

onde $i = 3, 4, 7, 17$ e 18 .

$$b_i^F = \sum_i x_i b_{0i}^q + RT_0 \sum_i x_i \ln \gamma_i x_i \quad (4.8)$$

onde $i = 17$ e 18 . Desta maneira, a exergia dos pontos 17 e 18 é dada pela soma entre a exergia física (b^F) e a exergia química (b^q).

Irreversibilidade interna:

$$I_{int} = \dot{m}_3 b_3 - \dot{m}_4 b_4 - \dot{m}_7 b_7 + \left(1 - \frac{T_0}{T_g}\right) \dot{Q}_g \quad (4.9)$$

Irreversibilidade externa:

$$I_{ext} = \dot{m}_{17} b_{17} - \dot{m}_{18} b_{18} - \left(1 - \frac{T_0}{T_g}\right) \dot{Q}_g \quad (4.10)$$

Irreversibilidade total:

$$I_{total} = I_{int} + I_{ext} = \dot{m}_3 b_3 + \dot{m}_{17} b_{17} - \dot{m}_4 b_4 - \dot{m}_7 b_7 - \dot{m}_{18} b_{18} \quad (4.11)$$

Eficiência racional:

$$\beta_g = \frac{\dot{m}_4(b_4 - b_3) + \dot{m}_7(b_7 - b_3)}{\dot{m}_{17}(b_{17} - b_{18})} \quad (4.12)$$

Grau de perfeição termodinâmico:

$$\xi_g = \frac{\dot{m}_4 b_4 + \dot{m}_7 b_7 + \dot{m}_{18} b_{18}}{\dot{m}_{17} b_{17} + \dot{m}_3 b_3} \quad (4.13)$$

4.2 Condensador

A Fig. (4.3) mostra o volume de controle determinado para o condensador. Em seguida são mostradas as equações que regem o modelo termodinâmico aplicado.

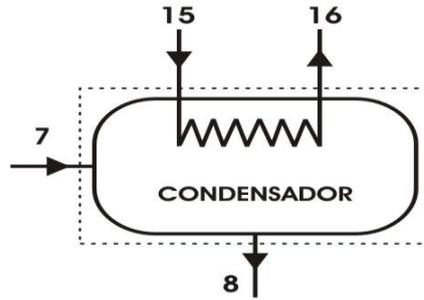


Fig. 4.3: Volume de controle do condensador.

Conservação da massa:

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_8 \quad (4.14)$$

$$\dot{m}_{15} = \dot{m}_{16} \quad (4.15)$$

Conservação da energia:

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_7(h_7 - h_8) = \dot{m}_{15}C_{P\ H_2O} (T_{16} - T_{15}) \quad (4.16)$$

Eficiência energética:

$$\eta_c = \frac{|\dot{m}_7(h_7 - h_8)|}{|\dot{m}_{15}(h_{16} - h_{15})|} \quad (4.17)$$

Entropia gerada:

$$\dot{S}_{gerc} = \dot{m}_8 s_8 + \dot{m}_7 s_7 - \frac{\dot{Q}_c}{T_c} \quad (4.18)$$

Exergia:

$$b_i^F = (h_i - h_0) - T_0(s_i - s_0) \quad (4.19)$$

onde $i = 7, 8, 15$ e 16 .

Irreversibilidade interna:

$$I_{int} = \dot{m}_7 b_7 - \dot{m}_8 b_8 - \left(1 - \frac{T_0}{T_g}\right) \dot{Q}_c \quad (4.20)$$

Irreversibilidade externa:

$$I_{ext} = \dot{m}_{15} b_{15} - \dot{m}_{16} b_{16} + \left(1 - \frac{T_0}{T_c}\right) \dot{Q}_c \quad (4.21)$$

Irreversibilidade total:

$$I_{total} = I_{int} + I_{ext} = \dot{m}_{15} b_{15} + \dot{m}_7 b_7 - \dot{m}_{16} b_{16} - \dot{m}_8 b_8 \quad (4.22)$$

Eficiência racional:

$$\beta_c = \frac{\dot{m}_{15}(b_{16} - b_{15})}{\dot{m}_7(b_7 - b_8)} \quad (4.23)$$

Grau de perfeição termodinâmico:

$$\xi_c = \frac{\dot{m}_8 b_8 + \dot{m}_{16} b_{16}}{\dot{m}_7 b_7 + \dot{m}_{15} b_{15}} \quad (4.24)$$

4.3 Evaporador

A Fig. (4.4) mostra o volume de controle determinado para o evaporador. Em seguida são mostradas as equações que regem o modelo termodinâmico aplicado.

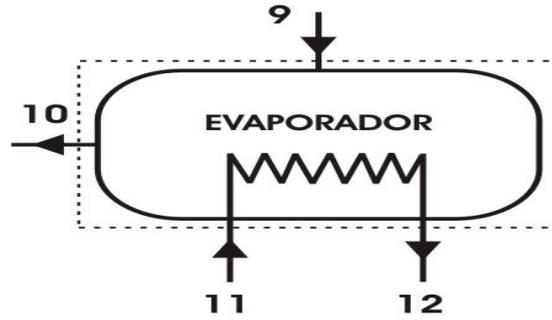


Fig. 4.4: Volume de controle do evaporador.

Conservação da massa:

$$\dot{m}_9 = \dot{m}_{10} \quad (4.25)$$

$$\dot{m}_{11} = \dot{m}_{12} \quad (4.26)$$

Conservação da energia:

$$\dot{Q}_e = \dot{m}_9(h_9 - h_{10}) = \dot{m}_{11}C_{P\ H2O} (T_{11} - T_{12}) \quad (4.27)$$

Eficiência energética:

$$\eta_e = \frac{|\dot{m}_{11}(h_{11} - h_{12})|}{|\dot{m}_{10}(h_{10} - h_9)|} \quad (4.28)$$

Entropia gerada:

$$\dot{S}_{gere} = \dot{m}_{10}S_{10} + \dot{m}_9S_9 - \frac{\dot{Q}_e}{T_e} \quad (4.29)$$

Exergia:

$$b_i^F = (h_i - h_0) - T_0(s_i - s_0) \quad (4.30)$$

onde $i = 9, 10, 11$ e 12 .

Irreversibilidade interna:

$$I_{int} = \dot{m}_{10}b_{10} - \dot{m}_9b_9 + \left(1 - \frac{T_0}{T_e}\right) \dot{Q}_e \quad (4.31)$$

Irreversibilidade externa:

$$I_{ext} = \dot{m}_{11}b_{11} - \dot{m}_{12}b_{12} - \left(1 - \frac{T_0}{T_e}\right) \dot{Q}_e \quad (4.32)$$

Irreversibilidade total:

$$I_{total} = I_{int} + I_{ext} = \dot{m}_{11}b_{11} + \dot{m}_9b_9 - \dot{m}_{12}b_{12} - \dot{m}_{10}b_{10} \quad (4.33)$$

Eficiência racional:

$$\beta_e = \frac{\dot{m}_{11}(b_{11}-b_{12})}{\dot{m}_{10}(b_9-b_{10})} \quad (4.34)$$

Grau de perfeição termodinâmico:

$$\xi_e = \frac{\dot{m}_{10}b_{10} + \dot{m}_{12}b_{12}}{\dot{m}_{11}b_{11} + \dot{m}_9b_9} \quad (4.35)$$

4.4 Absorvedor

A Fig. (4.5) mostra o volume de controle determinado para o absorvedor. Em seguida são mostradas as equações que regem o modelo termodinâmico aplicado.

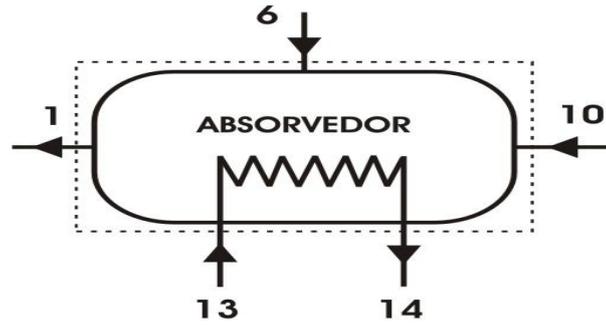


Fig. 4.5: Volume de controle do absorvedor.

Conservação da massa:

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_6 + \dot{m}_{10} \quad (4.36)$$

$$\dot{m}_{13} = \dot{m}_{14} \quad (4.37)$$

Conservação da espécie:

$$\dot{m}_1 x_1 = \dot{m}_6 x_6 + \dot{m}_{10} x_{10} \quad (4.38)$$

Conservação da energia:

$$\dot{Q}_a = \dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_{10} h_{10} - \dot{m}_6 h_6 = \dot{m}_{13} C_{P H_2O} (T_{14} - T_{13}) \quad (4.39)$$

Eficiência energética:

$$\eta_a = \frac{|\dot{m}_6 h_6 - \dot{m}_{10} h_{10} - \dot{m}_1 h_1|}{|\dot{m}_{13} (h_{13} - h_{13})|} \quad (4.40)$$

Entropia gerada:

$$\dot{S}_{gera} = \dot{m}_1 s_1 + \dot{m}_6 s_6 - \dot{m}_{10} s_{10} - \frac{\dot{Q}_a}{T_a} \quad (4.41)$$

Exergia:

$$b_i^F = (h_i - h_0) - T_0(s_i - s_0) \quad (4.42)$$

onde $i = 1, 6, 13$ e 14 .

Irreversibilidade interna:

$$I_{int} = \dot{m}_6 b_6 - \dot{m}_{10} b_{10} - \dot{m}_1 b_1 - \left(1 - \frac{T_0}{T_a}\right) \dot{Q}_g \quad (4.43)$$

Irreversibilidade externa:

$$I_{ext} = \dot{m}_{13} b_{13} - \dot{m}_{14} b_{14} + \left(1 - \frac{T_0}{T_g}\right) \dot{Q}_a \quad (4.44)$$

Irreversibilidade total:

$$I_{total} = I_{int} + I_{ext} = \dot{m}_6 b_6 + \dot{m}_{10} b_{10} + \dot{m}_{13} b_{13} - \dot{m}_1 b_1 - \dot{m}_{14} b_{14} \quad (4.45)$$

Eficiência racional:

$$\beta_a = \frac{\dot{m}_6(b_6 - b_1) + \dot{m}_{10}(b_{10} - b_1)}{\dot{m}_{13}(b_{14} - b_{13})} \quad (4.46)$$

Grau de perfeição termodinâmico:

$$\xi_a = \frac{\dot{m}_1 b_1 + \dot{m}_{14} b_{14}}{\dot{m}_{10} b_{10} + \dot{m}_6 b_6 + \dot{m}_{13} b_{13}} \quad (4.47)$$

4.5 Trocador de Calor de Solução

A Fig. (4.6) mostra o volume de controle determinado para o evaporador. Em seguida são mostradas as equações que regem o modelo termodinâmico aplicado.



Fig. 4.6: Volume de controle do trocador de calor de solução.

Conservação da massa:

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_3 \quad (4.48)$$

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_5 \quad (4.49)$$

Conservação da espécie:

$$\dot{m}_2 x_2 = \dot{m}_3 x_3 \quad (4.50)$$

$$\dot{m}_4 x_4 = \dot{m}_5 x_5 \quad (4.51)$$

Conservação da energia:

$$\dot{Q}_{tcs} = \dot{m}_3 h_3 - \dot{m}_2 h_2 = \dot{m}_4 h_4 - \dot{m}_5 h_5 \quad (4.52)$$

Eficiência energética:

$$\eta_{tcs} = \frac{|\dot{m}_3 h_3 - \dot{m}_2 h_2|}{|\dot{m}_4 h_4 - \dot{m}_5 h_5|} \quad (4.53)$$

Entropia gerada:

$$\dot{S}_{gertcs} = \dot{m}_3 s_3 + \dot{m}_5 s_5 - \dot{m}_2 s_2 - \dot{m}_4 s_4 \quad (4.54)$$

Exergia:

$$b_i^F = (h_i - h_0) - T_0(s_i - s_0) \quad (4.55)$$

onde $i = 2, 3, 4$ e 5 .

Irreversibilidade total:

$$I_{total} = \dot{m}_2 b_2 + \dot{m}_4 b_4 - \dot{m}_3 b_3 - \dot{m}_5 b_5 \quad (4.56)$$

Eficiência racional:

$$\beta_{tcs} = \frac{\dot{m}_3(b_3 - b_2)}{\dot{m}_4(b_4 - b_5)} \quad (4.57)$$

Grau de perfeição termodinâmico:

$$\xi_{tcs} = \frac{\dot{m}_3 b_3 + \dot{m}_5 b_5}{\dot{m}_2 b_2 + \dot{m}_4 b_4} \quad (4.58)$$

4.6 Eficiências do Sistema

Abaixo estão mostradas as fórmulas referentes às eficiências do sistema de maneira geral. Estão mostradas respectivamente a eficiência energética (η), a eficiência exergética (β), e o grau de perfeição termodinâmico (ξ).

$$\eta_s = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{Q}_g} \quad (4.59)$$

$$\beta_s = \frac{\dot{m}_{11}(b_{12}-b_{11})}{\dot{m}_{17}(b_{17}-b_{17})} \quad (4.60)$$

$$\xi_s = \frac{\dot{m}_{18}b_{18}+\dot{m}_{12}b_{12}}{\dot{m}_{17}b_{17}+\dot{m}_{11}b_{11}} \quad (4.61)$$

CAPÍTULO V

MATERIAIS E MÉTODOS

Esta fase do trabalho mostra de maneira mais detalhada os aspectos construtivos e funcionais dos principais componentes que integram a unidade de refrigeração desenvolvida na RECOGÁS-N/NE da Universidade Federal da Paraíba. Além disso, será abordada a descrição dos equipamentos utilizados para monitoração e obtenção de dados do atual projeto.

Será explanada ainda a metodologia experimental aplicada com o uso dos materiais utilizados, as discussões em relação aos aspectos construtivos e do funcionamento da unidade, problemas detectados, as intervenções realizadas na unidade piloto e soluções de alguns dos problemas observados.

5.1 Sistema de Refrigeração

O sistema de refrigeração por absorção de simples efeito que utiliza mistura binária de água e brometo de lítio conta com cinco subsistemas:

- **Sistema de absorção:** Um gerador, um absorvedor, um condensador, um evaporador, um trocador de calor de solução, duas válvulas de expansão (sendo uma acoplada a um tubo em U) e três bombas, sendo: um para circulação da solução na unidade, um para a recirculação do brometo de lítio no absorvedor, um para a recirculação da água no evaporador;

- **Sistema de arrefecimento:** Duas torres de arrefecimento, sendo uma exclusiva para o absorvedor e outra exclusiva para o condensador, duas bombas, sendo uma para sucção de cada torre;
- **Sistema de água gelada/fan-coil:** Duto de tomada de ar externo, duto de retorno de ar, caixa de mistura de ar, uma bomba para a circulação da água gelada e um fan-coil com manta filtrante;
- **Sistema de combustão:** Queimador, túnel de combustão, exaustor;
- **Sistema de aquisição de dados.**

A unidade piloto (Protótipo 01) do sistema de refrigeração por absorção de simples efeito é de médio porte, com uma capacidade de refrigeração que poderá variar de 1,5 a 14 TR (de 5 a 50 kW). Ela encontra-se no prédio Rede Cooperativa de Pesquisa Norte/Nordeste do Gás Natural RECOGÁS-N/NE, presente no IES, e possui uma estrutura de aço carbono, utilizando uma tubulação de aço inoxidável, devido às limitações impostas pelo uso do brometo de lítio, que é altamente corrosivo. Os principais pontos da unidade podem ser vistos nas figuras a seguir:

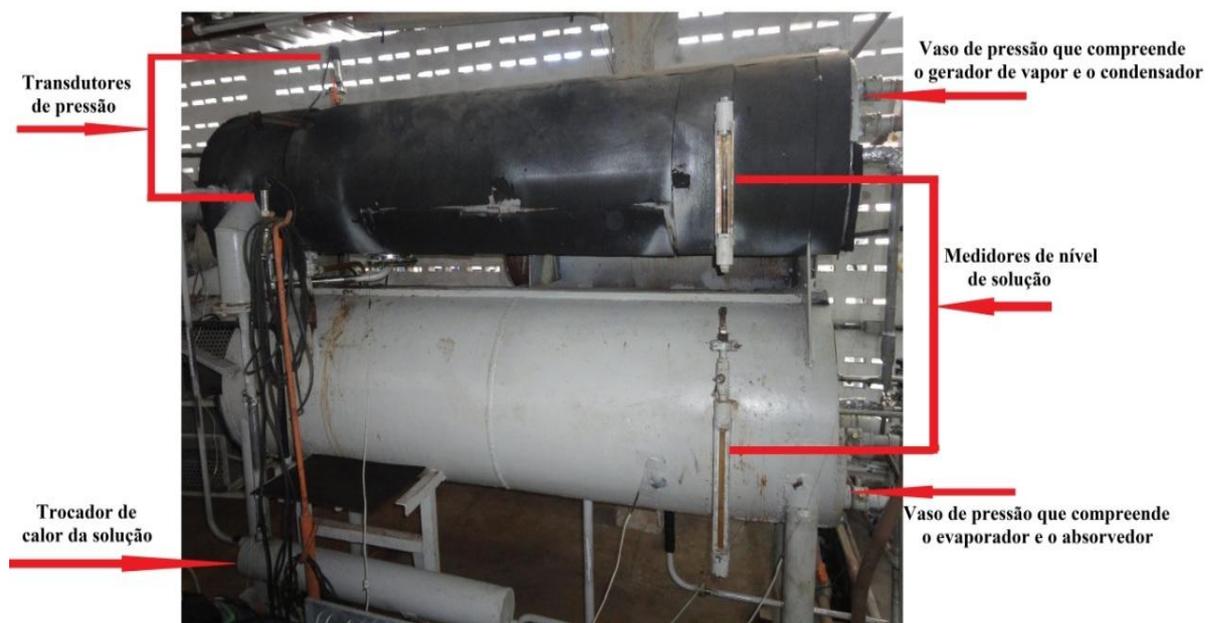


Figura 5.1 – Vista lateral do sistema de refrigeração por absorção do IES-UFPB.

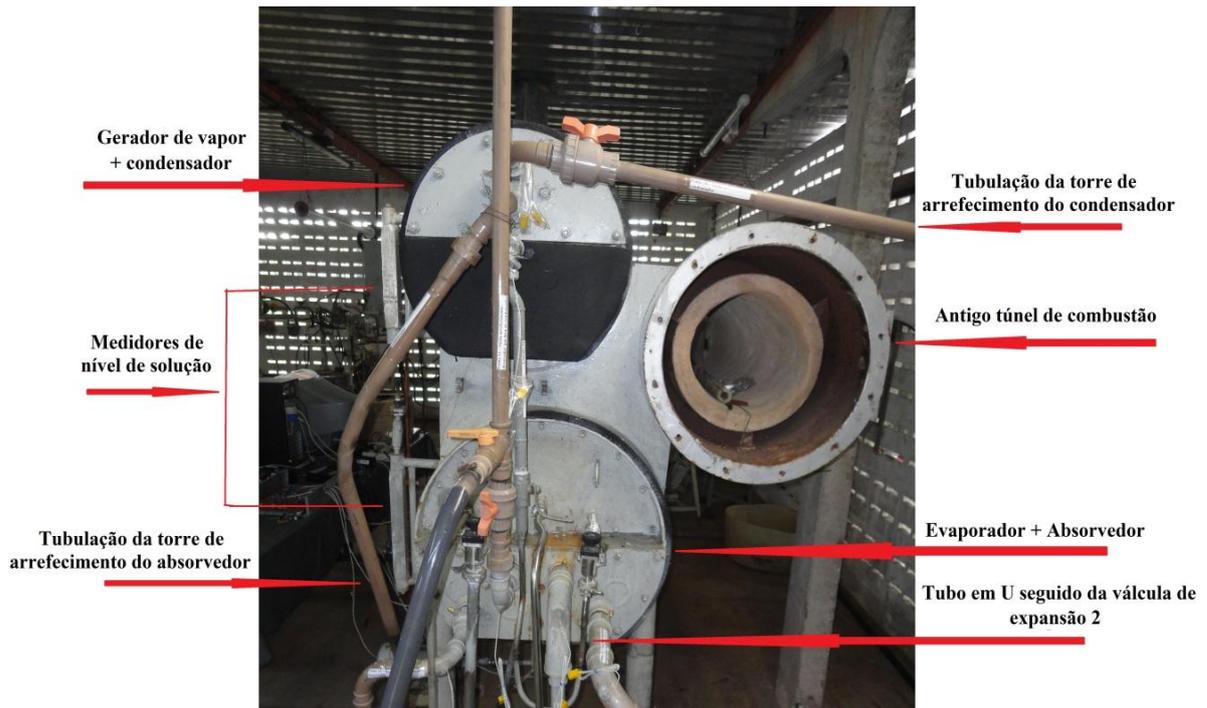


Figura 5.2 – Vista frontal da unidade

A seguir serão abordados alguns dos principais equipamentos de alguns dos subsistemas de forma mais aprofundada.

5.2 Gerador de Vapor

O gerador de vapor do sistema é do tipo casco e tubo, onde sua função é fazer a dessorção da água na mistura com o brometo de lítio. Calor cedido ao túnel de combustão através da queima do gás natural é utilizado como combustível, e os produtos desta combustão entram no feixe de tubos que estão envoltos pela solução diluída. Através da energia em forma de calor a solução é aquecida ao ponto de ocorrer a dissociação da água em forma de vapor da mesma. Esse vapor de água tenderá a subir para a parte mais elevada do vaso de pressão, seguindo assim para o condensador (ponto 7). Já a solução concentrada segue para o trocador de calor (ponto 4).

5.3 Condensador

O condensador tem a função básica de condensar o vapor de água que o mesmo recebe do gerador de vapor, rejeitando calor para o ambiente através do sistema de

arrefecimento. Após o fluido ser condensado ao entrar em contato com as paredes do tubo ele segue para o evaporador, antes passando por um tubo em U e uma válvula de expansão.

Por trabalhar com a mesma pressão que o gerador de vapor, ambos, condensador e gerador, estão no mesmo vaso. Desta maneira diminuem-se as perdas em excesso de tubulação necessária, além de facilitar o processo.

5.4 Absorvedor

Componente do sistema de refrigeração por absorção em que a solução concentrada de brometo de lítio contida em seu interior tem a função de absorver o vapor de água proveniente do evaporador, fazendo assim com que a solução torne-se diluída. Devido a essa absorção, há o objetivo de se manter vácuo na carcaça, alcançando assim a temperatura de água gelada desejada.

A reação de absorção é exotérmica, e devido a essa particularidade existe a necessidade de que se extraia o calor gerado. É neste contexto que se revela a importância da torre de resfriamento do absorvedor que recebe esse calor (devido à água utilizada para o resfriamento, que é escoada internamente ao feixe de tubos do absorvedor).

5.5 Evaporador

Assim como no caso do condensador e do gerador de vapor, o evaporador e o absorvedor estão montados em um mesmo vaso. Neste caso há uma maior perda de carga entre os dois componentes visto que a pressão em que ambos operam é muito baixa (em torno de 8,7 mbar, ou seja, 0,87 kpa).

O evaporador é o componente do sistema responsável pelo resfriamento do ambiente a ser climatizado, é nele que se tem a temperatura mais baixa do ciclo. Conectado ao evaporador está o sistema de água gelada vindo do fan-coil, que é necessário para ajudar a evaporar o fluido refrigerante.

A água evaporada é então absorvida pela solução de brometo presente no absorvedor o quê baixa a temperatura no evaporador e ajuda a manter a pressão baixa no vaso de pressão.

5.6 Trocador de calor de solução

É um trocador de calor do tipo tubo-duplo (solução líquida x solução líquida) trabalhando em contracorrente. Este componente tem a função de melhorar o desempenho do ciclo, uma vez que tem a função de pré-aquecer a solução diluída antes de a mesma chegar ao gerador, e ao mesmo tempo arrefecer a solução concentrada que sai do gerador antes que essa chegue ao absorvedor.

Pré-aquecer a solução antes que ela chegue ao gerador é de grande importância à medida que quanto maior a troca existente no trocador, e quando maior a temperatura da solução ao chegar ao gerador, menor a potência necessária para que haja dessorção da solução.

De acordo com os resultados de SANTOS (2005) a diferença de temperatura idealizada para este trocador de calor seria de aproximadamente 30°C. O trocador de calor pode ser visto na Fig. (5.3).



Figura 5.3 – Trocador de calor de solução da unidade.

5.7 Dispositivos de expansão

Como já foi abordado, existe uma diferença entre os vasos de pressão, a pressão de alta (pressão de condensação) e a pressão de baixa (pressão de evaporação). Essa diferença de pressão é feita, primeiramente, interna aos vasos de pressão, basicamente através de longos tubos em U.

Externamente, um “ajuste fino” dessa pressão pode ser feito através de duas válvulas, onde uma é precedida por um tubo em U. O tubo em “U” é um dos dispositivos utilizados para queda de pressão mais simples que existe. Essas válvulas, além do tubo, podem ser vistos na Fig. (5.4).

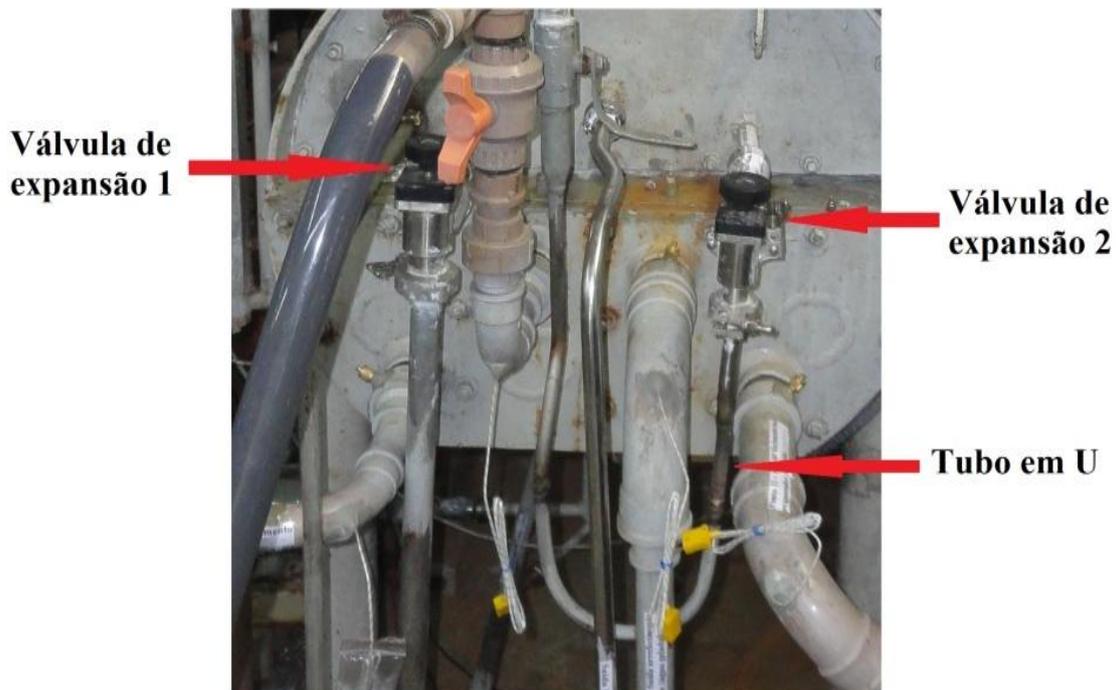


Figura 5.4 – Dispositivos de expansão.

A escolha do uso de tubos em U para submeter o sistema a quedas de pressão foi primeiramente feita pelo fato de experiências falhas com o uso de tubos capilares, e também pelo fato de serem dispositivos que possuem uma grande praticidade, simplicidade, viabilidade técnica e econômica, já que é de baixo custo e de fácil confecção.

5.8 Torres de arrefecimento

Devido à alta taxa de rejeição de calor dos sistemas de refrigeração por absorção, torres de resfriamento são necessárias para seu bom funcionamento. Elas são importantes para manter as temperaturas do condensador e absorvedor, além de serem responsáveis pelo estabelecimento dos dois níveis de pressão que são característicos de um refrigerador por absorção de vapor de simples efeito.

Existem duas torres de arrefecimento no sistema de refrigeração desenvolvido na RECOGÁS. Uma para o arrefecimento da solução presente no absorvedor, e uma para a troca de calor com o vapor do condensador. A vista frontal e traseira de ambas as torres de refrigeração podem ser vistas nas a seguir:



Figura 5.5 – Vista traseira da torre de arrefecimento do absorvedor.



Figura 5.6 – Vista frontal da torre de arrefecimento do absorvedor.



Figura 5.7 – Vista traseira da torre de arrefecimento do condensador.



Figura 5.8 – Vista frontal da torre de arrefecimento do absorvedor.

A torre do absorvedor tem a função de manter a temperatura da solução diluída (presente no absorvedor) estabilizada, ou seja, através da água de condensação se impede que a temperatura do absorvedor se eleve de maneira descontrolada uma vez que ao absorver o vapor de refrigerante ela libera calor (como explicitado anteriormente, a reação de absorção é exotérmica), aumentando sua capacidade de absorção.

A torre do condensador tem a função básica de absorver a energia contida no vapor de água (que foi criado pelo gerador de vapor), de forma que este se condense e possa seguir para o evaporador. Ela é de grande importância à medida que deve manter constantes as condições necessárias ao processo de absorção, mantendo a temperatura do vaso em seu ponto ideal, ou seja, de maneira que a temperatura não seja nem tal alta (fazendo com que a solução chegue muito quente ao evaporador e prejudicando assim a temperatura da água gelada), e nem tão baixa (de forma que o nível de pressão do gerador seja prejudicado).

Nos resultados obtidos será discutido ainda mais sobre o fato da grande influência da vazão da torre do condensador sobre a pressão mais alta do sistema, e sua constância necessária.

5.9 Bombas

No protótipo abordado no presente estudo, são utilizadas seis bombas com diferentes finalidades. Uma bomba para a circulação da solução no sistema, uma bomba para sucção de água para torre do absorvedor e uma para torre do condensador, uma bomba para o sistema de água gelada, uma para recirculação do brometo de lítio no absorvedor e uma para a recirculação da água no evaporador. A instalação das bombas pode ser vista na Fig. (5.9).

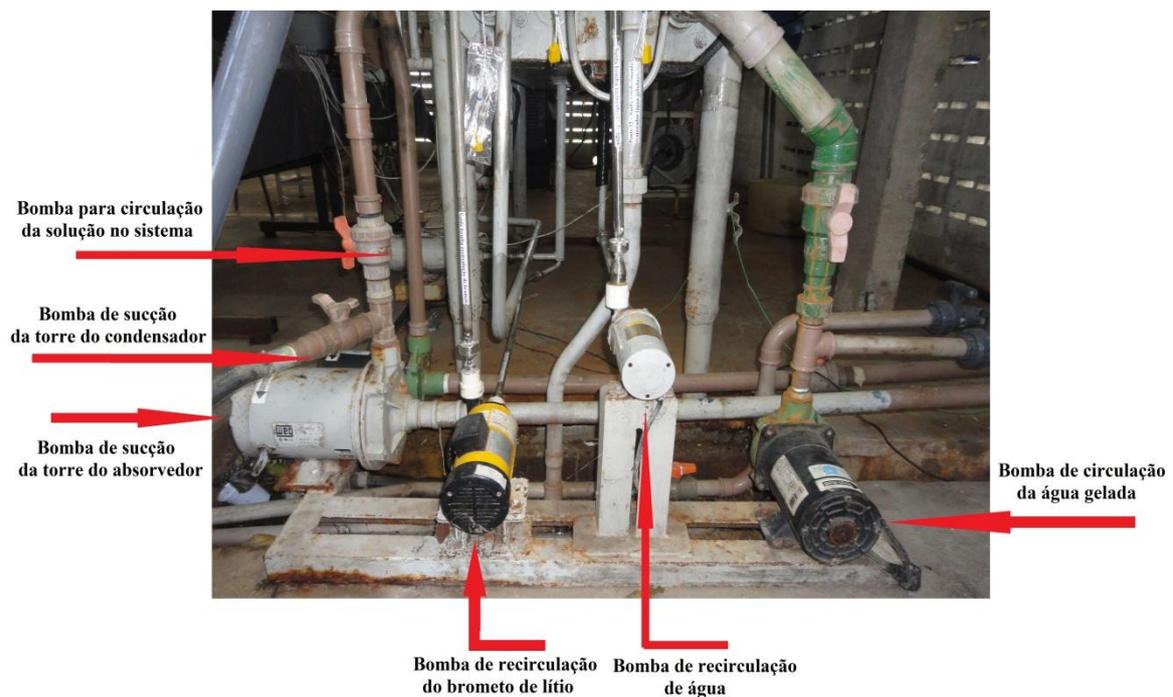


Figura 5.9 – Bombas utilizadas no sistema.

As bombas foram selecionadas de acordo com as vazões do projeto e sua respectiva altura manométrica. No caso das bombas que trabalham com brometo de lítio, ou seja, a de circulação no sistema e a de recirculação de solução no absorvedor, houve a necessidade de utilizar equipamentos para se trabalhar com fluido corrosivo, sendo necessário selecionar bombas com carcaça de aço inox.

A bomba de circulação da solução no sistema é responsável pela circulação da solução entre o absorvedor e o gerador, tem a função básica de transformar energia mecânica em hidráulica, e através da energia cedida aumentar a vazão da solução de brometo circulado na mesma, aumentando a pressão do sistema.

No caso das bombas interligadas as torres, essa vazão tem relevante importância, de forma que é ela que dita a troca de calor entre a água que circula na tubulação dessas bombas com a solução do absorvedor (no caso da bomba da torre do absorvedor) e na troca com o vapor de água que chega ao condensador (no caso da bomba da torre do condensador). Devido a isso, ambas tem suas vazões controladas por inversores de frequência.

A bomba de circulação de água gelada faz a circulação da água que passará pelo fan-coil, ou seja, pelo ambiente que será refrigerado, levando água em baixa temperatura que ao trocar calor com o ventilador do fan-coil passa a refrigerar o mesmo devido ao ar frio que é liberado.

As bombas de recirculação tem função de grande importância no sistema. São bombas centrífugas magnéticas, com motor monofásico, de 10 W.

A bomba de recirculação do brometo de lítio tem a função de fazer o movimento contínuo da solução no absorvedor a fim de intensificar a troca de calor. A sucção da mesma é feita por um “pescador” posicionado de forma que retire solução de brometo de lítio da parte intermediária do absorvedor e jogue-o novamente um pouco acima deste mesmo nível intermediário do vaso. Desta maneira, a solução mais concentrada no vaso, ou seja, aquela que chega após ter perdido parte do refrigerante no gerador, é continuamente misturada com o resto da solução que pode estar não uniforme (imaginando que há níveis diferentes devido ao peso de cada componente da mistura). Dessa forma a solução torna-se mais uniforme aumentando assim a troca de calor e a absorção da água contida no evaporador.

A bomba de recirculação no evaporador faz com que o refrigerante (água) circule no evaporador aumentando sua transferência de calor e, conseqüentemente, a evaporação

do refrigerante. Ela tem a importante função de garantir que a água contida no parte inferior do evaporador seja pulverizada para a parte superior e facilitando assim que seja absorvida pela solução concentrada que chega ao absorvedor. Dessa forma o efeito de absorção é maximizado, diminuindo, por consequência, a temperatura no evaporador.

5.10 Túnel de combustão, queimador e exaustor

O túnel de combustão do modelo atual do sistema de refrigeração desenvolvido foi encurtado de maneira que se pudesse aumentar a potência fornecida ao gerador e que as perdas fossem menores. Desta maneira, se for levada em consideração a análise feita por VARANI (2001) e MARQUES (2010), nota-se que houve uma abreviação no comprimento final deste túnel.

É através do túnel de combustão que o sistema de absorção é alimentado por gases quentes (gás natural em combustão devido o uso do queimador). Os gases provenientes da queima são misturados com o ar, e então são usados para ceder energia térmica a solução que chega ao gerador de vapor a fim de proporcionar sua dessorção.

O queimador utilizado no sistema é da fabricante WEISHAUPPT de modelo WG5F/1-A. Trabalha com potência que pode ser variada de acordo com regulagem de 5 a 50 kW (1,42 a 14,22 TR). Ele é a parte do sistema responsável pela queima direta do combustível (gás natural), garantindo sua completa combustão.

Através do trabalho feito por MARQUES (2010) foi possível obter um controle do tipo liga-desliga no queimador. O mesmo é controlado por um relé que opera no queimador do gerador, consecutivamente na potência térmica de combustão. O sistema de controle pode atuar em quaisquer valores de referência de pressão acima da zona de cristalização do sistema de refrigeração por absorção.

No seu uso, é utilizado um valor máximo de pressão (pressão de setpoint), e a partir do momento em que o sistema atinge essa pressão no gerador, o queimador desliga, e religa após 50 segundos. Além de manter um valor médio de pressão, associado ao controle da vazão do condensador se evita que a solução se cristalize.

O exaustor serve para liberar para a atmosfera os produtos provenientes da combustão, evitando que estes se acumulem no sistema. Nas figuras abaixo túnel de combustão, queimador e exaustor do sistema podem ser notados.



Figura 5.10 – Túnel de combustão e o queimador.



Figura 5.11 – Exaustor.



Figura 5.12 – Queimador em funcionamento.

5.11 Gás Natural

O gás natural foi o combustível escolhido para acionar o gerador de vapor e para simular o rejeito térmico de gases térmicos, o qual o projeto tem seu foco e finalidade. Ele foi escolhido por diversos fatores, podendo ser citados: sua facilidade de obtenção, seu preço acessível, por se encontrar na natureza (não necessitando ser atomizado para que a queima seja limpa), por possuir boa eficiência (ou seja, aliado a seu baixo preço, tem bom custo-benefício), possui alto rendimento térmico na queima (por sua queima ser quase completa), por não apresentar contaminantes como óxido de enxofre e partículas sólidas (aumentando assim a vida útil dos equipamentos, diminuindo os gastos com manutenção), e principalmente por não prejudicar o meio ambiente.

Segundo MARQUES (2010), a versatilidade de uso do gás natural é uma de suas grandes vantagens e sua amplitude de aplicação o faz um concorrente potencial de quase todos os outros combustíveis, na maioria dos setores econômicos.

Para o sistema em estudo são utilizados 3 cilindros de gás natural que juntos oferecem a pressão necessária para acionar o queimador e sendo suficiente para obter a potência necessária. A pressão utilizada para a entrada dos gases é de 5 bar

(aproximadamente 506,625 kPa). Nas Fig. (5.13) e Fig. (5.14) podem ser vistos os cilindros de gás natural, e a pressão utilizada.



Figura 5.13 – Cilindros de gás natural.



Figura 5.14 – Medidor de pressão utilizado para a liberação do gás natural.

5.12 Sistema de aquisição de dados

A unidade de refrigeração da RECOGÁS possui um sistema de aquisição de dados que foi desenvolvido e implantado por MARQUES (2010). O sistema basicamente conta com um fieldpoint para aquisição de dados da national instruments, um circuito para condicionamento dos sinais dos termômetros resistivos e os envia ao fieldpoint, um programa de computador feito no labVIEW que recebe as informações do fieldpoint e as

transmite para o computador. Na Fig. (5.15) pode-se notar o fieldpoint e o circuito de condicionamento de sinais.



Figura 5.15 – Fieldpoint e circuito de condicionamento de sinais de temperatura.

O sistema foi desenvolvido de maneira que sejam fornecidos os seguintes dados reais:

- Pressão alta (pressão no gerador);
- Pressão baixa (pressão no evaporador);
- Temperatura no gerador (podendo ser equivalente a do ponto 7);
- Temperatura do evaporador (equivalente aos pontos 9 e 10);
- Temperatura do condensador (ponto 8);
- Temperatura da saída do trocador de calor (ponto 5);
- Temperatura do absorvedor (equivalente ao ponto 1);
- Temperatura da entrada do trocador de calor (ponto 3).

A representação da medição desses pontos pode ser vista na Fig. (5.16) abaixo, frisando-se que os valores apresentados na imagem não são de dados reais, pois foram feitos com o programa desligado, e dessa forma se tornam meramente ilustrativos.

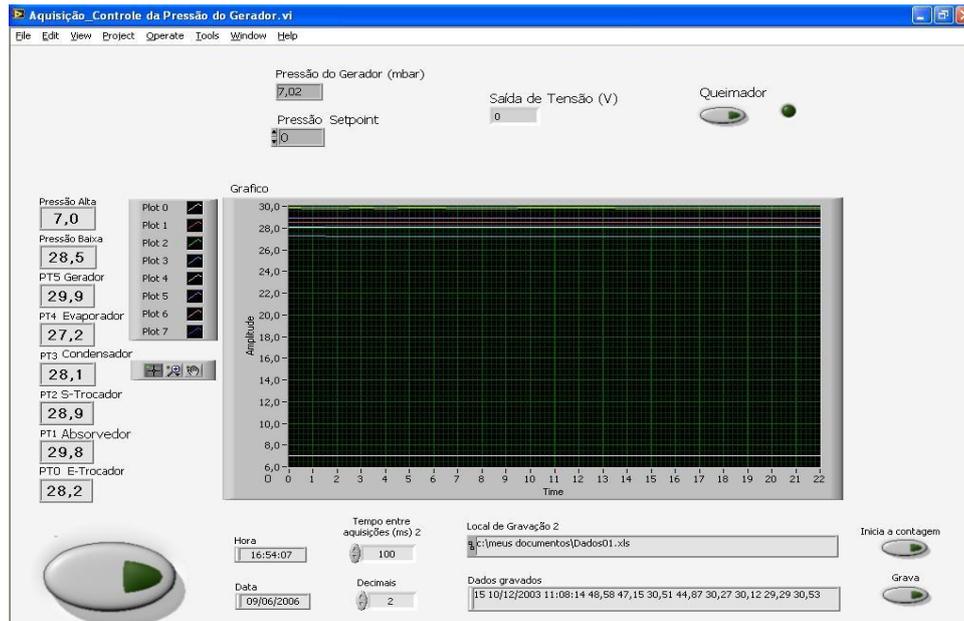


Figura 5.16 – Visualização do programa de aquisição de dados.

Nota-se pela Fig. (5.16) que o programa conta com o controle do queimador (citado anteriormente), ou seja, neste mesmo programa se escolhe a pressão máxima que se quer trabalhar (pressão de setpoint) e se liga o queimador a partir do controle ligado ao relé.

O programa ainda fornece dados os seguintes dados teóricos:

- Temperatura de saturação da água no condensador (baseada nas tabelas termodinâmicas e que serve de efeito de comparação com a temperatura obtida na prática);
- Temperatura de saturação da água no evaporador (idem a anterior);
- Concentração da solução no gerador (baseada em cálculos do programa EES);
- Concentração da solução no absorvedor (idem a anterior).

Todos os dados são obtidos e organizados por tempo em que foram colhidos (neste trabalho se fará aquisições a cada 1s). Esses dados podem ser vistos na Fig. (5.17).

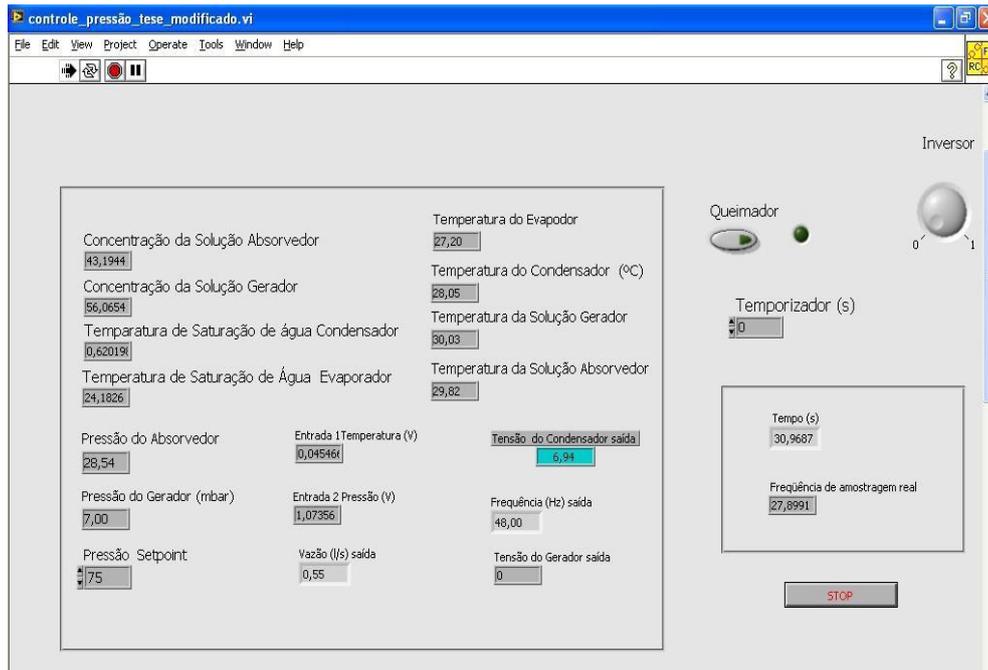


Figura 5.17 – Programa de aquisição de dados.

Os outros valores mostrados na Fig. (5.17), como a tensão do condensador ou a frequência de saída, são utilizados como parâmetros de medição para os valores citados acima.

5.13 Painel de controle

Existe um painel presente no mesmo ambiente que a unidade de refrigeração que comanda as bombas (algumas através de sua vazão), as torres de arrefecimento e o exaustor. A Fig. (5.18) mostra este painel de comando.



Figura 5.18 – Painel de comando.

Como se pode notar, existem 5 botões, um para ativar as bombas de recirculação (de brometo e de água), uma para a tomada que é conectada a bomba de vácuo, uma para ligar o exaustor, e uma para ligar os motores de cada uma das torres de arrefecimento. Abaixo, na Fig. (5.19) pode-se ver o painel interno com inversores de frequência que controlam a rotação das bombas do sistema.



Figura 5.19 – Inversores de frequência das bombas.

Onde:

- 1 – Inversor de frequência da bomba da torre do absorvedor;
- 2 – Inversor de frequência da bomba de solução do sistema;
- 3 – Inversor de frequência da bomba da torre do condensador;
- 4 – Inversor de frequência da bomba do sistema de água gelada;
- 5 – Comando de acionamento da bomba de recirculação de água;
- 6 – Comando de acionamento da bomba de recirculação de brometo de lítio.

Os inversores de frequência atuam em resposta ao sistema, variando entre maior ou menor velocidade de rotação do motor. O sinal de comando é transmitido em forma de tensão, variando em uma faixa de tensão de 0 a 10 V, para a frequência máxima 60 Hz.

5.14 Instrumentação da unidade piloto

Para a aquisição dos dados necessários ao propósito deste trabalho foram utilizados os seguintes equipamentos:

- **Termopar MTK-01 e Termômetro Digital MT-405 / Fabricante – Minipa:**
Foram utilizados 11 termopares de modo que se pudessem obter os valores de temperatura que não são aferidos pelo sistema de aquisição de dados. Alguns deles foram instalados em poços enquanto outros fazem a medição direta na superfície externa da tubulação (no caso de tubulações de menor diâmetro). No caso daqueles instalados na superfície, foi feita higienização, lixamento, utilização de pasta térmica e isolamento térmico de forma que se pudesse minimizar os erros de medição. Apesar de minimizados, o erro existe, e baseado em estudo publicado por ROCHA (2010) com os mesmo termopares utilizados, tem-se que o erro em relação ao método invasivo (ou seja, que está em contato com o fluido) é de aproximadamente 1,3%. Por este motivo os valores medidos não sofrerão correção de maneira que se entende que o erro é aceitável. Abaixo nas Fig. (5.20) e Fig. (5.21) está apresentado o termopar utilizado e o termômetro digital.



Figura 5.20 – Termopar MTK-01.



Figura 5.21 – Termômetro Digital MT-405.

- **Válvulas Schrader/Medidor de Pressão PIEZOVAC PV20:** 6 válvulas Schrader foram instaladas nos pontos 11, 12, 13, 14, 15, 16 de modo que através do medidor de pressão PIEZOVAC se pudesse obter os dados referentes as pressões desses pontos. Na Fig. (5.22) pode-se ver a válvula Schrader antes de ser instalada e na Fig. (5.23) após sua instalação. Na Fig. (5.24) encontra-se o medidor de pressão utilizado.



Figura 5.22 – Válvula Schrader.



Figura 5.23 – Instalação das válvulas.



Figura 5.24 – Medidor de Pressão PIEZOVAC.

- Como o sistema trabalha com dois níveis de pressão, foi instalado um transdutor de pressão para a medição de cada nível. Eles também são parte do sistema de aquisição de dados e seus dados são colhidos de forma direta e ininterrupta por tal sistema. Os transdutores enviam os sinais aos indicadores, e estes por sua vez exibem os valores medidos, valores estes que são convertidos em tensão e lidos pelo sistema de aquisição de dados. Transdutor e indicador podem ser vistos respectivamente nas Fig. (5.25) e Fig. (5.26).



Figura 5.25 – Transdutor de pressão TM25



Figura 5.26 – Indicador de pressão HM200.

- **Medidor de Vazão Ultrassônico UFM140 / Fabricante-FMS Plandata CSI Ltda:** O medidor foi utilizado para se medir à vazão da água nos pontos 13, 14, 15, e 16. Ele funciona através da fixação dos transdutores na tubulação aliado ao uso de um gel condutor que deve ser utilizado tanto nos

transdutores quanto na tubulação. Eles são construídos com cristais piezoelétricos, feitos tanto para transmitir como para receber sinais ultrassônicos através das paredes dos tubos por onde é circulada a água, ou seja, a medição é feita de maneira não intrusiva. Tais medidores não tem precisão exata para a medição da vazão da solução de brometo de lítio, possibilitando apenas a medição para a vazão de água. O medidor e seus transdutores podem ser vistos na Fig. (5.27) abaixo.



Figura 5.27 – Medidor de vazão ultrassônico.

5.15 Bomba de vácuo e dificuldades de se trabalhar com o vácuo

Primeiramente, deve-se esclarecer que cientificamente o termo *vácuo* se refere a ausência de matéria em uma certa região do espaço. O vácuo perfeito, porém, é impossível de ser conseguido na natureza. Neste trabalho, vácuo se refere à definição da física clássica, que afirma que o vácuo parcial em certa região do espaço pode ser quantificado referindo-se à pressão naquela região (o vácuo perfeito teria pressão zero). Baseado nisto, e considerando-se que o sistema deve operar com pressões próximas de zero (bem abaixo da atmosférica) o termo vácuo será utilizado para se referir a esta condição em especial.

Como afirmado anteriormente o sistema trabalha com dois níveis de pressão, ambos abaixo da pressão atmosférica, e para se conseguir essa condição deve-se utilizar um equipamento especial feito para retirar o ar contido dentro da unidade e externá-lo. Para tal propósito, foi utilizada uma **bomba de vácuo de 12 CFM (cubic feet per minute) - o equivalente a 0,0056633693 m³/s - da SURYHA, com potência de 560 W/h.**

Abaixo, na Fig. (5.28) tem-se a representação do modelo e localização dos componentes da bomba de vácuo.

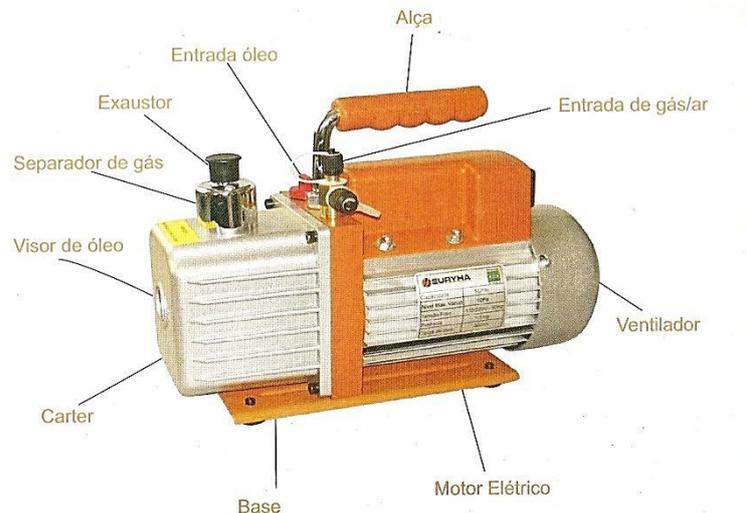


Figura 5.28 – Bomba de vácuo e seus componentes.

Atingir o vácuo parcial da máquina é o primeiro e essencial passo para que se possa ter um funcionamento correto do sistema. Sem isso previamente feito, não há como se atingir os níveis de pressão exigidos, inviabilizando, assim, qualquer resultado positivo que seja obtido pelo processo.

A grande dificuldade não está em se chegar nesse valor de pressão, por exemplo, com a bomba acima citada, pode-se obter um valor de 6 mbar em torno de 1 hora. O problema está em manter tal nível de pressão. O equipamento é de grande porte e conta com diversos pontos de solda, conexões, tubulações de diâmetros milimétricos, de forma que manter seu nível de vácuo é extremamente complicado.

Outra dificuldade, é que por trabalhar com brometo de lítio, que é altamente corrosivo, se o material correto não for utilizado, a máquina se deteriorará rapidamente, ocasionando mais pontos de vazamento. As tubulações pelas quais o brometo de lítio é circulado, como citado anteriormente, são feitas de aço inoxidável.

Além de ser um processo delicado, procurar e encontrar possíveis vazamentos é um processo bastante demorado. Toda a montagem do protótipo foi feita através de conexões (sejam elas rosqueadas, soldadas ou através de niples) para permitir futuras modificações e/ou substituições em praticamente todos os pontos do sistema, e isso leva a diversas possibilidades de possíveis pontos de vazamento.

Pequenos vazamentos não são percebidos de maneira imediata, não apenas pelas diversas possibilidades de pontos de entrada de ar, mas, principalmente por questões de o equipamento estar com pressão abaixo da atmosférica. Devido a essa dificuldade, grande parte do tempo do estudo foi voltada para esse problema, de maneira que se fazia vácuo na unidade, e apenas se viria a confirmar o vazamento um ou dois dias depois.

Após diversas experiências negativas em solucionar os problemas de vazamento após as modificações feitas na máquina (que serão melhores abordadas posteriormente), retirou-se toda a solução de brometo de lítio da unidade, e com a mesma vazia, com a ajuda de um compressor de ar, aumentou-se a pressão da mesma para 2 bar. Desta maneira, pode-se avaliar, identificar e corrigir os pontos de vazamentos pré-existent. Algumas soldas tiveram de ser refeitas, algumas tubulações foram trocadas por outras com maior espessura, e em todas as conexões foi utilizado silicone para a melhor vedação das mesmas.

5.16 Descrição da metodologia utilizada

Neste ponto do trabalho é interessante expor a metodologia utilizada para se ligar, operar e retirar resultados da unidade. Os procedimentos para o início do processo serão explicados em ordem sequenciada e cronológica.

- a. **Fazer vácuo:** O primeiro passo é garantir o vácuo da unidade. Sabendo que a mesma não possui vazamentos (como foi abordado no capítulo anterior), usa-se a bomba de vácuo para essa finalidade. Nas primeiras experiências, foi utilizada uma bomba de vácuo pré-existente no laboratório, mas que devido sua baixa potência e seu tempo de vida no fim, não foi suficiente para realizar os ensaios (para se ter ideia não raras vezes esse passo

demorava mais de 5 horas). Com isso, uma nova bomba foi adquirida, e por sua alta potência, o tempo de espera foi diminuído para 40 minutos. Após feito o vácuo, geralmente as pressões se situavam em torno de 6 mbar (0,6 kPa).

- b. Garantir o vácuo:** Esse é um passo mais demorado, uma vez que se deve esperar ao menos 24 horas para garantir que não haverá mudanças significativas no valor da pressão. A temperatura ambiente é um dos fatores que pode modificar de pequena maneira esse valor, sendo necessário estar ciente deste fato.

- c. Encher a unidade de solução:** Após o vácuo garantido colocou-se 70 litros da solução de brometo de lítio com uma concentração de 53,25% de brometo. Para se obter esse dado da concentração foi necessário o uso de uma proveta em que se foi utilizado 1,2 m³ de solução, e através da balança a massa da solução foi medida (1,87 kg). Com isso pode-se calcular o volume específico da solução real, que foi de 0,6417 m³/kg. Através do software EES, e de uma rotina do mesmo, sabendo a temperatura da solução (30°C) foi possível calcular o valor exato da concentração através do método de tentativas, onde se dando valores para a concentração objetivava-se obter a convergência do valor de volume específico medido com o real. Este cálculo pode ser visto no Anexo B.

- d. Estabilizar as pressões:** Este passo, na verdade, ocorre entre um experimento e outro, pois devido aos gases aprisionados no interior dos vasos de pressões, os valores das pressões medidas tendem a serem maiores (sempre em torno de 20 mbar). Para que estas se estabilizem novamente em seu valor inicial, a bomba de solução é colocada pra funcionar, assim como as torres de arrefecimento. Desta maneira, devido a troca de calor da solução com a água de arrefecimento, as temperaturas internas tendem a diminuir e os gases se condensarem, diminuindo as pressões, e estabilizando-as novamente em torno de 6 mbar. Este processo leva em

torno de uma a duas horas, dependendo do nível de água das torres e da temperatura ambiente.

- e. **Ligar e ajustar o sistema de aquisição de dados:** De certa maneira ele está praticamente ligado já que as variações de pressões estão sendo monitoradas. Mas, grosso modo, só após as pressões estabilizadas torna-se necessário ligá-lo para acompanhar a evolução das temperaturas e se ter o controle do queimador. Fora isso, ajusta-se o sistema para que os dados nele monitorados sejam gravados automaticamente em tabelas do Excel e que gráficos sejam formados pelo MATLAB.

- f. **Ligar os componentes monitorados pelo painel de controle:** Neste momento, exaustor, torres do absorvedor e condensador, além do controle das bombas de recirculação são ligados.

- g. **Liberar os cilindros de pressão:** Os cilindros de gás natural são liberados de forma que 5 bar de pressão de gás seja enviada para o queimador.

- h. **Ligar o queimador:** Após o gás ser liberado, o queimador pode ser ligado remotamente através do controle implementado por MARQUES (2010).

- i. **Ligar as bombas do sistema:** Na parte interna do painel de controle, os inversores de frequência das bombas são ligados. As bombas de recirculação (de água e de brometo), por serem monofásicas, não têm sua rotação controlada pela frequência. Por outro lado, a bomba da torre do absorvedor começa com 60 Hz, a da torre do condensador começa com 45 Hz (mais a frente, nos resultados, se verá que esse valor muda constantemente), a bomba do fan-coil com 15 Hz, e a bomba para a circulação da solução começando com 18 Hz (nos resultados, será possível notar que esse valor varia de acordo com a pressão no gerador, uma vez que uma maior rotação é necessária para manter certo nível de brometo no gerador).

- j. Controlar as válvulas de precisão:** Uma vez que o queimador está ligado e a solução de brometo de lítio está em circulação, o sistema está completamente em funcionamento e o fenômeno da refrigeração por absorção é iniciado. Como calor está sendo cedido a solução no gerador, a pressão neste vaso tende a aumentar (como dito anteriormente a pressão começa em um valor de 6 mbar (0,6 kPa), e de acordo com os resultados obtidos por SANTOS (2005) em seus estudos teóricos em cima do mesmo projeto, a pressão ideal é em torno de 62,8 mbar (6,28 kPa)). Para que esta pressão seja atingida de forma satisfatória o exato controle das válvulas de precisão (válvula 1 e válvula 2) vistas na Fig. (5.4). Visando este controle, foi fixado setas de direção nas válvulas de forma que se soubessem quantas voltas estavam sendo dadas nas mesmas. Ficou estabelecido após as experiências que ao começo do processo 2/4 de voltas seriam dadas na válvula 1 (antes do absorvedor) e 1/8 de volta na válvula que libera água para o evaporador (válvula 2). A fim de se manter os níveis de pressão, esporadicamente esses valores podem ser mudados durante o processo.
- k. Fazer a medição das temperaturas não contempladas pelo sistema de aquisição de dados:** Com a pressão do gerador estabelecida por alguns minutos, pode-se fazer a medição das temperaturas nos pontos que não são cobertos pelo sistema de aquisição de dados, ou seja, pontos 2, 4, 6, 11, 12, 13, 14, 15, 16, e 18 (todos abordados na Fig. (4.1)). Por ter uma temperatura muito elevada, e não possuir aparelho de medição correta para se medir a temperatura do ponto 17, esta será não será medida.

Como será discutido adiante, por diversos momentos, os níveis de pressão e temperatura foram satisfeitos, porém, mantê-los durante muito tempo seria o objetivo maior. Nos aspectos conclusivos, poderá ser comentada a influência de fatores como a importância da torre do condensador, a dificuldade em aumentar a pressão no gerador, a falta de potência necessária devido o modelo do queimador, o problema do controle fuzzy na rotação da bomba do condensador, além de um melhor controle nas válvulas de expansão.

CAPÍTULO VI

RESULTADOS EXPERIMENTAIS

No capítulo anterior foram discutidos os aspectos construtivos do protótipo, os componentes utilizados para as medições, e algumas das dificuldades encontradas com tais componentes ou situações (como o fato de trabalhar com pressões abaixo da atmosférica). Ainda, expôs-se a metodologia empregada na operação da unidade, e desta maneira se facilitou o entendimento, o uso e a finalidade dos materiais utilizados, além de explorar as características da unidade construída.

No presente capítulo, serão exibidos os resultados dos experimentos realizados destacando-se os principais parâmetros que devem ser levados em consideração, além de expor os problemas detectados, as intervenções realizadas na unidade piloto e as soluções de alguns dos problemas observados.

O trabalho visa uma aproximação dos resultados obtidos experimentalmente neste estudo com os resultados obtidos teoricamente por SANTOS (2005) para o mesmo protótipo, e ainda expor aspectos inerentes e exclusivos de um trabalho essencialmente experimental.

6.1 Resultados experimentais e discussões.

Como explanado anteriormente, os valores de referência para este estudo são os valores obtidos em SANTOS (2005). Estes valores podem ser vistos na Tab. (6.1).

Tabela 6.1 – Valores de referência calculados por SANTOS (2005)

Pontos	T(°C)	P(kPa)	x(%)	m(kg/s)	h(kJ/kg)	s(kJ/kgK)	ex(kJ/kg)
1	36,8	0,87	56,7	0,0686	93,65078	0,227	30,7
2	36,8	6,28	56,7	0,0686	93,65413	0,227	30,7
3	56,8	6,28	56,7	0,0686	134,09298	0,350	34,2
4	86,2	6,28	62,5	0,0622	215,95842	0,473	79,6
5	62,3	6,28	62,5	0,0622	171,37929	0,345	73,0
6	48,4	0,87	62,5	0,0622	171,37929	0,268	96,1
7	80,8	6,28	-	0,0064	2651,01296	8,563	102,5
8	37,0	6,28	-	0,0064	154,95427	0,532	0,9
9	5,00	0,87	-	0,0064	154,95427	0,558	-6,8
10	5,00	0,87	-	0,0064	2509,71310	9,024	-176,1
11	12,0	-	-	0,7151	50,36183	0,180	1,1
12	7,00	-	-	0,7151	29,41515	0,106	2,3
13	30,0	-	-	1,7250	125,67065	0,437	0,1
14	32,8	-	-	1,7250	137,38306	0,475	0,3
15	32,8	-	-	1,7250	137,38306	0,475	0,3
16	35,0	-	-	1,7250	146,58789	0,505	0,6
17	700,0	-	-	0,0066	10154,56762	17,500	4987,0
18	500,0	-	-	0,0066	6957,40992	13,830	2884,0

Onde T (°C) é a temperatura de cada ponto, P (kPa) representa a pressão, m (kg/s) a vazão mássica, h (kJ/kg) é a entalpia, s (kJ/kgK) é a entropia, e ex (kJ/kg) é a exergia.

A tabela acima mostra os valores adotados e obtidos para cada ponto do sistema. Na Tab. (6.2) é possível apreciar os resultados das eficiências de Primeira (η) e Segunda (β) Leis da Termodinâmica, do Grau de Perfeição Termodinâmico (ξ), e da Efetividade, tanto para cada componente como para o sistema completo, além dos valores individuais das irreversibilidades de cada componente no trabalho de SANTOS (2005).

Tabela 6.2 – Valores de eficiência calculados por SANTOS (2005)

Componentes	η	β	Efetividade	Irreversibilidades (kW)
Gerador	1,00	0,24	0,3110	10,610
Condensador	1,00	0,71	0,9125	0,185

Evaporador	1,00	0,76	0,7143	0,256
Absorvedor	1,00	0,15	0,6273	2,327
Trocador	1,00	0,59	0,4856	0,169
Sistema (COP)	0,71	0,06	-	-

Tendo os valores calculados por SANTOS (2005), puderam-se ter os valores tomados por referência para o trabalho, e tentar alcançá-los de maneira satisfatória na análise experimental da unidade em estudo.

Para tentar obter os mesmos parâmetros de maneira que se pudesse fazer os cálculos de valores como as eficiências, foi necessário utilizar os dados obtidos experimentalmente (de pressão e temperatura), com o auxílio das equações presentes no capítulo 4 e o uso do software Engineering Equation Solver (EES).

Foram feitos cerca de 15 experimentos, onde para efeito de análise e de exposição de dados, os experimentos com resultados semelhantes não terão seus dados abordados de forma a não tornar a exposição de resultados repetitiva, desta forma serão mostrados os resultados de 07 destes experimentos que obtiveram resultados distintos dos anteriores. Existe um inconveniente que os valores são flutuantes durante tais experimentos, como a pressão do vaso superior é variável de acordo com o controle liga – desliga, as temperaturas também variam. Desta maneira, para minimizar este problema, utilizou-se o melhor conjunto de dados obtidos em um experimento específico. Ao se obter esses dados de maneira consecutiva em três experimentos (Experimentos 02, 03 e 04), com os dados obtidos no experimento 05, utilizou-se a aquisição de dados em que melhor os parâmetros se encontraram de acordo com o valor da pressão fixado no ponto em que se tinha interesse, ou seja, foram filtrados os resultados em que a pressão no gerador apresentava o valor de 6,28 kPa. Desta maneira os outros valores associados a esta pressão foram utilizados na construção do programa do EES presente no Anexo C.

Nas tabelas a seguir, ou seja, Tab. (6.3) e Tab. (6.4) estão os valores das propriedades obtidos além dos valores de eficiência calculados através de tal programação.

Tabela 6.3 – Valores obtidos através da medição dos valores experimentais.

Pontos	T(°C)	P(kPa)	x(%)	m(kg/s)	h(kJ/kg)	s(kJ/kgK)	ex(kJ/kg)
1	35,0	0,88	52,93	0,131300	76,94	0,2369	10,87000
2	35,1	6,28	52,93	0,131300	81,92	0,2376	15,64000
3	42,8	6,28	52,93	0,131300	113,50	0,2888	31,95000
4	75,0	6,28	56,87	0,122200	171,40	0,4561	39,95000
5	58,2	6,26	56,87	0,122200	137,50	0,3573	35,47000
6	44,0	0,88	56,87	0,122200	137,50	0,2706	61,34000
7	72,4	6,28	0,00	0,009093	2635,00	8,5170	100,30000
8	36,2	6,28	0,00	0,009093	155,00	0,5320	0,88890
9	10,4	0,88	0,00	0,009093	155,00	0,5576	-6,74300
10	10,4	0,88	0,00	0,009093	2510,00	9,0210	-175,30000
11	20,3	124,20	-	1,347000	85,09	0,3005	0,05738
12	16,5	123,80	-	1,347000	69,19	0,2460	0,41700
13	29,0	153,30	-	7,055000	121,50	0,4227	0,01365
14	30,0	151,30	-	7,055000	125,70	0,4365	0,07608
15	32,0	142,30	-	0,898500	134,00	0,4640	0,24160
16	38,0	142,00	-	0,898500	159,10	0,5455	1,05700
17	600,0	-	-	0,014660	8537,00	15,7500	3892,00000
18	470,0	-	-	0,014660	6491,00	13,2100	2601,00000

Tabela 6.4 – Valores de eficiência obtidos através da medição dos valores experimentais.

Componentes	η	β	Efetividade	Irreversibilidades (kW)
Gerador	1,0000	0,0845	0,2333	17,32
Condensador	1,0000	0,8108	0,8968	0,171
Evaporador	1,0000	0,3161	0,3858	1,048
Absorvedor	1,0000	0,09846	0,6000	4,033
Trocador	1,0000	0,3129	0,4211	1,593
Sistema (COP)	0,6986	0,0256	-	Total = 24,165

Na Fig. (6.1), pode-se notar que há uma concordância entre os valores de entalpia medidos em SILVA (2005) e o presente estudo. Com exceção dos pontos 17 e 18 (entrada e saída dos produtos da combustão). Essa disparidade dá-se devido à diferença de temperatura de entrada e saída dos gases da combustão entre os dois estudos.

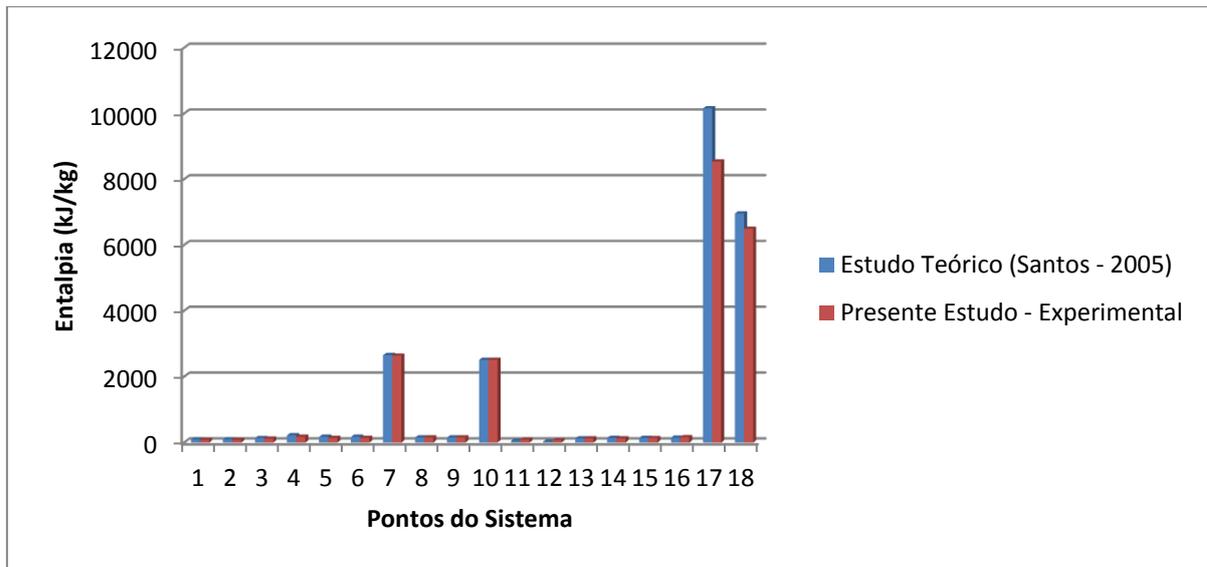


Figura 6.1 – Comparação energética entre o atual trabalho e entre SANTOS (2005)

Na Fig. (6.2) tem-se a comparação da exergia entre os dois estudos. Mais uma vez, a diferença entre as temperaturas de entrada e saída dos gases da combustão gerou uma pequena disparidade nos pontos 17 e 18.

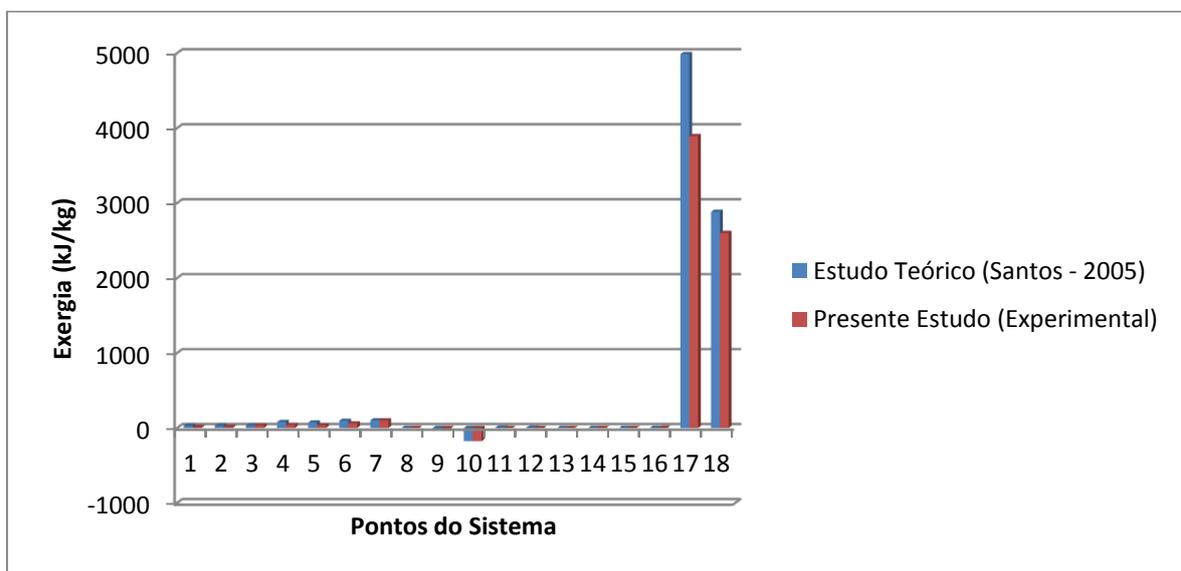


Figura 6.2 – Comparação exergética entre o atual trabalho e entre SANTOS (2005)

Ainda sobre a Fig. (6.2), da mesma forma como aconteceu em SANTOS (2005), nota-se que os valores de exergia nos pontos 9 e 10 são negativos. Isso ocorre, pois a

exergia é medida em relação ao estado padrão ($T_0 = 25 \text{ °C}$ e $P_0 = 101,325 \text{ kPa}$), e nesses pontos tanto a pressão como a temperatura são menores que esses valores.

Outros pontos de desencontro que ocorrem entre os valores de exergia são devido à definição da própria. Como se trata de energia disponível e é calculada com valores de entalpia e entropia (ambas fortemente influenciadas pela temperatura), era de se esperar que devido a algumas diferenças entre as temperaturas, além das dificuldades existentes em um projeto experimental, houvesse disparidades deste tipo.

Comparando os valores das Tab. (6.2) e (6.4), nota-se que, como era de se esperar, a eficiência pela primeira lei não é suficiente para qualificar a transferência de calor, pois ela apenas quantifica, não levando em consideração perdas nem de que forma ocorre a transferência de calor. Por outro lado, a eficiência pela segunda lei representa de maneira adequada esses parâmetros, e na Fig. (6.3) pode-se ver a comparação com os resultados obtidos teoricamente.

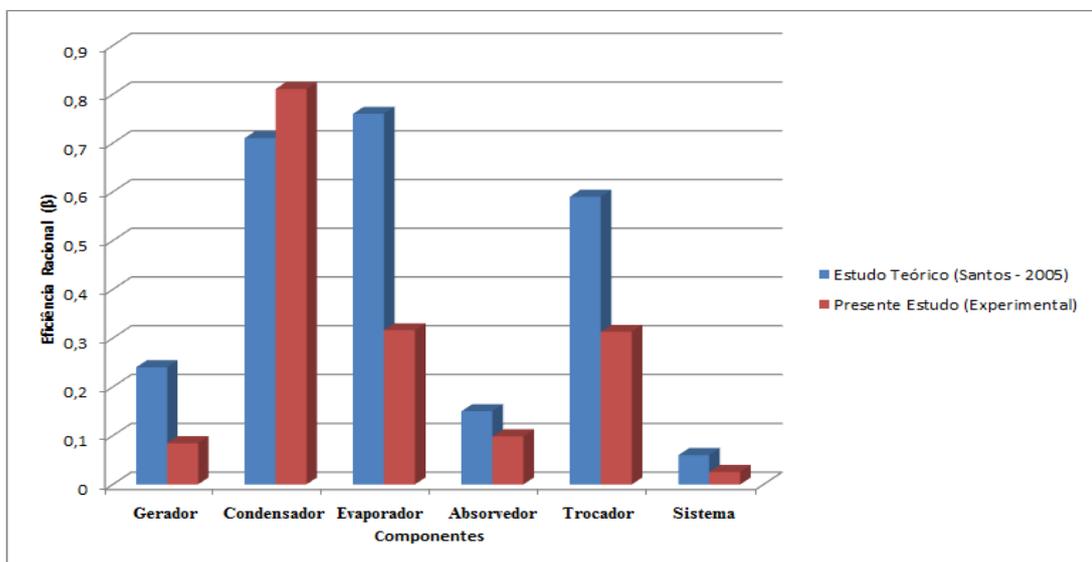


Figura 6.3 – Comparação da eficiência racional de cada componente.

A eficiência racional será maior quanto maior existir o “efeito térmico desejado”. Um maior valor de eficiência racional é indicativo de que o sistema está aproveitando melhor a exergia e que as perdas são mínimas. No caso do comparativo, nota-se que os componentes do sistema experimental ainda têm muita perda de energia disponível, não

aproveitando bem sua exergia. A exceção fica com por conta do condensador, porém isso pode ser explicado à medida que nos cálculos de SANTOS (2005), ele levou em consideração que existiria apenas uma torre de arrefecimento para absorvedor e condensador, fazendo com que as temperaturas dos pontos 14 e 15 fossem iguais, o que não ocorre na prática, pois existem duas torres e cada uma trabalha em um regime diferente, tendo diferentes vazões, e temperaturas.

Outro importante ponto de comparação são os valores de irreversibilidade total do sistema. Esses valores podem ser vistos na Fig. (6.4).

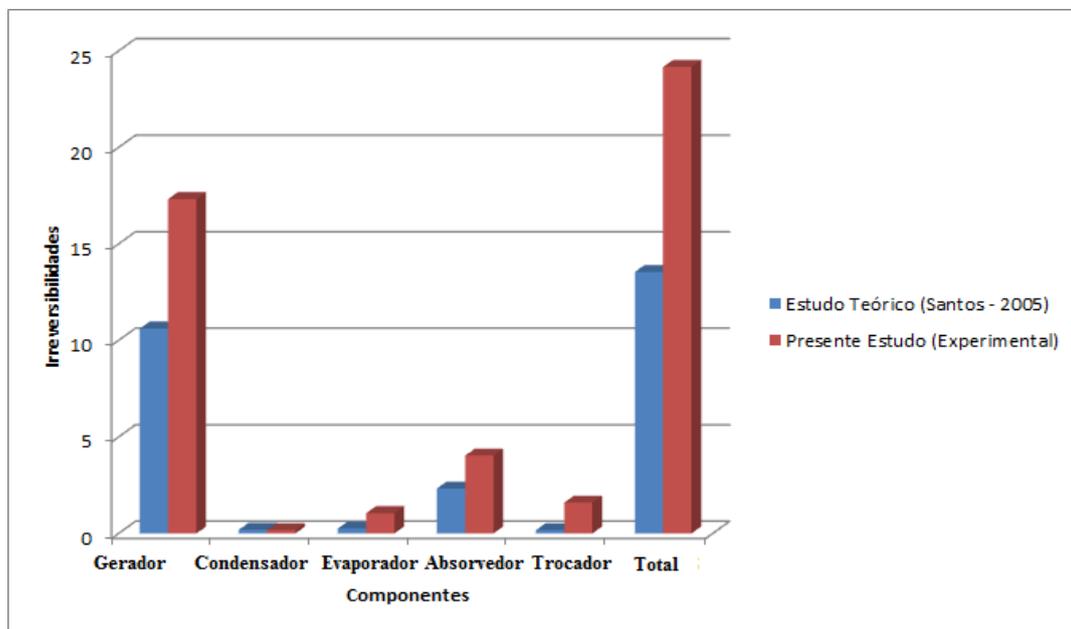


Figura 6.4 – Comparação das Irreversibilidades de cada componente, além da total.

Analisando a Fig. (6.4) nota-se que assim como dito anteriormente, existe uma boa disparidade entre os dados de irreversibilidades. Isso era de se esperar, pois como dito anteriormente, irreversibilidade se trata de perda de energia, ou energia mal aproveitada, e essas maiores perdas em um sistema ocorrem devido a fatores como atrito, a mistura de duas substâncias diferentes, processos químicos, efeitos de histerese, etc. Isso não pode ser dimensionado apenas teoricamente, por isso essa diferença.

Mesmo assim, assim como nos resultados experimentais, nota-se que as maiores perdas ocorrem no gerador, seguido pelo absorvedor, como observaram ainda VARANI

(2001) e MOREIRA (2004). Além disso, o gerador possui a menor efetividade e a menor eficiência pela 2ª lei.

Além de comparar os resultados obtidos experimentalmente com os resultados obtidos teoricamente, outro objetivo deste estudo é fornecer informações inerentes exclusivamente ao processo experimental na unidade estudada. Adiante, poderão ser notados alguns aspectos conclusivos deste estudo, além de resultados dos testes feitos na unidade.

6.1.1 Obtenção do efeito frigorífico

Uma das principais intenções do estudo é obter o efeito frigorífico no evaporador. Isso mostra que o sistema está funcionando corretamente e que com a utilização de gases quentes pode-se realmente obter baixas temperaturas.

No início do estudo não se conseguia obter o efeito frigorífico desejado, porém, após diversas modificações, já citadas, na estrutura da unidade, além de um melhor aprendizado sobre as particularidades do processo, pode-se obter tal efeito desejado. Isso pode ser notado nas figuras a seguir, seguindo uma ordem cronológica e de melhorias. Nos primeiros experimentos, primeiramente, tentava-se obter a pressão desejada no gerador de vapor, e apenas depois se liberava a água acumulada na saída do condensador (através da válvula de precisão totalmente fechada) para o evaporador, fazendo com que a solução de brometo de lítio presente no absorvedor a absorvesse e criasse o efeito frigorífico no evaporador a partir de então.

Foram utilizados os dados colhidos em seis experimentos distintos, onde a Fig. (6.5) se refere ao Experimento 01, a Fig. (6.6) se refere ao Experimento 02, a Fig. (6.7) se refere ao Experimento 04, a Fig. (6.8) se refere ao Experimento 06, a Fig. (6.9) se refere ao Experimento 05, e a Fig. (6.10) se refere ao Experimento 07. Todos os gráficos são de temperatura x tempo, onde foi mostrado o comportamento nos primeiros 25 minutos do experimento, com exceção do Experimento 05 que representa a primeira meia hora, pois a temperatura do gerador necessitou de mais tempo para atingir o valor desejado.

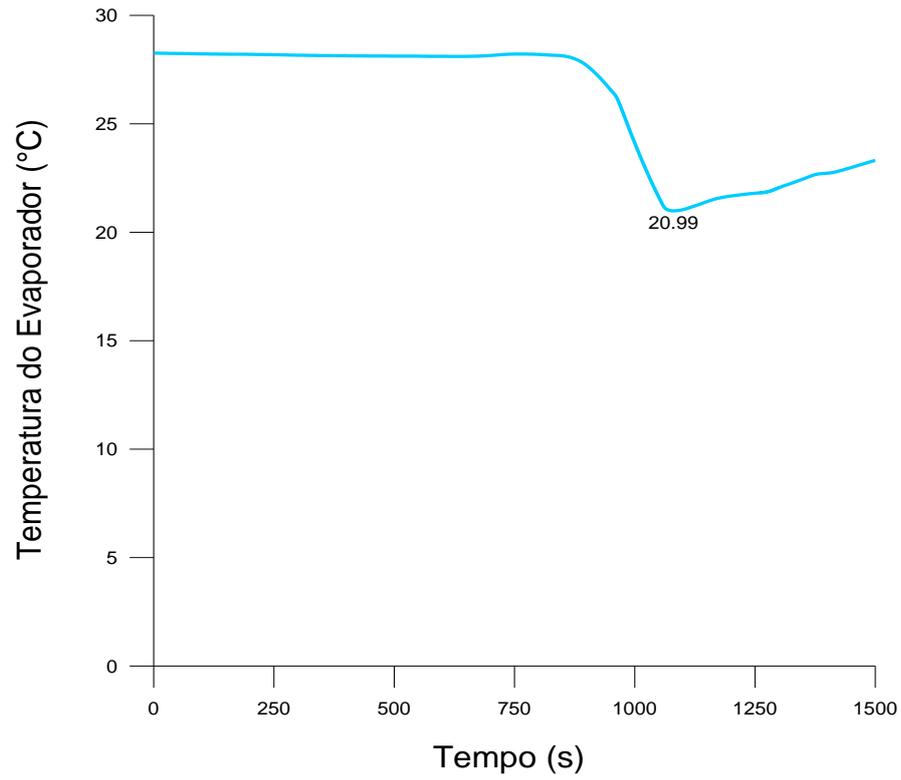


Figura 6.5 – Temperatura do evaporador (°C) x tempo (s). Experimento 01.

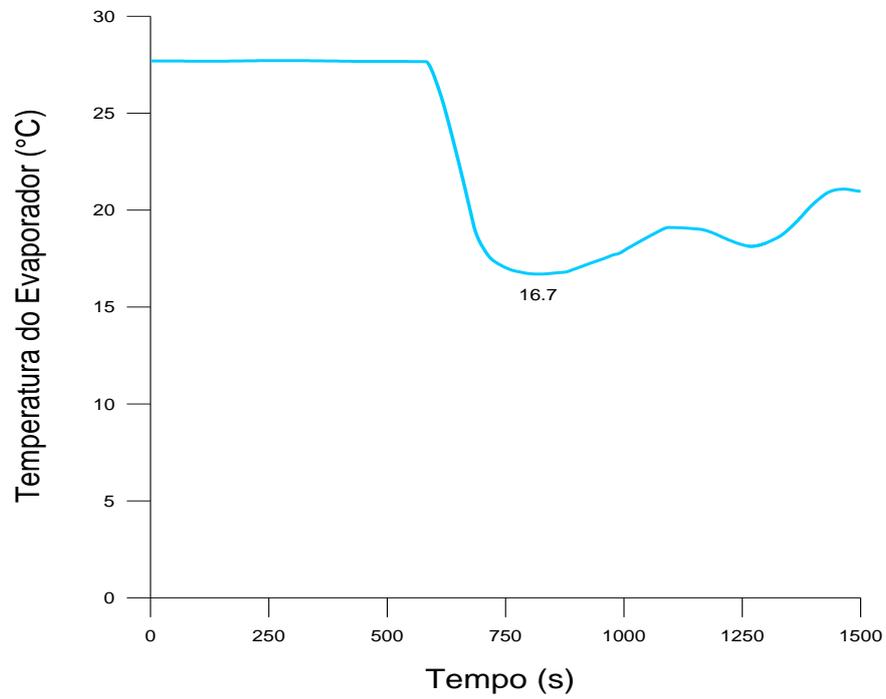


Figura 6.6 – Temperatura do evaporador (°C) x tempo (s). Experimento 02.

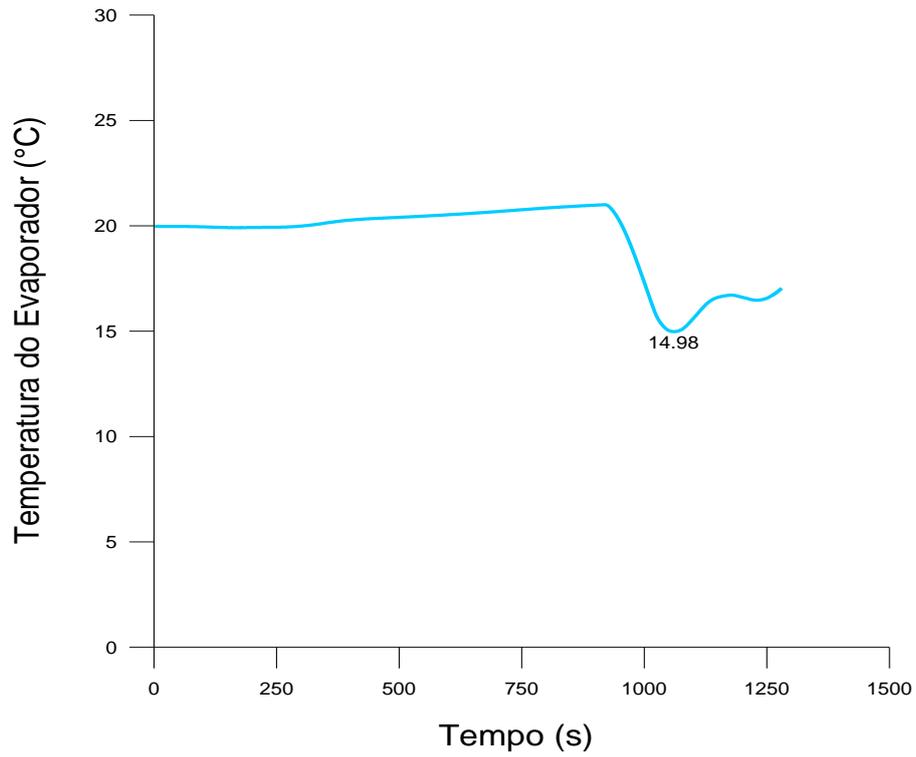


Figura 6.7 – Temperatura do evaporador (°C) x tempo (s). Experimento 04.

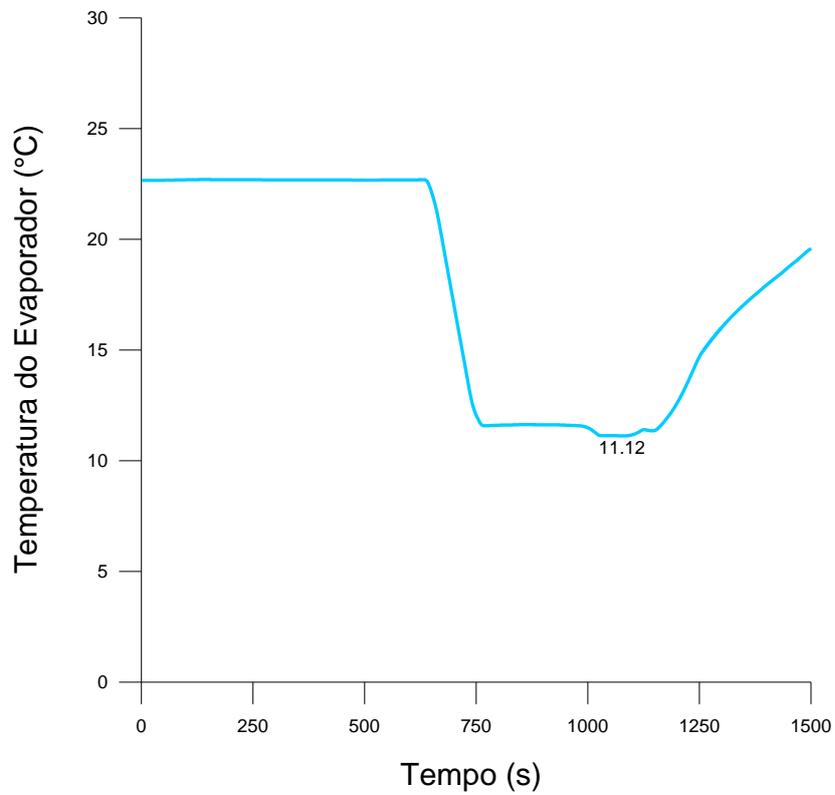


Figura 6.8 – Temperatura do evaporador (°C) x tempo (s). Experimento 06.

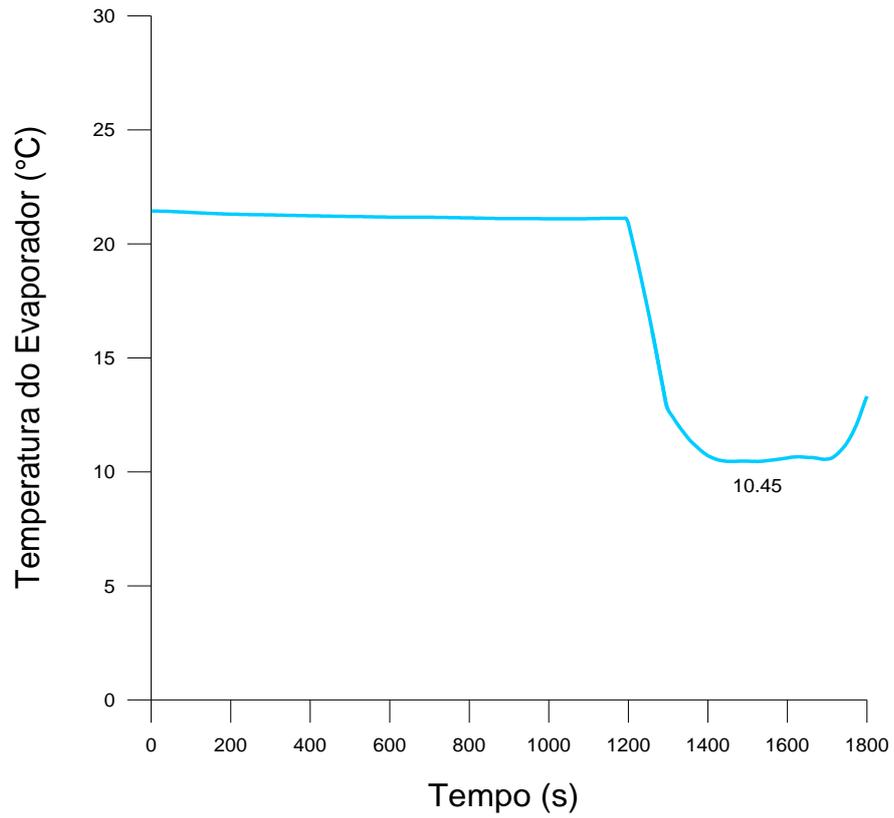


Figura 6.9 – Temperatura do evaporador (°C) x tempo (s). Experimento 05.

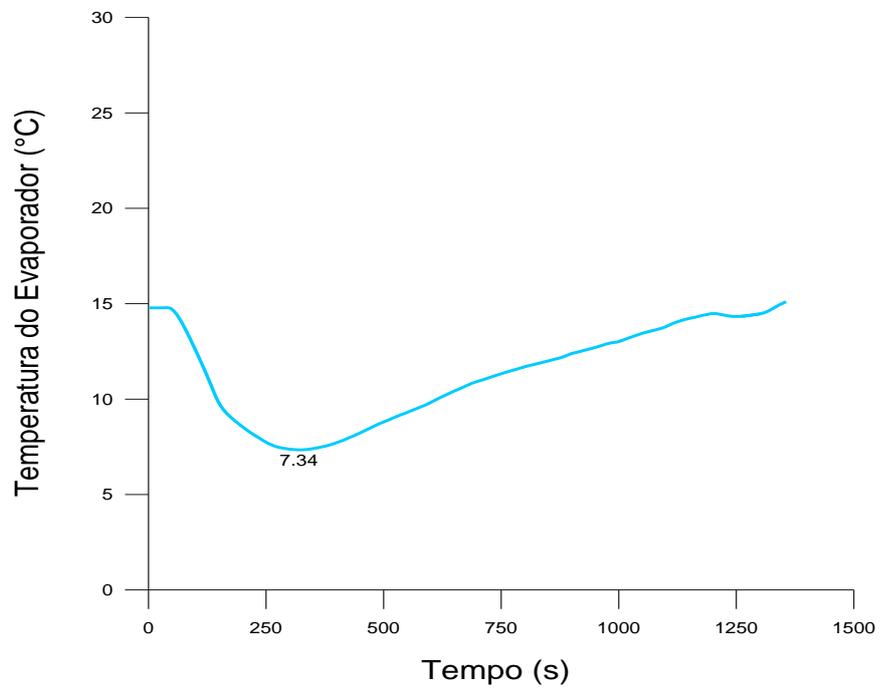


Figura 6.10 – Temperatura do evaporador (°C) x tempo (s). Experimento 07.

Nota-se que no último experimento em que já havia um entendimento sobre a posição correta e o acionamento das válvulas além do exato controle da vazão da torre do condensador, desta forma, o efeito frigorífico foi conseguido de melhor maneira e com maior facilidade.

Em todos os casos após certo tempo a temperatura do evaporador começa a subir após atingir seu valor mínimo. Isso é explicado pelo aumento da pressão de baixa determinado tempo de experimento, além da dificuldade em se atingir a pressão desejada no gerador, o que afeta o aumento da concentração da solução (necessário para aumentar a absorção do sistema). Esses dois tópicos serão mais bem explanados a seguir.

Ainda pode-se perceber, nas três primeiras figuras, que a temperatura não se manteve por muito tempo no seu valor mínimo (apesar de uma recuperação no caso do Experimento 02). Nas três últimas figuras, esse valor pôde ser mantido por mais tempo, cerca de 10 minutos nos Experimentos 05 e 06, e por quase todo o Experimento 07.

Sobre tal ensaio é importante dizer que o mesmo já se iniciou com a temperatura mais baixa em relação aos outros, pois foram adicionados mais 5 litros de solução a unidade, e através do processo de estabilização das pressões, mais água pode ficar contida no evaporador antes do início do processo. Outro fator de maior importância é que a bomba de recirculação de água estava com defeito (algo que só foi realmente descoberto durante os experimentos 06). Após a troca por uma nova observou-se uma grande melhora no processo. Desta maneira não só nos permitiu começar os experimentos com uma temperatura menor que a usual, como ajudou a manter a pressão de baixa estabilizada por mais tempo, explicando assim o Experimento 07 ter começado e terminado com 15 °C, tendo um pico inferior bem mais expressivo.

6.1.2 Relação entre a pressão de baixa e a temperatura no evaporador.

A intenção desta seção é mostrar a relação entre esses dois importantes parâmetros.

A seguir serão apresentadas comparações gráficas com a variação da pressão de baixa e da temperatura do evaporador com o tempo decorrido durante os Experimentos.

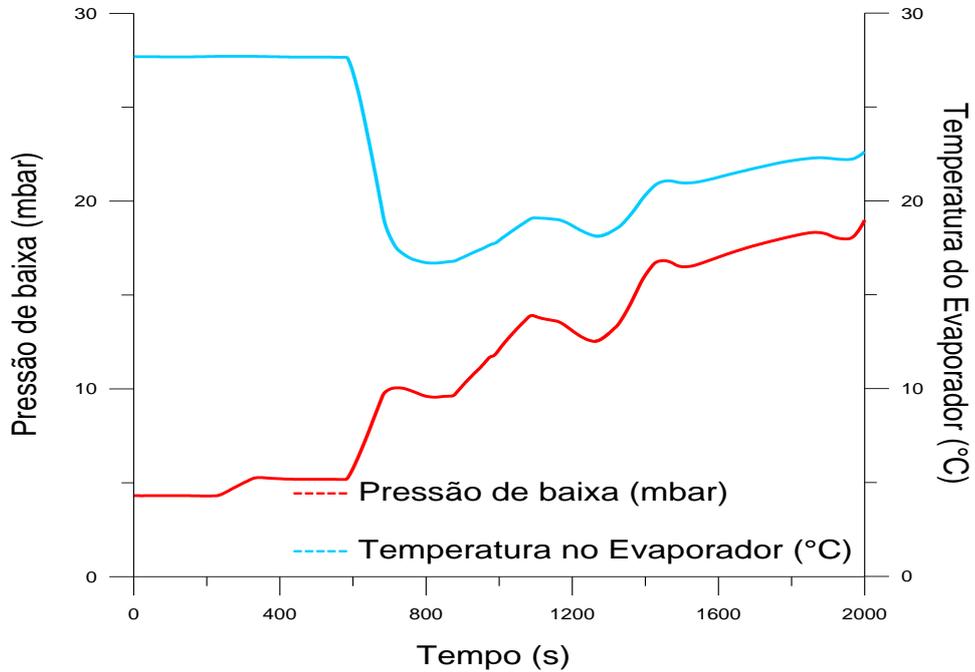


Figura 6.11 – Temperatura do evaporador (°C) x Pressão (mbar) x tempo (s). Experimento 02.

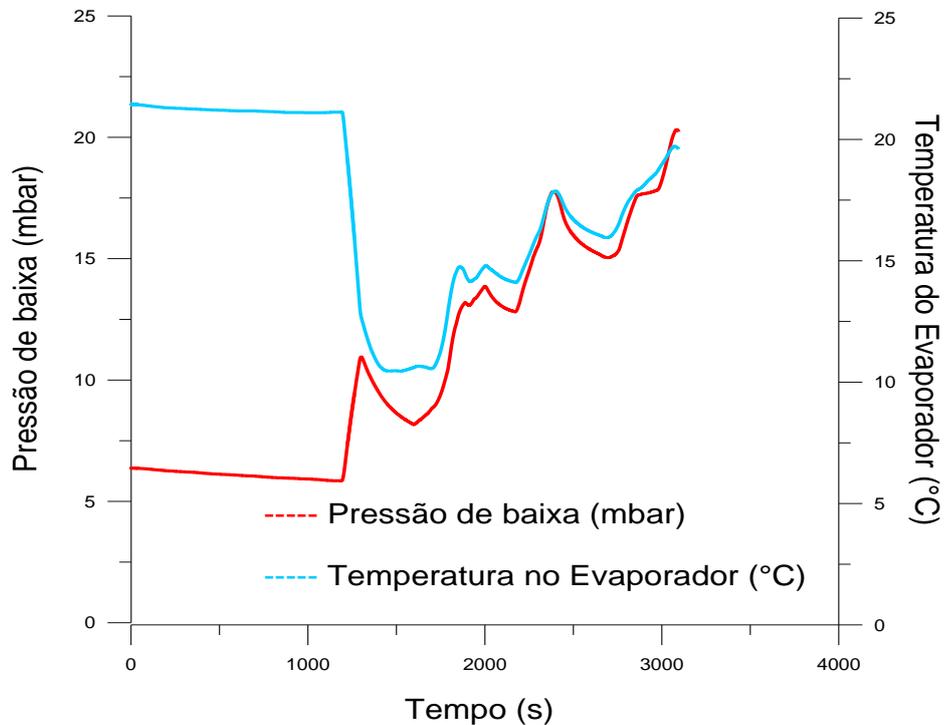


Figura 6.12 – Temperatura do evaporador (°C) x Pressão (mbar) x tempo (s). Experimento 05.

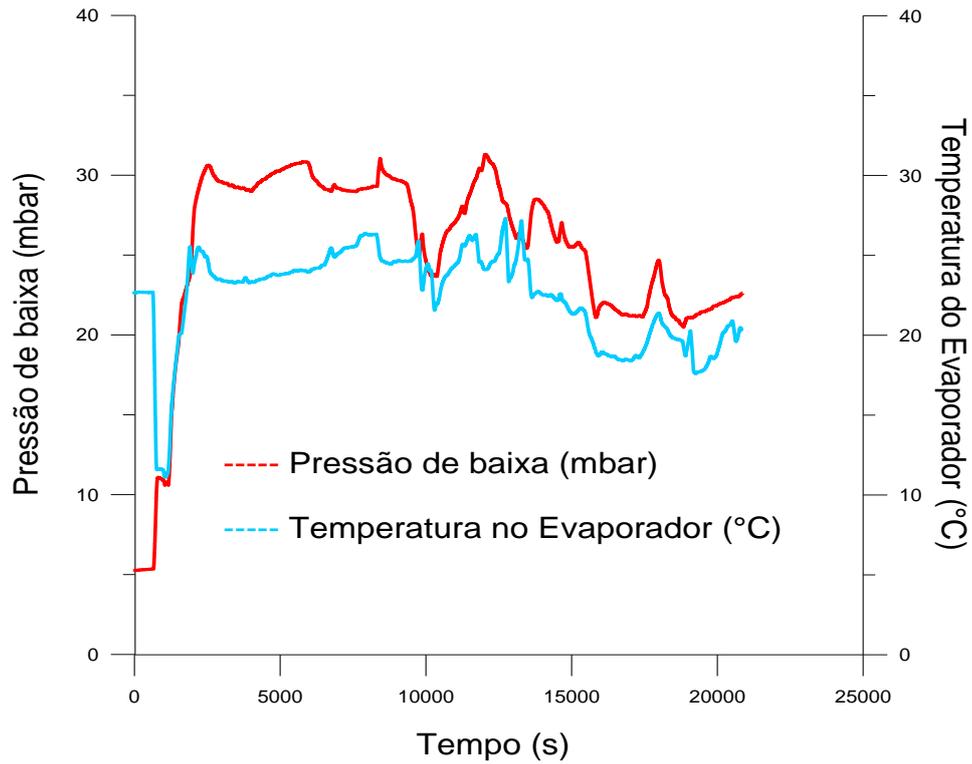


Figura 6.13 – Temperatura do evaporador ($^{\circ}\text{C}$) x Pressão (mbar) x tempo (s). Experimento 06.

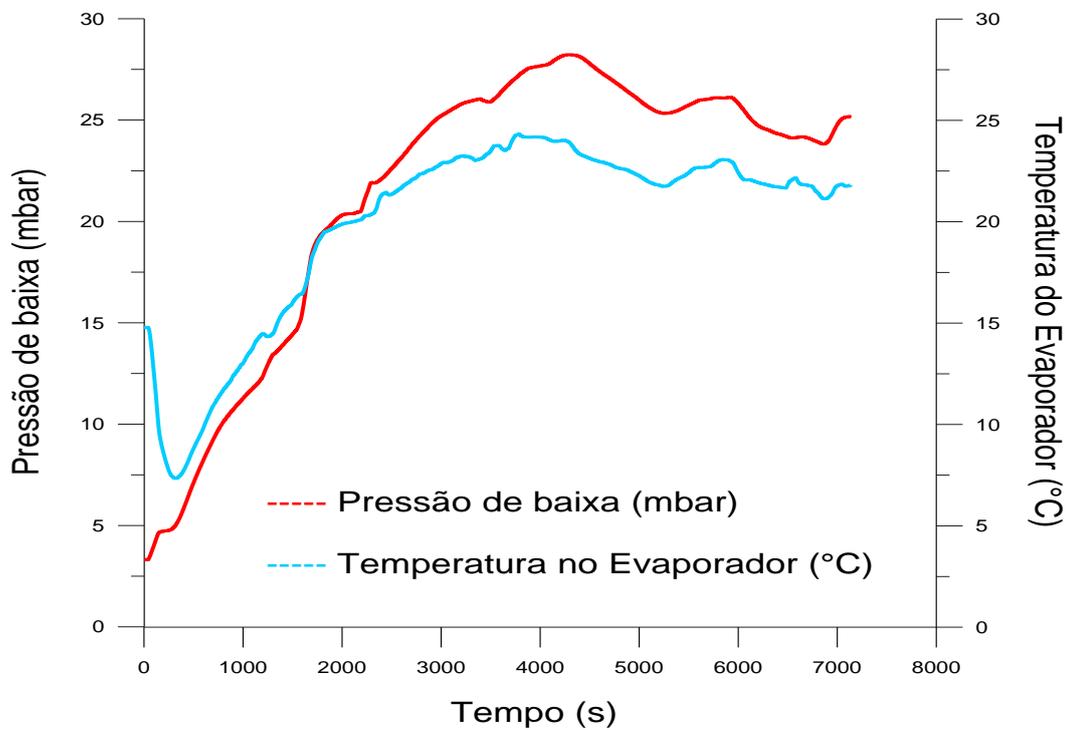


Figura 6.14 – Temperatura do evaporador ($^{\circ}\text{C}$) x Pressão (mbar) x tempo (s). Experimento 07.

Em todos os quatro gráficos apresentados pode-se notar que a variação dos valores de temperatura no evaporador está extremamente ligada a variação da pressão mais baixa do sistema.

Na Fig. (6.11) assim como na Fig. (6.12), onde o experimento ainda era feito deixando acumular água antes do evaporador, e logo após liberando-a, nota-se que até esse ponto os valores de pressão e temperatura eram praticamente constantes. Após a liberação de fluido refrigerante nota-se uma intensa queda na temperatura, de modo a estar de acordo com o valor de pressão correspondente, e assim que a pressão aumenta a temperatura também aumenta.

Na Fig. (6.13) já com um tipo diferente de abordagem na experiência, começando com as válvulas já calibradas, nota-se um experimento mais longo (aproximadamente 6 horas e meia), de maneira em que mais uma vez se pôde observar a constante variação da temperatura com a variação da pressão. Comportamento similar pode ser visto na Fig (6.14) onde cada queda na pressão gerava uma queda na temperatura, e cada aumento de pressão causava um aumento na temperatura.

É importante essa variação entre essas duas propriedades no sentido em que mostra que o sistema está respondendo as oscilações dos parâmetros do mesmo. Mostra ainda que a pressão de baixa tende a subir, quando ela deveria se manter constante por mais tempo. Isso acontece, pois como já foi abordado, existe uma dificuldade em aumentar a pressão do gerador de vapor, fazendo assim com que a temperatura do mesmo não atinja o nível desejado, e por consequência não permita que haja a dessorção entre absorvente e refrigerante necessária para aumentar a concentração da solução de maneira satisfatória. Dessa maneira a absorção diminui com o tempo no absorvedor, e a pressão tende a subir, elevando assim o aumento da temperatura no evaporador.

6.1.3 A potência no gerador de vapor e a importância do controle da vazão da torre do condensador.

Um dos principais problemas existentes no estudo da unidade se deve a obtenção da pressão satisfatória no gerador de vapor, que é essencial para o exato funcionamento de todo o sistema. Como afirmado anteriormente, MARQUES (2010) implementou um controle do queimador na unidade, de modo que ao se atingir a pressão de setpoint, o queimador desliga e após cerca de 50 segundos, o mesmo religa, mantendo a pressão em uma temperatura média.

Ainda em MARQUES (2010) foi feito o controle da vazão da bomba da torre do condensador, que têm extrema importância no controle da pressão do gerador, uma vez que é responsável por retirar calor vapor que chega ao condensador e condensa-lo. Com o exato controle de tal parâmetro é possível conseguir a variação necessária para manter a pressão no gerador em seu valor médio.

Através das análises experimentais foi possível comprovar que a diminuição da vazão da bomba da torre do condensador faz com que a pressão no gerador aumente, e vice-versa. Isso ocorre, pois com uma vazão maior há uma maior troca de calor da água de arrefecimento com o vapor que chega para ser condensado, e quanto maior essa troca de calor mais rapidamente o vapor de água se tornará água líquida, diminuindo a pressão no vaso, uma vez que condensador e gerador de vapor se encontram no mesmo vaso de pressão.

O controle foi feito com o intuito de no momento em que o queimador desliga e a pressão tende a cair, que a vazão de água diminuísse para que a pressão não caísse rapidamente e pudesse se manter em um valor médio, apenas tendo variando entre um ponto comum.

Ocorre que no momento de se colher os dados experimentais foi notado que o controle fuzzy está desregulado e desta maneira não está funcionando como deveria. Ao invés de estar programado para manter a pressão estabelecida, ele está mantendo a temperatura de saída da torre do condensador constante. Desta forma, foi necessário ter que controlar a vazão da bomba de maneira manual, dificultando que se pudesse manter a pressão oscilando em torno de um valor pretendido.

Nas figuras a seguir pode se notar dois experimentos em que se estava utilizando o controle Fuzzy, e a pressão do gerador praticamente não ultrapassava o valor de 40 mbar, pois o mesmo mantinha a frequência do inversor próxima a 54 Hz.

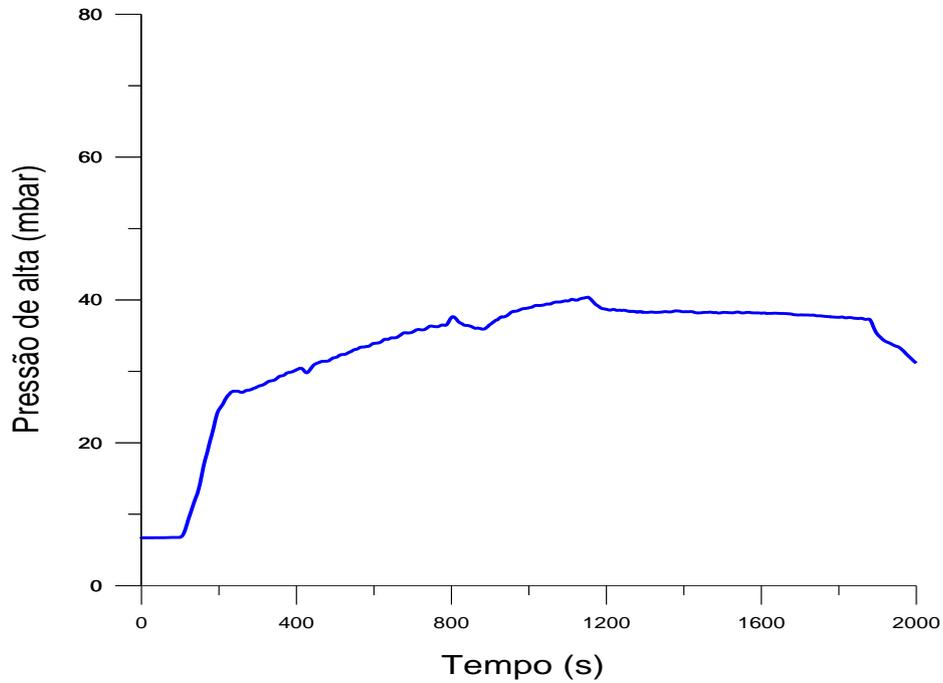


Figura 6.15 – Pressão do gerador (mbar) x tempo (s). Experimento 02.

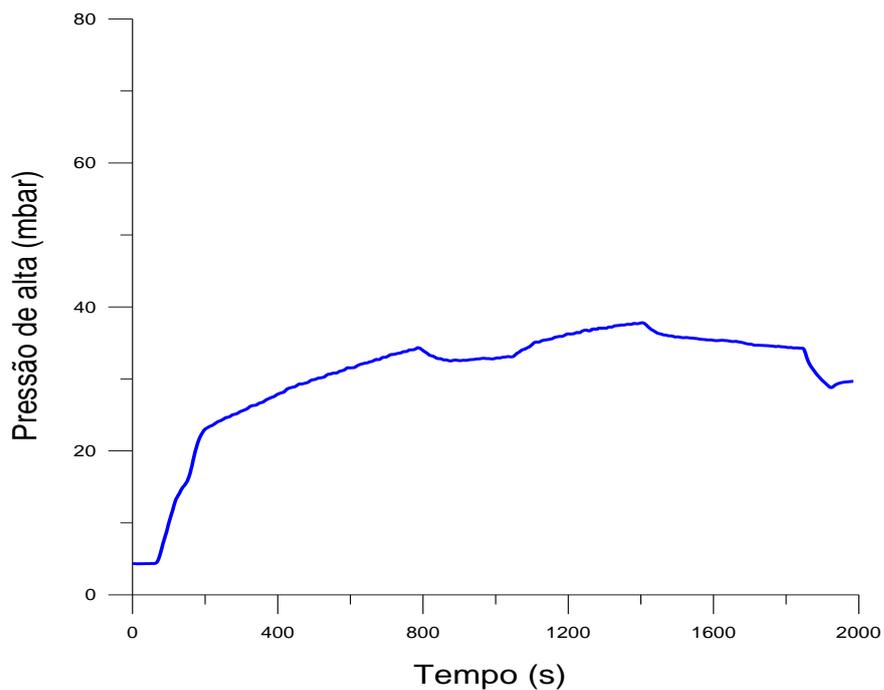


Figura 6.16 – Pressão do gerador (mbar) x tempo (s). Experimento 03.

Após perceber o problema foi necessário fazer testes na unidade de modo a se ter a ideia de que vazão utilizar para se obter a pressão desejada. Isso pode ser visto na Fig. (6.17).

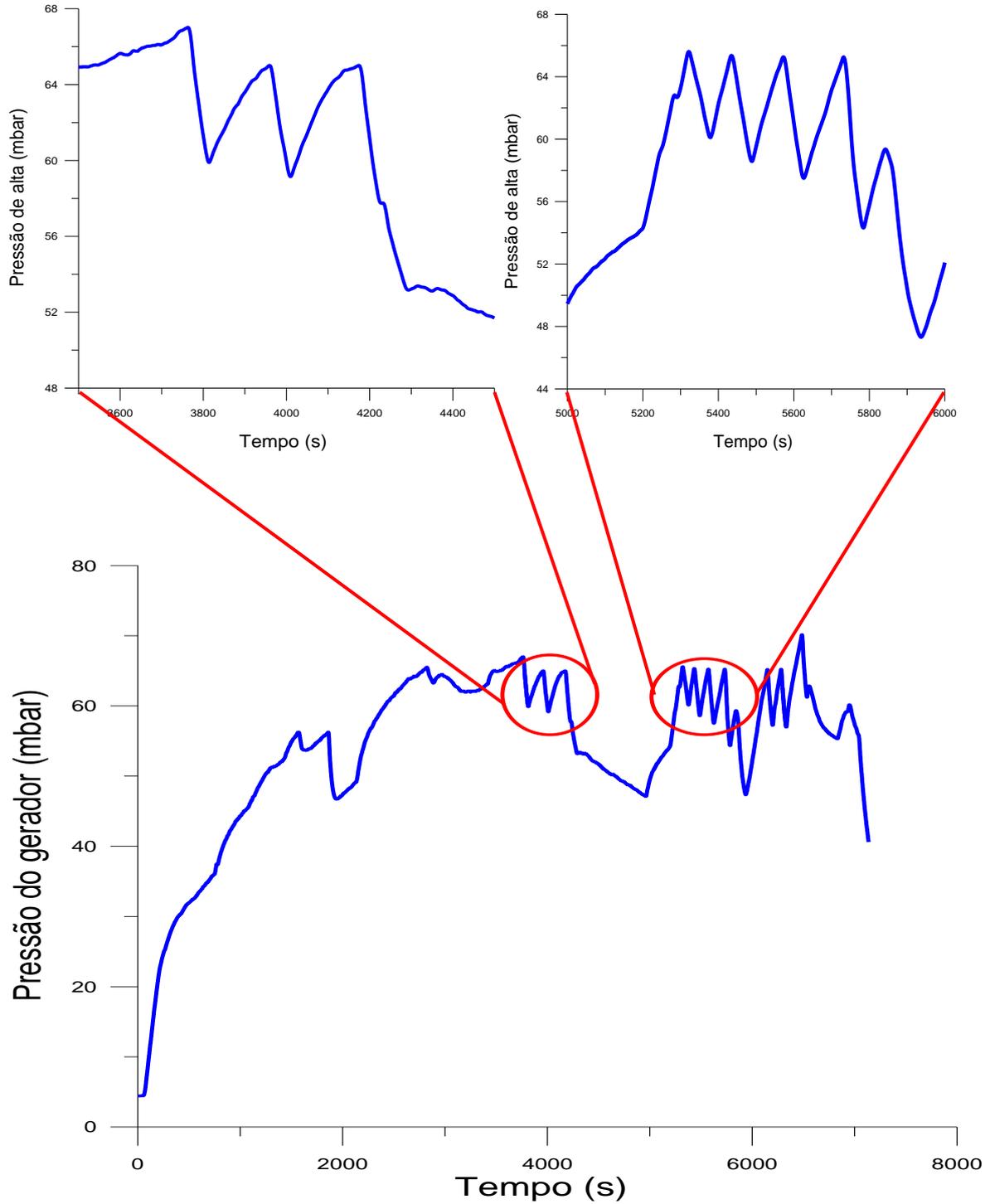


Figura 6.17 – Pressão do gerador (mbar) x tempo (s). Experimento 04.

Após o ensaio da Fig. (6.17) pode-se começar a perceber o comportamento da curva procurado (que é aquele exposto nas duas partes amplificadas) e entender de melhor forma como controlar manualmente a vazão da bomba da torre do condensador. Nota-se que o valor de pressão desejada só foi alcançado após cerca de 3700 segundos, ou seja, pouco mais de uma hora. Isso não é o ideal, pois desta maneira a pressão de baixa já tendeu a subir, pois a solução que chegava naquele momento, não era concentrada o suficiente para manter o efeito evaporativo, desestabilizando as temperaturas do sistema.

Na Fig. (6.18) pode-se perceber o Experimento 05, onde se pode ter a certeza de que o valor da torre do condensador deveria ser suficientemente baixa para que a pressão aumentasse de maneira satisfatória.

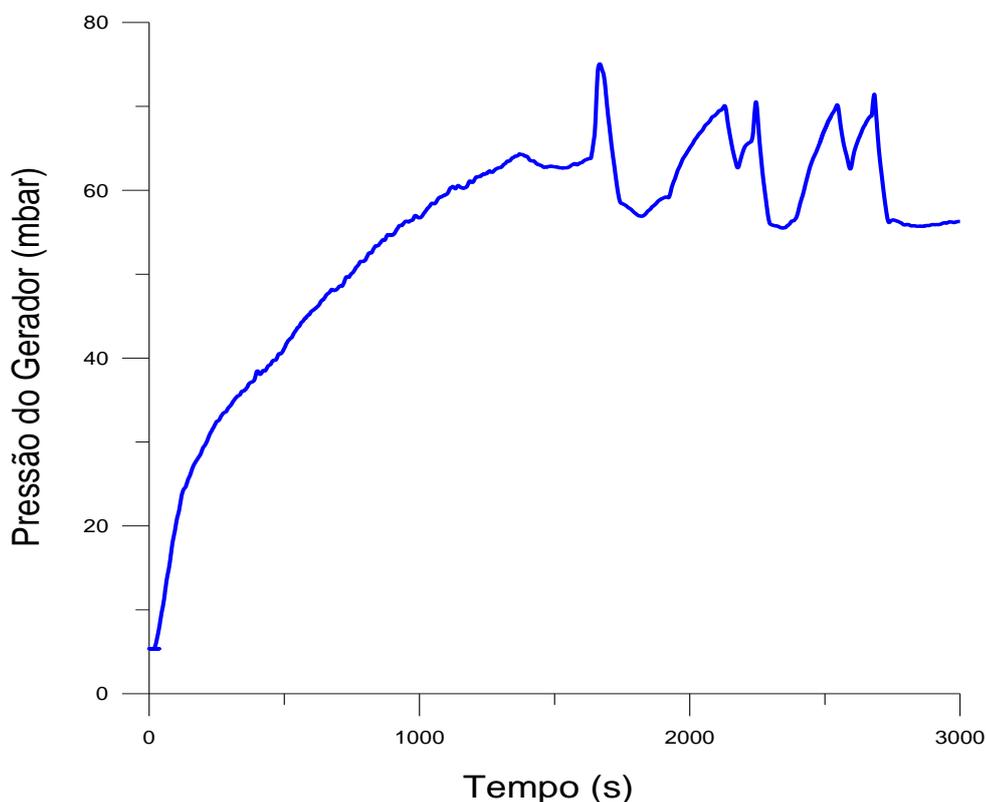


Figura 6.18 – Pressão do gerador (mbar) x tempo (s). Experimento 05.

Pode-se perceber que a pressão vai subindo vagarosamente, de maneira que se chegou ao valor ideal da frequência no inversor que controla a bomba para se começar o processo como sendo de 15 Hz. Claro, que como o controle passou a ser manual, esse valor

deve ser monitorado constantemente. É importante notar ainda que a pressão só atingiu seu valor de setpoint em aproximadamente 1500 segundos, ou seja, quase meia hora.

No Experimento 06, pôde-se comprovar as expectativas e através do monitoramento contínuo da vazão da bomba. Isso levou a uma melhora em relação ao tempo em que se chegava à pressão desejada no gerador de vapor. Ela foi alcançada em pouco menos de 1000 segundos, ou seja, quase 17 minutos. Durante o próprio experimento a pressão de setpoint foi modificada, e mesmo assim pode-se perceber que a mesma se manteve variando em torno de um ponto comum (60 mbar).

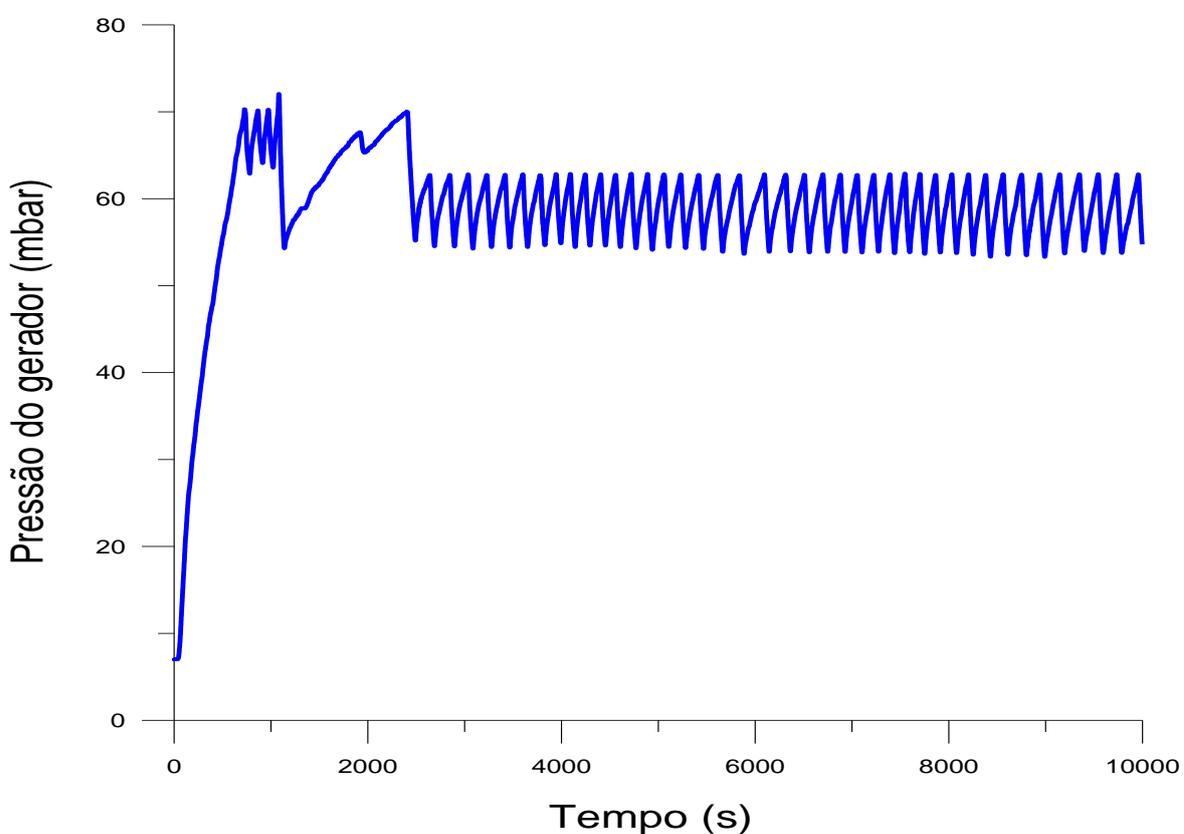


Figura 6.19 – Pressão do gerador (mbar) x tempo (s). Experimento 06.

CAPÍTULO VII

CONCLUSÕES E SUGESTÕES

7.1 Conclusões

O presente estudo se propôs a apresentar uma análise experimental do Protótipo 01 desenvolvido no prédio da RECOGÁS-N/NE da UFPB, sendo este um sistema de refrigeração por absorção que utiliza como fluido de trabalho o par binário de água e brometo de lítio. Foi apresentado um histórico desde os primórdios da refrigeração até os desenvolvimentos e estudos mais atuais. A base sobre a tecnologia da refrigeração por absorção foi explanada assim como foram abordados os conhecimentos termodinâmicos necessários para se realizar tal estudo.

Através de um estudo aprimorado sobre a tecnologia, pôde-se entender os aspectos construtivos e funcionais da unidade. Além disso, foi feita a instrumentação da unidade, podendo ser abordada a descrição dos equipamentos utilizados para monitoração e por consequência levando a obtenção de dados do atual projeto.

Estes dados foram utilizados com o auxílio das equações presentes no capítulo 4 e o uso do software Engineering Equation Solver (EES) para se obter outras propriedades necessária para se poder realizar a análise energética e exérgica da unidade em estudo. Os dados coletados puderam ser confrontados com dados da literatura de forma que se pudesse aproxima-los. Isso permitiu ainda expor aspectos inerentes e exclusivos deste trabalho experimental além de suas dificuldades e particularidades.

O domínio da tecnologia e o conhecimento básico para o funcionamento e a funcionalidade dos artefatos tecnológicos para os benefícios da humanidade, têm sido perseguidos por muitos e alcançados por poucos. O desenvolvimento científico e tecnológico pode ser alcançado por etapas e não pode ser medido pelo funcionamento pleno de um dispositivo tecnológico em construção. Pode sim ser obtido em várias etapas, fazendo com que a compreensão das dificuldades encontradas no processo de seu desenvolvimento seja de fundamental importância para o objetivo final.

Desta forma as seguintes considerações podem ser feitas:

- Atingir o vácuo parcial da máquina é o primeiro e essencial passo para que se possa ter um funcionamento correto do sistema;
- Existe uma relativa concordância entre os valores energéticos e exergéticos obtidos com os comparados a valores da literatura com exceção dos pontos 17 e 18 (entrada e saída dos produtos da combustão). Essa disparidade dá-se devido à diferença de temperatura de entrada e saída dos gases da combustão entre os dois estudos;
- A eficiência pela 1ª lei da termodinâmica não é suficiente para se analisar de maneira correta a eficiência dos componentes e do sistema como um todo. Sendo necessária a análise pela segunda lei;
- Em relação a comparação com os dados de SANTOS (2005), nota-se que os componentes do sistema experimental ainda têm muita perda de energia disponível, não aproveitando bem sua exergia. A exceção fica por conta do condensador, pois no estudo teórico tido como base existe apenas uma torre de arrefecimento para a troca de calor com absorvedor e condensador;
- O sistema apresenta grande irreversibilidade total, e assim como na teoria fica evidenciado que o gerador de vapor é o componente que apresenta as maiores irreversibilidades, sendo necessário uma redimensionalização dos componentes, principalmente do gerador de vapor de forma que este

apresenta uma menor temperatura de saída, ou seja, um melhor uso da energia que lhe é fornecida;

- O efeito frigorífico é permitido através do controle exato dos parâmetros do sistema de refrigeração, como o controle de válvulas, da vazão das bombas, além da pressão e concentração da solução presentes no sistema;
- O sistema está respondendo ao esperado do mesmo a partir do momento em que a temperatura do evaporador responde ao aumento e a diminuição da pressão de baixa (do vaso compartilhado entre absorvedor e evaporador);
- As bombas de recirculação são importantes a medida que diminuem a pressão de baixa além de visar um maior efeito de absorção do refrigerante;
- O sistema foi superdimensionado, de maneira que a potência fornecida ao gerador de vapor pelo queimador não é suficiente para elevar a sua pressão a tempo de que a solução concentrada circule e volte ao absorvedor para aumentar o efeito frigorífico;
- A concentração da solução é um parâmetro de grande importância, a partir do momento que sua variação pode aumentar ou diminuir a eficiência do sistema. É essencial que esta esteja entre os valores desejados;
- A dificuldade em aumentar a pressão no gerador não permite que a solução se torne concentrada o suficiente para que cause uma maior absorção além de levar a diminuição da pressão de baixa, isto não ocorre devido a falta de potência necessária;
- O controle fuzzy que havia sido desenvolvido é primordial para o controle da pressão no gerador, uma vez que a diminuição da vazão da bomba da torre do condensador faz com que a pressão no gerador aumente, e vice-versa.

7.2 Sugestões

Durante o estudo e os ensaios a comparação, e comprovação, da teoria com a prática foi o principal ganho no desenvolvimento de um trabalho como o proposto, pois com esta identificação e com base na mesma, podem ser feitas sugestões e recomendações na busca do aperfeiçoamento do dispositivo estudado. Desta forma, sugere-se:

- A aquisição de um queimador com uma maior potência, de forma que possa suprir as dimensões da unidade;
- Aprimorar o controle fuzzy existente e implementa-lo em todas as bombas trifásicas do sistema;
- Ampliar o sistema de aquisição de dados de maneira que possa colher em tempo real todas as variáveis do sistema;
- Estudar a possibilidade de desenvolver um sistema de controle mais efetivo para o queimador, de forma que o mesmo não necessite desligar completamente para se manter a pressão desejada;
- Tentar adquirir um medidor de vazão de gás de forma que se possa medir a potência exata que está sendo consumida pelo gerador de vapor.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- BEJAN, A., 1996, Entropy Generation Minimization, [S.I]: CRC. Printed the U.S.A.
- BOSNJAKOVIC, F. & BLACKSHEAR JR. , P. L. , 1965, Thecnical Thermodynamic, editado por Holt, Rinehart and Winston, Inc. , N.Y.
- ÇENGEL, Y.A., BOLES, M. A., 2006, “Thermodynamics - An Engineering Approach”, 5^a Edition, McGraw-Hill.
- DENG, S.M.; MA, W.B., 1998. Experimental studies on the characteristics of an absorber using LiBr/H₂O solution as working fluid.
- DORGAN, C. B., DORGAN, E. C., LEIGHT, S. P., 1995, Application Guide for Absorption Cooling / Refrigeration Using Recovered Heat. Atlanta, USA, America Society of Heating, Refrigeration and Air-Conditioning Engineers,Inc.
- FOX, Robert W.,2006 – Introdução à Mecânica dos Fluidos. -6. Ed.- Rio de Janeiro, LTC.
- HEROLD, K. E., RADERMACHER, R ; KLEIN, A. S., 1996, “Absorption Chillers and Heat Pumps”, CRC Press, Printed in the U.S.A.
- INCROPERA, F. P. , et al , 2008, Fundamentos de Transferência de Calor e Massa. 6^a ed. Rio de Janeiro: LTC.
- KAITA, Y., 2001. Thermodynamic properties of lithium bromide water solutions at high temperatures. International Journal of Refrigeration.

- KALOGIROU, S.; FLORIDES, G.; TASSOU, S.; WROBEL, L., 2001. Design and Construction of a Lithium Bromide Water Absorption Refrigerator.
- KOTAS, T. J. , 1995, The Exergy Method of Thermal Plant Analysis. Krieger Publishing Company, Reprint Edition.
- MARQUES, João Erivando Soares. Aplicação da lógica fuzzy no Controle da cristalização de um sistema de refrigeração por absorção com par água – brometo de lítio. Tese (Tese de doutorado) – Universidade Federal da Paraíba, João Pessoa, 2010.
- MOREIRA, H. L. Análise Termoeconômica de Sistemas de Refrigeração por Absorção com o Par Água-Brometo de Lítio. Tese (Tese de Doutorado) — Universidade Federal da Paraíba, João Pessoa – Pb, 2004.
- NAPOLEÃO, D. A. S., 2003. Determinação da Entropia de Mistura Amônia e Água para Aplicações em Processos de Refrigeração. Tese de D.S.c, - UNESP, Guaratinguetá – SP.
- ROCHA, M. A., 2010, Estudo Teórico-Experimental de um Sistema de Refrigeração por Absorção de Duplo Efeito em Série usando o par Água/Brometo de Lítio. Dissertação (Dissertação de mestrado) – Universidade Federal da Paraíba, João Pessoa – PB.
- SANTOS, Paulo Henrique Dias Dos. Análise Exergética de sistemas de refrigeração por absorção de múltiplos efeitos com um par água – brometo de lítio. Dissertação (Dissertação de mestrado) – Universidade Federal da Paraíba, João Pessoa, 2005.
- SRIKHIRIN, P.; APHORNRATANA, S.; CHUNGPAIBULPATANA, S.; 2001. A review of absorption refrigeration technologies.
- SZARGUT, J.; MORRIS, D. R.; STEWARD, F. R. Exergy Analysis of Thermal, Chemical, and Metallurgical Processes. [S.l.]: Hemisphere Publishing Corporation, 1988. Print edition.

TSATSARONIS, G., 1993. Thermoeconomic analysis and optimization of energy systems. Energy Combust.

VARANI, C. M. R. Avaliação Energética e Exergética de uma Unidade de Refrigeração por Absorção Água/Brometo de Lítio Utilizando Gás Natural. Tese (Tese de Doutorado) — Universidade Federal da Paraíba, João Pessoa – Pb, 2001.

WYLEN, V.; SONNTAG; BORGNAKKE. Fundamentos da Termodinâmica. São Paulo: Edgard Blucher, 2003.

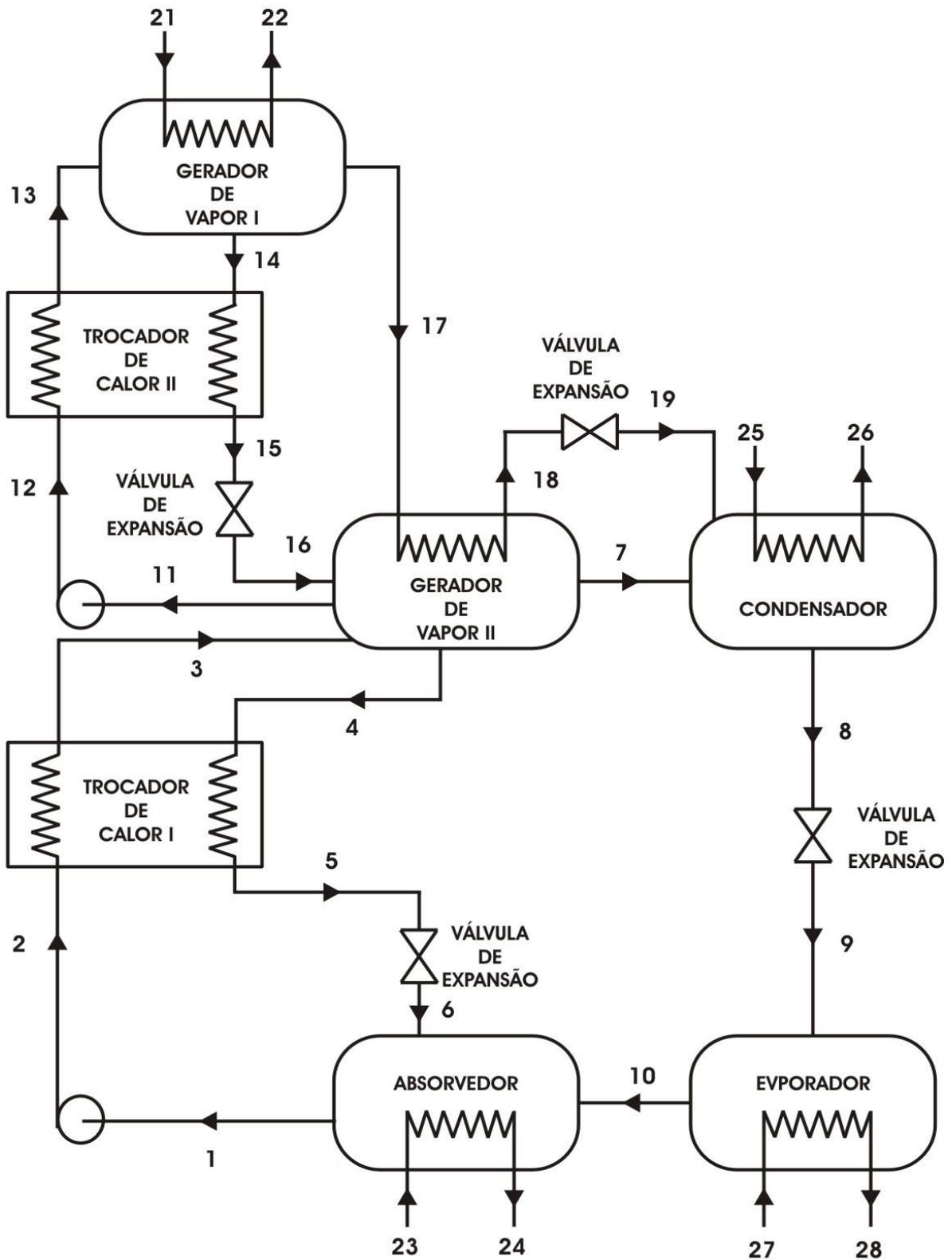


Fig. A.2 – Esquema do sistema de refrigeração por absorção de duplo efeito em paralelo.

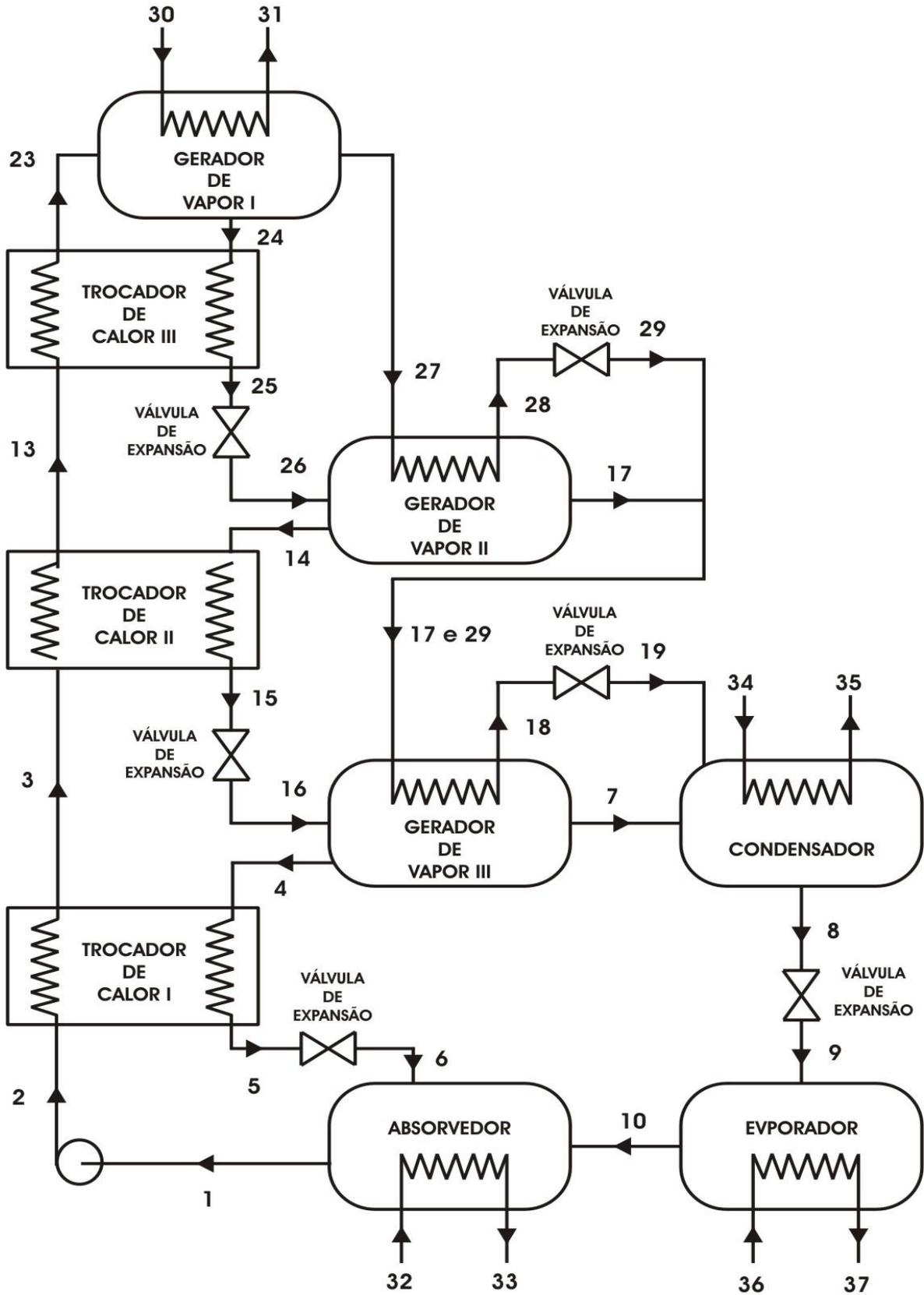


Fig. A.3 – Esquema do sistema de refrigeração por absorção de triplo efeito em série.

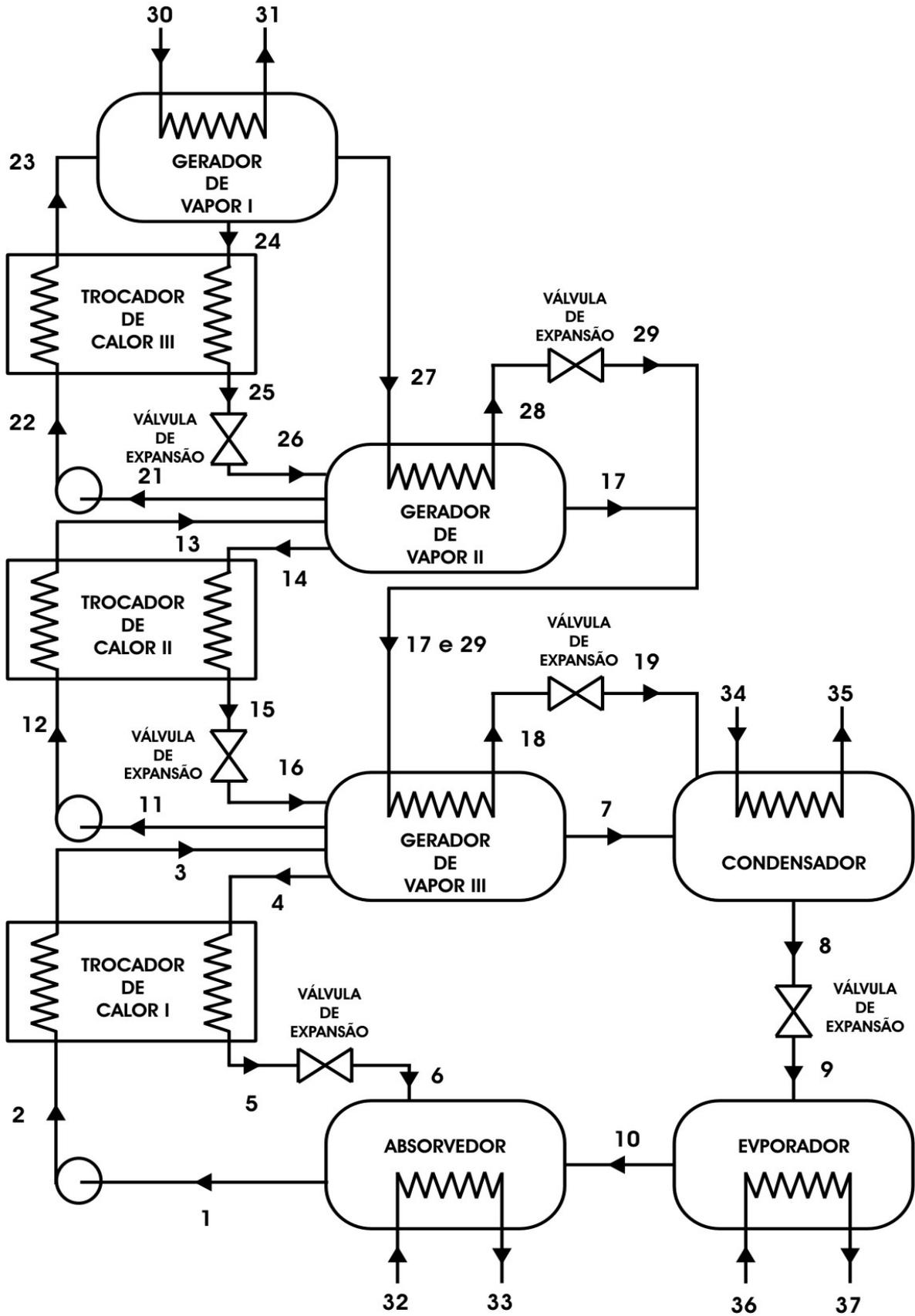


Fig. A.4 – Esquema do sistema de refrigeração por absorção de triplo efeito em paralelo.

ANEXO B

Cálculo da concentração da solução de brometo de lítio que foi inserida no sistema.

$m_{\text{libr}} = 1870 \text{ [g]}$ "massa da solução"

$v_{\text{inicial}} = 1200 \text{ [cm}^3\text{]}$ "volume ocupado pela solução"

$\rho = m_{\text{libr}}/v_{\text{inicial}}$ "massa específica da solução"

$\delta = 1/\rho$ "volume específico real da solução"

$T = 30 \text{ [}^\circ\text{C]}$ "temperatura da solução"

$x = 53,25$ "valor convergido da concentração"

$V = V_{\text{LIBR}}('SI';T;X)$ "rotina externa do EES para o cálculo do valor do volume específico da solução"

Resultados: $m_{\text{libr}} = 1870 \text{ [g]}$

$v_{\text{inicial}} = 1200 \text{ [cm}^3\text{]}$

$\rho = 1,558 \text{ [g/cm}^3\text{]}$

$\delta = 0,6417 \text{ [cm}^3\text{/g]}$

$T = 30 \text{ [}^\circ\text{C]}$

$V = 0,6416 \text{ [m}^3\text{]}$

$x = 53,25\%$

ANEXO C

Código computacional do Sistema de Refrigeração por Absorção de Simples Efeito, utilizando dados de temperatura e pressão retirados da Unidade Experimental construída no prédio da RECOGÁS, no Instituto de Energia Sustentável da Universidade Federal da Paraíba.

"Função para cálculo da entropia da solução de Água e Brometo de Lítio"

```

FUNCTION Entrop (x;T)
B00=5,127558e-1
B01=-1,393954e-2
B02=2,924145e-5
B03=9,035697e-7
B10=1,226780e-2
B11=-9,156820e-5
B12=1,820453e-8
B13=-7,991806e-10
B20=-1,364895e-5
B21=1,068904e-7
B22=-1,381109e-9
B23=1,529784e-11
B30=1,021501e-8
B31=0,e-0
B32=0,0e-0
B33=-0,0e-0
s00=(B00+B01*X+B02*X**2+B03*X**3)
s01=(B10*T+B11*X*T+B12*X**2*T+B13*X**3*T)
s02=(B20*T**2+B21*X*T**2+B22*X**2*T**2+B23*X**3*T**2)
s03=(B30*T**3+B31*X*T**3+B32*X**2*T**3+B33*X**3*T**3)
Entrop=s00+s01+s02+s03
end Entrop

```

"Esta função calcula a exergia FÍSICA dos produtos da combustão em função da temp. - kJ/kg"

Function ExergF(Ts)

Ta=25

"Número de mols dos produtos da reação de combustão do gás natural"

a_CO2=1,0867

a_N2=7,86776

a_H2O=2,0401

N=a_CO2+a_N2+a_H2O

"Fração molar dos produtos da reação de combustão do gás natural"

x_CO2=a_CO2/N

x_N2=a_N2/N

x_H2O=a_H2O/N

R=8,3144 "Constante universal dos gases - kJ/kmol K"

ha_CO2=ENTHALPY(CO2;T=Ta)

hs_CO2=ENTHALPY(CO2;T=Ts)

```

MM_CO2=MOLARMASS(CO2)
haa_CO2=MM_CO2*ha_CO2
hss_CO2=MM_CO2*hs_CO2
DELTA_CO2=hss_CO2-haa_CO2
sa_CO2=ENTROPY(CO2;T=Ta;P=101,3)
ss_CO2=ENTROPY(CO2;T=Ts;P=101,3)
saa_CO2=MM_CO2*sa_CO2
sss_CO2=MM_CO2*ss_CO2
DELTA_s_CO2=sss_CO2-saa_CO2
ha_N2=ENTHALPY(N2;T=Ta)
hs_N2=ENTHALPY(N2;T=Ts)
MM_N2=MOLARMASS(N2)
haa_N2=MM_N2*ha_N2
hss_N2=MM_N2*hs_N2
DELTA_N2=hss_N2-haa_N2
sa_N2=ENTROPY(N2;T=Ta;P=101,3)
ss_N2=ENTROPY(N2;T=Ts;P=101,3)
saa_N2=MM_N2*sa_N2
sss_N2=MM_N2*ss_N2
DELTA_s_N2=sss_N2-saa_N2
ha_H2O=ENTHALPY(H2O;T=Ta)
hs_H2O=ENTHALPY(H2O;T=Ts)
MM_H2O=MOLARMASS(H2O)
haa_H2O=MM_H2O*ha_H2O
hss_H2O=MM_H2O*hs_H2O
DELTA_H2O=hss_H2O-haa_H2O
sa_H2O=ENTROPY(H2O;T=Ta;P=101,3)
ss_H2O=ENTROPY(H2O;T=Ts;P=101,3)
saa_H2O=MM_H2O*sa_H2O
sss_H2O=MM_H2O*ss_H2O
DELTA_s_H2O=sss_H2O-saa_H2O
Ex_Física_CO2 = a_CO2*(DELTA_CO2 - (Ta+273) *DELTA_s_CO2)
Ex_Física_N2 = a_N2*(DELTA_N2 - (Ta+273)*DELTA_s_N2)
Ex_Física_H2O = a_H2O*(DELTA_H2O - (Ta+273)*DELTA_s_H2O)
MM_Total=x_CO2*MM_CO2+x_N2*MM_N2
Ex_Física_PC = Ex_Física_CO2 + Ex_Física_N2 + Ex_Física_H2O
ExergF = (Ex_Física_PC)/MM_Total
end ExergF

```

"Esta função calcula a entalpia dos produtos da combustão em função da temp. - kJ/kg"

Function Entalpia(Ts)

Ta=25

"Número de mols dos produtos da reação de combustão do gás natural"

a_CO2=1,0867

a_N2=7,86776

a_H2O=2,0401

N=a_CO2+a_N2+a_H2O

"Fração molar dos produtos da reação de combustão do gás natural"

x_CO2=a_CO2/N

x_N2=a_N2/N

x_H2O=a_H2O/N

R=8,3144 "Constante universal dos gases - kJ/kmol K"

ha_CO2=ENTHALPY(CO2;T=Ta)

hs_CO2=ENTHALPY(CO2;T=Ts)

MM_CO2=MOLARMASS(CO2)

haa_CO2=MM_CO2*ha_CO2

hss_CO2=MM_CO2*hs_CO2

DELTA_CO2=hss_CO2-haa_CO2

ha_N2=ENTHALPY(N2;T=Ta)

```

hs_N2=ENTHALPY(N2;T=Ts)
MM_N2=MOLARMASS(N2)
haa_N2=MM_N2*ha_N2
hss_N2=MM_N2*hs_N2
DELTA_N2=hss_N2-haa_N2
ha_H2O=ENTHALPY(H2O;T=Ta)
hs_H2O=ENTHALPY(H2O;T=Ts)
MM_H2O=MOLARMASS(H2O)
haa_H2O=MM_H2O*ha_H2O
hss_H2O=MM_H2O*hs_H2O
DELTA_H2O=hss_H2O-haa_H2O
h_CO2 = a_CO2*DELTA_CO2
h_N2 = a_N2*DELTA_N2
h_H2O = a_H2O*DELTA_H2O
MM_Total=x_CO2*MM_CO2+x_N2*MM_N2
h_PC = h_CO2 + h_N2 + h_H2O
Entalpia = (h_PC)/MM_Total
end Entalpia

```

"Esta função retorna a entropia dos produtos da combustão em função da temp. - kJ/kgK"

Function Entropia(Ts)

Ta=25

"Número de mols dos produtos da reação de combustão do gás natural"

a_CO2=1,0867

a_N2=7,86776

a_H2O=2,0401

N=a_CO2+a_N2+a_H2O

"Fração molar dos produtos da reação de combustão do gás natural"

x_CO2=a_CO2/N

x_N2=a_N2/N

x_H2O=a_H2O/N

"Determinação das massas molares dos componentes da reação"

MM_CO2=MOLARMASS(CO2)

MM_N2=MOLARMASS(N2)

MM_H2O=MOLARMASS(H2O)

MM_Total=x_CO2*MM_CO2+x_N2*MM_N2

R=8,3144 "Constante universal dos gases - kJ/kmol K"

sa_CO2=ENTROPY(CO2;T=Ta;P=101,3)

ss_CO2=ENTROPY(CO2;T=Ts;P=101,3)

saa_CO2=MM_CO2*sa_CO2

sss_CO2=MM_CO2*ss_CO2

DELTA_s_CO2=sss_CO2-saa_CO2

sa_N2=ENTROPY(N2;T=Ta;P=101,3)

ss_N2=ENTROPY(N2;T=Ts;P=101,3)

saa_N2=MM_N2*sa_N2

sss_N2=MM_N2*ss_N2

DELTA_s_N2=sss_N2-saa_N2

sa_H2O=ENTROPY(H2O;T=Ta;P=101,3)

ss_H2O=ENTROPY(H2O;T=Ts;P=101,3)

saa_H2O=MM_H2O*sa_H2O

sss_H2O=MM_H2O*ss_H2O

DELTA_s_H2O=sss_H2O-saa_H2O

entrop_CO2 = a_CO2*DELTA_s_CO2

entrop_N2 = a_N2*DELTA_s_N2

entrop_H2O = a_H2O*DELTA_s_H2O

MM_Total=x_CO2*MM_CO2+x_N2*MM_N2

entrop_PC = entrop_CO2 + entrop_N2 + entrop_H2O

Entropia = (entrop_PC)/MM_Total

end Entropia

```

FUNCTION CalorEspecífico (T;X)
A= 3,462023 - 2,679895E-2*X
B = 1,3499E-3 - 6,55E-6*X
CalorEspecífico = A + B*T
End CalorEspecífico

```

"Esta função retorna a exergia QUÍMICA dos produtos da combustão em função da temp. - kJ/kg"

```
Function ExergQ(Ts)
```

```
Ta=25
```

"Número de mols dos produtos da reação de combustão do gás natural"

```
a_CO2=1,0867
```

```
a_N2=7,86776
```

```
a_H2O=2,0401
```

```
N=a_CO2+a_N2+a_H2O
```

"Fração molar dos produtos da reação de combustão do gás natural"

```
x_CO2=a_CO2/N
```

```
x_N2=a_N2/N
```

```
x_H2O=a_H2O/N
```

"Determinação das massas molares dos componentes da reação"

```
MM_CO2=MOLARMASS(CO2)
```

```
MM_N2=MOLARMASS(N2)
```

```
MM_H2O=MOLARMASS(H2O)
```

```
MM_Total=x_CO2*MM_CO2+x_N2*MM_N2
```

"Exergia química padrão retirada do livro de Kotas (1995)"

```
EPSILON_CO2=20140
```

```
EPSILON_N2=720
```

```
EPSILON_H2O=3120 "Para H2O líquido"
```

```
R=8,3144 "Constante universal dos gases - kJ/kmol K"
```

```
Ex_Química_CO2 = x_CO2*EPSILON_CO2 + R*(Ta+273)*(x_CO2*ln(x_CO2))
```

```
Ex_Química_N2 = x_N2*EPSILON_N2 + R*(Ta+273)*(x_N2*ln(x_N2))
```

```
Ex_Química_H2O = x_H2O*EPSILON_H2O + R*(Ta+273)*(x_H2O*ln(x_H2O))
```

```
Ex_Química_PC = Ex_Química_CO2 + Ex_Química_N2 + Ex_Química_H2O
```

```
ExergQ = Ex_Química_PC/MM_Total
```

```
end ExergQ
```

"!Procedimento 1"

```
Procedure TXP (T;x;P:h;v)
```

```
h=H_LIBR('SI';T;X)
```

```
V=V_LIBR('SI';T;X)
```

```
end
```

"!Procedimento 2"

```
Procedure PQ (P;q:h;s)
```

```
h=Enthalpy(Water;x=q;P=P)
```

```
s=Entropy(Water;x=q;P=P)
```

```
end
```

"!Dados de entrada:"

"Os dados que serão utilizados são dados colhidos através de sensores de temperatura e de pressão instalados na unidade cuja fonte energética é o gás natural."

"Baseando-se nos dados estabilizados das pressões e nas médias das temperaturas obtidas nos experimentos feitos dia 30/08 de 2012, tem-se:"

```
Q_gerador = 30 [kW]
```

```
P_baixa = 0,85 [kPa]
```

$P_{\text{alta}} = 6,266 \text{ [Kpa]}$
 $P[11] = 124,2 \text{ [Kpa]}$
 $P[12] = 123,8 \text{ [kpa]}$
 $P[13] = 153,3 \text{ [kPa]}$
 $P[14] = 151,3 \text{ [kPa]}$
 $P[15] = 142,3 \text{ [kPa]}$
 $P[16] = 142,0 \text{ [Kpa]}$
 $T[1] = 35 \text{ [}^\circ\text{C]}$
 $T[2] = 35,1 \text{ [}^\circ\text{C]}$
 $T[3] = 42,8 \text{ [}^\circ\text{C]}$
 $T[4] = 72 \text{ [}^\circ\text{C]}$
 $T[5] = 58,2 \text{ [}^\circ\text{C]}$
 $T[6] = 35 \text{ [}^\circ\text{C]}$
 $T[7] = 72,4 \text{ [}^\circ\text{C]}$
 $T[8] = 36,17 \text{ [}^\circ\text{C]}$
 $T[9] = 10,45 \text{ [}^\circ\text{C]}$
 $T[10] = 10,45 \text{ [}^\circ\text{C]}$
 $T[11] = 20,3 \text{ [}^\circ\text{C]}$
 $T[12] = 16,5 \text{ [}^\circ\text{C]}$
 $T[13] = 29 \text{ [}^\circ\text{C]}$
 $T[14] = 30 \text{ [}^\circ\text{C]}$
 $T[15] = 32 \text{ [}^\circ\text{C]}$
 $T[16] = 38 \text{ [}^\circ\text{C]}$
 $T[17] = 600 \text{ [}^\circ\text{C]}$ "Estimativa baseada na literatura"
 $T[18] = 470 \text{ [}^\circ\text{C]}$

$x[1] = 52,93$
 $x[4] = 56,87$
 $Q[8]=0$ "Considera-se líquido saturado"
 $Q[10]=1,0$ "Considera-se vapor saturado"
 $\text{eta}_{\text{bomba}}=0,7$ "Valor padrão para esse tipo de bomba centrífuga"

"!Hipóteses simplificadoras"

- Não existe trabalho de eixo, nem movimento de fronteira nos componentes de trocas térmicas;
- Despreza-se as variações de energia potencial e cinética nos componentes;
- Perdas de calor para o ambiente são consideradas desprezíveis (componentes isolados);
- Escoamento isoentalpico nas válvulas de expansão;"

"Determinação das pressões"

$P[1] = p_{\text{baixa}}$
 $P[2] = p_{\text{alta}}$
 $P[3] = p_{\text{alta}}$
 $P[4] = p_{\text{alta}}$
 $P[5] = p_{\text{alta}}$
 $P[6] = p_{\text{baixa}}$
 $P[7] = p_{\text{alta}}$
 $P[8] = p_{\text{alta}}$
 $P[9] = p_{\text{baixa}}$
 $P[10] = p_{\text{baixa}}$

"Determinação das concentrações"

$x[1] = x[2]$
 $x[2] = x[3]$
 $x[4] = x[5]$
 $x[5] = x[6]$
 $x[7] = x[8]$
 $x[8] = x[9]$

```
x[9] = x[10]
x[10] = 0
```

"Ponto 1"

```
Call TXP(T[1];x[1];P[1];h[1];v[1])
```

"Ponto 4"

```
Call TXP(T[4];x[4];P[4];h[4];v[4])
```

"Ponto 7"

```
h[7]=Enthalpy(Water;T=T[7];P=P[7])
s[7]=Entropy(Water;T=T[7];P=P[7])
```

"Ponto 8"

```
Call PQ (P[8];Q[8];h[8];s[8])
```

"Ponto 9"

```
h[9] = h[8]
s[9]=Entropy(Water;h=h[9];P=P[9])
```

"Ponto 10"

```
Call PQ (P[10];Q[10];h[10];s[10])
```

"Ponto 2"

```
w_bomba_ideal = v[1]*(p[2]-p[1])
eta_bomba = (w_bomba_ideal)/(w_bomba_real)
w_bomba_real = h[2] - h[1]
```

"Ponto 3"

```
"h[3]=H_LIBR('SI';T[3];X[3])"
```

"Ponto 5"

```
h[5]=H_LIBR('SI';T[5];X[5])
```

"Ponto 6"

```
h[6] = h[5]
```

"Entropia entre os pontos 1 e 6"

```
Duplicate i = 1;6
s[i]=Entrop(x[i];T[i])
end
```

"Determinação dos fluxos de massa"

```
m[1] = m[2]
m[2] = m[3]
m[4] = m[5]
m[5] = m[6]
```

$$\begin{aligned}m[7] &= m[8] \\m[8] &= m[9] \\m[9] &= m[10]\end{aligned}$$

"!Aplicação das equações de energia"

"Gerador de Vapor"

$$\begin{aligned}0 &= m[3] - (m[4] + m[7]) \\0 &= m[3]*x[3] - (m[4]*x[4] + m[7]*x[7]) \\0 &= Q_{\text{gerador}} + m[3]*h[3] - (m[4]*h[4] + m[7]*h[7])\end{aligned}$$

"Evaporador"

$$0 = Q_{\text{evaporador}} + m[9]*h[9] - m[10]*h[10]$$

"Condensador"

$$0 = Q_{\text{condensador}} + m[7]*h[7] - m[8]*h[8]$$

"Absorvedor"

$$0 = Q_{\text{absorvedor}} + (m[10]*h[10] + m[6]*h[6]) - m[1]*h[1]$$

"Bomba"

$$0 = -W_{\text{bomba}} + m[1]*h[1] - m[2]*h[2]$$

"Trocador de Calor"

$$\begin{aligned}0 &= Q_{\text{trocador}} + m[2]*h[2] - m[3]*h[3] \\0 &= -Q_{\text{trocador}} + m[4]*h[4] - m[5]*h[5]\end{aligned}$$

"Coeficiente de desempenho do Sistema"

$$\text{COP} = \text{ABS}(Q_{\text{evaporador}}) / (\text{ABS}(Q_{\text{gerador}}) + \text{ABS}(W_{\text{bomba}}))$$

"Determinação das propriedades dos fluidos externos"

```
Duplicate i=11;16
h[i]=Enthalpy(Water;T=T[i];x=0)
end
Duplicate i=11;16
s[i]=ENTROPY(Water;T=T[i];x=0)
end
```

```
h[17]=Entalpia(T[17])
h[18]=Entalpia(T[18])
s[17]=Entropia(T[17])
s[18]=Entropia(T[18])
```

"Cálculo da vazão das torres"

$$\begin{aligned}Q_{\text{Evaporador}} &= m[11]*(h[11]-h[12]) \\m[11] &= m[12]\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}Q_{\text{absorvedor}} &= m[13]*(h[13]-h[14]) \\m[13] &= m[14]\end{aligned}$$

$$Q_{\text{condensador}} = m[15]*(h[15]-h[16])$$

$$m[15] = m[16]$$

$$Q_{\text{gerador}} = m[17] \cdot (h[17] - h[18])$$

$$m[17] = m[18]$$

"!Análise Exergética"

$T[0] = 25 \text{ [}^\circ\text{C]}$
 $P[0] = 101,325 \text{ [kPa]}$
 $R = 8,3144 \text{ [kJ/kmol}\cdot\text{K]}$
 $x[0] = 0$ "Pois para os cálculos foi considerado a solução de concentração nula"
 $h[0] = \text{Enthalpy}(\text{Water}; T=T[0]; P=P[0])$
 $s[0] = \text{Entropy}(\text{Water}; T=T[0]; P=P[0])$
 $T0 = \text{Converttemp}(C; K; T[0])$

Duplicate i=1;16
 $ex[i] = (h[i] - h[0]) - T0 \cdot (s[i] - s[0])$
 end

"Propriedades dos produtos da combustão"

$ExF[17] = \text{ExergF}(T[17])$
 $ExQ[17] = \text{ExergQ}(T[17])$
 $ExF[18] = \text{ExergF}(T[18])$
 $ExQ[18] = \text{ExergQ}(T[18])$
 $Ex[17] = ExF[17] + ExQ[17]$
 $Ex[18] = ExF[18] + ExQ[18]$

Duplicate i=1;6
 $Cp[i] = \text{CalorEspecífico}(T[i]; x[i])$
 end
 $Cp[7] = \text{CP}(\text{Steam_NBS}; T=T[7]; P=P[7])$
 Duplicate i=1;16
 $BB[i] = m[i] \cdot Ex[i]$
 end
 $BB[17] = Ex[17] \cdot m[17]$
 $BB[18] = Ex[18] \cdot m[18]$

"!GERADOR"

$Efatividade_Gerador = (T[17] - T[18]) / (T[17] - T[3])$
 $Tg = (m[4] \cdot cp[4] \cdot t[4] + m[7] \cdot cp[7] \cdot t[7]) / (m[3] \cdot cp[3])$
 $T_Gerador = Tg + 273,15$

$Q_Ger = m[7] \cdot h[7] + m[4] \cdot h[4] - m[3] \cdot h[3]$
 $Sger_Gerador = m[7] \cdot s[7] + m[4] \cdot s[4] - m[3] \cdot s[3] - (Q_Ger / T_Gerador)$
 $lint_Gerador = T0 \cdot Sger_Gerador$
 $FC_Gerador = 1 - (T0 / T_Gerador)$
 $I_int_Gerador = BB[3] - BB[4] - BB[7] + FC_Gerador \cdot Q_Ger$
 $I_ext_Gerador = BB[17] - BB[18] - FC_Gerador \cdot Q_Ger$
 $I_Gerador = I_int_Gerador + I_ext_Gerador$

"!CONDENSADOR"

$Cp[15] = \text{CP}(\text{Steam_NBS}; T=T[15]; x=0)$
 $Efatividade_Condensador = (T[7] - T[8]) / (T[7] - T[15])$
 $Tc = T[15] + (Q_Condensador / (m[15] \cdot cp[15] \cdot Efatividade_Condensador))$
 $T_Condensador = Tc + 273,15$
 $Q_Con = m[8] \cdot h[8] - m[7] \cdot h[7]$
 $SGer_Condensador = m[8] \cdot s[8] - m[7] \cdot s[7] - (Q_Con / T_Condensador)$

```

lint_Condensador=T0*SGer_Condensador
FC_Condensador=1-(T0/T_Condensador)
I_int_Condensador=BB[7]-BB[8]+FC_Condensador*Q_Con
I_ext_Condensador=BB[15]-BB[16]-FC_Condensador*Q_Con
I_Condensador=I_int_Condensador+I_ext_Condensador

```

"!ABSORVEDOR"

```

Cp[10]=CP(Steam_NBS;T=T[10];x=1)
Efetividade_Absorvedor=(T[6]-T[1])/(T[6]-T[13])
Ta = (m[10]*cp[10]*t[10] + m[6]*cp[6]*t[6])/(m[1]*cp[1])
T_Absorvedor=Ta+273,15
Q_Abs=m[1]*h[1]-m[6]*h[6]-m[10]*h[10]
SGer_Absorvedor=m[1]*s[1]-m[6]*s[6]-m[10]*s[10]- (Q_Abs/T_Absorvedor)
lint_Absorvedor=T0*SGer_Absorvedor
FC_Absorvedor=1-(T0/T_Absorvedor)
I_int_Absorvedor=BB[10]+BB[6]-BB[1]+FC_Absorvedor*Q_Abs
I_ext_Absorvedor=BB[13]-BB[14]-FC_Absorvedor*Q_Abs
I_Absorvedor=I_int_Absorvedor+I_ext_Absorvedor

```

"!EVAPORADOR"

```

Cp[11]=CP(Steam_NBS;T=T[11];x=0)
Efetividade_Evaporador=(T[11]-T[12])/(T[11]-T[9])
Te = (T[11] + (Q_Evaporador/(m[11]*cp[11]*Efetividade_Evaporador)))/2
T_Evaporador=Te+273,15
Q_Eva=m[10]*h[10]-m[9]*h[9]
SGer_Evaporador=m[10]*s[10]-m[9]*s[9]- (Q_Eva/T_Evaporador)
lint_Evaporador=T0*SGer_Evaporador
FC_Evaporador=1-(T0/T_Evaporador)
I_int_Evaporador=BB[9]-BB[10]+FC_Evaporador*Q_Eva
I_ext_Evaporador=BB[11]-BB[12]-FC_Evaporador*Q_Eva
I_Evaporador=I_int_Evaporador+I_ext_Evaporador

```

"!TROCADOR DE CALOR"

```

Efetividade_Trocador=(T[4]-T[5])/(T[4]-T[2])
Ttc = T[2] + (Q_Trocador/(m[2]*cp[2]*Efetividade_Trocador))
T_Trocador=Ttc+273,15
SGer_Trocador=m[3]*s[3]+m[5]*s[5]-m[4]*s[4]-m[2]*s[2]
ITrocador=T0*SGer_Trocador
I_Trocador=BB[2]+BB[4]-BB[3]-BB[5]

```

"!VÁLVULAS DE EXPANSÃO E BOMBA"

```

I_VE89=BB[8]-BB[9]
v5=V_LIBR('SI';T[5];X[5])*Convert(cm**3/g;m**3/kg)
I_VE56=BB[6]-BB[5]+m[5]*v5*(P[5]-P[6])
v11=V_LIBR('SI';T[1];X[1])*Convert(cm**3/g;m**3/kg)
I_Bomba=BB[2]-BB[1]+m[1]*v11*(P[2]-P[1])

```

{IRREVERSIBILIDADE TOTAL DO SISTEMA}

```

I_TOTAL=I_Bomba+I_VE56+I_VE89+I_Trocador+I_Evaporador+I_Absorvedor+I_Condensador+I_Gerador

```

{EFICIÊNCIA DOS COMPONENTES DO SISTEMA}

"!SISTEMA"

```

Eta_Sistema=Q_Evaporador/Q_Gerador
Beta_Sistema=(BB[12]-BB[11])/(BB[17]-BB[18])
Xi_Sistema=(BB[18]+BB[12])/(BB[17]+BB[11])
Eficiência_Lógica=100 - ((I_TOTAL*100)/ BB[17])

```

"!GERADOR"

```

eta_Gerador=(m[7]*h[7]+m[4]*h[4]-m[3]*h[3])/(m[17]*h[17]-m[18]*h[18])

```

$$\text{beta_Gerador}=(\text{BB}[7]+\text{BB}[4]-\text{BB}[3])/(\text{BB}[17]-\text{BB}[18])$$

$$\text{xi_Gerador}=(\text{BB}[4]+\text{BB}[7]+\text{BB}[18])/(\text{BB}[17]+\text{BB}[3])$$

!"CONDENSADOR"

$$\text{eta_Condensador}=(\text{m}[8]*\text{h}[8]-\text{m}[7]*\text{h}[7])/(\text{m}[15]*\text{h}[15]-\text{m}[16]*\text{h}[16])$$

$$\text{beta_Condensador}=(\text{BB}[16]-\text{BB}[15])/(\text{BB}[7]-\text{BB}[8])$$

$$\text{xi_Condensador}=(\text{BB}[16]+\text{BB}[8])/(\text{BB}[7]+\text{BB}[15])$$

!"ABSORVEDOR"

$$\text{eta_Absorvedor}=(\text{m}[10]*\text{h}[10]+\text{m}[6]*\text{h}[6]-\text{m}[1]*\text{h}[1])/(\text{m}[14]*\text{h}[14]-\text{m}[13]*\text{h}[13])$$

$$\text{beta_Absorvedor}=(\text{BB}[14]-\text{BB}[13])/(\text{BB}[6]+\text{BB}[10]-\text{BB}[1])$$

$$\text{xi_Absorvedor}=(\text{BB}[14]+\text{BB}[1])/(\text{BB}[6]+\text{BB}[10]+\text{BB}[13])$$

!"EVAPORADOR"

$$\text{eta_Evaporador}=(\text{m}[11]*\text{h}[11]-\text{m}[12]*\text{h}[12])/(\text{m}[10]*\text{h}[10]-\text{m}[9]*\text{h}[9])$$

$$\text{beta_Evaporador}=(\text{BB}[11]-\text{BB}[12])/(\text{BB}[10]-\text{BB}[9])$$

$$\text{xi_Evaporador}=(\text{BB}[12]+\text{BB}[10])/(\text{BB}[9]+\text{BB}[11])$$

!"TROCADOR"

$$\text{eta_Trocador}=(\text{m}[3]*\text{h}[3]-\text{m}[2]*\text{h}[2])/(\text{m}[4]*\text{h}[4]-\text{m}[5]*\text{h}[5])$$

$$\text{beta_Trocador}=(\text{BB}[3]-\text{BB}[2])/(\text{BB}[4]-\text{BB}[5])$$

$$\text{xi_Trocador}=(\text{BB}[3]+\text{BB}[5])/(\text{BB}[4]+\text{BB}[2])$$