

SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL BASEADA NA DISPONIBILIDADE DE RESÍDUOS ENERGÉTICOS PARA A PRODUÇÃO DE FRIO

Jurandir Crispiniano Viana de Andrade

Carlos Antonio Cabral dos Santos

Celina Maria Ribeiro Varani

Universidade Federal da Paraíba, Centro de Tecnologia, Departamento de Tecnologia Mecânica e Laboratório de Energia Solar, Cidade Universitária, Campus I, 58059-900, João Pessoa, PB, Brasil. E-mail: jurandir@les.com.br, cabral@les.com.br e celina@les.com.br .

Resumo

O presente trabalho consiste na simulação computacional de um ciclo de refrigeração por absorção usando a solução aquosa de Brometo de Lítio, baseada na disponibilidade energética de produtos de combustão. Tem como objetivo analisar os processos envolvidos nos diversos componentes do ciclo afim de obter parâmetros de interesse prático de engenharia. Foram feitas simulações com base em dois modelos. O primeiro modelo se baseou nos parâmetros de entrada: temperatura do Gerador, temperatura no Evaporador, diferença de temperatura no trocador de calor da solução, concentrações da solução e calor disponível no Gerador (diferentemente do observado nos trabalhos publicados, que utilizam a capacidade de refrigeração como dado básico de entrada). Esse modelo gera uma temperatura de condensação mais elevada que os valores usuais. O segundo modelo modifica o primeiro com a fixação da temperatura de condensação em lugar de temperatura do Gerador e um novo valor para concentração da solução fraca, permanecendo os outros parâmetros fixados anteriormente. Além de eliminar os inconvenientes práticos, o segundo modelo aumentou a Coeficiente de Eficácia do sistema em cerca de 20%. A partir dos resultados da simulação, encontram-se dimensionados os componentes do sistema para a construção de uma unidade piloto, afim de realizar testes e obter dados de comparação dos resultados experimentais para ajuste do modelo utilizado.

Palavras-chave: Simulação, Absorção, Cogeração.

1. INTRODUÇÃO

Existem unidades fabris nas quais os processos de produção geram resíduos energéticos que não são aproveitados para realização de outros processos. Uma possibilidade de redução de gastos com energia elétrica é o aproveitamento dessa disponibilidade energética para a produção de frio, através de um sistema de refrigeração por absorção, em substituição ao de compressão mecânica de vapor, para suprir parte ou total da demanda de energia da unidade.

Os sistemas de refrigeração por absorção que existem atualmente são, na sua maioria, sistemas de altas toneladas de refrigeração, acima de 100TR e são de dois tipos; os de simples efeito e os de duplo efeito. Encontram-se sendo desenvolvidas os de triplo efeito, citado em BURGETT *et al.* (1999).

O presente trabalho apresenta a simulação dos processos envolvidos nos componentes de um sistema de Refrigeração por Absorção utilizando o par LiBr/Água, do tipo de simples

efeito e com capacidade de aproximadamente 4TR. Utiliza dois Modelos Termodinâmicos segundo VAN WYLEN *et al* (1995), que foram desenvolvidos utilizando a linguagem FORTRAN 90, de HAHN (1997), afim de dimensionar e selecionar os componentes para uma Unidade Piloto de Refrigeração, a ser montada no Laboratório de Energia Solar/UFPB.

Os dois modelos utilizam como hipótese o calor fornecido ao Gerador como dado de entrada, ao contrário da maioria das aplicações e dos trabalhos encontrados, por exemplo em BOGART (1982), que se baseiam na carga térmica do Evaporador e é fundamentada na necessidade de aproveitamento de resíduos energéticos industriais para a produção de frio (Cogeração).

2. MODELOS TERMODINÂMICOS

2.1 Primeiro Modelo Termodinâmico

O primeiro modelo termodinâmico desenvolvido utiliza como hipóteses a taxa de transferência de calor fornecido ao Gerador (Q_g), a temperatura do Gerador (t_g), temperatura de evaporação (t_e), as concentrações forte e fraca da solução de Brometo de Lítio (X_4 e X_3) e o diferencial de temperatura no trocador de calor (DT), no lado de solução de baixa concentração de LiBr.

Este modelo fornece os valores numéricos de todos os parâmetros referentes aos pontos do sistema de absorção com o par Brometo de Lítio/Água,, como pode ser visto na Figura 1 obtida em STOECKER e JABARDO (1995).

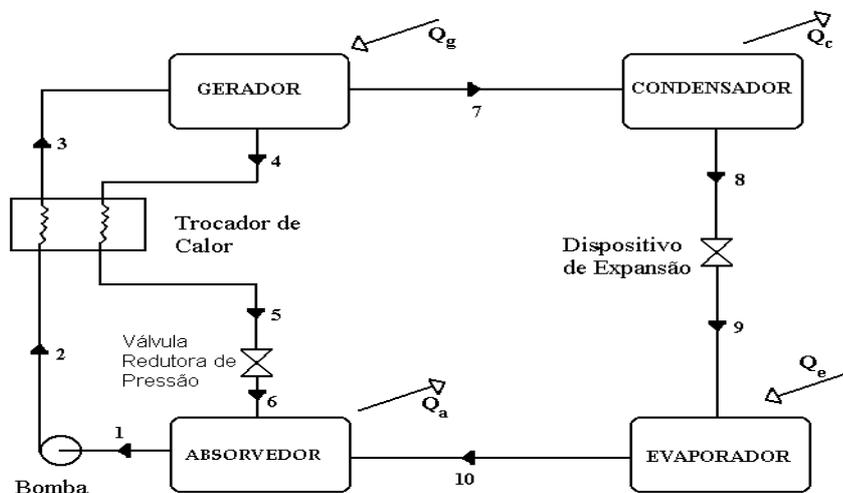


Figura 1. Esquema de uma unidade de refrigeração por absorção, de simples efeito.

O valor da taxa de transferência de calor do Gerador utilizado na simulação, teve como base a quantidade de energia disponível em duas chaminés de uma indústria local, que é em torno de 100 TR, apresentado por AMORIM (1994). Foi considerado o valor vinte vezes menor, isto é, igual a 5TR (17,586 KW).

A temperatura de evaporação (t_e) também obtida da referida indústria, é a temperatura de água gelada que sai do Resfriador de Líquido, tomada igual a 7°C.

A temperatura do Gerador (t_g) foi definida através de uma análise com os parâmetros: diferencial de temperatura do trocador de calor intermediário (DT), Coeficiente de Eficácia (CDE), temperatura do Condensador (t_c) e temperatura do Absorvedor (t_{ab}), como pode ser visto na Figura 2. Foi tomada a temperatura do Gerador igual a 110°C . A DT foi considerada igual a 20°C , pois é o DT que apresenta maior Coeficiente de Eficácia, já que os valores crescente de DT são da esquerda para direita na Figura 2.

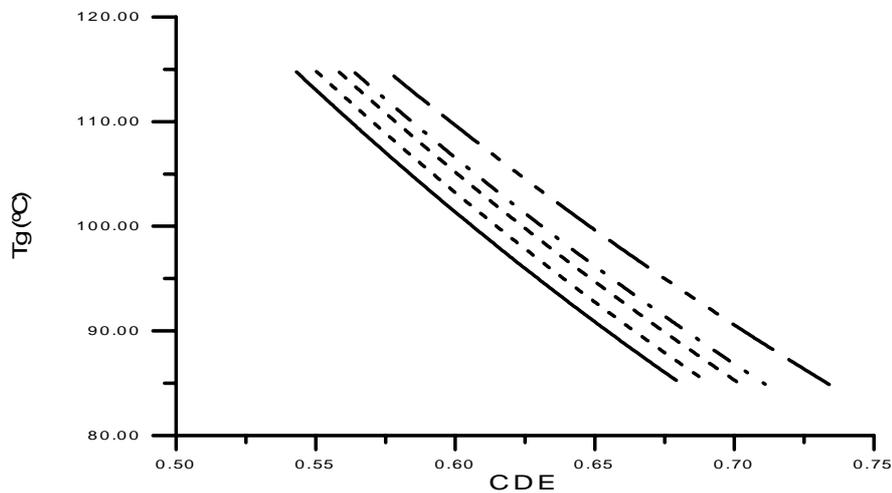


Figura 2. Relação entre o Coeficiente de Eficácia e a temperatura do Gerador, para uma faixa de DT entre 10°C a 20°C .

Os valores de concentrações da solução de Brometo de Lítio foram estimados a partir de faixas práticas encontradas na literatura, em BOGART (1982) e KING (1971). O da solução fraca foi tomada igual a 59%. A da solução que sai do Gerador (solução forte) foi fixada em um valor de 64%, baseado na eficiência do sistema, como pode ser visto na Figura 3.

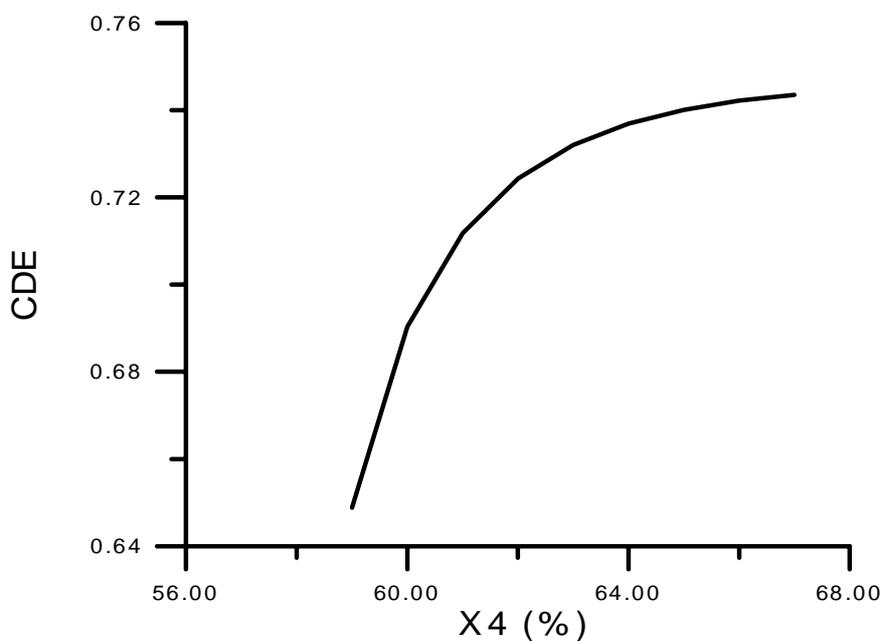


Figura 3. Relação entre a concentração da solução forte de LiBr e Coeficiente de Eficácia para $DT=20^\circ\text{C}$ e $t_g=110^\circ\text{C}$.

A utilização de um valor acima dessa concentração não é aconselhável devido ao perigo de cristalização do Brometo de Lítio.

2.2 Segundo Modelo Termodinâmico

O segundo modelo é uma modificação do primeiro devido à algumas imposições práticas relacionadas à seleção de componentes do sistema.

A temperatura do Gerador foi substituída pela temperatura de condensação, que é um dos parâmetros usados na seleção da Torre de Resfriamento do sistema e era calculada em função da temperatura do gerador e da concentração da solução forte, tornando-se elevada. Assim, foi necessário que a temperatura de saída de refrigerante do Condensador fosse fixada, igual a 35°C, de acordo com catálogos de fabricantes de Torres de Refrigeração.

A concentração da solução fraca precisou ser determinada por um balanço de calor, para a uniformidade da vazão de água da Torre de Resfriamento, que passará através do Absorvedor e do Condensado tendo sido encontrada igual a 52,5%.

Dessa forma, tem-se como hipóteses do problema:

- calor fornecido ao Gerador: $Q_g = 17,586 \text{ kW} = 5\text{TR}$;
- temperatura do Condensador: $t_c = 35^\circ\text{C}$;
- temperatura de evaporação: $t_e = 7^\circ\text{C}$;
- concentrações forte e fraca da solução de LiBr: $X_4 = 64\%$ e $X_3 = 52,5\%$;
- diferencial de temperatura no trocador de calor no lado de solução de LiBr: $DT = 20^\circ\text{C}$

O código computacional referente ao segundo modelo foi então desenvolvido, fornecendo como dados de saída todos os parâmetros necessários para seleção e dimensionamento da Unidade Piloto.

3. MODELAMENTO

Os parâmetros determinados pelo segundo modelo são: temperaturas de processo (Gerador e Absorvedor), pressões, vazão do refrigerante e vazões da solução, entalpias, taxas de transferência de calor, potência da bomba da solução e coeficientes de desempenho (real e ideal). As equações (abaixo) foram obtidas da ASHRAE (1981) e do artigo de McNEELY (1979).

A relação entre as temperaturas da água pura e a solução de LiBr, estabelecido o equilíbrio de pressão entre os dois vasos é:

$$t_s = A + Bt_a \quad (1)$$

onde, t_s é a temperatura da solução, t_a a temperatura da água, A e B são coeficientes obtidos em função da concentração.

Os níveis de pressão no Gerador e Absorvedor são fixadas a partir da temperatura da saturação d'água no Condensador e no Evaporador, respectivamente:

$$\log_{10} P = c + \frac{d}{(t_a + 459,72)} + \frac{e}{(t_a + 459,72)^2} \quad (2)$$

onde: "c", "d" e "e" são constantes.

As entalpias da solução do Sistema de Absorção, são obtidas em função da concentração e da temperatura. Para condições de equilíbrio, a temperatura da solução é dada pela equação abaixo:

$$h_s = \alpha + \beta t_s + \gamma t_s^2 \quad (3)$$

onde: α , β e γ são coeficientes em função da concentração.

O vapor que sai do Gerador é superaquecido, pois sua temperatura é maior que a temperatura de saturação à pressão do condensação (que é a mesma pressão do Gerador). Assim, a entalpia do vapor é a soma da entalpia saturação e a parcela de superaquecimento, segundo BOGART (1982):

$$h_{vs} = h_r + C_{ps} (t_g - t_c) \quad (4)$$

onde: h_r é a entalpia do vapor d'água saturado à temperatura do Condensador; C_{ps} é o calor específico do vapor d'água superaquecido.

A temperatura da solução que chega ao Gerador através do trocador de calor é dada por:

$$t_3 = t_2 + DT \quad (5)$$

onde: DT é o acréscimo de temperatura no trocador de calor, considerando $t_2 = t_{ab}$.

A temperatura do Gerador é calculada em função da temperatura de condensação a partir da Equação 1, substituindo a temperatura da solução pela temperatura do Gerador e a temperatura d'água pela temperatura de condensação. Assim, tem-se:

$$t_g = A + B t_c \quad (6)$$

A vazão da solução concentrada que sai do Gerador é calculada a partir de um balanço de energia que resulta em:

$$m_4 = \frac{Q_g}{\left(\frac{X_4}{X_3} - 1\right) * h_7 + h_4 - \frac{X_4}{X_3} * h_3} \quad (7)$$

onde: Q_g é calor disponível para o Gerador.

A vazão da solução fraca, que sai da bomba, é obtido por uma balanço de massa no Gerador:

$$m_3 = \frac{m_4 X_4}{X_3} \quad (8)$$

Visto que as vazões da solução forte e fraca foram calculadas, a vazão de vapor (refrigerante) é determinada por:

$$m_7 = m_3 - m_4 \quad (9)$$

A taxa de Transferência de Calor no Condensador é :

$$Q_c = m_7(h_7 - h_8) \quad (10)$$

Onde: h_7 é a entalpia de vapor superaquecido quem vem do Gerador e h_8 é a entalpia de água saturada que sai do Condensador.

A Carga Térmica do Evaporador é:

$$Q_e = m_7(h_{10} - h_8) \quad (11)$$

Onde: h_{10} é a entalpia de vapor saturado a temperatura de evaporação.

A Taxa de Transferência de Calor no Absorvedor é calculada a partir de um balanço global no sistema :

$$Q_a = Q_g + Q_e - Q_c \quad (12)$$

A potência mínima para acionar a bomba, citada por THRELKELD (1978), é dada por:

$$P(\text{hp}) = \frac{m_3 v_{\text{LiBr}} (P_{\text{cond}} - P_{\text{evap}})}{745,7} \quad (13)$$

onde: $v_{\text{LiBr}} = D/v_{\text{H}_2\text{O}}$ é o volume específico da solução a uma determinada concentração; D é a densidade relativa à água a 4°C e obtida do gráfico: densidade x concentração da solução de LiBr (PERRY e CHILTON, 1973), determinada a partir de uma equação polinomial de regressão:

$$D = 2,00222 - 0,051423X - 0,00113333X^2 - 5,9259E-6X^3$$

Onde: X é a concentração da solução de LiBr.

O Coeficiente de Eficácia do sistema é a razão entre a energia obtida no Evaporador e a energia fornecida ao Gerador pelos produtos de combustão :

$$\text{CDE} = \frac{Q_e}{Q_g} \quad (14)$$

O Coeficiente de Eficácia Ideal (de CARNOT) é determinado em função das temperaturas absolutas do sistema:

$$\text{CDE}_{\text{ideal}} = \frac{T_e (T_g - T_a)}{T_g (T_c - T_e)} \quad (15)$$

4. RESULTADOS E DISCUSSÕES

Nas curvas da Figura 2, com relação ao primeiro modelo pôde-se verificar que, a medida que a solução sofre um pré-aquecimento maior antes de chegar ao Gerador, mais elevado é o Coeficiente de Eficácia. As curvas foram obtidas para uma temperatura de evaporação de 7°C, concentração da solução fraca (X_3) de 59% e concentração da solução forte (X_4) de 64%.

No programa de simulação do segundo modelo, vários testes foram realizados afim de se definir os valores mais adequados para os parâmetros de entrada, os quais foram estimados em função de valores práticos e do Coeficiente de Eficácia (CDE). A Figura 4 abaixo mostra que, quando a solução do Absorvedor torna-se mais diluída (mais rica em refrigerante), isto implica em um menor valor para X_3 com o Coeficiente de Eficácia do Sistema tendendo a aumentar.

Isso quer dizer que, quanto menor for a concentração da solução fraca, para uma mesma disponibilidade energética (calor do Gerador), obtém-se um maior calor no Evaporador, ou seja, mais calor será retirado do ambiente a ser refrigerado. Mas, como a Torre de Resfriamento irá resfriar em série o Absorvedor e o Condensador e a vazão da água de resfriamento deverá ser a mesma para os dois trocadores, foi preciso se determinar um valor para X_3 .

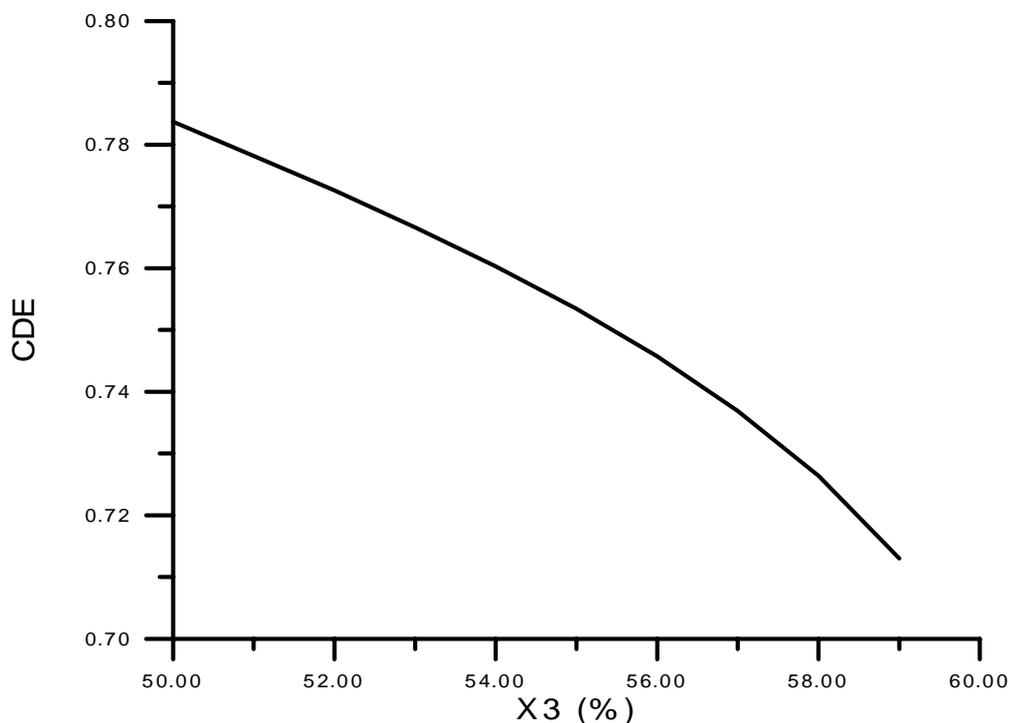


Figura 4. Relação entre a concentração da solução fraca de LiBr e o Coeficiente de Eficácia do sistema.

Assim, já que a temperatura do Condensador foi fixada em 35°C, precisava-se determinar um valor para a temperatura de saída da água do Absorvedor, para que a vazão de água de resfriamento seja a mesma para os dois componentes. Então, foi suposto que a temperatura da água que sai do Absorvedor seria a mesma para a água que entra no Condensador ($t_{as} = t_{ce}$).

Para isso, utilizou-se o próprio programa de simulação com a realização de interações, onde variava-se a concentração da solução fraca X_3 (pois esta afeta diretamente a temperatura do Absorvedor) até que os valores das vazões da água de resfriamento do Condensador e Absorvedor convergissem. Assim, a temperatura de entrada da água no Absorvedor, igual à temperatura de saída da água da Torre de Refrigeração, foi considerada igual a 29,5°C.

O valor de concentração encontrado foi $X_3 = 52,5\%$ que corresponde a uma temperatura do Absorvedor de 32,41°C.

Os parâmetros calculados na simulação com o segundo modelo, referentes aos pontos do sistema mostrado na Figura 1, encontram-se na Tabela 1 abaixo.

Tabela 1. Resultados obtidos na simulação com o segundo modelo.

Pontos	Temperatura (°C)	Pressão (Pa)	Entalpia (kJ/kg)	Concentração (%)	Vazão (kg/s)
1	32,41	1001,45	70,38	52,5	0,03183
2	32,41	5631,77	73,34	52,5	0,03183
3	52,41	5631,77	113,01	52,5	0,03183
4	88,58	5631,77	227,70	64,0	0,02611
5	61,96	1001,45	179,34	64,0	0,02611
6	61,96	5631,77	179,34	64,0	0,02611
7	88,58	5631,77	2664,60	0	0,00572
8	35,00	5631,77	146,54	0	0,00572
9	7,00	1001,45	146,54	0	0,00572
10	7,00	1001,45	2513,48	0	0,00572

Assim as Taxas de Transferência de Calor para cada componente do sistema, a Potência da Bomba e os Coeficientes de Eficácia foram determinados :

$Q_c = 14.400060 \text{KW}$ (calor do condensador)

$Q_e = 13.535860 \text{KW}$ (calor do evaporador)

$Q_a = 16.721800 \text{KW}$ (calor do absorvedor)

$Q_x = 1.262622 \text{KW}$ (calor do trocador de calor)

$P = 1.262231139170869 \text{E-004 hp}$

$CDE = 7.696951 \text{E-01}$

$CDE_{ideal} = 1.553607$

5. CONCLUSÃO

No primeiro modelo termodinâmico desenvolvido os dados de entrada foram: Calor do Gerador (Q_g), Temperatura do Gerador (t_g), Temperatura do Evaporador (t_e), Concentrações da Solução forte (X_4) e fraca (X_3) e diferencial de temperatura no trocador de calor no lado de solução de LiBr (DT). A temperatura do Gerador, como uma das hipóteses, resultava em uma elevada temperatura de condensação, em torno 52°C , bem como em um baixo Coeficiente de Eficácia, em torno de 0,6. Como, na maioria dos catálogos de Torre de Resfriamento, a temperatura de entrada da água é considerada a mesma da saída do Condensador, geralmente igual a 35°C , esse modelo não se adaptava às condições práticas. Desta forma a temperatura de condensação terá que ser em torno de 35°C , pois um aumento excessivo dessa temperatura acarreta uma elevação na temperatura do Gerador (Equação 1) que por sua vez diminui o Coeficiente de Eficácia (Figura 2).

Assim, foi desenvolvido o segundo modelo termodinâmico, seguido do código computacional, que utiliza a temperatura de condensação como uma das hipóteses, no lugar da temperatura do Gerador. Esse modelo apresenta dados condizentes com valores práticos, encontrados tanto na literatura, BOGART (1982) como em catálogos, TRANE (1992) tornando possível o dimensionamento e a seleção dos componentes para a Unidade Piloto de Absorção. Este modelo, que pode ser visto como uma otimização e aprimoramento do primeiro, também fornece um Coeficiente de Eficácia aproximadamente 20% mais elevado, em torno de 0,76.

6. AGRADECIMENTOS

Apresentamos os nossos agradecimentos à FINEP - Financiadora de Estudos e Projetos, pelo suporte financeiro ao presente projeto e ao Programa Institucional de Bolsas de Iniciação Científica PIBIC/UFPB/CNPq.

7. BIBLIOGRAFIA

- **AMORIM, GILBERTO B.**, 1994 - “Relatório de Estágio Supervisionado”, realizado na **TOALIA - Indústria Têxtil S/A**, Prof^ª. Orientadora **Celina Maria Ribeiro Varani**.
- **ASHRAE**, 1981 - **Handbook Fundamentals Volume** (American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers), Atlanta/Ga.
- **BOGART, M. J.P.** , August/1982 - " Lithium Bromite Absorption Refrigeratiion - A Calculator Program", ASRHRAE Journal, pp.23-28.
- **BURGETT L.W., M.D. BYARS, K.SCHULTZ**, 1999 – ”Absorption Systems: The Future, More Than a Niche?”, Proceedings of the International Heat Pump Conference (ISHPC’99), Munich/Germany, March 24-26.
- **GORDON VAN WYLEN, RICHARD SONTANG, CLAUS BORGNAKE.**, 1995- “Fundamentos de Termodinâmica Clássica”, Ed. Edgard Blucher Ltda.
- **HAHN, B.D.**, 1997 – “Fortran 90 – For Scientists & Engineers”, Arnold - a member of the Hodder Headline Group, London.
- **KING, G. R.** , 1971 - " Modern Refrigeration Practice ", McGraw-Hill Book Company.
- **McNEELY, L. A.** , 1979 - "Thermodynamic Properties of Aqueous Solutions of Lithium Bromide"ASHRAE Transactions, Part 1, ASHRAE Inc., N.Y., pp. 413-434.
- **PERRY, R.H. e CHILTON, C.H.** , 1973 - "Chemical Engineers' Handbook", McGRAW-HILL BOOK COMPANY.
- THRELKELD, JAMES L.**, 1978 - "Thermal Environmental Engineering", Prentice-Hall, INC.
- **TRANE**, Catálogo, 1992 - Thermachill Direct-Fired Absorption Chillers.
- W. F. STOECKER e J. M. SAIZ JABARDO**, 1995 - “Refrigeração Industrial”, Editora Edgard Blusher.