

UNICAMP
BIBLIOTECA CENTRAL
SEÇÃO CIRCULANTE

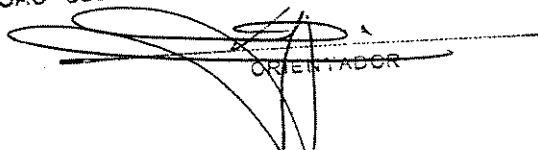
UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA

Estudo de Sensibilidade em um Sistema de Refrigeração por Absorção Água-Amônia

Autor: Joel Carlos Zukowski Jr.
Orientador: Luís Augusto Barbosa Cortez
Co-orientador: Antonio José de Almeida Meirelles

048/99

ESTE EXEMPLAR CORRESPONDE A REDAÇÃO FINAL DA
TESE DEFENDIDA POR JOEL CARLOS
ZUKOWSKI JR. E AP. CAVADA PELA
COMISSÃO JULGADORA EM 14/10/99.


ORIENTADOR

200616108

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA

Estudo de Sensibilidade em um Sistema de Refrigeração por Absorção Água-Amônia

Autor : Joel Carlos Zukowski Jr.
Orientador: Luís Augusto Barbosa Cortez
Co-orientador: Antonio José de Almeida Meirelles

Curso: Planejamento de Sistemas Energéticos.

Tese de doutorado apresentada à comissão de Pós Graduação do Planejamento de Sistemas Energéticos, como requisito para obtenção do título de Doutor em Planejamento de Sistemas Energéticos.

Campinas, 1999
S.P. - Brasil

807910000



UNIDADE <u>BC</u>	
N.º CHAMADA:	
<u>T/UNICAMP</u>	
<u>884L</u>	
V. <u>0</u>	Ex. <u>0</u>
TOMBO BC/ <u>42807</u>	
PROC. <u>16-248100</u>	
C ☐	D ☒
PREÇO <u>R\$ 11,00</u>	
DATA <u>20/10/00</u>	
N.º CPD	

CM-00147034-3

FICHA CATALOGRÁFICA ELABORADA PELA
BIBLIOTECA DA ÁREA DE ENGENHARIA - BAE - UNICAMP

Z84e

Zukowski Jr., Joel Carlos

Estudo de sensibilidade em um sistema de refrigeração
por absorção água-amônia / Joel Carlos Zukowski Jr.--
Campinas, SP: [s.n.], 1999.

Orientadores: Luís Augusto Barbosa Cortez, Antônio
José de Almeida Meirelles.

Tese (doutorado) - Universidade Estadual de
Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica.

1. Refrigeração. 2. Absorção. 3. Planejamento
experimental. 4. Termodinâmica. I. Cortez, Luís
Augusto Barbosa. II. Meirelles, Antônio José de
Almeida. III. Universidade Estadual de Campinas.
Faculdade de Engenharia Mecânica. IV. Título.

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA

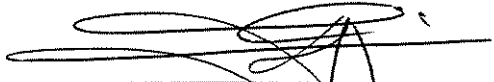
TESE DE DOUTORADO

**Estudo de Sensibilidade em um Sistema de
Refrigeração por Absorção Água-Amônia**

Autor : Joel Carlos Zukowski Jr.

Orientador: Luís Augusto Barbosa Cortez

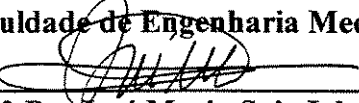
Co-orientador: Antonio José de Almeida Meirelles



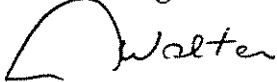
Prof. Dr. Luís Augusto Barbosa Cortez, Presidente
Faculdade de Engenharia Agrícola - UNICAMP



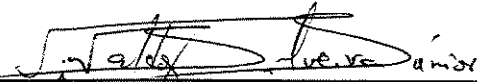
Prof. Dr. Kamal Abdel Radi Ismail
Faculdade de Engenharia Mecânica - UNICAMP



Prof. Dr. José Maria Sais Jabardo
Faculdade de Engenharia de São Carlos - USP



Prof. Dr. Arnaldo C. Walter
Faculdade de Engenharia Mecânica - UNICAMP



Prof. Dr. Vivaldo Silveira Jr.
Faculdade de Engenharia de Alimentos - UNICAMP

Campinas, 14 de Outubro de 1999

Dedicatória:

Dedico este trabalho à minha querida esposa Noemi, minha filhinha Michelle e aos meus pais Joel e Irene.

Agradecimentos

Agradeço primeiramente a Deus pela oportunidade de desenvolver este trabalho, ao orientador Prof. Dr. Luís A. B. Cortez e ao co-orientador, Prof. Dr. Antonio José de Almeida Meirelles, pela orientação e apoio. À minha esposa pelo apoio e compreensão, à minha filhinha pela compreensão por não poder dar-lhe, em alguns momentos a atenção por ela requerida. Aos meus pais Joel e Irene, aos meus irmãos José Carlos, Jean e Ellen Lígia, e principalmente minha irmã gêmea Ellen Lídia, aos meus sogros Reginaldo e Zuleide, pelo apoio.

Aos funcionários do laboratório de protótipos da FEAGRI: Luiz Carlos dos Santos Silva, José Maria da Silva, Roberto Carlos de Souza, Francisco Ferreira dos Santos Filho, aos funcionários do setor de engenharia do HC-UNICAMP: Emerson Ricardi Marani, Rogério Júlio de Oliveira, Eusébio Moreno, Valdir Victor da Silva, Osvaldo Henrique Ferraz de Sales. Ao meu amigo Edgardo Olivares Gomez pelo apoio e auxílio na elucidação de algumas dúvidas. Ao Prof. Dr. Vivaldo Silveira Jr., pelo apoio e por dedicar parte de seu tempo discutindo e elucidando dúvidas sobre a metodologia experimental adotada.

Agradeço especialmente ao Prof. Dr. José Maria Saiz Jabardo por dispor de seu precioso tempo para revisar e corrigir este trabalho, minha amiga Larissa Rodrigues Castro por ajudar-me na revisão da versão final e ao Prof. Dr. Luís Ernesto Brossard Perez que, juntamente com o Prof. Dr. Vivaldo Silveira Jr., mostraram a abordagem mais adequada na interpretação dos resultados preliminares conduzindo ao planejamento experimental adotado.

Agradeço a todos que de alguma forma contribuíram para que a realização deste trabalho fosse possível.

Por fim agradeço à Fundação de Amparo à Pesquisa do Estado de São Paulo (FAPESP) pelo apoio financeiro e ao Núcleo Interdisciplinar de Planejamento Energético (NIPE).

Resumo

ZUKOWSKI JR., Joel Carlos *Estudo de sensibilidade em um sistema de refrigeração por absorção água-amônia*, Campinas: Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 1999. 237 p. Tese (Doutorado)

Os sistemas de refrigeração por absorção são uma alternativa para as comunidades rurais desprovidas ou com baixa oferta de energia elétrica. No entanto, a tecnologia de refrigeração por absorção água-amônia visando a produção de gelo em escala comercial ainda encontra-se num estágio não muito desenvolvido no Brasil. Dessa maneira há que se aprimorar a tecnologia de refrigeração por absorção, procurando otimizar os sistemas atualmente instalados, bem como instalar novos sistemas. A determinação dos parâmetros de operação que mais influenciam a eficiência exergética, o COP e a taxa de produção de gelo, em sistemas de refrigeração por absorção para produção de gelo, são de grande importância na otimização de equipamentos que utilizam esta tecnologia. O presente trabalho propõe a otimização de um sistema de refrigeração por absorção com o par água-amônia, instalado no HC-UNICAMP, utilizando a metodologia estatística de análise pelo Método da Superfície de Resposta (SRM), associada ao planejamento fatorial de dois níveis, apresentando funções objetivo que relacionam os parâmetros de operação (pressão do vapor d'água, tempo de ciclo, etc.) e a eficiência exergética, o COP e a taxa de produção de gelo. É apresentado também um método simples e prático para se determinar a concentração das soluções, requisito essencial na determinação das propriedades termodinâmicas de interesse para que estes equipamentos possam ser avaliados. Os resultados obtidos mostram que a metodologia de planejamento fatorial é apropriada para a análise e otimização de sistemas de refrigeração por absorção, tais como a unidade estudada nesta tese.

Palavras chave:

Refrigeração, absorção, otimização, exergia.

Abstract

ZUKOWSKI JR., Joel Carlos *Sensitive analysis an absorption refrigeration system water-ammonia*, Campinas: Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 1999. 237 p. Tese (Doutorado)

Absorption refrigeration systems can be an alternative to communities without or with insufficient electric energy.. However, the technology of absorption refrigeration for commercial ice production is not much developed in Brazil. Therefor, it is necessary to improve the absorption refrigeration technology, optimizing the existing installed system. The determination of the operational parameters that influence the exergetic efficiency, COP, and ice production rate, in absorption refrigeration systems, are important with respect to the equipment optimization. This work proposes the optimization of the absorption refrigeration systems, installed on HC-UNICAMP, using the two level factorial experimental design associated surface response methods (SRM). It also presents objective functions that establish relationship between exergetic efficiency, COP, rate of ice production, and the operational parameters (such as vapor pressure, cycle time, etc.). A simple and practical method to determine ammonia concentration in the strong and weak solutions is also introduced. The obtained results show that the experimental design is appropriate to analyze and optimize water-ammonia absorption refrigeration systems such us the one presented in this study.

Keywords

Refrigeration, absorption, optimization, exergia.

ÍNDICE

LISTA DE FIGURAS.....	IV
LISTA DE TABELAS.....	IX
NOMENCLATURA	XII
1 INTRODUÇÃO	1
1.1 Objetivo	8
1.2 Justificativa	9
2 REVISÃO DA BIBLIOGRAFIA.....	10
2.1 Breve Histórico da Refrigeração por Absorção	10
2.2 A Absorção e a Cogeração	16
2.3 Fundamentos da refrigeração por absorção	18
2.3.1 Princípios de funcionamento	18
2.3.2 Considerações sobre o COP	24
2.3.3 Avaliação termodinâmica do sistema de refrigeração por absorção.....	29
2.3.4 Cálculo da eficiência do ciclo de absorção	31
2.3.5 Metodologia de otimização de sistemas de refrigeração por absorção.....	33
3. PROPAGAÇÃO DAS INCERTEZAS	42
3.1 Introdução	42
3.2 Teoria dos erros.....	43
3.2.1 Aplicação para entalpia	45
3.2.2 Método aproximado	48
4 DESCRIÇÃO DO SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO E DO APARATO EXPERIMENTAL INSTALADO NO HC-UNICAMP	50
4.1 Introdução	50

4.1.1	Descrição física e de operação do sistema de refrigeração em estudo.....	50
4.2	Instrumentação utilizada para aquisição dos dados de interesse.....	63
4.2.1	Descrição do sistema de aquisição de dados	63
4.2.2	Sensores de temperatura.....	66
4.2.3	Sensores de pressão.....	69
4.2.4	Vazões e densidades das soluções do sistema	69
4.2.5	Concentração das soluções do sistema.....	70
4.3	Parâmetros calculados	75
4.3.1	Metodologia de avaliação termodinâmica do sistema de absorção em estudo: Balanços de massa, energia e exergia.....	76
4.4	Planejamento dos experimentos.....	82
5	RESULTADOS	89
5.1	Introdução	89
5.2	Resultados preliminares.....	89
5.2.1	Valores absolutos das pressões de alta e baixa da amônia nas linhas de alta e baixa	90
5.2.2	Comparação entre as pressões de alta e baixa	92
5.2.3	Temperaturas de interesse observadas no sistema de refrigeração por absorção conforme figura 4.1	93
5.2.4	Vazões das soluções rica, pobre e amônia.....	102
5.2.5	Densidades da solução pobre, rica e da amônia.....	105
5.2.6	Variação das concentrações das soluções pobre, rica e da amônia.....	109
5.3	Resultados do planejamento experimental fatorial completo para as quatro variáveis independentes	115
5.3.1	Evolução das temperaturas no tempo em cada ponto do sistema.....	116
5.3.2	Análise do comportamento das pressões de alta e baixa para o planejamento experimental.....	121
5.3.3	Discussão da evolução das vazões ao longo do tempo para cada experimento do planejamento	122
5.3.4	Valores obtidos de densidades da SP, SR e da amônia para o planejamento experimental.....	125

5.3.5	Considerações sobre a medida de concentração	127
5.4	Análise de resultados para o COP	131
5.4.1	Validação estatística do modelo para o COP	134
5.4.2	Função objetivo COP	136
5.4.3	Análise de superfície de resposta para o COP	137
5.5	Análise de resultados para a taxa de produção de gelo ($\mathcal{R}$).....	138
5.5.1	Validação estatística do modelo da taxa de produção de gelo ($\mathcal{R}$).....	140
5.5.2	Função objetivo para taxa de produção de gelo ($\mathcal{R}$).....	142
5.5.3	Análise de superfície de resposta para a taxa de produção de gelo ($\mathcal{R}$).....	142
5.5.4	Influência do tempo de ciclo na operação do sistema.....	144
5.6	Análise de resultados para eficiência exergética (Ψ).....	145
5.6.1	Validação estatística do modelo para eficiência exergética (Ψ).....	149
5.6.2	Função objetivo para eficiência exergética (Ψ).....	150
5.6.3	Análise de superfície de resposta para eficiência exergética (Ψ).....	151
5.7	Comparação entre as condições ótimas de operação para as três funções objetivos obtidas.	152
5.7.1	Comparação entre os valores experimentais e ajustados	155
6	CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES PARA TRABALHOS FUTUROS.....	157
6.1	Recomendações para trabalhos futuros	159
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	162
	APÊNDICE A – FOTOGRAFIAS DOS PRINCIPAIS COMPONENTES DO SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO	169
	APÊNDICE B – HISTÓRICO DOS VALORES MONITORADOS EM CADA EXPERIMENTO E RESULTADOS DO PLANEJAMENTO EXPERIMENTAL EM FORMA DE FIGURAS.....	178
	APÊNDICE C – RESULTADOS PARA CADA EXPERIMENTO.....	217

Lista de figuras

Figura 1.1 - Vista geral da instalação de absorção do FRIGORÍFICO EXTREMO SUL de Pelotas, RS (Mühle, 1998).	5
Figura 1.2 – Vista da planta de refrigeração por absorção instalada no HC-UNICAMP de fabricação da MADEF S.A.	6
Figura 2.1 - Sistema de absorção fabricado por Pontifex e Wood (UK) em 1883. Citado por Stephan (1983).....	11
Figura 2. 2 - Ciclo básico de um sistema de refrigeração por absorção.....	19
Figura 2.3 - (a) Esquema de uma coluna de combinada utilizada em sistemas de refrigeração por absorção, (a) Curva h-ξ, indicando os pólos, a linhas de operação principal, as linhas de operação (Threlkeld, 1970).	22
Figura 2.4 - Diagrama Entalpia-Concentração para a mistura água-amônia (Ziegler & Trepp, 1984).	23
Figura 2. 5 – (a) Esquema de um sistema de refrigeração por absorção indicando os principais fluxos participantes ($\dot{Q}_H$, $\dot{Q}_{abs}$, $\dot{Q}_k$ e $\dot{Q}_o$). (b) Esquema de um sistema de refrigeração por compressão mecânica indicando os principais fluxos participantes ($\dot{W}'$, $\dot{Q}_k$ e $\dot{Q}_o$) e os fluxos de geração termoeleétrica ($\dot{Q}_H$, $\dot{Q}_{cond}$ e $\dot{W}$) (Cortez & Zukowski, 1998).	27
Figura 2. 6 - Esquema aproximado da transformação da energia do combustível em energia elétrica segundo um ciclo de potência Rankine usado em usinas termelétricas (Cortez & Zukowski, 1998).	27
Figura 2.7 - Fluxo de ENERGIA (a) e EXERGIA (b) no sistema de absorção (Silva, 1994). ..	33
Figura 4.1 - Esquema do sistema de refrigeração por absorção László Halász.....	51
Figura 4.2 – Vista da planta de refrigeração por absorção instalada no HC-UNICAMP.	52
Figura 4.3 - Coluna de retificação e gerador ou expulsor (Silva, 1995)	54
Figura 4.4 – (a) Esquema do trocador de calor evaporativo CE-70, composto pelo condensador evaporativo, absorvedor evaporativo e resfriador de SP evaporativo. (b) corte simplificado indicando a posição de cada trocador de calor	56
Figura 4.5 – Esquema do bocal onde ocorre a perda de pressão da SP.	57
Figura 4.6 - Esquema da montagem dos reservatórios de líquido.	57
Figura 4.7- Esquema de funcionamento do evaporador.....	59

Figura 4.8 – Esquema do subresfriador de amônia líquida.	62
Figura 4.9 – Esquema do recuperador de calor da solução pobre (solução pobre cede calor para solução rica).	63
Figura 4.10 - Amostragem de solução de água-amônia do sistema de absorção. 1- reservatório, 2- tubo, 3- válvula, 4- bico, 5- Becker com 900 a 1000ml de água destilada.	74
Figura 5.1 - Variação das pressões absolutas da amônia nas linhas de alta e baixa pressão na máquina de gelo instalada no HC-UNICAMP.	90
Figura 5.2 – Pressão de alta <i>versus</i> pressão de baixa.	92
Figura 5.3 – Variação no tempo das temperaturas da amônia líquida na saída do subresfriador, amônia vapor saída do subresfriador e amônia vapor na saída do evaporador.	93
Figura 5.4 – Evolução das temperaturas do vapor de amônia na saída da coluna, da solução na entrada do resfriador da coluna e na entrada do recuperador de calor.	94
Figura 5.5 - Variação no tempo das temperaturas de saída da solução pobre do gerador, entrada e saída do recuperador de calor.	95
Figura 5.6 - Valores das temperaturas da solução rica no reservatório de solução, da solução pobre na saída do recuperador de calor e da água da cuba da torre de resfriamento evaporativo.	96
Figura 5.7 - Variação no tempo das temperaturas de entrada de solução pobre no absorvedor, no medidor de fluxo e de amônia no medidor de fluxo.	97
Figura 5.8 - Variação das temperaturas da água no reservatório de água gelada, do ar na saída da torre de resfriamento e da amônia líquida no reservatório de amônia.	98
Figura 5.9 – Ilustração esquemática da formação do gelo nos tubos anulares do evaporador. ...	99
Figura 5.10 – Temperatura da cuba da torre de resfriamento em função da pressão de alta.	100
Figura 5.11 – Temperatura de saída do vapor de amônia da coluna de retificação em função da pressão de alta.	100
Figura 5.12 – Variação da temperatura da água de formação de gelo em função da pressão de baixa.	101
Figura 5.13 – Temperatura da solução pobre no medidor de fluxo em função da pressão de alta.	101
Figura 5.14 – Vazões de amônia e solução pobre obtidas pelo medidor de massa tipo Coriollis no tempo.	102

Figura 5.15 – Comparação entre a pressão de alta e a vazão de solução pobre.	104
Figura 5.16 – Vazão de solução pobre <i>versus</i> pressão de alta.	104
Figura 5.17 - Comparação entre a pressão de alta e a vazão de amônia.	105
Figura 5.18 - Vazão de amônia <i>versus</i> pressão de alta.	106
Figura 5.19 – Variação da densidade da solução pobre e da amônia no tempo.	107
Figura 5.20 - Comparação entre densidade de solução pobre, amônia e pressão de alta.	107
Figura 5.21 - Densidade da solução pobre <i>versus</i> pressão de alta.	108
Figura 5.22 – Variação da concentração de solução pobre no tempo.	110
Figura 5.23 - Comparação entre a variação da temperatura e concentração da solução pobre. .	110
Figura 5.24 – Comparação entre as variação da concentração da solução pobre e pressão de alta.	111
Figura 5.25 – Relação entre pressão e concentração da solução pobre.	111
Figura 5.26 – Variação da concentração da amônia no tempo.	112
Figura 5.27 – Comparação entre a variação da temperatura e a concentração da amônia.	112
Figura 5.28 – Comparação entre a variação da pressão e a concentração da amônia.	113
Figura 5.29 – Relação entre pressão e concentração de amônia.	114
Figura 5.30 – Temperaturas em função do tempo: Vapor de amônia a baixa pressão deixa o evaporador (7); Vapor de amônia a baixa pressão deixa o subresfriador (8); Água de formação de gelo (23); Amônia a alta pressão entra no subresfriador (4) Amônia alta pressão entra no evaporador (5).	117
Figura 5.31 - Temperaturas em função do tempo: a) Reservatório de solução rica (10); Entrada de solução pobre no absorvedor (21); Água de resfriamento do condensador evaporativo (25); Temperatura de bulbo úmido (25).	117
Figura 5.32 – Temperaturas em função do tempo: Amônia líquida a alta pressão no reservatório (3); Temperatura de bulbo seco (25); Saída de ar úmido do condensador evaporativo (26).	118
Figura 5.33 – Temperatura no tempo no recuperador de calor. solução pobre entra no recuperador de calor (19); solução pobre sai do recuperador de calor (20); solução rica entra no recuperador de calor (15); solução rica sai dor recuperador de calor (16)	118
Figura 5.34 – Temperaturas no tempo para o gerador. Vapor de amônia a alta pressão sai da coluna de retificação (2); solução rica entra no resfriador da coluna (13); solução pobre sai do expulsor (18).	119

Figura 5.35 – Comparação entre T_{bu} , T_{bs} temperatura da água de resfriamento e do ar na saída do resfriador CE-70 e a pressão de alta no tempo.....	119
Figura 5.36 – Influência das T_{bu} , T_{bs} nas temperaturas da água de resfriamento e do ar úmido na saída do resfriador CE-70.	120
Figura 5.37 – Comparação entre a temperatura de condensação e as temperaturas de bulbo seco(T_{bu}) e bulbo úmido (T_{bs}).....	121
Figura 5.38 – Variação das pressões de alta e baixa no tempo.....	122
Figura 5.39 – Vazão de solução pobre em função do tempo.....	122
Figura 5.40 - Fases da variação da vazão de solução pobre ao longo do tempo para cada ciclo comparada com a variação da pressão de alta.	123
Figura 5.41 – Vazão da amônia “pura” no tempo.....	124
Figura 5.42 – Etapas da variação da vazão de amônia no tempo durante o degelo.....	124
Figura 5.43 – Evolução no tempo da densidade da solução pobre.	126
Figura 5.44 – Variação da densidade no tempo. Comparação com a variação da pressão de alta.	126
Figura 5.45 – Gráfico de Pareto, indicando os efeitos padronizados para o COP.....	132
Figura 5.46 – Relação dos valores de COP preditos e observados.	133
Figura 5.47 – Resíduos do COP <i>versus</i> valores normais esperados e Probabilidade de ocorrência	133
Figura 5.48 – Superfície de resposta obtida na otimização do COP. Para pressão do vapor de água igual a 2,5kgf/cm ² (245kPa).....	137
Figura 5.49 – Gráfico de Pareto, indicando os efeitos padronizados para a taxa de produção de gelo ($\mathcal{R}$).	139
Figura 5.50 – Probabilidade do resíduos e valores normais esperados para a taxa de produção de gelo ($\mathcal{R}$).	139
Figura 5.51 - Superfície de resposta para a taxa de produção de gelo ($\mathcal{R}$) mostrando a máxima eficiência que relaciona vazão de água no evaporador e condensador para tempo de ciclo de 20min e pressão de vapor de água no gerador de 2,5kgf/cm ² (245kPa).	143
Figura 5.52 – Gráfico de Pareto, indicando os efeitos padronizados para a eficiência exergética (ψ).	147
Figura 5.53 – Relação entre os valores observados e preditos para eficiência exergética (ψ)...	147

Figura 5.54 – Probabilidade dos resíduos para eficiência exergética (Ψ).....	148
Figura 5.55 – Superfície de resposta para a eficiência exergética (Ψ) mostrando a máxima eficiência que relaciona vazão de água no evaporador e condensador para tempo de ciclo de 20min e pressão de vapor de água no gerador de 2,5kgf/cm ² (245kPa).....	151

Lista de Tabelas

Tabela 1.1 - Produção de matéria prima, seus resíduos e correspondente em toneladas Equivalentes de Petróleo no Brasil em 1991. Citado em Lora <i>et al.</i> (1997).....	2
Tabela 1.2 – Produção estimada de esterco e biogás para diferentes animais (estimado para 454 kg de animal-peso vivo) (Adaptado de Luccas Jr. <i>et al.</i> , 1997).	3
Tabela 2. 1 – Pares mais conhecidos utilizados para Absorção (Pohlman, s/data).	12
Tabela 2.2 - Potencial de aplicação da refrigeração por absorção por setores da economia, (Cortez <i>et al.</i> , 1994).....	15
Tabela 2.3 - Energia útil e perdas energéticas em diferentes tecnologias para geração de potência mecânica e de refrigeração (Good, 1994)	17
Tabela 2.4 - Comparação da energia requerida entre uma instalação de compressão e de absorção para condensação a 35° C e mesma capacidade frigorífica (1161,1 kW), (Cortez <i>et al.</i> , 1994).	20
Tabela 2.5 - COP em sistemas de refrigeração por absorção e compressão mecânica com diferentes tipos de acionamento (Whitlow, 1966).....	28
Tabela 2.6 - COP de absorção e compressão comparados com o ideal (Whitlow, 1966).....	29
Tabela 2.7 - A evolução de um estudo empírico. O conhecimento do sistema estudado aumenta à medida que nos deslocamos para baixo na tabela (Barros Neto, <i>et al.</i> , 1995).....	36
Tabela 2.8 – Planejamento fatorial de dois níveis para duas variáveis de interesse.	37
Tabela 2.9 - Tabela de análise da variância para o ajuste de um modelo linear nos parâmetros pelo método dos mínimos quadrados. n_i = número de repetições no nível i ; m = número de níveis distintos; $n = \sum n_i$ número total de observações (número de ensaios distintos); p = número de parâmetros do modelo	40
Tabela 4.1 - Coeficientes da correlação temperatura lida x temperatura real e erro calculado para cada termopar.	68
Tabela 4.2 – Erros de medida de cada tipo de sensor instalado no sistema de refrigeração por absorção em estudo.....	75
Tabela 4.3 – Variáveis monitoradas e adquiridas pelo sistema de aquisição de dados. Identificação entre canais e pontos da figura 4.1.	76
Tabela 4.4 – Níveis utilizados no planejamento experimental para determinar quais das variáveis	

em questão mais influenciam a eficiência exergética, o COP e a quantidade de gelo produzida pelo sistema em estudo.	83
Tabela 4.5 - Planejamento experimental utilizado para obtenção da função objetivo e otimização do sistema em estudo.	85
Tabela 4.6 – Sequência de execução dos ensaios do planejamento experimental utilizado para obtenção da função objetivo e otimização do sistema em estudo.	85
Tabela 5.1 – Níveis adotados para realização de alguns experimentos preliminares.	90
Tabela 5.2 – Comparação entre os valores de concentração da SP pelos métodos da titulometria e da densidade como sensor MASS2100.....	127
Tabela 5.3 – Propriedades médias de interesse das soluções de amônia nos componentes do sistema para experimento 1	129
Tabela 5.4 – Resultados médios obtidos de COP, eficiência exergética (Ψ) e taxa de produção de gelo ($\mathcal{R}$).	130
Tabela 5.5 - Efeitos no COP e demais parâmetros obtidos no planejamento experimental adotado para um intervalo de confiança de 95%.	131
Tabela 5.6 - Efeitos no COP e demais parâmetros obtidos no planejamento experimental adotado para um intervalo de confiança de 95%.	133
Tabela 5.7 - Tabela ANOVA dos efeitos em separado para o COP	134
Tabela 5.8 - Tabela ANOVA para regressão - COP	135
Tabela 5.9 – Coeficiente da função objetivo COP.....	136
Tabela 5.10 – Efeitos relativos que influenciam a taxa de produção de gelo ($\mathcal{R}$) obtidos no planejamento experimental adotado para um intervalo de confiança de 95%.	140
Tabela 5.11 - Tabela ANOVA para a taxa de produção de gelo ($\mathcal{R}$), parâmetros individuais... ..	141
Tabela 5.12 – Tabela ANOVA para regressão da taxa de produção de gelo ($\mathcal{R}$).....	141
Tabela 5.13 - Coeficientes para regressão da taxa de produção de gelo ($\mathcal{R}$)	142
Tabela 5.14 - Efeitos na eficiência exergética (Ψ) e demais parâmetros obtidos no planejamento experimental adotado para um intervalo de confiança de 95%.	146
Tabela 5.15 - Tabela ANOVA para os efeitos em separado	149
Tabela 5.16 - Tabela ANOVA para a regressão da eficiência exergética	149
Tabela 5.17 – Coeficiente da função objetivo eficiência exergética (Ψ).	150
Tabela 5.18 – Comparação entre as condições ideais de operação para cada função objetivo	

obtida.....	153
-------------	-----

Nomenclatura

Latinas

$0, a$	- Seção da coluna
a	- Coeficientes da função objetiva, coeficiente angular da curva de calibração dos termopares
b	- Intercepto da de calibração dos termopares
C_p	- Calor específico (kJ/kg K)
Δ	- Variação (final - inicial)
e	- Seção da coluna
$\dot{E}_x$	- Fluxo de exergia (kJ/h)
e_x	- Exergia específica (kJ/kg)
f	- Função, fator tabelado da distribuição "F"
F	- Fator calculado da distribuição "F", Variável codificada da função objetiva
h	- Entalpia específica (kJ/kg)
$\dot{H}$	- Fluxo de entalpia (kW)
$\dot{I}$	- Irreversibilidade (kW)
L_i	- Líquido na seção i da coluna
M	- Massa de um mol (g)
m	- Massa (kg)
$\dot{m}$	- Vazão mássica (kg/h)
n	- Número de níveis de cada fator no planejamento experimental
N	- Número de moles total na mistura, concentração (mol-equiv/ml)
P	- Pólos de operação da coluna, densidade de HCl na solução de HCl
P, p	- Pressão (MPa, bar, kgf/cm ²)
P_{vpi}	- Pressão de vapor do componente i (MPa)
Q	- Calor transferido (kJ)
$\dot{Q}$	- Fluxo de calor (kW)
R	- Constante dos gases, Desvio padrão para um amostra
$\mathfrak{R}$	- Taxa de produção de gelo (kg/h)
S	- Entropia (kJ/K)
s	- Entropia específica (kJ/kg.K)
$\dot{S}$	- Fluxo de entropia (kW/K)
T	- Temperatura absoluta (K)
t	- Temperatura (°C)
T_E	- Temperatura do evaporador (°C)
T_G	- Temperatura do gerador (°C)
T_k	- Temperatura da água do condensador (°C)
T_o	- Temperatura do meio ao qual se rejeita o calor
U	- Energia interna (kJ)
u_f	- Erro total de uma função.
$\dot{v}$	- Vazão volumétrica (m ³ /h)
V	- Volume (m ³)
V_i	- Vapor na seção i da coluna
$\dot{W}$	- Potência (kW)

x - Fração molar (%)

Gregas

ρ - Densidade (kg/m³)

ε - Erro experimental nas equações 92 e 93

ϕ - Diâmetro (mm)

σ - Desvio padrão

η - Rendimento (%)

ν - Volume específico (m³/kg)

ξ - Concentração (massa de NH₃ / massa total da mistura)

ζ - Concentração da amônia na fase vapor (massa de NH₃ / massa total da mistura)

ψ - Eficiência exergética (%)

sobrescritos

- - Parcial molar, média

° - Padrão ou de referência – propriedade da substância pura à temperatura e pressão do sistema

^ - Molar, valor ajustado

L - Líquido

E - Excesso

Subscritos

a, *a* - Amônia

A - Absorvedor

ba - Bomba d'água

BS,bs - Bomba de solução, bulbo seco

C - Condensador

c - Crítica

CR - Coluna de retificação

D - Resfriador no topo da coluna

E - Evaporador

e - Entrada

ex - Excesso

G - Gerador

H - Fonte quente

i - Fluxo genérico ou i-ésimo componente da mistura

j - j-ésimo componente da mistura

k - k-ésimo fator no planejamento experimental

L - Líquido

mix - Mistura

o - Útil ou efeito útil

R, r - Reduzida

RC - Recuperador de calor

RSP - Resfriador de SP
s - Saída, Saturação
V - Vapor
vc - Volume de controle, ventilador do condensador
w - Água

Siglas

CE - Condensador evaporativo
COP - Coeficiente de desempenho
MI - Mistura ideal
SP - Solução pobre
SR - Solução rica
VRP - Válvula reguladora de pressão

Capítulo 1

1 Introdução

As instalações frigoríficas por absorção não tem tido um papel expressivo na indústria de refrigeração brasileira. Este fato é parcialmente explicável pela maior complexidade do projeto em relação a uma instalação de compressão. A crescente escassez de energia elétrica e a disponibilidade de combustíveis de baixo custo, certamente, tornarão este tipo de instalação cada vez mais interessante (Mühle, 1998).

Os pares refrigerantes mais usados são água – amônia e brometo de lítio - água.

Os sistemas de refrigeração por absorção que utilizam o par brometo de lítio – água tem tido sua principal aplicação para condicionamento de ar e são mais comuns na Europa e nos EUA. Por apresentarem tecnologia mais recente e mais desenvolvida em relação aos sistemas água-amônia apresentam também valores maiores de COP.

No mercado brasileiro existem sistemas de refrigeração por absorção que utilizam o par água-amônia de pequeno porte, também conhecidos como sistemas de absorção de porte doméstico. Esta tecnologia foi desenvolvida por Baltzar Von Platen e Carl Gustav Munters que o apresentaram como trabalho de graduação (Martins & Almén, 1998). As capacidades frigoríficas para os refrigeradores domésticos variam usualmente entre 30 e 150 W, conforme o volume do gabinete (entre 100 e 450 litros).

Sistemas de maior porte utilizam, normalmente, a tecnologia “Carré”, cuja diferença da anterior é que os sistemas Platen & Munters trabalham com um gás inerte (por exemplo: N_2 , H_2) juntamente com o par água-amônia e não utilizam bomba de solução.

Devido à toxicidade da amônia, por segurança, os sistemas de refrigeração por absorção Platen & Munters são herméticos. Já os sistemas Carré são abertos.

Atualmente, com o desenvolvimento de sensores capazes de detectar vazamentos de amônia com concentração no ar de 5 ppm, estudar as aplicações e melhorias tecnológicas destes sistemas tornou-se, sob este aspecto, interessante.

Sob o ponto de vista energético, em certos cenários a utilização desta tecnologia pode ser mais interessante que a utilização de sistemas de refrigeração por compressão. As propriedades rurais brasileiras, bem como de outros países em desenvolvimento, em sua maioria não são providas de energia elétrica e os sistemas de refrigeração por absorção, não são grandes consumidores desta fonte de energia.

Dentre as fontes de energia possíveis de serem utilizadas está a biomassa formada por resíduos da produção agrícola. Por ser um grande produtor agrícola, há no Brasil uma grande disponibilidade de biomassa para produção de energia. Cortez & Lora (1997) fazem um estudo neste sentido. A tabela 1.1 mostra uma estimativa da produção agrícola e da geração de resíduos de algumas culturas que podem ser utilizados como fonte de energia seja para queima direta ou para geração de biogás. Martins (1989) apresentou um estudo sobre a utilização de fogão a lenha em conjunto com sistema de refrigeração por absorção de porte doméstico.

Tabela 1.1 - Produção de matéria prima, seus resíduos e correspondente em toneladas Equivalentes de Petróleo no Brasil em 1991. Citado em Lora *et al.* (1997).

Matéria Prima	Produção Agrícola (10 ⁶ tons)	Produção de Resíduos (10 ⁶ tons)*	Equivalente Petróleo(10 ⁶ tons)**
Cana (bagaço)	260,8	39,1	7,4
Arroz (casca)	9,5	2,7	0,6
Café (casca)	3,1***	2,1	0,5
Mandioca (rama)	24,5	7,3	1,9
Milho (palha e sabugo)	23,7	31,4	8,2
Soja (restos de cultura)	14,9	35,8	9,3

* em base seca. ** em tEP, toneladas Equivalentes de Petróleo. *** Café em coco.

Fonte: FIBGE (1992) baseado no Censo Agropecuário de 1985

Além dos resíduos vegetais, encontra-se, nas propriedades rurais, uma grande quantidade de resíduos animais que podem ser utilizado para produção de biogás (Lora *et al.* 1997). A tabela 1.2 mostra uma estimativa da produção de esterco e de biogás para alguns tipos de animais.

Tabela 1.2 – Produção estimada de esterco e biogás para diferentes animais (estimado para 454 kg de animal-peso vivo) (Adaptado de Luccas Jr. *et al.*, 1997).

Animal	Produção de esterco (kg/dia)	Produção de biogás (m³/kg)
Gado de leite	39	0,29
Gado de corte	26	0,42
Suínos	23	0,45
Frango	27	0,53

A energia térmica necessária em sistemas de refrigeração por absorção pode ser obtida através da queima direta do biogás como fonte de calor ou da utilização em sistemas de cogeração, onde o biogás é utilizado como combustível para grupos geradores, motor de combustão interna-gerador de eletricidade, aproveitando-se o calor dos gases de escape como fonte de calor necessário para sistema de refrigeração por absorção, tanto para porte doméstico como sistemas maior porte.

Nas regiões Norte e Nordeste do Brasil, onde a necessidade de refrigeração para conservação da produção agrícola, principalmente de frutas e hortaliças, é mais evidente, a utilização de sistemas de refrigeração por absorção é uma alternativa a ser considerada. A utilização da energia solar como fonte de calor e para geração de energia elétrica é uma alternativa para a carência de energia elétrica nestas regiões e, portanto, uma forma de se viabilizar a utilização de sistemas de refrigeração por absorção, tanto para condicionamento de ar, como para tratamento pós-colheita e industrialização de produtos agrícolas.

Onde houver energia térmica disponível e de baixo custo, seja ela advinda da queima direta da biomassa, de biogás, de gases de escape de motores a combustão interna, solar ou de vapor residual de processos, a tecnologia de refrigeração por absorção pode ser empregada.

Instituições como o Gas Research Institute (GRI) e o US Department of Energy (DOE) estão ativamente envolvidos com avanços tecnológicos da absorção (sistemas, componentes e materiais) (Wilkinson, 1994). De acordo com a mesma fonte, fabricantes tem estudado e aplicado absorção com compressão mecânica em sistemas híbridos (absorção para a base da carga e compressão para o pico da carga).

Um aspecto relevante a salientar é o pouco conhecimento destes sistemas no Brasil, por parte de todos os técnicos do setor. É importante que se dissemine essa idéia e que se comece a reciclar e formar mão-de-obra para trabalhar com sistemas de absorção com cogeração (Cortez, *et al.*, 1995).

Alguns autores tem apresentado trabalhos mostrando a viabilidade desta tecnologia. Dorgam *et al.* (1995) apresentaram um guia para utilização de sistemas de absorção para resfriamento e refrigeração com recuperação de calor de processos.

A determinação dos custos de instalação e operação de sistemas de refrigeração por absorção é um aspecto importante a se considerar. Dorgam *et al.* (1995) mostram uma metodologia para se avaliar estes custos. Esta metodologia permite obter uma estimativa dos custos, tarefa muito difícil, segundo estes autores.

Os custos são compostos de custo inicial e custo de operação. O primeiro abarca o custo da máquina em si, que é função da capacidade de refrigeração desejada, o custo do equipamento que rejeitará calor para o meio, normalmente uma torre de resfriamento, o custo do recuperador de calor e dos equipamentos auxiliares como válvulas, comando elétricos, etc.

O custo de operação pode ser dividido em custo da energia usada pela máquina, custo das perdas de energia no recuperador de calor, energia consumida pelas bombas de resfriamento e pelos ventiladores da torre e custo de manutenção (Dorgam *et al.*, 1995). A determinação destes custos, bem como o rateio por equipamento é uma tarefa bastante complexa e não é escopo deste trabalho.

Uma das dificuldades encontradas para viabilização desta tecnologia é a determinação precisa destes custos. Segundo Cortez, *et al.*, (1995), é necessário salientar que a aplicação de

sistemas de refrigeração por absorção, seja com queima direta ou com cogeração, deve estar associada a um profundo estudo de viabilidade técnica-econômica.

Atualmente existem, no Brasil, algumas instalações de refrigeração por absorção de grande e médio porte. A empresa MADEF S.A. construiu e instalou a maioria delas (Mühle, 1998).

Foram construídos e instalados, no Brasil, sistemas de refrigeração por absorção em frigoríficos, barcos de pesca, caminhões frigoríficos, etc. A figura 1.1 mostra uma destas instalações por absorção projetadas e construídas pela MADEF. S.A. Outras empresas estão colocando no mercado sistemas modulares de absorção utilizando o par água-amônia para aplicação em condicionamento de ar. Já existem shopping centers e outros estabelecimentos que utilizam estes sistema em cogeração para produção de energia elétrica e frio.



Figura 1.1 - Vista geral da instalação de absorção do FRIGORÍFICO EXTREMO SUL de Pelotas, RS (Mühle, 1998).

A instalação por absorção instalada junto ao HC-UNICAMP foi projetada e construída pela MADEF S.A. para produção de gelo em escamas. Foi doada para a universidade com a finalidade

de se estudar o funcionamento do sistema e procurar melhorar o seu desempenho através do desenvolvimento desta tecnologia. Este sistema tem capacidade nominal de 23,2 kW, ocupando uma área de 72 m². Foi montado no H.C.-UNICAMP, juntamente com toda estrutura necessária, com recursos da FAPESP e da UNICAMP. A figura 1.2 mostra uma fotografia deste sistema. Este sistema foi denominado Dr. László Halász, precursor desta tecnologia na UNICAMP

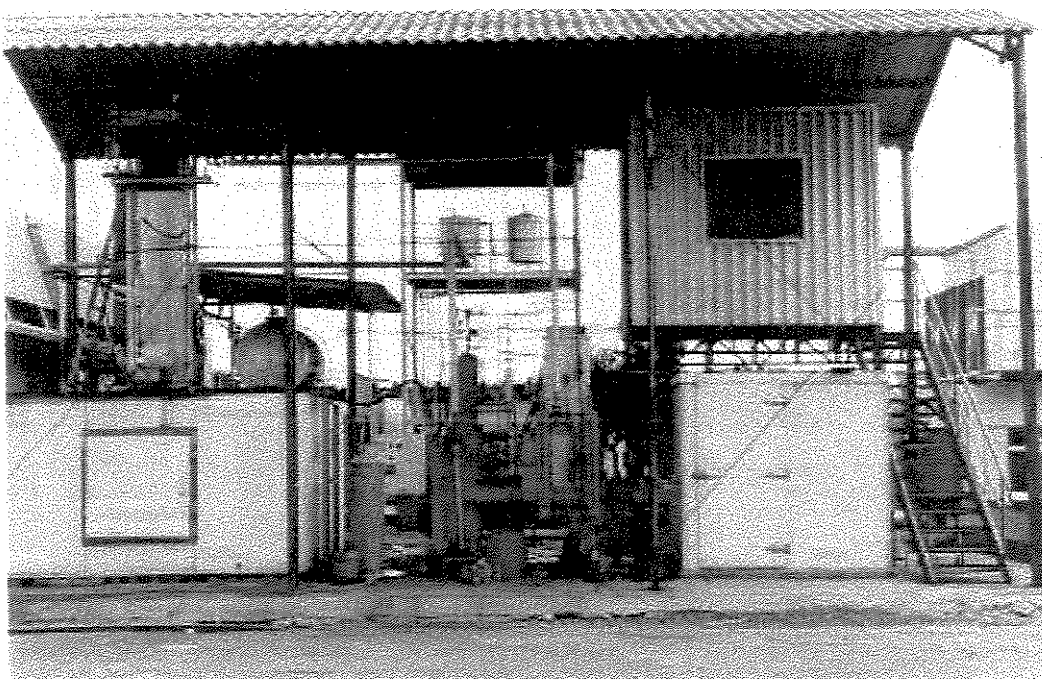


Figura 1.2 – Vista da planta de refrigeração por absorção instalada no HC-UNICAMP de fabricação da MADEF S.A.

Foram feitas diversas modificações no sistema a fim de que o mesmo pudesse operar adequadamente e com as condições mínimas de segurança. A unidade experimental envolve ainda uma sala de instrumentação e um sistema de aquisição de dados de temperatura e pressão via computador (mais detalhes são apresentados no capítulo 3).

Esta montagem permite que se realizem pesquisas na área contribuindo para o aperfeiçoamento e maior uso desta tecnologia.

Silva (1994) fez os primeiros testes de operação e obteve a eficiência termodinâmica do sistema de absorção (água-amônia) para a produção de gelo instalado no HC-UNICAMP, mostrando a viabilidade desta tecnologia. A partir dos estudos por ele efetuados, este trabalho propõe um estudo de sensibilidade neste sistema de absorção com o objetivo de se otimizar experimentalmente os parâmetros de operação do sistema em estudo.

Dentre os parâmetros estudados estão o COP, por ser um parâmetro tradicionalmente usado na refrigeração, a eficiência exergética (ψ) por ser um parâmetro que relaciona a primeira e a segunda lei da termodinâmica, possibilitando verificar, dentre os equipamento do sistema, quais apresentam maiores irreversibilidades e a taxa de produção de gelo ($\mathfrak{R}$), que para o proprietário deste tipo de sistema é o benefício desejado.

Verificou-se quais parâmetros de operação mais influenciam o COP, a eficiência exergética e a taxa de produção de gelo neste sistema e, finalmente, através do relacionamento destes parâmetros obteve-se funções objetivos para o COP, eficiência exergética (ψ) e taxa de produção de gelo ($\mathfrak{R}$). A partir destas funções determinou-se quais os procedimentos e valores dos parâmetros de operação em estudo que maximizam estas grandezas, dentro das faixas de operação estudadas.

Uma das possibilidades de estudo com este protótipo será a cogeração, onde se pretende, futuramente, adaptar um gerador movido a motor de combustão interna, cujos gases de escape serão utilizados como fonte de calor e parte da energia elétrica gerada será para alimentação dos componentes elétricos, como bombas válvulas, etc. Este estudo não está contemplado neste trabalho, mas após a otimização do sistema, conhecidos os valores dos parâmetros de operação que maximizam as funções objetivos, adaptar novas fontes de energia não será uma tarefa muito difícil.

UNICAMP
BIBLIOTECA CENTRAL
SEÇÃO CIRCULANTE

1.1 Objetivo

Neste trabalho objetivou-se realizar uma análise da sensibilidade do COP, da eficiência exergética e da taxa de produção de gelo à variação de alguns parâmetros de operação do sistema de refrigeração de absorção (água-amônia). Os parâmetros estudados foram a pressão de vapor de água no gerador, a vazão de água no condensador e evaporador e tempo de ciclo. Obteve-se funções que relacionam estes parâmetros com as variáveis em questão.

Utilizou-se o Método da Superfície de Resposta (SRM), associado ao planejamento experimental fatorial de dois níveis, para determinar quais dos parâmetros de operação mais influenciam estas eficiências, bem como as interações entre eles.

Após verificar a resposta do sistema à variação dos parâmetros, o trabalho tem como meta obter uma função objetivo que possibilite a otimização do sistema, afim de se alcançar o maior rendimento possível com o menor consumo de energia (térmica e/ou elétrica).

É possível obter três funções objetivos. A primeira utilizando análise de primeira lei da termodinâmica, ou seja obter uma relação entre estes parâmetros e a eficiência de primeira lei (COP). A segunda função objetivo é a eficiência exergética (ψ) advinda da análise combinada da primeira e segunda lei da termodinâmica, a terceira é a quantidade de gelo produzida por hora de operação, ou seja a taxa de produção de gelo ($\mathcal{R}$).

Obtidas as funções objetivos pretendidas, o trabalho tem como objetivo propor a condição de operação que possibilite otimizar o processo.

1.2 Justificativa

A crise dos CFC's no mercado de refrigeração, bem como a falta de eletrificação rural, induz a busca de alternativas para a conservação de produtos agrícolas utilizando frio.

No Estado de São Paulo, 70%, na média, das propriedades agrícolas são servidas de energia elétrica, estando conectadas as redes de energia. Em vários estados brasileiros, em média, menos de 10% das propriedades agrícolas estão servidas desta fonte de energia. Nas propriedades rurais encontram-se disponíveis muitas fontes de energia, de baixa temperatura, tais como: vapor residual de processos, gases de descarga de motores de combustão interna, combustão de biogás, combustão de lenha, GLP, etc.

As instalações frigoríficas por absorção utilizam estas fontes de energia para o seu funcionamento. Além disso consomem aproximadamente 10% da energia elétrica utilizada pelos sistemas de compressão. Logo podem ser indicadas para o atual estado sócio-econômico do país, sendo uma solução viável e barata.

A amônia é um gás não poluente, do ponto de vista do ataque à camada de ozônio e do efeito estufa, e, ainda, apresenta características termodinâmicas propícias para a refrigeração (Jabardo, 1995).

A amônia é um refrigerante oferecido no mercado a preços bastante competitivos, de fácil obtenção e tecnologia de produção barata e conhecida.

Várias propriedades rurais que utilizam energia elétrica em seus processos, o fazem através da geração própria em geradores movidos por motores de combustão interna. Este sistemas de geração de energia elétrica produzem gases de escape, fonte de calor utilizável pelos sistemas de absorção.

Capítulo 2

2 Revisão da Bibliografia

2.1 Breve histórico da refrigeração por absorção

Os primeiros estudos teóricos em refrigeração por absorção foram feitos por Nairne em 1777 (Stephan, 1983). O inventor da máquina de absorção, Ferdinand E. Carré, de Paris, construiu e patenteou, em 1823, a primeira máquina capaz de trabalhar com corpos líquidos e sólidos para a absorção (Stephan, 1983). Uma famosa aplicação de Carré foi a produção de gelo no Sul dos EUA durante a Guerra Civil americana, dado que o suprimento deste havia sido interrompido pelo Norte. As máquinas desenvolvidas por Carré e seus irmãos foram fabricadas em grande número na França, Inglaterra e Alemanha.

A tecnologia da refrigeração por absorção teve o seu grande desenvolvimento a partir dos trabalhos de Ferdinand E. Carré. De 1859 até 1862, 14 patentes de sistemas de absorção trabalhando com o par refrigerante água-amônia foram registradas. Diversos sistemas foram construídos, a partir de então. A figura 2.1 (Stephan, 1983) mostra um dos modelos utilizados para produção de gelo e para aplicações industriais em processos contínuos. Naquela época Ferdinand E. Carré descrevia as futuras aplicações desta tecnologia, tais como condicionamento de ar, controle de processos de fermentação e concentração, dentre outras.

Até o final do século passado o mundo vivia a realidade das máquinas à vapor, dos sistemas de geração de potência mecânica nas quais a queima em caldeiras era isolada, separada da geração de potência (a base do ciclo Rankine). Em 1880, nos EUA, Carl V. Linde começou a substituir as máquinas de absorção por sistemas de refrigeração à compressão mecânica e, no final do século, aquelas perderam sua importância. Quando as cervejarias, que estavam entre os

mais importantes usuários, conseguiram diminuir o consumo de vapor no processo e menos vapor ficou disponível à produção de frio, as máquinas de absorção desapareceram quase que totalmente.

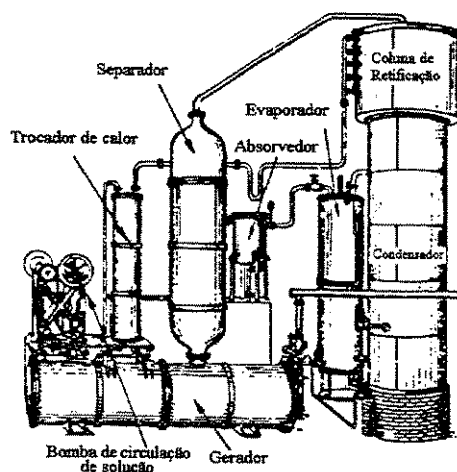


Figura 2.1 - Sistema de absorção fabricado por Pontifex e Wood (UK) em 1883. Citado por Stephan (1983).

Além disso, com o petróleo e seus derivados houve um rápido desenvolvimento dos “ciclos” de combustão interna (Diesel, Otto). Essa “filosofia” tecnológica, aliada à praticidade da geração centralizada de potência elétrica (uso dos potenciais hidroelétricos, rápida urbanização, iluminação pública e dependência crescente da eletricidade em serviços públicos e na indústria emergente) levaram à uma filosofia de “tout électrique” como é conhecida hoje a política energética francesa. Assim, a refrigeração erigiu suas bases tecnológicas para seu desenvolvimento neste século fundamentada na “irmandade tecnológica”, compressor alternativo-motor de combustão interna à pistão. Somente em épocas quando o custo da energia aumentou (período após a Primeira Guerra Mundial) e a necessidade de aproveitamento de calor rejeitado se tornou importante é que os sistemas de absorção voltaram a ser utilizados em larga escala.

Altenkirch (1880-1953) foi, de 1920 a 1940, o pioneiro no estudo da tecnologia da absorção. Com um excelente conhecimento em termodinâmica de misturas e tendo realizado estudos em segunda lei, ele analisou cuidadosamente o processo e estabeleceu as linhas básicas para a minimização das perdas exergéticas a fim de tornar o processo o mais próximo possível do reversível. Altenkirch propôs o refluxo de solução no gerador e no absorvedor, o uso do calor de retificação, os sistemas de múltiplos estágios, o uso de um gás inerte, além de demonstrar a alta eficiência dos ciclos de ressonância (Nos ciclos de ressonância as temperaturas de evaporação e condensação são variáveis a fim de se obter uma diferença constante de temperatura no evaporador (entre o meio a ser resfriado e fluido refrigerante) e no condensador (entre o refrigerante e o meio). Desta forma as irreversibilidades devido à transferência de calor são minimizadas, Halász (1989)).

Uma grande parte dos fundamentos desta tecnologia foi desenvolvida entre os anos 1920 a 1940. Utilizou-se vários absorventes sólidos e líquidos. Grandes unidades foram construídas por toda a Europa (Stephan, 1983). Os estudos de misturas se aprofundam nesse período, principalmente na Europa (Tabela 2.1).

Tabela 2. 1 – Pares mais conhecidos utilizados para absorção (Pohlman, s/data).

Corpo 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 Etilico (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)	Monofluor-Dicloro-Metano (CHFC ₂), Diclorometano (CH ₂ Cl ₂)

Os princípios teóricos dos ciclos de refrigeração foram estabelecidos a partir dos trabalhos desenvolvidos por Merkel & Bosnjakovic (1929) com a introdução do diagrama de entalpia x concentração e os estudos de Nesselmann e Altenkirch. Com base nestes trabalhos Niebergall (1938) estabeleceu os métodos de avaliação (Leistungsregeln) para os ciclos de refrigeração por absorção.

Na Suécia foi desenvolvido, por volta de 1930, o refrigerador ELETROLUX de uso doméstico baseado nas patentes de Platen e Munters. Estes refrigeradores foram comercializados em muitos países até os anos 50, quando foram colocados de lado frente ao avanço tecnológico dos refrigeradores por compressão mecânica.

Nos EUA destacaram-se o desenvolvimento dos sistemas de ar condicionado por absorção. Os sistemas utilizavam, a princípio, o par água-cloreto de lítio e mais tarde água-brometo de lítio. Empresas como a CARRIER e a SERVEL fabricaram durante os anos 40 sistemas com esta tecnologia (Bjurström *et al.*, 1981).

Recentemente, um novo interesse nesta tecnologia pode ser atribuído ao fato dos sistemas de absorção utilizarem uma fonte de energia térmica de baixa temperatura, tornando-se economicamente atrativos em projetos de cogeração e recuperação de calor rejeitado. Atualmente, empresas como a TRANE, CARRIER e YORK nos EUA, associadas a grandes empresas japonesas, detém uma alta tecnologia neste setor (Guimarães, 1993). No Japão, em 1984, foram vendidos equipamentos de absorção (água-brometo de lítio) equivalentes a 260.000 TR, de tamanhos de 40 a 400 TR (Perez-Blanco, 1986). Na Europa, atualmente existe no mercado um sistema modular de ar condicionado por absorção com o par água amônia, fabricado pela ROBUR e com vários equipamentos já instalados. Cada módulo tem capacidade de 17,4 kW. A capacidade instalada de refrigeração com estes módulos perfazendo um total de mais de 6000 kW.

Diversas simulações e modelamentos teóricos para projeto e cálculo de sistemas de absorção são encontrados na bibliografia, entre as quais pode-se citar Figueiredo (1980) no projeto e modelamento de um sistema de refrigeração por absorção (água-amônia) movido a

energia solar. Milanés (1990) desenvolveu um programa para projeto de sistemas de absorção (água-amônia) com temperaturas de evaporação de até 5° C.

Vários autores desenvolveram métodos para determinação das propriedades termodinâmicas da solução água-amônia, requisito fundamental para avaliar o desempenho destes sistemas. Dentre eles encontram-se: Ibrahim & Kein (1993) que utilizaram a equação do excesso de energia de Gibbs proposta por Redlich e Kistes relacionando com as correlações empíricas de Ziegler & Trepp (1984), que apresenta uma modelagem empírica para calcular tais propriedades. Renon *et al.*, (1986) apresentou um modelamento da determinação das propriedades da mistura água-amônia utilizando uma equação de estado cúbica. Jordam (1998), baseado nestes e em outros trabalhos, apresentou correlações para o cálculo das propriedades da mistura água-amônia que foram utilizados neste trabalho para o cálculo das propriedades da mistura e da amônia “pura”.

Zuritz *et al.* (1993) apresentam um modelo para um sistema de absorção solar para armazenamento de produtos agrícolas perecíveis. Kaushick *et al.* (1982) apresentam uma análise teórica para sistemas de refrigeração água-amônia utilizando energia solar. Vianna (1974) apresenta uma simulação digital de um sistema de refrigeração por absorção (água-amônia). Borgat (1982) apresenta um programa para cálculo dos fluxos de calor de um sistema de absorção (água-brometo de lítio).

Uma grande quantidade de trabalhos referem-se às aplicações e ao uso da tecnologia de absorção. Na própria UNICAMP, tem-se o trabalho de Lutke (1977), no qual foi projetado e construído um ciclo de absorção intermitente com regeneração solar. Neste trabalho foi apresentado um modelo numérico simples para simulação de operação do sistema. Nos anos 80, destacam-se os trabalhos de Figueiredo (1980), e a dissertação de mestrado de Martins (1989), adaptando-se uma geladeira de absorção com gás inerte (tipo ELETROLUX) a um fogão a lenha. Le Goff *et al.* (1990) estudaram a viabilidade do uso da absorção para recuperação de calores residuais nos processos industriais. Harvey (1990) fez uma revisão da aplicação dos sistemas de absorção em países em desenvolvimento, Perez-Blanco *et al.* (1986) descreveram a importância que a tecnologia da absorção pode tomar no setor de refrigeração frente aos avanços tecnológicos principalmente em trocadores de calor e pares refrigerantes.

Izquierdo (1992) descreve o uso de um sistema de absorção para condicionamento de ar em veículos automotores (ônibus urbanos), utilizando-se calor dos gases de escape e da água de arrefecimento do motor, Jingcheng (1993) faz uma avaliação do uso da absorção no transporte ferroviário.

Cortez *et al.* (1994) fizeram um estudo do potencial de aplicação da refrigeração por absorção no Brasil, mostrando que é pouco utilizada se comparada com uso da tecnologia de compressão. Destacam-se no Brasil na fabricação de equipamentos de absorção a empresa CONSUL (SC), fabricou sistemas de porte doméstico (conhecidos como modelo eletrolux) e a empresa MADEF (RS) que já construiu algumas instalações de maior porte (Mühle, 1998), principalmente em frigoríficos. A tabela 2.2 apresenta potencial de aplicação desta tecnologia no mercado brasileiro.

Carvalho (1990) ressalta as alternativas para o uso do gás natural, no Brasil, em sistemas de refrigeração por absorção, demonstrando a viabilidade econômica deste tipo de sistema.

Tabela 2.2 - Potencial de aplicação da refrigeração por absorção por setores da economia, (Cortez *et al.*, 1994).

Sector da economia	Atividade	Processo	Fontes de calor disponíveis
Primário	Hortifrutigranjeiros	Resfriamento de produtos Estocagem frigorificada	Lenha, resíduos agrícolas e biogás
Secundário	Usinas de açúcar e álcool; Indústrias de papel e celulose; Indústrias têxtil, química e petroquímica Indústria de alienem-tos: laticínios, abatedouros, indústrias de bebidas e pescado	Resfriamento de dornas de fermentação Resfriamento, congelamento e estocagem de produtos Resfriamento de fluxos Condicionamento de ar e câmaras frigoríficas	Aproveitamento das fontes usuais de energia via cogeração Gás natural, resíduos agroindustriais (bagaço, palha de cana, etc.), calor de processo, etc.
Terciário	Restaurantes, padarias, hotéis, hospitais, shopping centres, centros comerciais, transporte rodoviário, ferroviário ou marítimo	Câmaras frigoríficas Ar condicionado Produção de gelo Água fria	Lenha Gás natural Gases de exaustão de motores, caldeiras, aquecedores ou fornos

Na medida que o mundo avança para o reconhecimento de que não se pode desperdiçar recursos e que todos e todas as regiões devem ser incorporadas ao processo produtivo abre-se caminho para a geração descentralizada, de potência e de frio.

2.2 A absorção e a cogeração

Conforme discutido anteriormente, a refrigeração por absorção é uma tecnologia que utiliza fundamentalmente calor (e pouca ou nenhuma eletricidade) para a geração do frio. As fontes de energia térmica que podem ser usadas para gerar frio via absorção podem ser tão diversas quanto:

- queima direta de gás, óleo ou biomassa;
- calor indireto de vapor de caldeira;
- vapor residual de processo;
- energia solar;
- fluidos quentes de processo;
- calor da recuperação de calor com cogeração (e.g., Motores e/ou Caldeiras).

A questão da cogeração para a geração de frio é sem dúvida uma solução inteligente pois faz um uso mais racional do recurso energético. No entanto, há custos razoavelmente elevados e muitas vezes os usuários não dispõem de capital suficiente para cobrir estes custos ou esperar por longos períodos de retorno. Isto faz com que o mercado acabe por não adotar a cogeração. Mas isto está mudando. Na Califórnia, o paraíso da cogeração, há inúmeros casos bem sucedidos de cogeração em hospitais, shopping centers, hotéis, etc.

No Brasil já existem alguns exemplos de aplicação de sistemas de cogeração para produção de eletricidade e frio em condicionadores de ar para “shopping centers”. Existem, também, empresas especializadas em dimensionar, selecionar e instalar estas unidades

Há também um grande trabalho a ser realizado na questão da regulamentação para a cogeração. Nos EUA há uma grande experiência no campo contratual e tarifário. A “Energy

Policy Act” de 1992 regulamenta também as tecnologias que promovam o aumento de eficiência energética, como a cogeração.

Larry Good apresentou a questão de outra forma no IV CONBRAVA - Congresso Brasileiro de Refrigeração, Ventilação e Condicionamento de Ar realizado em São Paulo em 1993 e publicado em Good (1994). A tabela 2.3, mostra esta abordagem. Nela este autor relaciona a tecnologia, a aplicação e as perdas.

Tabela 2.3 - Energia útil e perdas energéticas em diferentes tecnologias para geração de potência mecânica e de refrigeração (Good, 1994)

Tecnologias	Energia Útil	Perdas
Motores de Combustão Interna (Diesel, Gás, Gasolina e Álcool)	Potência de Eixo para Geração de Eletricidade, Compressão ou Processo	a) Calor dos Gases de Escape b) Calor Residual
Turbinas a Gás	Potência de Eixo para Geração de Eletricidade, Compressão ou Processo	Calor dos Gases de Escape
Turbinas a Vapor	Potência de Eixo para Geração de Eletricidade, Compressão ou Processo	Vapor de Baixa Pressão
Refrigeração à Compressão Mecânica	Calor Transferido do “Espaço Frio” para o “Quente”	Calor de Compressão e Água Quente
Refrigeração por Absorção	Calor Transferido do “Espaço Frio” para o “Quente”	Água Quente
Geração de Vapor ou Água Quente	Energia Térmica para Aquecimento de Ambientes ou Processos	Calor dos Gases de Escape
Compressão de Ar	Ar à Alta Pressão	Calor de Compressão
Célula de Combustível	Potência Elétrica	Calor da Reação

Apesar da queima direta de um combustível ser uma opção imediata, em poucas situações essa opção pode ser viabilizada, em função do custo do combustível. A tecnologia da refrigeração por absorção tem seu caminho naturalmente inserido no contexto termo-econômico da cogeração que é a tecnologia que permite o uso “mais integral” da energia. Sem a cogeração

há enormes desperdícios fazendo recair todos os custos sobre a geração de energia elétrica, na qual apenas 20 à 35% da energia primária é convertida em eletricidade (Hufford, 1991)¹. Mesmo com as turbinas a gás chega-se somente à 40%. Onde se produz eletricidade e calor não é racional gerar frio a partir da eletricidade pois há calor disponível. O calor "residual" pode ser empregado para gerar frio localmente. Com a cogeração pode-se transformar, mesmo para pequenos grupos geradores compactos, 29% da energia do combustível em energia elétrica e 40% em frio, totalizando 69% de eficiência energética (Silveira *et al.*, 1993).

Cole (1997) apresentou, dentre outros sistemas de cogeração, uma planta geradora de potência a vapor de 50MW em Oxnard, California, com um sistema de refrigeração por absorção de 3 MW produzindo amônia para refrigeração a aproximadamente -20°C . O sistema é operado com vapor que deixa a turbina sendo utilizado pela planta de absorção através de um gerador recuperador de calor.

Finalmente, é necessário salientar que a aplicação de sistemas de refrigeração por absorção, seja com queima direta ou com cogeração, deve estar associada a um profundo estudo de viabilidade técnica-econômica.

2.3 Fundamentos da refrigeração por absorção

2.3.1 Princípios de funcionamento

O princípio básico do ciclo de refrigeração é o de transferir calor de um reservatório de baixa temperatura para um reservatório de mais alta temperatura que pode ser o próprio meio.

O ciclo de absorção (Figura 2.2) baseia-se no fato de que os vapores de alguns refrigerantes podem ser absorvidos em grandes quantidades por certos líquidos ou soluções salinas. O refrigerante pode ser separado da solução resultante da absorção, por aquecimento. Assim, nos

¹ Embora, no Brasil, a geração de energia elétrica se faça quase sempre a partir do uso de um potencial hidroelétrico, deve-se considerar como muito provável para médio prazo o uso de combustíveis fósseis em centrais térmicas para esse fim (ver, por exemplo, a questão da importação do gás boliviano pelo Brasil) dado que o potencial hidroelétrico da região centro-sul encontra-se praticamente esgotado

ciclos de absorção, substitui-se o compressor pelo conjunto gerador - absorvedor e bomba, enquanto que o evaporador e o condensador funcionam da mesma forma como no ciclo de compressão.

Num sistema de funcionamento contínuo (Figura 2.2), a solução água-amônia (1) se separa do vapor de amônia (2) pelo aquecimento da solução no gerador; o vapor de amônia é condensado em um condensador a água; a amônia líquida (4) é expandida numa válvula de expansão. Entrando no evaporador (5) a amônia evapora-se trocando calor necessário à sua evaporação e realizando o “efeito frio”. A amônia, já vapor (6), é absorvida pela solução pobre em amônia (10). A reação de absorção é exotérmica e se passa em um recipiente conhecido como absorvedor, produzindo uma solução rica em amônia (água-amônia, NH_4OH). A solução rica (7) é então bombeada (8), passa por um trocador de calor e entra no gerador (1) fechando o ciclo. A solução pobre que sai do gerador (3), passa por um trocador de calor, trocando calor com a solução rica (9), passa por uma válvula de expansão para igualar a pressão com o vapor de amônia que vem do evaporador (6) e entra no absorvedor (10).

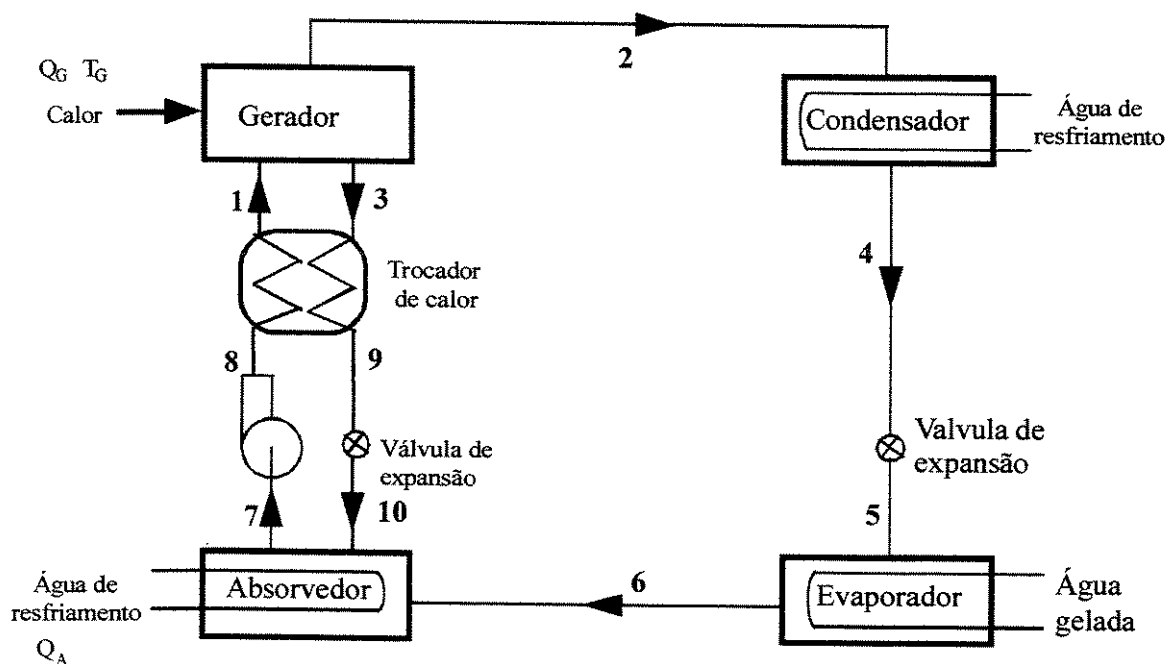


Figura 2. 2 - Ciclo básico de um sistema de refrigeração por absorção.

Se for efetuada uma comparação entre os sistemas de refrigeração por compressão mecânica e por absorção, pode ser notado que as operações desempenhadas pelo compressor foram substituídas pelas operações do absorvedor, da bomba de solução, do gerador e do retificador. No absorvedor o processo é exotérmico e o calor gerado precisa ser removido. No gerador há necessidade de fornecimento de calor. Apenas na bomba de solução há necessidade de energia elétrica. Como o bombeamento de líquido exige uma potência menor, cerca de 5 % da potência requerida pelo compressor de um sistema de compressão de vapor de mesma capacidade frigorífica, esta tecnologia torna-se atraente quando há uma fonte térmica de baixo custo. A tabela 2.4 mostra a energia elétrica requerida pelos sistemas de compressão e absorção.

Tabela 2.4 - Comparação da energia requerida entre uma instalação de compressão e de absorção para condensação a 35° C e mesma capacidade frigorífica (1161,1 kW), (Cortez *et al.*, 1994).

Temperatura de evaporação (°C)	Energia elétrica requerida compressor (kWh)	Energia térmica requerida no gerador (kWh)	Mínima temperatura necessária no gerador (°C)	Energia elétrica requerida na bomba de solução (kWh)
10	158	1790	95	14
5	193	1840	100	16
0	229	1930	107	18
-5	267	2060	115	20
-10	306	2170	120	21
-15	347	2300	128	23
-20	389	2500	137	25
-25	432	2670	145	27
-30	478	2900	152	29
-35	526	3270	162	31
-40	576	3740	170	32
-45	627	4300	172	34
-50	628	5050	175	35

No gerador através da transferência de calor (Q_G) de uma fonte térmica de alta temperatura (T_G) para uma solução concentrada (refrigerante + absorvente), faz-se a separação à alta pressão do vapor de refrigerante. No absorvedor o vapor do refrigerante a baixa pressão e temperatura é absorvido pela solução de baixa concentração proveniente do gerador. Este processo é exotérmico e, portanto o calor é transferido para o meio (Q_A). Na saída do absorvedor tem-se a

solução concentrada que deve ser novamente enviada para o gerador. Como o gerador está na parte de alta pressão deve-se fazer uso de uma bomba.

Os ciclos reais de absorção apresentam diversas modificações em relação ao ciclo básico apresentado, com o objetivo de aumentar a eficiência do ciclo. Uma descrição completa dos ciclos de absorção e os cálculos térmicos envolvidos são apresentados por diversos autores. ASHRAE (1997) apresenta o cálculo de uma instalação por absorção para dois pares refrigerantes (água-amônia e água-brometo de lítio). Halász (1989) descreve desde as propriedades das misturas binárias, máquinas frigoríficas de um ou mais estágios, ao balanço de energia. Martins (1991) descreve detalhadamente os processos reais do ciclo de absorção e apresenta os sistemas de refrigeração por absorção utilizando gás inerte. Threlkeld (1970) faz uma descrição detalhada, apresentando os balanços de massa e energia de cada equipamento deste tipo de sistema e, a título de exercício, apresenta os cálculos de uma instalação de um sistema de refrigeração por absorção com o par água-amônia e água-brometo de lítio.

Em sistemas de refrigeração por absorção, deseja-se que a concentração da amônia que deixa o gerador seja a maior possível (aproximadamente 1). Para tanto, o gerador que é formado por um “boiler” e uma coluna de exaustão combinada com uma coluna de retificação, conforme mostra o esquema da figura 2.3, deve ter suas linhas de operação o mais próximo possível da linha principal de operação. A localização desta linha no diagrama h - ξ para as colunas de exaustão e retificação depende do equipamento utilizado e das taxas de transferência calor envolvidas. A figura 2.3 mostra uma possibilidade. Devido à agitação promovida pela ebulição, no gerador, assume-se que o vapor (no estado V_a) que deixa o gerador está em equilíbrio com a solução pobre. O estado do líquido L_o que deixa a coluna de exaustão e entra no gerador pode ser determinado pela intersecção da linha de operação $\overline{P_2 V_o}$ e a linha de líquido saturado. Sempre que o estado do vapor que sai da coluna de exaustão (ponto 3') estiver sobre a reta $\overline{P_2 1 P_1}$ a quantidade de pratos necessária é mínima (Threlkeld, 1970). Portanto todas as linhas de operação da coluna de exaustão devem estar localizadas entre as linhas $\overline{P_2 L_o V_o}$ e $\overline{P_2 1 P_1}$.

Na coluna de retificação é mais difícil determinar o estado do líquido que deixa o resfriador e entra na coluna de retificação. Este estado depende do tipo de trocador de calor utilizado.

Admitindo-se que o líquido que entra na coluna está em equilíbrio com o vapor no ponto (3), o que é mostrado na figura 2.3, todas as linhas de operação da coluna de cima devem estar entre as linhas $\overline{P_2 1 P_1}$ e $\overline{L_e V_e P_1}$.

A posição da linha principal de operação $\overline{P_2 1 P_1}$ não pode ser colocada aleatoriamente. Esta linha fixa a quantidade de calor necessária no gerador para a evaporação da solução e a quantidade de calor que precisa ser retirada pelo resfriador para que o vapor possa sair no ponto (3) na condição desejada para valores definidos de ξ_2 e ξ_3 . Ambas as quantidades de calor diminuem com a inclinação da linha principal de operação. Os pólos P_1 e P_2 devem ser colocados de tal forma que todas as linhas de operação estejam na região entre as isotermas correspondentes à seção analisada.

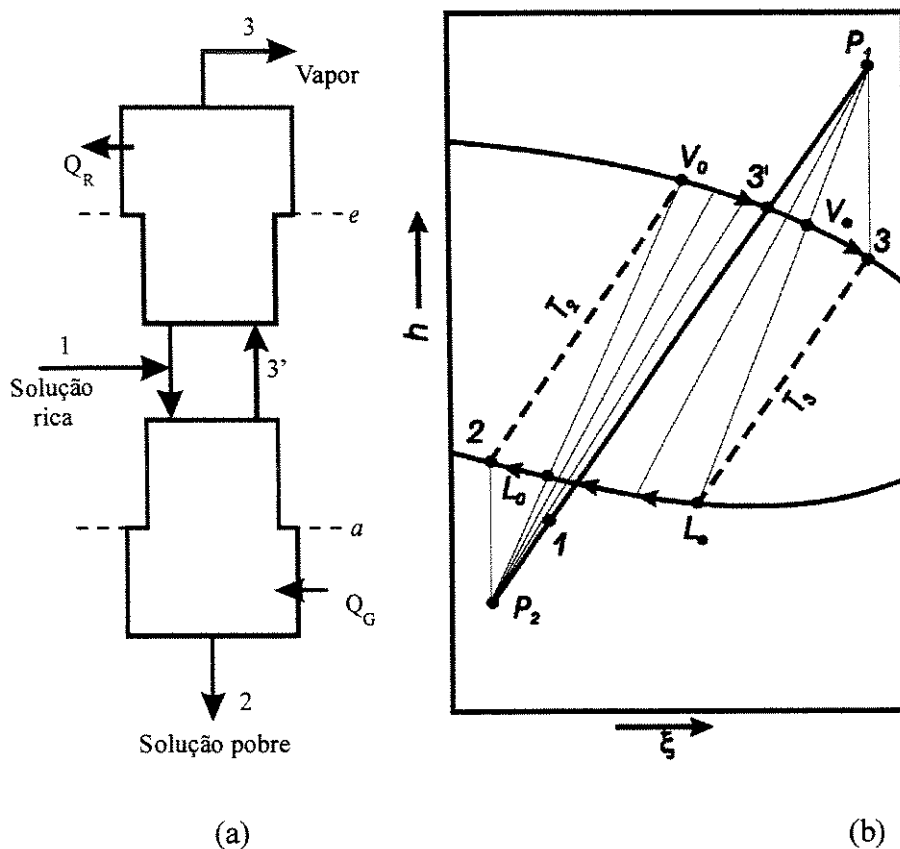


Figura 2.3 - (a) Esquema de uma coluna de combinada utilizada em sistemas de refrigeração por absorção, (a) Curva h - ξ , indicando os pólos, a linhas de operação principal, as linhas de operação (Threlkeld, 1970).

A título de exemplo apresenta-se na figura 2.4 um carta h- ξ para mistura água amônia.

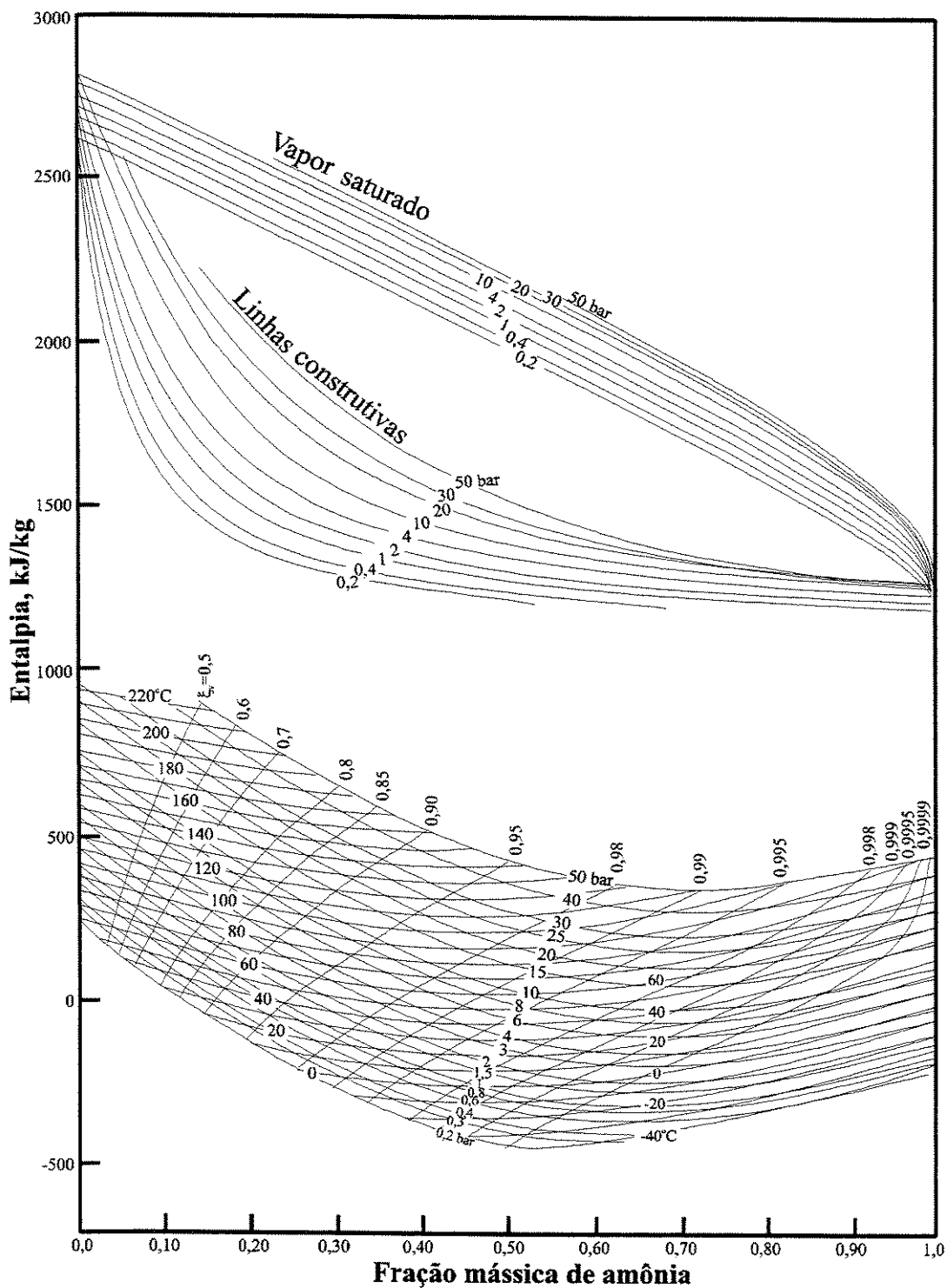


Figura 2.4 - Diagrama Entalpia-Concentração para a mistura água-amônia (Ziegler & Trepp, 1984).

2.3.2 Considerações sobre o COP

O ciclo ideal de um sistema de refrigeração por absorção pode ser definido a partir de um ciclo de Carnot, dadas as temperaturas da água de resfriamento, de evaporação e de geração. As restrições citadas por Martins (1991) para o ciclo de Carnot são as seguintes:

- expansão adiabática do refrigerante líquido entre o condensador e o evaporador, e também da solução pobre entre o gerador e o absorvedor, fornecendo esta última ao processo a energia necessária para o bombeamento da solução rica;
- vapor que deixa o gerador é puro, isto é, o absorvente não evapora com o refrigerante;
- A solução de dois componentes é uma mistura ideal.

Do balanço de energia e da aplicação da segunda lei para o ciclo tem-se que o coeficiente de desempenho (COP) de Carnot (ideal) pode ser calculado da seguinte forma:

$$COP_{ideal} = \frac{T_E \times (T_G - T_O)}{(T_O - T_E) \times T_G} \quad (2.1)$$

Em um ciclo real o COP é medido pela seguinte expressão:

$$COP_{real} = \frac{\dot{Q}_E}{\dot{Q}_G} \leq COP_{ideal} \quad (2.2)$$

A igualdade se dá para um processo reversível, ou seja, um COP máximo. A relação entre o COP efetivo de um sistema em operação e o COP máximo pode ser uma medida da eficiência do ciclo.

É importante ressaltar que na equação (2.1) os valores das temperaturas de operação não são aleatórios. Existe uma dependência entre as temperaturas de operação de cada um dos componentes do sistema, fazendo com que o COP não seja na maioria dos sistemas superior a 0,7.

Os valores de COP descritos na literatura para chillers de absorção (água-brometo de lítio) com capacidade frigorífica de 10 kW chegam a 0,47 e para sistemas com aquecimento direto a gás (GEHP) podem chegar até 0,89 (Carvalho, 1990). Para os ciclos comuns (de 1 estágio) de sistemas de água-amônia os valores de COP tendem a ser mais baixos (0,4 a 0,5) devido às irreversibilidades que ocorrem na separação e retificação do refrigerante serem maiores.

A ASHRAE (1997) descreve, para os ciclos de compressão, valores de COP de 1,7 (para sistemas de 1 estágio) a 3,4 (para sistemas de 2 estágios). Auracher (1979) apresenta valores característicos para um sistema simples de refrigeração por compressão mecânica (R12) com temperatura de evaporação de -25 °C (temperatura do meio resfriado a -2 °C) e temperatura do meio a 17 °C. O COP calculado é de 3.

O balanço energético do ciclo apresentado na figura 2.2, considerando a presença de uma bomba de água e ventilador no condensador, é dado pela seguinte expressão:

$$Q_H + Q_o + W_{bs} + W_{vc} + W_{ba} = Q_A + Q_k \quad (2.3)$$

O coeficiente de desempenho real (COP) de um sistema de absorção é assim definido como a relação do efeito útil (Q_o) sobre a soma das energias utilizadas ($Q_H + W_{bs} + W_{vc} + W_{ba}$):

$$COP = \frac{Q_o}{Q_H + W_{bs} + W_{vc} + W_{ba}} \quad (2.4)$$

Sendo que a soma de trabalho mecânico das bombas (W_{bs} , W_{vc} e W_{ba}) é sempre inferior à 10% do trabalho necessário para acionar um sistema de refrigeração por compressão mecânica que produzisse o mesmo efeito frio. Além disso, é importante também salientar que as unidades de refrigeração por compressão mecânica do vapor fazem comumente uso de ventiladores e bombas de água.

Assim, pelo uso intenso que faz de energia térmica, é de se esperar que a absorção seja viável em instalações onde exista calor residual a ser aproveitado, em regiões rurais eletrificadas por conjuntos moto-geradores (caso típico da Região Norte, nordeste e Centro-Oeste do Brasil)

ou para regiões rurais que não dispõem de eletricidade (80% das propriedades rurais brasileiras). Nesse último caso, a cogeração utilizando pequenos grupos geradores compactos tem possibilidades promissoras.

À primeira vista, para um observador menos atento, a comparação superficial do COP de um sistema de refrigeração por compressão mecânica do vapor com um sistema de refrigeração por absorção pode levar a resultados e conclusões precipitadas. Enquanto o COP de um chiller por compressão mecânica é da ordem de 2,5 a 3, na absorção (nos melhores casos) chega à pouco mais de 1 (Hufford, 1991).

Para se analisar e comparar as duas tecnologias, refrigeração por absorção e compressão, é necessário definir adequadamente os volumes de controle. Uma maneira termodinamicamente mais adequada é colocar dentro do volume de controle do sistema de compressão mecânica o sistema de produção do trabalho mecânico necessário ao seu acionamento. Para tanto observe-se as figuras 2.5a e 2.5b.

Uma comparação de desempenho é dada por Purtell (1989). Com cogeração, motores de combustão interna convertem aproximadamente 28% da energia do combustível em trabalho mecânico, à plena carga. Este trabalho mecânico pode ser usado para mover um sistema de refrigeração por compressão de vapor à 0,70 kW/TR tendo um COP de 5. Isso possibilita converter 1 unidade de energia do combustível em 1,4 unidades de efeito frio, cerca de 40% acima das máquinas de absorção de duplo estágio. É importante notar, no entanto, que as máquinas de absorção operam com energia mais barata (ou gratuita).

Como no Brasil a energia elétrica muito provavelmente passará a ser cada vez mais produzida pela combustão de gás natural ou algum derivado do petróleo, deve-se embutir essa eficiência² (Figura 2.6).

² Grandes termelétricas apresentam rendimento de até 50%. Mesmo neste caso, a cogeração com sistemas de refrigeração por absorção é uma opção a se considerar.

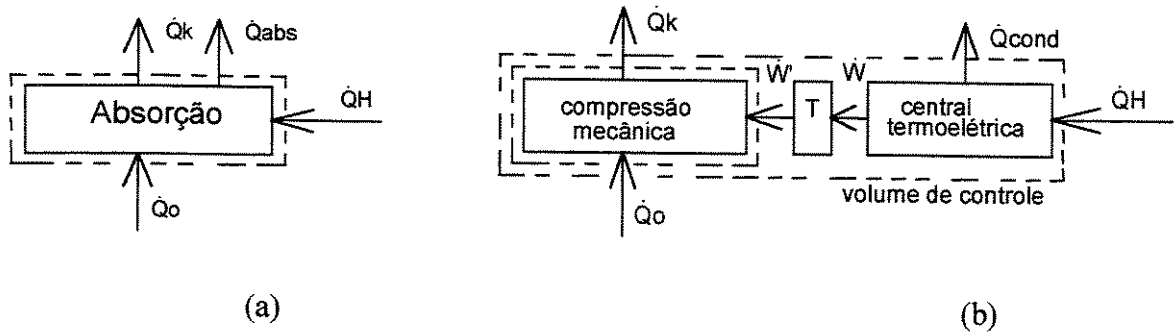


Figura 2. 5 – (a) Esquema de um sistema de refrigeração por absorção indicando os principais fluxos participantes ($\dot{Q}_H$, $\dot{Q}_{abs}$, $\dot{Q}_k$ e $\dot{Q}_o$). (b) Esquema de um sistema de refrigeração por compressão mecânica indicando os principais fluxos participantes ($\dot{W}$, $\dot{Q}_k$ e $\dot{Q}_o$) e os fluxos de geração termoeletrica ($\dot{Q}_H$, $\dot{Q}_{cond}$ e $\dot{W}$) (Cortez & Zukowski, 1998).

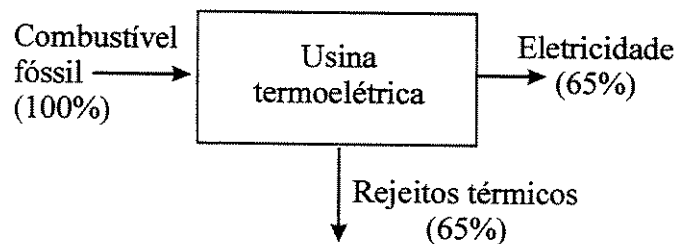


Figura 2. 6 - Esquema aproximado da transformação da energia do combustível em energia elétrica segundo um ciclo de potência Rankine usado em usinas termelétricas (Cortez & Zukowski, 1998).

Além do aspecto “conversão de energia”, já clássico na defesa dos sistemas por absorção versus compressão mecânica, há também a questão custo de investimento inicial representado pela necessidade da sociedade (Estado ou setor privado) custear a instalação de potência (mais caldeira, mais turbina, mais linhas de transmissão, mais administração, etc.) para que no fim da linha alguém possa operar um compressor para refrigeração. É mais econômico para a sociedade financiar, sempre que possível, unidades autônomas de produção de frio acionadas diretamente pela queima de um combustível limpo ou, melhor ainda, pelo uso do calor residual de combustão.

A partir deste raciocínio pode-se ver que a questão de comparação da compressão mecânica versus absorção não limita-se ao COP de uma ou outra tecnologia, mesmo considerando um volume de controle adequado. A questão é econômica.

Wilkinson (1994) compara sistemas de refrigeração por absorção e compressão mecânica de vapor com diferentes tipos de acionamento (Tabela 2.5). A absorção, embora tenha um COP mais baixo (Tabela 2.6) do que a compressão mecânica, “incorpora” a eficiência da geração termoeletrônica no seu ciclo assim como os custos da transformação do combustível em energia elétrica. Assim, como o consumidor que instala um sistema por absorção colabora com a sociedade, este deveria receber um bônus, um incentivo, um financiamento a juros baixos pois evita que esta mesma sociedade tenha que dispor de mais recursos para gerar potência e depois frio.

Tabela 2.5 - COP em sistemas de refrigeração por absorção e compressão mecânica com diferentes tipos de acionamento (Whitlow, 1966).

Equipamento	Base para o Aquecimento	COP Típico
Absorção com Gás Queimado Diretamente	Calor Total de Combustão	0,5
Absorção Operado à Vapor	Calor de condensação do Vapor	0,7
Compressão Acionado por Motor	Calor Total do Combustível Suprido ao Motor	0,8
Compressão Acionado por Eletricidade	Calor-Equivalente à Eletricidade Suprida ao Motor	2,5

Um sistema de refrigeração água-amônia tem um COP de Carnot superior ao de um sistema operando com água-brometo de lítio. Na tabela 2.6, o COP de Carnot para um sistema que produz ar frio é 1,99. Entretanto, sistemas reais pouco se aproximam dos teóricos. As perdas no sistema e na combustão são estimadas em 30%. O COP deste sistema é 0,43 (portanto longe do 1,99, ideal), deixando boa margem para melhora.

As fontes de ineficiência mais importantes em um sistema de refrigeração por absorção são: Perdas no condensador de refluxo, perdas no gerador, troca de calor com o meio ambiente, "Flashing" de amônia da Pressão de Alta para Baixa, diferença de temperatura no trocador de calor.

Tabela 2.6 - COP de absorção e compressão comparados com o ideal (Whitlow, 1966).

Tecnologia		T _{amb} (°C)	T _o (°C)	T _k (°C)	COP-I real	COP-II Carnot	I/II
Brometo de Lítio	água gelada	79,4	7,2	40,6	0,79	0,93	0,85
	ar frio	110	7,2	51,7	(*)	0,96	(*)
Brometo de Lítio dois efeitos	água gelada	162,8	7,2	40,6	1,43	2,4	0,6
Amônia	água gelada	182,2	7,2	40,6	(*)	2,62	(*)
	ar frio	201,7	7,2	51,7	0,71	1,99	0,36
Compressão	ar frio	-----	7,2	51,7	2,5	6,25	0,4

(*) não há dados

A absorção com água-amônia tem aplicações principalmente de porte industrial, com capacidades frigoríficas excedendo 174 kW (150 Mcal/h). Segundo Mühle (1985), as instalações de absorção são competitivas quando comparadas às de compressão, quanto mais baixas forem as temperaturas de evaporação, estando disponíveis para operar com temperaturas de evaporação de 10 à -60°C.

2.3.3 Avaliação termodinâmica do sistema de refrigeração por absorção

A avaliação termodinâmica de primeira lei, (ASHRAE, 1997), é importante para estudos sobre novos pares refrigerantes, melhoramentos nos ciclos, avaliação dos efeitos da variação das condições de operação, etc. O uso da segunda lei é descrito como a forma para se obter a quantificação das irreversibilidades em cada componente do sistema.

A ASHRAE (1997) ainda não apresenta metodologia de avaliação termodinâmica de segunda lei para sistemas de absorção, citando apenas esta metodologia para sistemas de compressão. Contudo a bibliografia citada é profícua nesta metodologia.

A avaliação exergetica dos ciclos de absorção já era utilizada por Altenkirch e Nierbergall no início do século, apesar de não ser denominada assim, quando grande parte do desenvolvimento teórico desta tecnologia foi feita. Koshkin (1968) explica que o coeficiente de desempenho (COP) não mostra o desempenho termodinâmico de todos os processos envolvidos, não revela as perdas exergeticas e as causas que as determinam em cada equipamento. Aphornratana (1995) mostra que pela primeira lei, o ciclo total da transferência de calor é igual

ao da transferência de trabalho. Como a primeira lei não distingue calor e trabalho, não pode mostrar quanto de trabalho pode ser ou não convertido em calor e vice-versa. Segundo ela, todas as formas de energia podem ser convertida umas nas outras. No entanto, a segunda lei da termodinâmica define limites para a conversão de energia. Por exemplo: trabalho pode ser totalmente transformado em calor mas não é possível transformar calor totalmente em trabalho.

Van Wylen (1995) mostra algumas fatores que causam irreversibilidades nos processos:

1. Atrito mecânico: trabalho é transformado em calor.
2. Transferência de calor entre dois corpos a temperaturas diferentes: Quanto maior o diferencial de temperatura, maior a irreversibilidade. Este processo não pode ser revertido sem trabalho externo.
3. Expansão não resistida e queda de pressão: Podem ser processos aproximadamente adiabáticos, mas irreversíveis. A pressão não pode aumentar sem trabalho externo.
4. Mistura de substâncias diferentes inicialmente separadas: não é possível separá-las sem transferência de calor.

A metodologia exergética por sua vez leva em conta não somente as quantidades de calor transferido, como também o potencial de temperatura que determina a capacidade de realização de trabalho de cada fluxo.

A metodologia para o cálculo dos fluxos de exergia e as variações de exergia (ou irreversibilidades) de cada componente é descrito por Szargut (1988). Ataer & Göğüş, (1991) fazem um estudo comparativo das irreversibilidades nos sistemas de refrigeração por absorção. Cortez *et al.* (1997) apresentam uma avaliação exergética do sistema de absorção para produção de gelo instalado na UNICAMP. Eğirican (1988) apresenta um estudo das irreversibilidades em uma planta por absorção brometo de lítio-água e água-amônia mostrando que nos sistemas estudados por ele aquele com o par brometo de lítio-água apresentou menores irreversibilidades. Oliveira Jr. (1992) faz uma análise dos processos de separação e de mistura dos fluidos usados em sistemas por absorção. Porneala & Porneala (1993) apresentam uma metodologia de cálculo e

otimização de sistemas por absorção usando a abordagem exergética. Para simplificar os cálculos, eles utilizaram sistemas de equações lineares. Os parâmetros para otimização por eles utilizados foram a pressão de evaporação e a concentração da solução intermediária em uma planta usando o par brometo de lítio-água. Neste trabalho eles fazem uma comparação entre os sistemas de refrigeração por absorção e por compressão usando amônia e R12, respectivamente. Para os sistemas de compressão estudados o parâmetro analisado foi a pressão de evaporação. A função objetivo foi a eficiência exergética como função desta pressão. Também Kotas (1985) descreve detalhadamente as irreversibilidades associadas aos processos de separação, mistura, trocas de calor e expansão. Jordan (1985) descreve detalhadamente uma metodologia para avaliação exergética de um ciclo de absorção, embora, ainda não publicada pelo autor.

2.3.4 Cálculo da eficiência do ciclo de absorção

Para uma avaliação de segunda lei pode-se empregar a equação descrita por Szargut (1988). Adotando-se o sinal positivo para o calor que é transferido ao fluido de trabalho no gerador, pode-se escrever a seguinte equação:

$$\psi^Q = -\frac{Q_E}{Q_G} \times \frac{(T_E - T_O)}{T_E} \times \frac{T_G}{(T_G - T_O)} \quad (2.5)$$

A equação acima calcula a exergia transferida no gerador e no evaporador a partir da quantidade de calor transferida em cada um destes equipamentos, supondo que o processo ocorra sob temperaturas constantes de T_G , T_E e T_O . No processo real a transferência de calor se dá com a variação da temperatura, perda de carga, etc. Desta forma pode-se calcular diretamente a eficiência de segunda lei do ciclo a partir dos fluxos de exergia do fluido refrigerado e do meio de aquecimento. Kotas (1988) define esta relação entre a exergia útil e a exergia que entra no sistema como eficiência racional:

$$\psi = \frac{\Delta \dot{E}x_{\text{gelo}}}{\Delta \dot{E}x_{\text{vapor}}} \quad (2.6)$$

Pode-se considerar também para cálculo da eficiência exergética os fluxos de exergia referentes ao trabalho realizado pela bomba de solução e outros equipamentos acessórios (ventilador e bomba d'água do condensador evaporativo (CE) e a bomba d'água do gerador de gelo). Assim a equação anterior pode ser reescrita:

$$\psi = \frac{\Delta \dot{E}x_{gelo}}{\Delta \dot{E}x_{vapor} + \dot{W}_{bomba} + \dot{W}_{acessorios}} \quad (2.7)$$

Szargut (1988) apresenta ainda uma análise da influência da irreversibilidade da transferência de calor na eficiência exergética dos sistemas de absorção. Para um sistema de absorção que opere sob um ciclo ideal a irreversibilidade será somente consequência da diferença finita de temperatura entre a fonte de calor e o fluido de trabalho. A seguinte equação para um sistema de refrigeração por absorção é apresentada:

$$\psi_{ideal} = \frac{(T_G - T_O - 2 \times \Delta T) \times (T_E - \Delta T) \times (T_O - T_E) \times T_G}{(T_O - T_E + 2 \times \Delta T) \times (T_G - \Delta T) \times (T_G - T_O) \times T_E} \quad (2.8)$$

A equação (2.8) dá um parâmetro máximo possível para a eficiência do ciclo de absorção em comparação com as outras eficiência exergéticas descritas anteriormente.

Szargut (1988) apresenta uma avaliação exergética de um sistema de refrigeração por absorção (água-amônia) de um estágio com capacidade frigorífica de 140 kW e temperatura de evaporação de -33 °C. O meio de aquecimento utilizado é vapor d'água a 158 °C. O COP apresentado é de 0,395 e o rendimento exergético, incluindo o trabalho mecânico dos equipamentos auxiliares, é de 8%. As maiores irreversibilidades são encontradas no gerador (19,5%), absorvedor (16%), evaporador (13,9%) e condensador (8,4%). Jordan (1985) em uma avaliação de um ciclo teórico de refrigeração por absorção com temperaturas de evaporação de -4 °C (salmoura), de geração 155 °C (vapor), obteve uma eficiência exergética de 17%. As maiores irreversibilidades são apontadas no gerador (21,6%), no trocador de calor entre as soluções rica e pobre (22,9%) e no absorvedor (13,3%).

A figura 2.7 apresenta os fluxos de energia e exergia que entram e saem do sistema em estudo segundo Silva (1995).

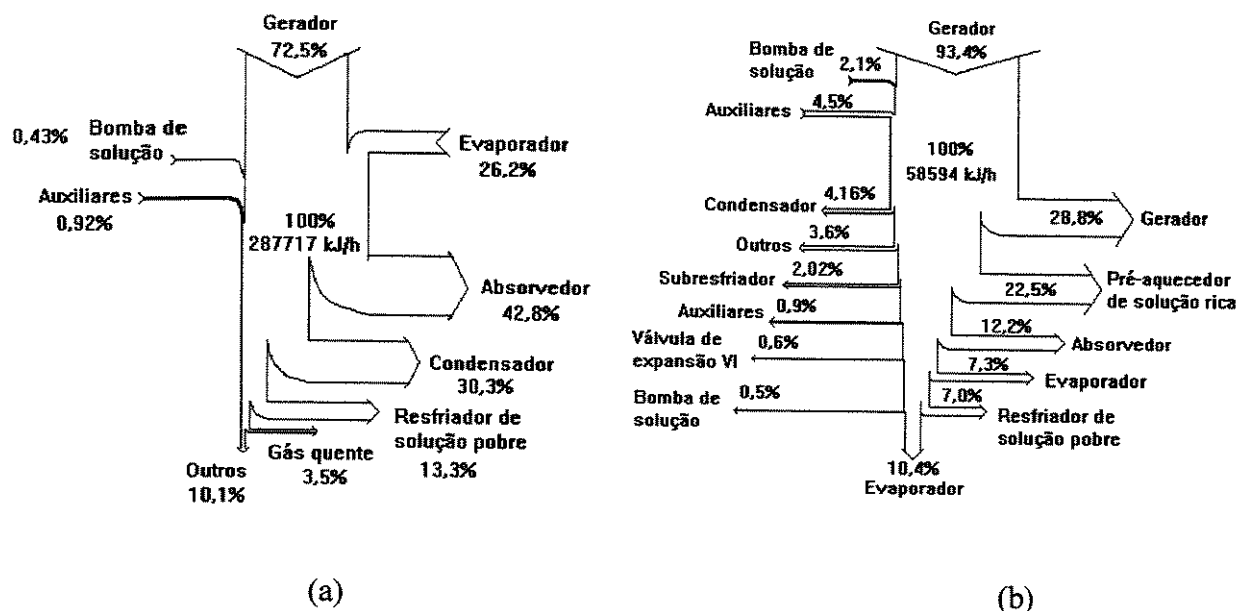


Figura 2.7 - Fluxo de ENERGIA (a) e EXERGIA (b) no sistema de absorção (Silva, 1994).

2.3.5 Metodologia de otimização de sistemas de refrigeração por absorção.

Introdução

Vários autores apresentaram trabalhos de otimização em sistemas de refrigeração. Na sua maioria os trabalhos são voltados para sistemas por compressão. Sistemas por absorção são pouco contemplados nesta questão. Alguns dos resultados e metodologia destes trabalhos serão apresentados e discutidos a seguir.

Hernandes & Izquierdo (1993) apresentam uma metodologia para otimizar bombas de calor por absorção. Neste trabalho os autores analisam uma bomba de calor por absorção ideal com três fontes de calor operando em um ciclo invertido e um sistema de refrigeração por absorção. Eles desenvolvem uma relação empírica entre a taxa de bombeamento de calor e coeficiente de performance (COP) para ambos os equipamentos. Estas relações são apresentadas como um

ponto de referência para discussão de duas formas de otimização econômica. A primeira é baseada na maximização do benefício desejado e a segunda em relação a maximização do COP. Neste caso a função monotônica descende obtida que relaciona o COP e a taxa de bombeamento dá uma solução de compromisso: Uma das duas variáveis é sacrificada em relação a outra. Ou seja para valores crescentes de taxa de bombeamento de calor o COP diminui. Estes autores mostram ainda que para os sistemas estudados não é possível otimizá-los pelos dois critérios de otimização mencionados. Não se pode obter o máximo benefício com o máximo COP.

Oliveira Jr. & Le Goff (1993) apresentam um estudo de otimização termo-econômico de um sistema híbrido de refrigeração por absorção combinado com compressão para aproveitamento de calor desperdiçado de processos industriais. Neste trabalho eles desenvolveram uma metodologia na qual se obteve uma correlação, denominada TVE (Valor técnico-econômico), que relaciona a eficiência exergética, os custos globais médios os custos iniciais de resfriamento/aquecimento dos transformadores de calor e as temperaturas da fonte de calor desperdiçado e do processo. Neste trabalho os autores mostram que os sistemas híbridos absorção-ejecto-compressores são mais eficientes termicamente e economicamente que os sistemas absorção-compressor. Mostram ainda que as duas variações são mais eficientes que o sistema convencional de absorção.

Porneala & Porneala (1993) apresentaram um método de otimização de sistemas de refrigeração e plantas térmicas. Este autores desenvolveram um modelo matemático relacionando a eficiência exergética com a pressão no dessorvedor e a concentração intermediária da solução para um sistema brometo de lítio – água.

Jingcheng (1993) mostra uma metodologia de análise termoeconômica para otimização de projeto de condicionadores de ar por absorção utilizando os pares brometo de lítio – água e água – amônia. Ele analisa o COP dos sistemas para os dois pares e faz uma análise dos custos de operação de cada equipamento do sistema. Neste trabalho o autor mostra que variações na eficiência provoca variações nos custos de ambas as tecnologias e que os sistemas brometo de lítio – água apresentam melhores resultados.

Outros trabalham buscam a otimização econômica dos sistemas térmicos associando o custo da exergia com suas perdas. A literatura consultada não reporta trabalhos de otimização experimental de sistemas de refrigeração por absorção. Os trabalhos discutidos acima são teóricos e apresentam análise relacionando a eficiência de primeira lei (COP) ou exergética a uma única variável. Recentemente os trabalhos de otimização têm procurado relacionar as variáveis estudadas à eficiência exergética, mas sempre se tem relacionado uma única variável a esta eficiência, por exemplo: Pressão de evaporação, temperatura de condensação, etc. Em outros casos a análise efetuada é univariável, ou seja efetua-se variações somente em um parâmetro de interesse de cada vez, fixando-se todos os demais parâmetros estudados em valores previamente determinados. Sempre que se obtém um ponto de máximo (ou de mínimo, conforme o caso) fixa-se o parâmetro analisado neste valor, passando-se a alterar o valor de outros.

Barros Neto *et al.*, (1995) mostram que esta abordagem, em se tratando de um trabalho experimental, não é adequada pois nos sistemas nem sempre um só parâmetro influencia as grandezas que se pretende otimizar. Normalmente mais de uma variável influencia parâmetros tais como COP, eficiência exergética e outros como efeito frigorífico, taxa de produção de gelo, etc. Muitas vezes as interações entre as variáveis também influenciam estes parâmetros.

Para se determinar quais das variáveis estudadas mais influenciam os parâmetros estudados, bem como quais interações, é necessário realizar um planejamento experimental com estas variáveis. Silveira Jr. & Rios (1995) utilizaram esta metodologia para otimizar um chiller por compressão mecânica. Esta metodologia é apresentada e discutida a seguir.

Planejamento experimental fatorial de dois níveis

Normalmente lembra-se da estatística quando se têm uma grande quantidade de informações. Na realidade o sucesso de um bom experimento não é a análise dos dados somente, mas um planejamento adequado dos experimentos.

A essência de um bom planejamento consiste em projetar um experimento de forma que ele seja capaz de fornecer o tipo de informação que se procura. Para isso é preciso saber o que é que se está procurando. Pode-se dizer que um bom experimentador é, antes de tudo, uma pessoa que

sabe o que quer. Dependendo do que ele queira, algumas técnicas são mais vantajosas que outras, enquanto determinadas técnicas são simplesmente inócuas (Barros Neto *et al.*, 1995).

O progresso de uma boa atividade de investigação experimental deve evoluir seguindo os passos apresentados na tabela 2.7. O pesquisador parte de praticamente nenhuma informação até a construção de um modelo mecanístico (ou seja um modelo que é definido por princípios gerais que valha para qualquer sistema do mesmo tipo, instalado em qualquer lugar, operando em quaisquer condições de operação dentre as condições possíveis) (Barros Neto *et al.*, 1995). Num primeiro momento, o pesquisador, de posse de informações da bibliografia e de algum conhecimento do processo em estudo, deve realizar um planejamento fracionário para fazer uma triagem das variáveis mais importantes ou que realmente influenciam o parâmetro em estudo. Após este passo, já selecionadas as variáveis mais importantes, para não perder mais tempo e dinheiro no laboratório, deve-se fazer um análise quantitativa com o objetivo de determinar a influência destas variáveis sobre o parâmetro em estudo. A maneira de se fazer isto com o menor número de experimentos possíveis é utilizar planejamentos experimentais fatoriais completos.

Tabela 2.7 - A evolução de um estudo empírico. O conhecimento do sistema estudado aumenta à medida que nos deslocamos para baixo na tabela (Barros Neto *et al.*, 1995).

Objetivo	Técnica
Triagem de variáveis	Planejamentos fracionários
Avaliação da influência de variáveis	Planejamentos fatoriais completos
Construção de modelos <i>empíricos</i>	Modelagem por mínimos quadrados
Otimização	SRM simples
Construção de modelos mecanísticos	Dedução a partir de princípios gerais

Após esta etapa o pesquisador pode obter uma descrição mais detalhada da relação entre as variáveis mais importantes e o parâmetro estudado obtendo-se um modelo sofisticado através do método dos mínimos quadrados. (Barros Neto *et al.*, 1995). A seguir se discute a metodologia para obter o modelo que relaciona as variáveis estudadas com os parâmetros de interesse.

Neste trabalho, conforme discutido anteriormente, o principal objetivo é otimizar o funcionamento do sistema em estudo, através da maximização dos parâmetros: COP, eficiência

exergética (Ψ) e taxa de produção de gelo ($\mathcal{R}$). Para tanto, uma das técnicas disponíveis é a Análise de Superfície de Resposta, descrita mais adiante.

O planejamento fatorial de dois níveis é construído de forma simples. A tabela 2.8 mostra um exemplo de planejamento fatorial de dois níveis para duas variáveis. Denota-se planejamento fatorial 2^2 (base = níveis e expoente = número de fatores ou variáveis estudadas). Os fatores estudados são variáveis independentes que o pesquisador pode variar/controlar. Os valores +1 e -1 correspondem aos níveis que cada fator será estudado. Por exemplo: o fator 1 é vazão de refrigerante em dois níveis 1 kg/h e 2 kg/h e temperatura da água do condensador em 30° C e 40° C. Para se executar um planejamento fatorial é necessário contemplar todas as combinações possíveis dos níveis dos fatores estudados. Cada combinação destes níveis corresponde a um experimento. O sistema, nestes experimentos será submetido a um conjunto de níveis definido. Neste caso são necessários $2 \times 2 = 4$ ensaios diferentes, e o planejamento é chamado de *fatorial 2 x 2*. Em geral, se houver n_1 níveis do fator 1, n_2 do fator 2,..., e n_k do fator k , o planejamento será um fatorial $n_1 \times n_2 \times \dots \times n_k$. Isso não significa obrigatoriamente que serão realizados apenas $n_1 \times \dots \times n_k$ experimentos. Este é o número mínimo, para se ter um planejamento fatorial completo. O experimentador pode querer repetir ensaios, para ter uma estimativa do erro experimental, e nesse caso o número total de experimentos será maior (Barros Neto *et al.*, 1995).

Para estudar o efeito de qualquer fator sobre a resposta é preciso fazê-lo variar e observar o resultado dessa variação. Isso obviamente implica na realização de ensaios em pelo menos dois níveis desse fator. Um planejamento fatorial em que todas as variáveis são estudadas em apenas dois níveis é portanto o mais simples de todos eles. Havendo k fatores, isto é k variáveis controladas pelo experimentador, o planejamento de dois níveis irá requerer a realização de $2 \times 2 \times \dots \times 2 = 2^k$ ensaios diferentes, sendo chamado por isso de *planejamento fatorial 2^k* .

Tabela 2.8 – Planejamento fatorial de dois níveis para duas variáveis de interesse.

Ensaio	Fator 1	Fator 2
1	1	1
2	1	-1
3	-1	1
4	-1	-1

Para garantir que o modelo a ser obtido seja preditivo e para que os dados sejam estatisticamente válidos é necessário que estes experimentos sejam executados de forma aleatória (Barros Neto *et. al.*, 1995). Para tanto deve ser feito um sorteio da ordem em que cada experimento será executado.

Obtenção da função objetivo

Para se obter a função objetivo do planejamento experimental fatorial completo apresentado acima, deve-se realizar uma análise estatística de acordo com a metodologia própria do método de planejamento experimental. Para tanto pode-se utilizar um “software” que faz os cálculos necessários apresentando os resultados na forma de gráficos e tabelas. Dentre os “softwares” disponíveis no mercado, neste trabalho utilizou-se o STATISTICA, disponível na UNICAMP.

A função objetivo é, em muitos casos, um polinômio do tipo apresentado na equação (2.9).

$$Y = a_0 + a_1F_1 + a_2F_2 + a_3F_3 + a_4F_4 + a_{12}F_1F_2 + a_{13}F_1F_3 + a_{14}F_1F_4 + a_{23}F_2F_3 + a_{24}F_2F_4 + a_{34}F_3F_4 + a_{123}F_1F_2F_3 + a_{124}F_1F_2F_4 + a_{234}F_2F_3F_4 + a_{341}F_1F_3F_4 + \varepsilon(F_1, F_2, F_3, F_4) \quad (2.9)$$

Barros Neto *et al.* (1995) mostra que os efeitos maiores que segunda ordem, normalmente são menos significativos. Admitindo que os valores principais e as interações de dois fatores sejam suficientes para descrever a superfície de resposta, pode-se usar os demais efeitos para obter uma estimativa para o erro experimental nos valores dos efeitos. De acordo com esta suposição as interações de três fatores na verdade não existem, portanto, podem ser atribuídos às flutuações inerentes ao processo em estudo. Ou seja estes valores correspondem ao ruído embutido nos valores das respostas.

Assim a função objetivo pode ser do tipo:

$$Y = a_0 + a_1F_1 + a_2F_2 + a_3F_3 + a_4F_4 + a_{12}F_1F_2 + a_{13}F_1F_3 + a_{14}F_1F_4 + a_{23}F_2F_3 + a_{24}F_2F_4 + a_{34}F_3F_4 + \varepsilon(F_1, F_2, F_3, F_4) \quad (2.10)$$

Ainda que nos processos mais comuns a função objetivo seja composta por efeitos principais e de segunda ordem, é necessário efetuar a análise de significância estatística dos efeitos de terceira ordem. Não se pode descartá-los, simplesmente, baseados em dados de outros processos ou sistemas.

Otimização por SRM

A metodologia para otimizar este modelo é conhecida pelo nome Metodologia da Superfície de Resposta (SRM) e foi introduzida por G.E.P. Box na década de 1950 (Barros Neto *et al.*, 1995). A descrição da metodologia feita por Barros Neto *et al.* (1995) é a seguinte:

“A metodologia de superfície de resposta é constituída de duas etapas distintas: modelagem e deslocamento. Essas etapas são repetidas tantas vezes quantas forem necessárias, com o objetivo de atingir uma região ótima (máxima ou mínima) da superfície investigada. A modelagem normalmente é feita ajustando-se modelos lineares ou quadráticos a resultados experimentais obtidos a partir de planejamentos fatoriais. O deslocamento se dá sempre ao longo do caminho de máxima inclinação de um determinado modelo, que é a trajetória na qual a resposta varia de forma mais pronunciada.” (Barros Neto *et al.*, 1995).

Para maior compreensão da metodologia é necessário recorrer a obra deste autor, na qual vários exemplos são apresentados. Neste caso, este modelo foi utilizado e os valores foram calculados pelo programa STATISTICA. Tal programa nos fornece todos os parâmetros necessários para verificação da validade estatística do modelo, margem de erros dos coeficientes, bem como subsídios para avaliar a predição da resposta em função das variáveis de interesse.

Validação estatística do modelo

Como apresentado anteriormente, todo pesquisador que pretende otimizar um processo experimentalmente procura construir um modelo que relaciona as variáveis (fatores) com o parâmetro em estudo. Construir modelos não basta. É preciso também *avaliar* se eles são realmente adequados à situação que se pretende descrever. Só então é possível extrair conclusões desses modelos (Barros Neto *et al.*, 1995).

A metodologia utilizada é a análise de variância, também conhecido como teste estatístico “F”. Isto significa que os resíduos apresentam uma distribuição normal e que a razão entre as médias quadráticas (MQ_R) e (MQ_r) seguem uma distribuição “F”. A tabela 2.9, mostra os valores a serem calculados que envolvem esta análise. A tabela 2.9 também é chamada Tabela ANOVA (ANalyze Of VAriance).

Tabela 2.9 - Tabela de análise da variância para o ajuste de um modelo linear nos parâmetros pelo método dos mínimos quadrados. n_i = número de repetições no nível i ; m = número de níveis distintos; $n = \sum n_i$ número total de observações (número de ensaios distintos); p = número de parâmetros do modelo

Fonte de variação	Soma quadrática	Número de graus de liberdade	Média quadrática
Regressão	$SQ_R = \sum_i^m \sum_j^{n_i} (\hat{y}_i - \bar{y})^2$	$p-1$	$MQ_R = \frac{SQ_R}{p-1}$
Resíduos	$SQ_r = \sum_i^m \sum_j^{n_i} (y_i - \hat{y}_i)^2$	$n-p$	$MQ_r = \frac{SQ_r}{n-p}$
Falta de ajuste	$SQ_{faj} = \sum_i^m \sum_j^{n_i} (\hat{y}_i - \bar{y}_i)^2$	$m-p$	$MQ_{faj} = \frac{SQ_{faj}}{m-p}$
Erro puro	$SQ_{ep} = \sum_i^m \sum_j^{n_i} (y_{ji} - \bar{y}_i)^2$	$n-m$	$MQ_{ep} = \frac{SQ_{ep}}{n-m}$
Total	$SQ_T = \sum_i^m \sum_j^{n_i} (y_{ji} - \bar{y})^2$	$n-1$	

A metodologia de validação do modelo consiste em se calcular os valores apresentados na tabela 2.9, adotar um nível de significância estatístico, ou seja um intervalo de confiança, por exemplo 95%, e comparar o valor da média quadrática da regressão dividida pelo valor da média quadrática dos resíduos com o valor do “ f ” tabelado. Sendo o valor do fator “F” calculado maior que o fator “ f ” tabelado, considera-se que o modelo é significativo. Quanto maior for o valor calculado melhor.

O mesmo procedimento deve ser adotado com relação a falta de ajuste. A média quadrática da falta de ajuste deve ser dividida pela média quadrática do erro puro. Este parâmetro mostra o erro associado ao modelo (linear, quadrático, etc.) adotado. Sempre que o valor do fator “F”

calculado para a falta de ajuste for menor que o valor do fator “ f ” tabelado, o modelo é considerado preditivo. Quanto menor for a relação “ F/f ” melhor, ou seja, o modelo se ajusta bem aos valores observados.

O erro puro é a estimativa da variância do experimento. É a determinação do erro experimental. Valores pequenos de erro puro indicam que os experimentos foram conduzidos de forma adequada e que estão associados a eles erros pequenos.

Capítulo 3

3. Propagação das incertezas

3.1 Introdução

Em geral as grandezas físicas ao serem medidas são afetadas de uma certa incerteza. Convencionou-se denominá-la erro, desvio, imprecisão ou incerteza de medida.

Os erros são de várias naturezas e de origens variadas. Normalmente são representados por um número, o desvio quadrático médio, que expressa o grau de coerência e confiabilidade de um resultado (Hennies, *et al.*, 1993).

Segundo Hennies, *et al.*, (1993), a natureza e os tipos de erros são:

a) *Erros grosseiros*: são devido à imperícia do operador, má calibração ou calibração errônea de instrumentos. Tais erros não são admissíveis.

b) *Erros sistemáticos*: Tais erros ocorrem sempre no mesmo sentido (para mais ou para menos), são de difícil detecção e não são reduzidos pela repetição das medidas. São advindos da má calibração de instrumentos, ou de padrões mal aferidos, dentre outros fatores. Tais erros devem ser evitados e podem ser detectados usando métodos de medidas diferentes aferidos com padrões distintos e confiáveis.

c) *Erros aleatórios*: Ou erros casuais, são erros que variam de uma medida para outra quando realizadas em condições idênticas e podem ser minimizados por repetibilidade das medidas. Estes erros variam em torno do valor médio da medida e, normalmente, seguem uma lei matemática ou seja uma curva de distribuição, por exemplo a curva normal (também conhecida como Gaussiana). Tais erros são devido a flutuações casuais de condições ambientais, a erros de

estimativa, distorções na impressão de escalas, dentre outras. Os erros aleatórios tem seu valor reduzido pelas repetições das medidas em $1/\sqrt{n}$ onde n é o número de medidas.

Normalmente o erro aleatório corresponde ao erro quadrático médio (ou seja a raiz quadrada da variância) e deve ser apresentado juntamente com o valor medido.

Os erros podem ser apresentados em três formas:

a) Erro absoluto: É o valor do erro nas unidades da grandeza medida;

b) Erro relativo: é a divisão do erro absoluto pelo valor da grandeza medida. Esta forma mostra o quanto o erro afeta a medida em questão

c) Erro percentual: é o erro relativo na forma percentual. A vantagem desta forma de apresentação é que se pode ter uma estimativa da precisão da medida mesmo antes de conhecer o valor desta.

3.2 Teoria dos erros

Conforme discutido acima, todas as grandezas físicas são sempre afetadas por erros e uma medida nunca é reproduzida exatamente. Vários são os motivos destes desvios do valor real ou absoluto destas grandezas, dentre eles pode-se destacar pequenas variações do meio, desgaste de equipamentos, etc.

Quando se afirma que o valor de uma grandeza é x , na realidade se está dizendo que este é o valor mais provável da grandeza em estudo.

Segundo o teorema do limite central de Laplace, quando muitos fatores intervêm como fonte de erros em uma medida, a distribuição dos seus valores obedecem uma distribuição Gaussiana ou normal.

Gauss demonstrou que o erro destas medidas é dado por:

$$\varepsilon = \frac{\sigma}{\sqrt{n}} \quad (3.1)$$

Pela teoria dos erros, em processos físicos que se comportam de acordo com a distribuição normal (ou gaussiana), a variância total de vários processos independentes é a soma direta das variâncias de cada um deles.

$$\sigma^2 = \sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 + \dots + \sigma_n^2 \quad (3.2)$$

Pelo teorema de Taylor, em especial as aplicações da série de Taylor é possível determinar a propagação de incertezas para funções do tipo $f(x_1, x_2, x_3, \dots, x_n)$ das medições de grandezas físicas $x_1, x_2, x_3, \dots, x_n$ (Beckwith, 1981). A série de Taylor pode ser expressa como segue, onde os termos de alta ordem são desprezados por introduzirem variações desprezíveis.

$$f[(x_1 + \Delta x_1), (x_2 + \Delta x_2), \dots, (x_n + \Delta x_n)] = f(x_1, x_2, \dots, x_n) + \Delta x_1 \frac{\partial f}{\partial x_1} + \Delta x_2 \frac{\partial f}{\partial x_2} + \dots + \Delta x_n \frac{\partial f}{\partial x_n} \quad (3.3)$$

onde os x_n 's são as variáveis e os Δx_n 's, os erros determinados ou assumidos para cada variável da função.

Chamando as incertezas de u_n 's, e efetuando-se as transformações necessárias na equação (3.3) obtém-se o máximo valor da incerteza (equação (3.4)), ou seja, o máximo erro da função (u_f).

$$u_f = \sqrt{\left(u_{x_1} \frac{\partial f}{\partial x_1}\right)^2 + \left(u_{x_2} \frac{\partial f}{\partial x_2}\right)^2 + \dots + \left(u_{x_n} \frac{\partial f}{\partial x_n}\right)^2} \quad (3.4)$$

Para determinar o erro da grandeza calculada utilizando-se a equação (3.4), por exemplo entalpia, basta determinar o erro de leitura dos valores de temperatura, pressão e concentração, e derivar a função que relaciona estes parâmetros com a entalpia. A derivada da função entalpia em relação a temperatura multiplicada pelo erro da temperatura elevado ao quadrado somada à derivada da função entalpia em relação à concentração multiplicada pelo erro da concentração elevado ao quadrado somada à derivada da função entalpia em relação a pressão multiplicada

pelo erro da pressão elevado ao quadrado obtém-se o quadrado do erro da entalpia. Extraíndo-se a raiz quadrada tem-se o erro desta propriedade.

3.2.1 Determinação do erro máximo para entalpia

Jordan (1998) apresenta a função para entalpia da mistura como sendo função da entalpia das substâncias puras e da entalpia de excesso, definida como uma relação da energia de Gibbs de excesso e da entropia de excesso da mistura:

$$\hat{h}_r^L = x_A^L \hat{h}_{ar}^L + (1 - x_A^L) \hat{h}_{wr}^L + \hat{g}_r^E + T_r \hat{s}_r^E \quad (3.5)$$

Jordan (1998) define a entalpia das substância puras na fase líquida pela equação 3.6, onde A_i e B_i são constantes distinta para água e amônia.

$$\hat{h}_r^L = \hat{g}_r^L + T_r \hat{s}_r^L = \hat{h}_{r0}^L + B_1 (T_r - T_{r0}) + \frac{1}{2} B_2 (T_r^2 - T_{r0}^2) + \frac{1}{3} B_3 (T_r^3 - T_{r0}^3) + (A_1 - A_4 T_r^2) (p_r - p_{r0}) + \frac{1}{2} A_2 (p_r^2 - p_{r0}^2) \quad (3.6)$$

onde os sub-índices r indicam propriedades reduzidas que são definidos como

$$T_r = \frac{T}{T_B} \quad (3.7)$$

$$p_r = \frac{p}{p_B} \quad (3.8)$$

$$\hat{g}_r = \frac{\hat{g}}{\hat{R} T_B} \quad (3.9)$$

$$\hat{h}_r = \frac{\hat{h}}{\hat{R} T_B} \quad (3.10)$$

$$\hat{s}_r = \frac{\hat{s}}{\hat{R}} \quad (3.11)$$

$$\hat{v}_r = \frac{\hat{v}}{\hat{R}T_B} \frac{p_B}{p_r} \quad (3.12)$$

Estas correlações empíricas são função de temperatura, pressão e concentração. Derivando-se em relação a cada uma destas variáveis obtém-se:

$$\frac{\partial \hat{h}_r^L}{\partial T} = \frac{\partial}{\partial T} \left(x_A^L \hat{h}_{ar}^L + (1-x_A^L) \hat{h}_{wr}^L + \hat{g}_r^E + T_r \hat{s}_r^E \right) \quad (3.13)$$

A entalpia para as substâncias puras é a mesma diferenciando-se apenas os valores das constantes. A entropia de excesso é a derivada parcial da energia de Gibbs de excesso em relação à temperatura. Efetuando-se as diferenciações obtém-se:

$$\frac{\partial \hat{h}_r^L}{\partial T} = x_A^L \frac{\partial \hat{h}_{ar}^L}{\partial T} + (1-x_A^L) \frac{\partial \hat{h}_{wr}^L}{\partial T} + \hat{s}_r^E + T_r \frac{\partial \hat{s}_r^E}{\partial T} \quad (3.14)$$

Como a entalpia é, também, função da pressão e concentração deve-se obter as derivadas parciais desta função em relação a estas variáveis.

$$\frac{\partial \hat{h}_r^L}{\partial p_r} = x_A^L \frac{\partial \hat{h}_{ar}^L}{\partial p_r} + (1-x_A^L) \frac{\partial \hat{h}_{wr}^L}{\partial p_r} + \frac{\partial \hat{g}_r^E}{\partial p_r} + T_r \frac{\partial \hat{s}_r^E}{\partial p_r} \quad (3.15)$$

A derivada da função entalpia em relação a pressão para a substância pura é:

$$\left(\frac{\partial \hat{h}_r^L}{\partial p_r} \right)_{sub. pura} = A_1 - A_4 T_r^2 + A_2 p_r \quad (3.16)$$

Jordan (1998) define a derivada parcial da energia de Gibbs em relação à pressão. A derivada da entropia de excesso em relação a pressão é:

$$\frac{\partial \hat{s}_r^E}{\partial p_r} = (E_4 + E_{10}(2x - 1))x(1 - x) \quad (3.17)$$

sendo E_i constantes definidas por Jordan (1998). As derivadas em relação à concentração são:

$$\frac{\partial \hat{h}_r^L}{\partial x} = \frac{\partial}{\partial x} (x_A^L \hat{h}_{ar}^L + (1 - x_A^L) \hat{h}_{wr}^L + \hat{g}_r^E + T_r \hat{s}_r^E) \quad (3.18)$$

como $\frac{\partial \hat{g}_r^E}{\partial x} = 0$ e $\frac{\partial \hat{s}_r^E}{\partial x} = 0$, assim:

$$\frac{\partial \hat{h}_r^L}{\partial x} = \hat{h}_{ar}^L - \hat{h}_{wr}^L \quad (3.19)$$

Das equações 3.4 e 3.5 a 3.19, substituindo-se os valores, obteve-se o máximo erro para a entalpia.

$$u_h = \pm 0,06 \text{ kJ / kg}$$

Das relações acima pode-se verificar quão trabalhoso é determinar a propagação dos erros de medidas de grandezas físicas nos valores das grandezas ou propriedades que são funções destas medidas tais como entalpia, entropia, etc. Estas propriedades termodinâmicas são função de temperatura, pressão e concentração ou outras propriedades termodinâmicas das substâncias e misturas.

Neste trabalho a propagação das incertezas para a entalpia foram obtidos por este método. Para as demais grandezas, entropia, exergia, irreversibilidades e calor trocado, utilizou-se o método aproximado proposto por Hennes (1993).

3.2.2 Método aproximado

Hennies (1993) apresenta algumas regras práticas que simplificam este processo. É verdade que a metodologia acima é mais precisa e que as regras práticas apresentadas a seguir são simplificações dela. Os erros obtidos pelas forma simplificada são, sem dúvida, maiores mas, é melhor, em se tratando de erros, pecar pelo excesso, desde que se mantenha a ordem de grandeza, do que pela falta.

Quando se tratar de soma e subtração deve-se calcular os erros como segue:

$$\ell = x_1 + x_2 + \dots + x_n \quad (3.20)$$

$$\sigma_\ell = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 + \dots + \sigma_n^2} \quad (3.21)$$

onde σ_i^2 é a variância da i -ésima grandeza física utilizada na determinação da propriedade termodinâmica em estudo.

Havendo produto ou divisão o processo é o seguinte:

$$\ell = x_1 \cdot x_2 \cdot \dots \cdot x_n \quad (3.22)$$

$$\frac{\sigma_\ell}{\ell} = \sqrt{\frac{\sigma_1^2}{x_1^2} + \frac{\sigma_2^2}{x_2^2} + \frac{\sigma_3^2}{x_3^2} + \dots + \frac{\sigma_n^2}{x_n^2}} \quad (3.23)$$

$$\ell = \frac{x_1 \cdot x_2 \cdot \dots \cdot x_n}{y_1 \cdot y_2 \cdot \dots \cdot y_m} \quad (3.24)$$

$$\frac{\sigma_\ell}{\ell} = \sqrt{\frac{\sigma_{x_1}^2}{x_1^2} + \frac{\sigma_{x_2}^2}{x_2^2} + \dots + \frac{\sigma_{x_n}^2}{x_n^2} + \frac{\sigma_{y_1}^2}{y_1^2} + \frac{\sigma_{y_2}^2}{y_2^2} + \dots + \frac{\sigma_{y_m}^2}{y_m^2}} \quad (3.25)$$

Fazendo-se as devidas substituições na equação acima obtém-se os erros da entalpia em cada ponto do sistema. Como os valores dos erros de temperatura, pressão e concentração são iguais ou muito próximos nos vários pontos, o erro média para a entalpia obtido é de:

$$u_h = \pm 0,06 \text{ kJ / kg}$$

Este processo foi feito para cada grandeza calculada. Após efetuado os cálculos os erros obtidos para cada grandeza estão apresentados na tabela 4.3 do capítulo 4.

As diferenças na determinação dos erros na utilização da metodologia aproximada e da mais precisa discutida anteriormente, para entalpia, é pequena. Os valores dos erros apresentaram variações de aproximadamente 9%, ou seja o erro calculado pelo método aproximado é 9% maior que o calculado pelo método exato. Logo, para o cálculo dos erros dos demais parâmetros foi adotada a metodologia aproximada descrita por Hennies (1993), pois ela abarca os erros calculados pelo método exato e apresenta valores aceitáveis para os erros.

Capítulo 4

4 Descrição do sistema de refrigeração por absorção e do aparato experimental instalado no HC-UNICAMP

4.1 Introdução

Silva (1995) apresenta os testes em uma planta de refrigeração por absorção projetada e fabricada pela MADEF S.A. (Canoas /RS), doada à UNICAMP. Neste capítulo estão descritos, de forma simplificada, os principais equipamentos, suas características construtivas e de operação, considerando os valores de projeto. O sistema de aquisição de dados utilizado, os sensores, suas características, seus respectivos erros, bem como cada grandeza medida e calculada estão aqui descritas.

O sistema de refrigeração por absorção instalado no Hospital de Clínicas da UNICAMP opera com o par água-amônia como fluido de trabalho e utiliza como fonte de calor uma fração do vapor de processo gerado nas caldeiras a óleo do hospital.

4.1.1 Descrição física e de operação do sistema de refrigeração em estudo

A figura 4.1 apresenta um esquema do sistema de refrigeração por absorção em estudo. A figura 4.2 mostra uma vista de frente. No apêndice A são apresentadas fotografias mostrando os principais equipamentos.

As características gerais de projeto do sistema são: Capacidade de Refrigeração de 23,2kW, temperatura de evaporação de -10°C , a potência térmica utilizada é 46,4kW a 110°C . A rede elétrica instalada é de 220V – trifásico. A capacidade nominal de produção de gelo é 20kg/ciclo. A duração do ciclo de congelamento é de 10 minutos. O descongelamento, feito com vapor de amônia quente que sai da entrada do condensador, tem duração de 1 minuto e é controlado por um “timer” de fabricação COEL. A espessura do gelo obtida varia entre 5 e 6 mm.

O funcionamento da planta, juntamente com as características de cada equipamento, está descrita a seguir.

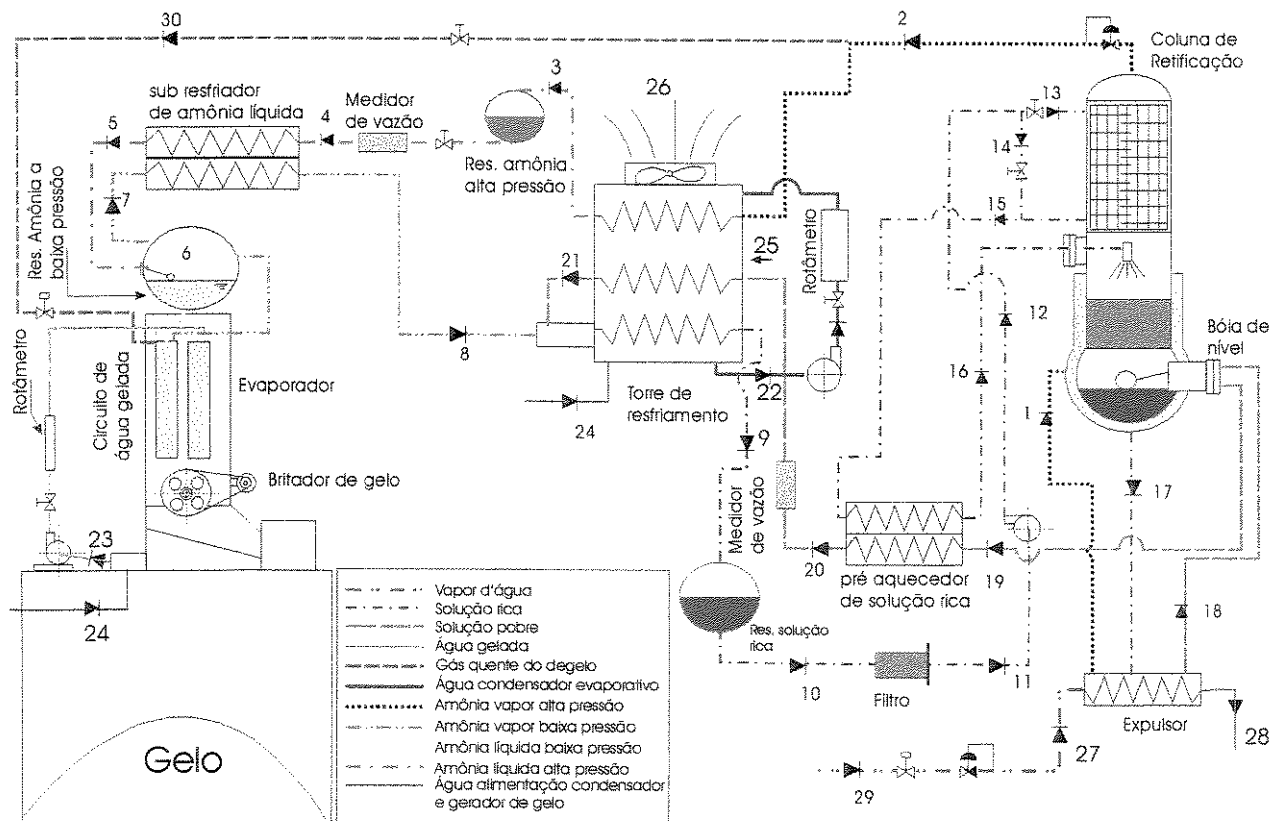


Figura 4.1 - Esquema do sistema de refrigeração por absorção László Halász

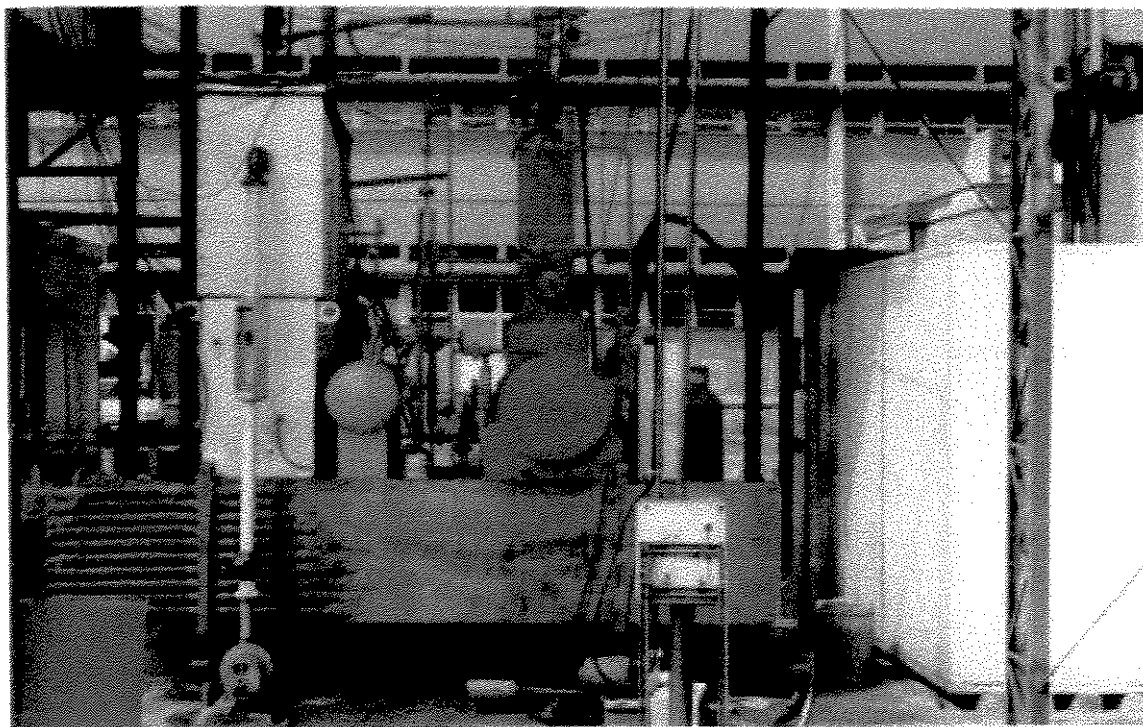


Figura 4.2 – Vista da planta de refrigeração por absorção instalada no HC-UNICAMP.

A seguir estão algumas figuras que ilustram as principais partes do sistema em sua forma construtiva, bem como a descrição sucinta do funcionamento de cada componente importante. No esquema da figura 4.1 não foram indicadas todas as válvulas, purgadores e demais equipamentos auxiliares para facilitar a compreensão do funcionamento do sistema. Nas figuras a seguir, nas quais está descrito cada equipamento com mais detalhes, estes componentes foram acrescentados. Os registros são indicados pela letra R, as válvulas solenóides pelo símbolo S e as válvulas reguladoras de pressão serão indicadas com V. Outros componentes serão indicados com simbologia própria, descrita na figura ou legenda, sempre seguida do número correspondente à figura 4.1.

Expulsor e coluna de retificação

O gerador (figura 4.3) é um trocador de calor tipo casco e tubo com solução de amônia no casco e vapor d'água nos tubos. São no total 130 tubos de 25,4mm de diâmetro por 752mm de comprimento. As dimensões externas são de ϕ 385mm (sem isolamento) x 1030mm e o trocador pesa 285kg. A solução rica aquecida pela condensação do vapor d'água é separada em vapor de

amônia e solução pobre. Este gerador deve trabalhar com o lado de solução inundado. A temperatura (T18) de saída da solução pobre na parte inferior do gerador deve estar entre 105 a 110 °C.

A coluna de retificação é composta por um reservatório inferior com as seguintes dimensões: ϕ 394mm x 1092mm. A coluna propriamente dita tem altura de 1 metro e diâmetro de ϕ 250mm composta na parte inferior por enchimento de anéis tipo Rashig de porcelana (ϕ 1/2" x 1/2") e na parte superior pelo retificador, que é um trocador de calor casco e tubo com chicanas. São 55 tubos de ϕ 25,4mm e 600mm, sendo que a solução rica passa pelo casco e o vapor de amônia pelos tubos. O peso total da coluna com o reservatório é de 205kg. A alimentação da coluna é feita na parte central da mesma. O reservatório da coluna possui um controle de nível (bóia mecânica) que regula a vazão de saída de solução pobre do gerador para manter o nível de solução rica estável dentro do expulsor e coluna. O nível de solução dentro do reservatório deve ser mantido no meio do visor. Caso ocorra um aumento de nível muito grande, a solução rica pode passar para a linha de amônia indo para o evaporador. Neste equipamento, a água se acumularia diminuindo a capacidade de troca de calor.

Na coluna, o vapor de amônia formado no gerador sobe em contra-corrente com a solução rica que entra na coluna. Há, portanto, transferência de calor e massa. Na parte superior da coluna ocorre a retificação do vapor (resfriamento) a fim de aumentar a sua concentração. A temperatura (T2) de saída do vapor deve estar entre 35 a 45°C. Se a temperatura for superior a 45°C haverá arraste de água para o condensador e conseqüentemente para o evaporador. Abaixo de 35°C haverá condensação do vapor de amônia. Amônia condensando na coluna não vai para o condensador, retornando para o reservatório da coluna.

No topo da coluna encontra-se uma válvula de pressão constante (V2) que tem a função de manter a pressão constante dentro da coluna e expulsor. Esta válvula tem um papel importante durante o ciclo de degelo, pois nesta fase vapor de amônia da linha de condensação é enviado diretamente para a parte de baixa pressão do evaporador. Caso não houvesse a válvula de pressão constante, a pressão no interior da coluna tenderia a cair, diminuindo em muito a eficiência de separação e retificação do sistema. Há alguns registros de serviço para conexão de pressostato,

transdutor de pressão, retirada de amostras e válvula de segurança, conforme indicado no esquema da figura 4.3.

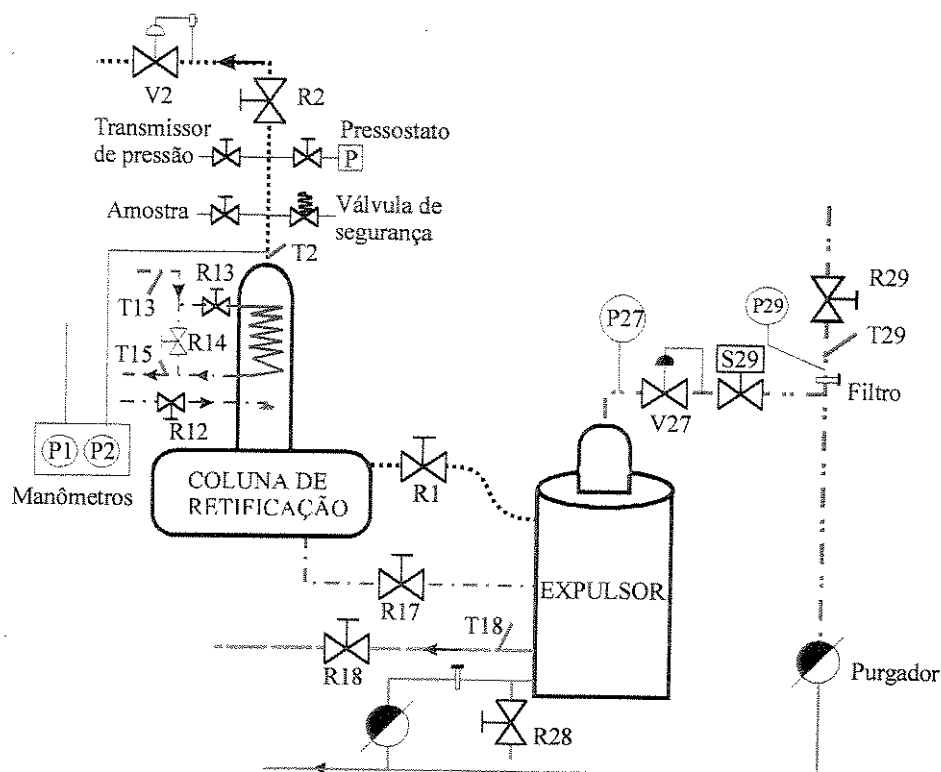


Figura 4.3 - Coluna de retificação e gerador ou expulsor (Silva, 1995)

Das figuras 4.1 e 4.3, tem-se que o vapor vem da linha de vapor (29) a aproximadamente 6 kgf/cm^2 (589kPa) (P29), 150°C (T29), e passa por um filtro. A válvula solenóide S29 deve permanecer aberta para dar passagem ao vapor que perde pressão na válvula reguladora de pressão (V27). A pressão de saída da válvula V27 é mostrada pelo manômetro P27. O vapor entra no expulsor cedendo calor latente à solução rica que vem da coluna pela linha 17. Amônia evapora deixando o expulsor em (1) e entrando na coluna. A solução pobre deixa o expulsor, onde se mede sua temperatura (T18). O vapor condensado sai do gerador pela linha de condensado (28). Na partida do sistema, o registro R28 deve ser aberto para que todo o condensado acumulado no expulsor saia durante o período parado.

A solução rica sai da bomba de solução (ponto 12 na figura 4.1), entra no resfriador do topo da coluna, retirando calor do vapor de amônia enriquecido, provocando condensação do vapor de água que sobe juntamente com o vapor de amônia, fazendo um refluxo em contra corrente com a amônia enriquecida. Este processo, denominado retificação, aumenta a concentração da amônia.

A solução rica deixa o resfriador da coluna e entra no recuperador de calor (ponto 15 da figura 4.1), retira calor da solução pobre que deixa o expulsor (no ponto 18), passa pela válvula controladora de vazão da coluna e entra no recuperador de calor (19). Ao deixar o recuperador de calor (16), a solução rica entra na coluna e é aspergida, em contra corrente com o fluxo de vapor de amônia concentrado, aumentando a concentração deste. Fotografias deste equipamento estão no apêndice A (Figuras A.2 e A.3)

Trocador de calor evaporativo CE-70 (Condensador evaporativo + resfriador evaporativo + absorvedor evaporativo)

O trocador de calor evaporativo modelo CE-70 é composto por três serpentinas: condensador evaporativo de vapor de amônia, resfriador evaporativo de solução pobre e o absorvedor evaporativo. As dimensões externas são: (510 x 1010 x 2060) mm. O peso total é de 870 kg. A figura 4.4 mostra um esquema deste equipamento. Cada um destes trocadores de calor dentro do CE-70 será sucintamente descrito a seguir. Fotos deste equipamento estão no apêndice A (figuras A.8, A.9 e A.10).

Condensador: Vapor de amônia deixa a coluna (2), entra no condensador evaporativo e se condensa. O líquido condensado é recolhido nos reservatórios de líquido (figura 4.6). O condensador tem uma área de troca de projeto de 10m^2 e é formado por 8 serpentinas de $1,25\text{m}^2$ de área de troca cada. As serpentinas são confeccionadas com tubos de $\frac{1}{2}$ " de diâmetro.

Resfriador de solução pobre: A solução pobre, quente, deve ser resfriada a fim de poder absorver o vapor de amônia que retorna do evaporador. Para tanto ela entra no resfriador evaporativo (20), perde calor para o fluxo de ar e água, e deixa o resfriador a uma temperatura adequada para entrar no absorvedor. A área de troca de projeto deste equipamento é $2,5\text{m}^2$. É formado por duas serpentinas iguais às do condensador evaporativo.

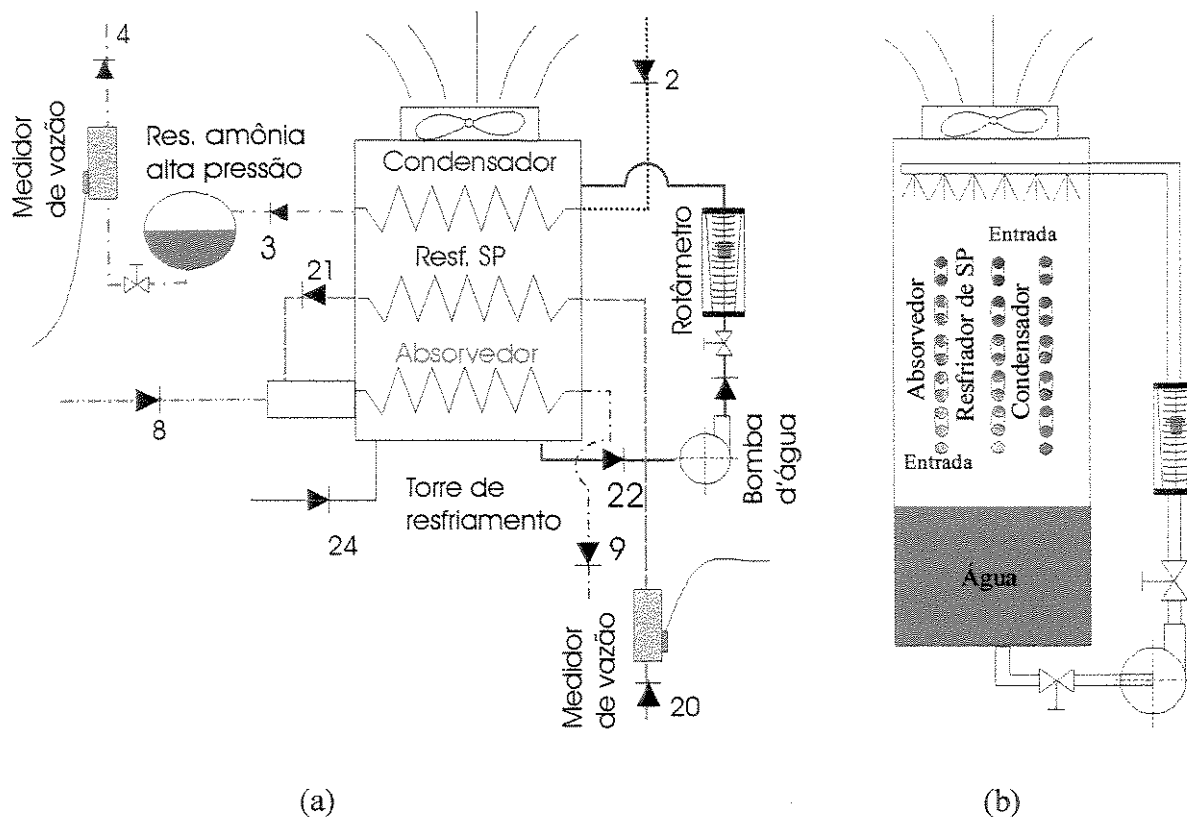


Figura 4.4 – (a) Esquema do trocador de calor evaporativo CE-70, composto pelo condensador evaporativo, absorvedor evaporativo e resfriador de SP evaporativo. (b) corte simplificado indicando a posição de cada trocador de calor

Absorvedor: a solução pobre resfriada (21) perde pressão em um bocal (figura 4.5), e entra em contato direto com o vapor de amônia que retorna do evaporador (8), à baixa pressão. Neste contato a solução absorve o vapor de amônia aumentando a sua concentração e liberando calor. A fim de que o processo tenha continuidade é necessário retirar este calor. O calor liberado é retirado pelos fluxos de ar e água. Quanto mais alta a pressão e quanto mais baixa a temperatura da água de resfriamento do absorvedor, maior a quantidade de amônia absorvida. A área de troca é de $8,75\text{m}^2$. Este equipamento, da mesma forma que os anteriores, é formado por 7 serpentinas.

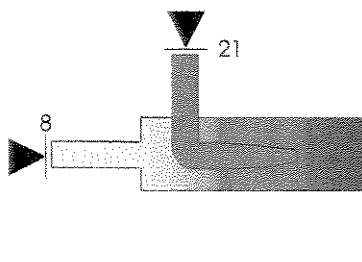


Figura 4.5 – Esquema do bocal onde ocorre a perda de pressão da SP.

Reservatório de amônia líquida

Existem dois reservatórios de líquido para a amônia proveniente do condensador com as seguintes dimensões: ϕ 6" x 1200mm. Estes têm registros de entrada e saída e registros auxiliares para leitura de pressão e retirada de ar do sistema.

A carga de amônia no sistema é feita pelo registro (Rca) colocado entre o reservatório de líquido e o evaporador.

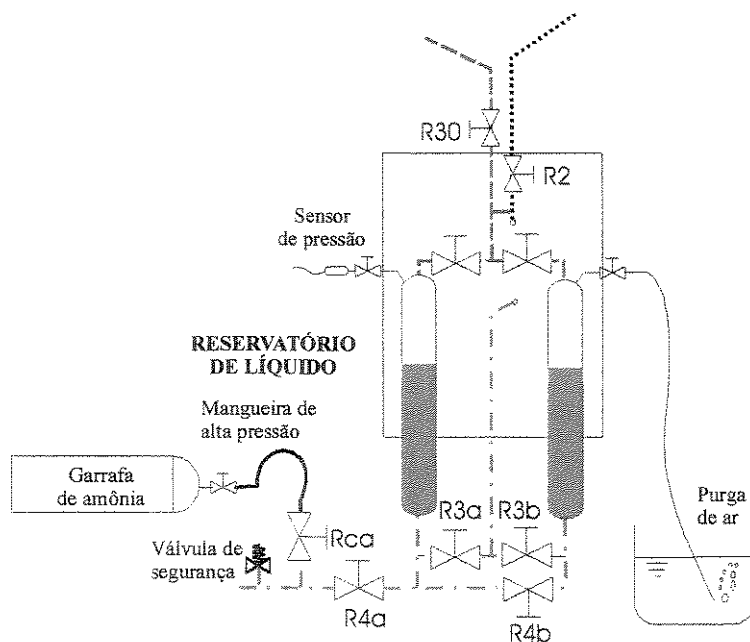


Figura 4.6 - Esquema da montagem dos reservatórios de líquido.

Bomba de solução

A bomba de solução é da marca HIDROMAR modelo BH 6100 com motor de 1c.v. (0,736kW). Inicialmente, os pistões destas bombas eram de aço niquelados e as válvulas com assento de teflon. Devido ao grande desgaste nestas peças e sua escassez no mercado para reposição, esta bomba foi trocada por outra da mesma marca e modelo mas com três pistões de cerâmica. As válvulas originais são de plástico e tiveram que ser adaptadas. Foram confeccionadas válvulas de teflon que substituíram as originais.

Neste tipo de sistema um dos problemas enfrentados é a bomba de solução. Bombas especiais tem custo proibitivo e bombas comuns não resistem ao ataque da solução. No caso da bomba utilizada nesta planta, parte do problema foi resolvido utilizando-se pistões de cerâmica e válvulas de teflon. Outro problema a ser equacionado é o das vedações. As gaxetas e anéis de vedação, bem como retentores que sofrem ataque da solução se desgastam rapidamente. Este fato provoca paradas no sistema para reparos, o que propicia a entrada de ar no sistema. A retirada deste ar com a planta “carregada” com amônia é feita removendo-se ar juntamente com amônia. Daí a necessidade de se repor tal amônia perdida. Vazamentos são um problema sério devido a toxicidade da amônia. Gaxetas, anéis de vedação e retentores de silicone, que não sofrem ataque da solução de amônia, têm custo muito superior aos de borracha. Não se encontram estas peças no mercado, tendo que ser fabricadas sob encomenda, daí o custo elevado.

Evaporador (gerador de gelo)

O gerador de gelo modelo GGD 0520, fabricado pela MADEF S.A., é um evaporador inundado composto por 5 cilindros de parede dupla, nas quais a amônia evapora pela parte interna retirando calor da água que escorre pelas paredes externas de cada cilindro. O gerador de gelo possui as dimensões de (1060 x 1310 x 3820) mm e pesa 850kg. Na parte superior apresenta um reservatório de amônia que alimenta os cilindros de evaporação. A válvula de expansão controla a entrada de amônia líquida no evaporador. A vazão nesta válvula é controlada por uma bóia mecânica de pistão existente no reservatório. Cada vez que o nível de amônia no interior do reservatório atinge um certo valor, a válvula se abre totalmente permitindo a entrada de mais amônia. Cada cilindro tem 2 metros de altura e um diâmetro de 4". A figura 4.7 mostra um

esquema deste equipamento. O corte A-A mostra o esquema construtivo dos cilindros evaporadores. Na figura 4.2, vê-se, à esquerda, este equipamento sobre a câmara de armazenamento do gelo. No apêndice A estão algumas fotografias deste equipamento (Figuras A.4, A.5, A.6 e A.7).

No gerador de gelo tem-se duas fases durante um ciclo: a formação de gelo e o degelo. O tempo de cada fase é controlado por um temporizador eletrônico fabricado pela COEL e por um circuito elétrico auxiliar que comanda um conjunto de válvulas.

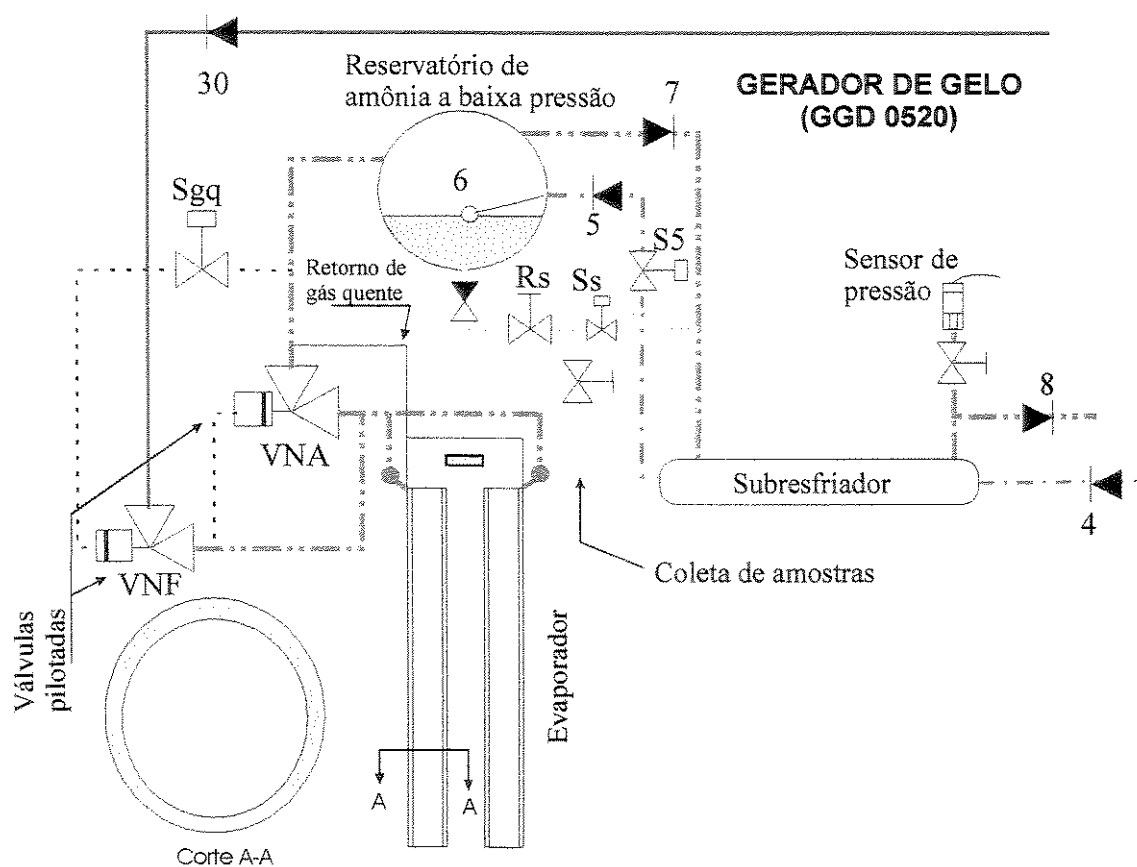


Figura 4.7- Esquema de funcionamento do evaporador.

Na fase de congelamento, a amônia líquida passa pela válvula solenóide da linha de líquido (S5), perde pressão na válvula de expansão e entra no reservatório de líquido na parte superior do

gerador de gelo (6). O nível deste reservatório é controlado pela bóia mecânica. A amônia passa, então, por uma válvula de retenção e segue para os cilindros onde irá evaporar, retirando calor da água que escorre pelo lado externo do cilindro. O vapor formado a baixa pressão passa por uma válvula pilotada, normalmente aberta (VNA), e segue para a parte superior do reservatório de líquido e daí para o subresfriador (7) e por diferença de pressão para o absorvedor (8).

A segunda fase do ciclo, que dura apenas 1 minuto, é o degelo, isto é, o descolamento do gelo formado no lado externo dos cilindros. Para tanto, a válvula solenóide da linha de líquido (S5) é fechada e a válvula solenóide de gás quente (Sgq) é aberta. Com isto, a válvula pilotada, normalmente fechada (VNF), é aberta e o vapor de amônia a alta pressão proveniente do condensador entra no evaporador fechando a válvula pilotada, normalmente aberta (VNA). A amônia líquida contida nos cilindros é empurrada para o reservatório de líquido através de cinco tubos capilares que conectam a parte inferior de cada cilindro com o tubo de retorno de vapor ao separador de líquido (veja figura 4.7). O vapor de amônia no interior dos tubos condensa-se devido à baixa temperatura, liberando o calor suficiente para descongelar o gelo das paredes de cada cilindro. O gelo desprende-se e cai sendo, então, quebrado em escamas por um britador na parte inferior do gerador. O gelo britado segue, por gravidade, para a câmara frigorífica onde fica armazenado. No final do ciclo de degelo a válvula (Sgq) é fechada e com isto a válvula pilotada VNF volta a se fechar. A válvula S5 é ligada. A pressão no evaporador cai fazendo com que se abra a válvula pilotada VNA e amônia líquida volta a encher os cilindros de evaporação.

Devido às variações de pressão ocorridas na coluna de retificação durante o funcionamento do sistema e pelo fato de que a retificação da amônia nunca é total, ou seja, a concentração da amônia nunca chega a 100%, é necessário, periodicamente, retirar-se água que se acumula no evaporador, e que diminui a capacidade frigorífica do mesmo. Para tanto este equipamento dispõe de um sistema de retirada de água do evaporador ou "secagem de amônia". Quando o gerador de gelo é ligado, a válvula solenóide de secagem (Ss) é também ligada, permitindo a passagem de amônia líquida diretamente para a saída do evaporador (na entrada do subresfriador), arrastando a água acumulada no evaporador para o absorvedor. Este processo é efetuado periodicamente durante o ciclo de degelo.

A diferença de pressão entre as linhas de alta pressão (de onde vem o gás quente) e a linha de baixa pressão (que vem do evaporador) aciona um êmbolo que abre a válvula pilotada VNF. Ao abrir-se esta válvula, a válvula pilotada VNA recebe pressão alta no seu tubo de tomada de pressão, acionando um êmbolo que a fecha. Este sistema impede a entrada de gás quente no reservatório de amônia líquida a baixa pressão, o que provocaria a evaporação de uma grande quantidade de amônia, aumentando muito a pressão no evaporador.

O gelo produzido é armazenado em uma câmara frigorífica construída com isopainéis de 10cm de espessura. As dimensões internas da câmara são: 1800mm de altura x 3400mm de largura x 3400mm de comprimento. A câmara não possui refrigeração própria. O gerador de gelo é montado na parte superior da câmara permitindo que o gelo seja depositado por gravidade no interior da câmara por uma abertura no teto.

Filtros

O sistema possui filtros de solução instalados antes da bomba de solução. São dois conjuntos de filtros, compostos cada um de um filtro metálico e de um filtro de papelão tipo FRAM C-751.

Também estão instalados filtros especiais para amônia antes das válvulas solenóides e filtros de água.

Subresfriador

O subresfriador é um trocador de calor tipo casca e tubo com a amônia líquida passando pelos tubos e vapor de amônia passando pelo casco. Suas dimensões são de ϕ 4" x 1330mm e pesa 40kg. A figura 4.8 mostra um esquema deste equipamento.

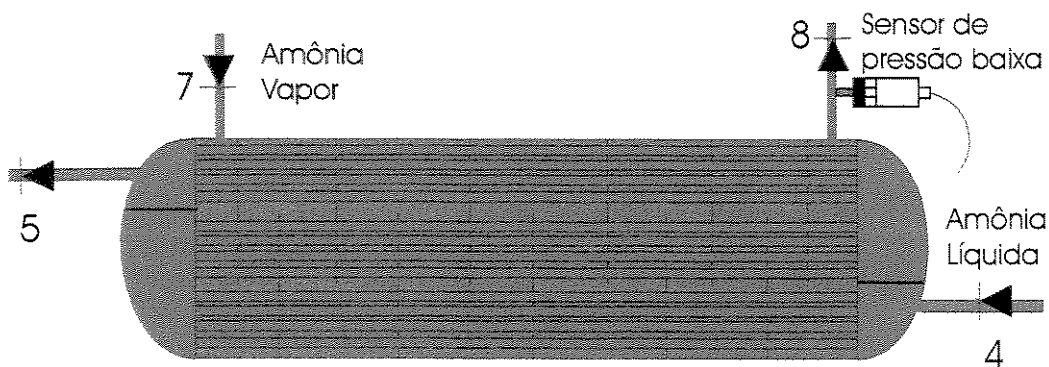


Figura 4.8 – Esquema do subresfriador de amônia líquida.

A amônia líquida a alta pressão que sai do condensador (4) tem uma temperatura próxima à temperatura ambiente (temperatura da água de resfriamento do condensador evaporativo). O vapor de amônia que retorna do gerador de gelo está por volta de -10°C (7) e, portanto, pode-se abaixar a temperatura da amônia líquida antes de entrar no gerador de gelo (5), aumentando a eficiência do processo. O vapor de amônia sai superaquecido do subresfriador (8). A pressão de baixa é medida na saída deste equipamento.

Recuperador de calor

O recuperador de calor é um trocador de calor entre a SR e SP. É formado por um tubo de diâmetro externo de $\phi 1\frac{1}{4}"$, por onde circula a SR (fluido frio) e por três tubos internos por onde circula a SP (fluido quente). Seu comprimento é de aproximadamente 60m. O pré-aquecedor de SR tem as seguintes dimensões (160 x 585 x 3155) mm. Um esquema deste equipamento é mostrado na figura 4.9.

A SP passa pela válvula reguladora de vazão da coluna e entra no recuperador de calor (19). Passa pelo trocador e sai no ponto (20). A SR entra no recuperador pelo ponto (15), onde se registra sua temperatura e sai no ponto (16). As temperaturas de entrada e saída de ambas as soluções são medidas e registradas.

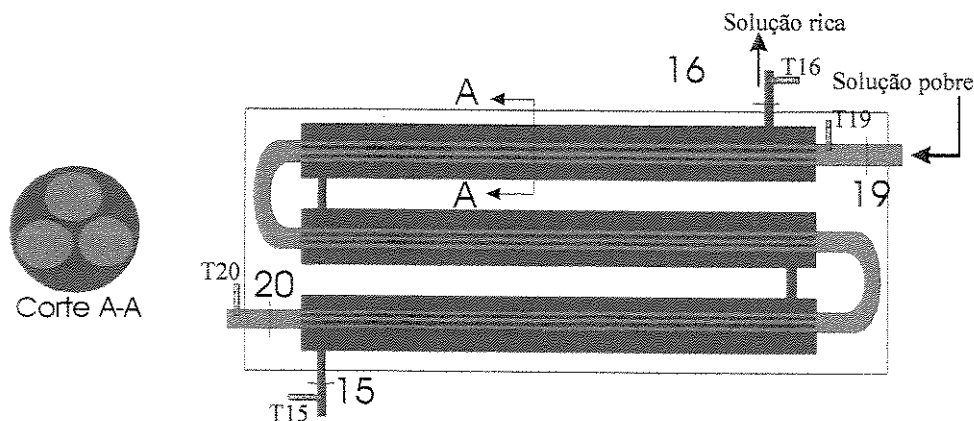


Figura 4.9 – Esquema do recuperador de calor da solução pobre (solução pobre cede calor para solução rica).

Dispositivos de segurança

O sistema possui duas válvulas de segurança para a alta pressão. São válvulas modelo VS-4 (discriminação do fabricante, MADEP) que abrem com 16bar (1113kPa) (valor determinado pelo fabricante). A primeira válvula está na parte superior da coluna de retificação e a segunda está na saída de amônia dos reservatórios de líquido.

O sistema está equipado com um pressostato diferencial de alta tipo KP-5, marca DANFOSS, que está regulado para abrir com uma pressão de 14 bar (974kPa). O pressostato, localizado na parte superior da coluna de retificação, quando aberto desliga a chave geral do painel de controle, desligando desta forma o gerador de gelo, a válvula solenóide de vapor d'água (S27) e a bomba de solução. Permanecem ligados apenas o ventilador e bomba do condensador evaporativo.

4.2 Instrumentação utilizada para aquisição dos dados de interesse

4.2.1 Descrição do sistema de aquisição de dados

Para a realização dos testes foi instalado um sistema de aquisição de dados via computador. Há, ao lado do sistema de refrigeração, uma sala de instrumentação (à direita sobre a câmara de armazenamento de gelo na Figura 4.2). Nesta sala está instalado um micro computador PC 486-DX4 no qual foi colocado uma placa de aquisição de dados (CAD12/32) e dois condicionadores

de sinais de 16 canais cada. Através de um software foi feito o monitoramento e o tratamento dos sinais provenientes dos diversos sensores instalados no sistema de refrigeração.

O sistema de aquisição de dados foi calibrado utilizando-se um equipamento denominado pelo técnicos em eletrônica de “giga” de testes, que consiste de uma bateria e um divisor resistivo, acoplado em um multímetro digital.

As principais características do sistema de aquisição de dados e do software utilizado para aquisição de dados é descrito à seguir.

Placa de aquisição de dados (conversor A/D)

- Marca: LYNX TECNOLOGIA ELETRÔNICA LTDA.
- Modelo: CAD 12/32.
- Canais: 32 entradas simples ou 16 diferenciais.
- Resolução: 12 bits (4096 níveis).
- Tempo de Conversão: 32 ms.

Principais características dos condicionadores de sinais

- Marca: LYNX TECNOLOGIA ELETRÔNICA LTDA.
- Modelo: PCX 0802.
- Canais: 16 entradas configuráveis através de um conjunto de impedâncias, podendo ler tensões ($\pm 10,0V$, $\pm 5,0V$, $\pm 2,5V$, $\pm 2,0V$, $\pm 1,0V$, $\pm 0,5V$, $\pm 0,1V$), correntes (0-5mA ou 0-20mA) e termopares (tipos J, K, T, S, R).
- Ajuste de zero e saídas de 0-5,0V ou $\pm 5,0V$.
- Sensor de temperatura interno (compensação de junta fria).

Principais características do software

Marca: LYNX TECNOLOGIA ELETRÔNICA LTDA. Modelo: AQDADOS - Versão 5.1, para DOS. Interface homem-máquina simples e eficiente através de "menus", permitindo a configuração e programação dos canais de entrada, armazenagem em disco em tempo real, impressão de relatórios, visualização dos dados em até 4 canais em tempo real, etc. O programa possibilita também a manipulação dos dados, construindo gráficos, separando ou eliminando trechos; alteração de valores individuais; redução de taxa de amostragem; avaliação dos valores máximos e mínimos de um trecho; área sobre a curva, média e desvio padrão de um trecho de dados, etc.

A montagem do sistema de aquisição de dados permite a coleta de 23 canais de temperatura, 2 canais de pressão, 2 canais de vazão e 2 canais de densidade.

Canal 0: temperatura de referência da placa (junta fria);

Canais de 1 a 15 e 24 a 31: tomadas de temperatura;

Canais 16 e 17: tomada de pressão;

Canal 18: vazão de solução pobre;

Canal 19: densidade da solução pobre;

Canal 20: temperatura da solução pobre no medidor de vazão;

Canal 21: vazão de amônia;

Canal 22: densidade da amônia;

Canal 23: temperatura da amônia no medidor de vazão.

Calibração do sistema de aquisição de dados

Para garantir que os valores lidos de tensão e corrente pelo sistema de aquisição de dados sejam corretos é necessário a calibração deste.

O procedimento adequado é fornecer ao sistema tensões e correntes conhecidas. Inicialmente calibra-se a placa de aquisição de dados, utilizando uma fonte de tensão e corrente, que forneça tensões e correntes com precisão, conferidas com um multímetro de precisão. Verifica-se a leitura da placa de aquisição de dados para vários pontos. A leitura de pontos intermediários é feita por regressão linear entre os pontos acima e abaixo do valor lido (o fabricante garante que a resposta do sistema de aquisição de dados é linear, no entanto a linearidade do sistema foi verificada).

Este processo garante que, não importa qual o sinal que chegue à placa, ela irá ler corretamente e efetuar a conversão para temperatura, ou qualquer outra grandeza medida previamente definida em cada canal. Garante também que a conversão dos valores lidos nas grandezas desejadas seja efetuado segundo os valores constantes em suas respectivas tabelas de linearização. Mas não garante que o sinal que o sistema de aquisição de dados recebe enviado pelo sensor corresponda ao valor real da grandeza medida. Tais sensores podem, além de apresentar erros de medida, sofrer influência de perdas devido ao comprimento dos cabos de extensão (termopares), ou de outras fontes de interferência.

Para verificar o sinal fornecido ao sistema de aquisição de dados, conforme já descrito, foi utilizado um multímetro marca METEX com precisão de 0,05% nas escalas de 0 a 20mV com menor divisão de 10,0 μ V e 0 a 20mA com menor divisão de 10,0 μ A. Este equipamento vem com certificado de calibração do fabricante.

UNICAMP
BIBLIOTECA CENTRAL
SEÇÃO CIRCULANTE

4.2.2 Sensores de temperatura

Os valores de temperatura foram tomados através de termopares do tipo T (Cobre-Constantan) com isolamento mineral e proteção de aço inoxidável a fim de evitar problemas de corrosão pela amônia.

Os sinais em mV foram transmitidos através de um cabo de compensação tipo T até o condicionador de sinais no interior da sala de instrumentação.

Os termopares foram aferidos via software, medindo-se a tensão gerada em mV para várias temperaturas, em um banho termostático (veja a figura A.2 no apêndice A), e comparando-se com um termômetro padrão, com menor divisão de $0,1^{\circ}\text{C}$. A transformação dos valores lidos em mV em graus centígrados é feita pelo software AQDADOS utilizando-se como referência a temperatura de junta fria medida pela CAD 12/32 e a tabela de conversão de $\text{mV} \times ^{\circ}\text{C}$ da ASTM (1981) para a faixa de -20 a 200°C . Foram feitas várias leituras e por análise estatística determinou-se o erro de medida de temperatura dos termopares. Os valores dos erros destes sensores estão apresentados na tabela 4.1.

Procedimento de calibração dos termopares

Para se garantir que as leituras dos termopares correspondessem aos valores reais de temperatura em cada ponto do sistema, foi efetuada a calibração deles seguindo os passos:

- a) A faixa de variação de temperatura para calibração dos termopares foi de -15°C a 150°C ;
- b) Conectou-se os termopares no sistema de aquisição de dados, verificando as impedâncias dos contatos;
- c) Imergiu-se os termopares na cuba de um banho termostático com temperatura previamente determinada, juntamente com um termômetro padrão com menor divisão de $0,1^{\circ}\text{C}$, que foi totalmente imerso no líquido;
- d) Durante o período de leitura, após o equilíbrio verificou-se continuamente a temperatura do banho lida no termômetro padrão constatando-se que não houve variações no valor definido;
- e) Efetuou-se mais de 100 leituras de temperatura pelos termopares para cada valor de temperatura previamente definida no banho termostático (frequência de leitura de 100 Hz e período de leitura de 5min por temperatura de referência);
- f) Efetuou-se a média aritmética das leituras de temperatura dos termopares para cada um dos valores previamente definidos no banho termostático;

g) Utilizando-se a planilha eletrônica Excel, determinou-se uma reta relacionando a temperatura lida por cada termopar e a temperatura lida pelo termômetro padrão, conforme a equação (4.1).

$$T_{real} = aT_{termopar} + b \quad (4.1)$$

A tabela 4.1 abaixo mostra os coeficientes da equação 4.1 para cada canal do sistema de aquisição de dados e os erros para cada termopar.

Tabela 4.1 - Coeficientes da correlação temperatura lida x temperatura real e erro calculado para cada termopar.

Canal	a	b	σ (°C)
1	1,059067	-5,04393	0,15
2	1,064962	-5,21627	0,15
3	1,053928	-4,96968	0,14
4	1,054832	-4,86606	0,14
5	1,054391	-4,69078	0,14
6	1,059219	-4,71832	0,14
7	1,056755	-4,43377	0,14
8	1,054155	-5,08805	0,14
9	1,060635	-5,26866	0,14
10	1,058626	-4,96868	0,14
11	1,055863	-4,79482	0,15
12	1,054475	-4,92873	0,15
13	1,055117	-4,46785	0,14
14	1,056472	-5,03907	0,14
15	1,037556	-4,41304	0,15
24	1,064376	-4,95053	0,15
25	1,065245	-5,12979	0,15
26	1,061167	-4,81997	0,14
27	1,061167	-4,81997	0,12
28	1,061167	-4,81997	0,12
29	1,061167	-4,81997	0,14
30	1,061167	-4,81997	0,12
31	1,061167	-4,81997	0,13

4.2.3 Sensores de pressão

Os dados de pressão foram tomados a partir de transmissores de pressão instalados na parte de alta pressão (ponto 2 da figura 4.1, no topo do reservatório de amônia, veja figura 4.6), e na parte de baixa pressão (ponto 8 nas figuras 4.1 e 4.8) do sistema de refrigeração. Os transmissores de pressão (marca SODMEX) são alimentados por uma fonte de tensão de 12 a 30V e fornecem um sinal linear de 4 a 20mA para uma faixa de pressão de 0 a 17bar (o sinal não depende da tensão da fonte de alimentação, somente da variação da pressão). O sinal em mA foi transmitido diretamente ao condicionador de sinais.

Os sensores de pressão vêm com certificado de calibração do fabricante. No entanto foram verificados.

O sistema de refrigeração possui manômetros tipo Bourdon instalados nos pontos (8), pressão de baixa e (2), pressão de alta e na sucção da bomba de solução (ponto 10) e no ponto (2), saída de vapor de amônia da coluna.

As pressões do vapor d'água antes e após a válvula reguladora de pressão instalada na entrada do gerador foram tomadas através de manômetros tipo Bourdon. Os valores dos erros destes sensores são apresentados na tabela 4.2.

4.2.4 Vazões e densidades das soluções do sistema

As vazões e densidades da SP, SR, dos fluxos de água do evaporador para formação de gelo e do trocador de calor evaporativo EC-70 e da amônia foram medidas como descrito a seguir:

Vazão e densidade da amônia e SP

O medidores de vazão do tipo Coriollis são fabricados e utilizados desde os anos 50. Mas devido a limitações da tecnologia eletrônica eles não apresentavam bom desempenho. Atualmente, com os avanços na eletrônica os problemas, outrora presentes na tecnologia de medição de vazão pelo princípio de Coriollis, foram sanados. Normalmente de tamanho razoável, de fácil manuseio e instalação, estes medidores apresentam uma boa repetibilidade, alta precisão

e baixa ou nenhuma manutenção. São projetados para medirem três grandezas separadas, vazão mássica, temperatura e densidade. Com a densidade e a temperatura pode-se obter a vazão volumétrica (Blickley, 1991), bem como a concentração pois a pressão é conhecida.

Foram instalados no sistema dois sensores MASS 2100 de fabricação DANFOSS que transmitem seus sinais para um conversor de sinais tipo MASS 3000. Estes sensores tem capacidade de medir vazão mássica, volumétrica, densidade, temperatura e concentração de particulados em fluxos de líquidos. O erro máximo, dependendo da grandeza medida, é de 0,15%. Nas grandezas de interesse (temperatura, fluxo e densidade) a precisão verificada é de $\pm 0,1\%$ (Para uma operação adequada, bem como obter informações sobre o equipamento, veja o manual do fabricante).

O sinal enviado pelo sensor MASS 2100 é recebido pelo conversor MASS 3000, que transforma o sinal lido nas grandezas de interesse, aparecendo em um “display”. Estes conversores conta com 3 saídas analógicas, duas saídas em frequência ou pulso e duas saídas para atuadores. Além disso ele pode ser conectado a um sistema de aquisição de dados via computador para se armazenar os dados (DANFOSS, s.d.).

O sensor MASS 2100 pode medir de 1 a 52000kg/h, opera entre -10 a 180°C , resiste a uma pressão de 500bar, é todo confeccionado em aço inox, não sofrendo ataque da amônia.

O sensor instalado na sistema em estudo está calibrado na faixa de 0 a 1500kg/h. Tal equipamento envia para o sistema de aquisição de dados sinais de 0 a 20mA, correspondendo as leituras 20mA ao valor máximo de cada faixa, tanto para vazão, densidade como temperaturas.

A vazão mássica dos fluxos de amônia e de SP foram medidos com estes sensores, bem como a densidade e temperatura que estes fluxos tinham ao passarem por estes sensores. As vazões de SR e de vapor de água no gerador foram obtidos por balanço de massa e energia.

4.2.5 Concentração das soluções do sistema

A determinação da concentração das soluções é fator muito importante para se definir o estado termodinâmico das soluções em cada ponto do sistema, bem como o cálculo com precisão dos valores das propriedades termodinâmicas, do COP e eficiência exergética dos sistemas de

refrigeração por absorção. A concentração das soluções foi medida por dois métodos. O primeiro por titulometria, durante o período de formação de gelo e o segundo através da pressão, temperatura e densidade medidos pelo sensor MASS 2100 durante todo o tempo de funcionamento do sistema..

Devido às características do equipamento MASS 2100, pôde-se determinar a concentração das vazões do sistema utilizando este sensor. A concentração da amônia “pura” e da solução pobre foram obtidas por este método (A concentração da solução rica foi obtida por balanço).

Com os dados de temperatura e densidade, mais a pressão, que também é medida conforme descrito anteriormente, determinou-se, através das correlações de propriedades da amônia e da solução água-amônia propostas por Jordam (1998), a concentração da SP e da amônia “pura”.

Pela utilização deste sistema verificou-se a precisão do método por titulometria descrito a seguir.

Normalmente as indústrias que utilizam sistemas de absorção, usam uma metodologia muito simples para determinação da concentração das soluções, mas pouco precisa. É feita uma coleta de uma fração de solução rica e pobre. Mede-se a densidade e a temperatura à pressão atmosférica, determinando-se assim a concentração das soluções. Este método é bastante impreciso pois como a amônia é vapor à pressão atmosférica, uma grande quantidade de amônia evapora-se durante a coleta e medição da temperatura e densidade. Logo, a concentração medida não corresponde a concentração real das soluções que está dentro do sistema.

Este método é utilizado devido ao seu baixo custo. Normalmente estas indústrias não adquirem medidores de vazão do tipo utilizado neste sistema, devido ao elevado custo. Logo por ser mais preciso que o método normalmente usado na indústria, o método da titulometria, que também tem custo muito baixo, poderá mostrar quão perto do valor real das concentrações se pode chegar. As vantagens deste método é a simplicidade e custo baixo.

O método por titulometria utilizado para medir a concentração é descrito a seguir (Zukowski *et al.*, 1996):

Materiais: Os materiais químicos utilizados são: ácido clorídrico (HCl) com concentração aproximadamente conhecida, carbonato de sódio (Na_2CO_3 - anidro). Os equipamentos são: Beckers, bureta graduada e escala.

Procedimento:

1. Dilui-se HCl, com concentração conhecida, preparando 1,0 litro de solução com 2moles/l de concentração.
2. Determina-se a densidade de HCl (P , g/ml) a partir da massa específica da solução (ρ , g/ml) e da concentração (X_{HCl} , %) usando a equação:

$$P = \frac{\rho \cdot X_{\text{HCl}}}{100} \quad (4.2)$$

Para 2 moles de HCl, a massa (m) é duas vezes a massa de um mol de HCl, que vale $M_{\text{HCl}}=36,47$ g, logo $m=72,94$ g. Obtém-se, portanto, o volume da solução adquirida de HCl (ml) pela equação 4.2

$$V_{\text{HCl}} = \frac{m}{P} \quad (4.3)$$

3. Obtém-se a concentração exata de HCl na solução adquirida. É necessário verificar este dado devido a possíveis variações na solução adquirida ou durante as misturas, para tanto, basta seguir os seguintes passos:
 - a) Pesa-se 5 amostras de Na_2CO_3 (anidro) com peso aproximadamente entre 0,2 e 0,25g;
 - b) dissolve-se cada uma das amostras em 40ml de água destilada;
 - c) adiciona-se 3 gotas de alaranjado de metila em cada uma e a cor se tornará laranja;
 - d) utilizando-se uma bureta graduada, adiciona-se gotas da solução de HCl a ser avaliada dentro da solução de Na_2CO_3 até a cor se tornar salmão;

e) mede-se, então, o volume da solução de HCl (V_1) para cada uma das soluções de Na_2CO_3 (com massa m_1 de Na_2CO_3 (g) cujo peso equivalente é $m_{x/2}$ dado em g/mol-equiv. $106/2=53\text{g/mol-equiv}$). Logo a concentração (N_{HCl} mol-equiv/ml) da solução de HCl é calculada pela equação 4.4.

$$N_{\text{HCl}} = \frac{m_1 \cdot 100}{V_1 \cdot m_{x/2}} \quad (4.4)$$

Está, portanto, determinada a concentração da solução de HCl, que será utilizada para a determinação da concentração de amônia da solução água-amônia.

Para se determinar a concentração da solução, tanto rica, quanto pobre, deve-se seguir os seguintes passos:

1. retira-se várias amostras de solução de água-amônia do sistema de absorção usando o aparato descrito na figura 4.10, mergulha-se o bico dentro de água destilada (dentro do Becker deve conter de 900 a 1000ml de água destilada), dissolvendo-se a solução na água. Retira-se uma pequena amostra de volume entre 15 a 40ml. Mede-se o volume inicial da água e da solução final. Esta solução deve ser colocada dentro de uma vasilha com etiqueta, identificando onde a amostra foi tirada. Faz-se mais 4 ou 5 amostra desta forma para se evitar erros.
2. de cada amostra retira-se 3 ou mais porções de 2 a 5ml. Cada uma delas é colocada em um Becker e adiciona-se água até obter-se uma solução de 50ml (V_a).
3. adiciona-se nesta solução 3 gotas de Phenolftaleína até que a cor se torne magenta.
4. usando uma bureta graduada, adiciona-se solução de HCl, com concentração determinada, até que a solução se torne incolor. Neste momento a quantidade exata da solução de HCl é calculada (V_{HCl})
5. então, calcula-se a concentração de amônia como segue:

$$N_{NH_3} = \frac{V_{HCl} \cdot N_{HCl} \cdot 100}{1000 \cdot V_a} \quad (4.5)$$

Utilizando-se a equação 4.6 calcula-se a concentração gravimétrica (ξ_{m-a} , em g) de amônia/g de solução), onde se considera a densidade da solução (ρ_{sol}) igual a da água.

$$\xi_{m-a} = \frac{N_a}{\rho_{sol}} \quad (4.6)$$

A precisão deste método é de 7,6% do valor obtido. A comparação entre os valores obtidos por estes dois métodos é apresentada no capítulo 5.

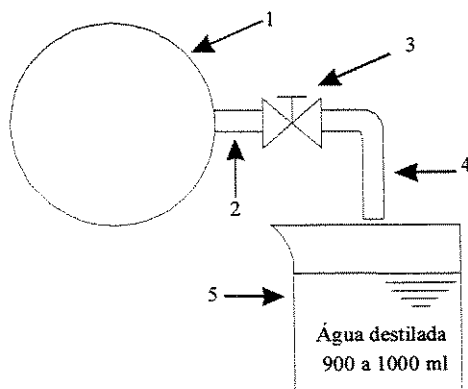


Figura 4.10 - Amostragem de solução de água-amônia do sistema de absorção. 1- reservatório, 2- tubo, 3- válvula, 4- bico, 5- Becker com 900 a 1000ml de água destilada.

Taxa de produção de gelo

A quantidade de gelo produzida em cada ciclo foi pesada em balança afim de se determinar a taxa de produção de gelo por ciclo. Esta grandeza foi medida em kg/h.

A tabela 4.2 apresenta os erros de medida para cada grandeza medida pelo sensor MASS2100 e da balança utilizada.

Tabela 4.2 – Erros de medida de cada tipo de sensor instalado no sistema de refrigeração por absorção em estudo.

Grandeza medida	Equipamento (sensor)	Erro
Temperatura	Sensor MASS 2100	$\pm 0,1^{\circ}\text{C}$
Pressão	Transmissores de pressão	$\pm 0,01 \text{ bar}$
	Manômetros de Bourdon	$0,2 \text{ kgf/cm}^2$
Densidade	Sensores MASS 2100	$\pm 1,5 \text{ kg/m}^3$
Vazão mássica	Sensores MASS 2100 para SP	$\pm 2,25 \text{ kg/h}$
	Sensores MASS 2100 para amônia	$\pm 0,75 \text{ kg/h}$
Vazão volumétrica (rotâmetros)	Rotâmetro do gerador de gelo	$\pm 0,05 \text{ m}^3/\text{h}$
	Rotâmetro do condensador evaporativo	$\pm 0,1 \text{ m}^3/\text{h}$
Tempo de ciclo	“Timer” da COEL no congelamento	$\pm 2,0 \text{ min}$
	“Timer” da COEL no degelo	$\pm 2,0 \text{ s}$
Massa de gelo	Balança	$\pm 0,1 \text{ kg}$

Os sensores foram conectados no sistema de aquisição de dados segundo a tabela 4.3.

4.3 Parâmetros calculados

Neste sistema pretende-se obter as eficiências de primeira lei da termodinâmica (COP), a exergética (ψ) e a taxa de produção de gelo ($\dot{Q}$). Para tanto algumas grandezas termodinâmicas foram calculadas.

Para obtenção das propriedades termodinâmicas da amônia, SP, SR e de água no condensador e gerador de gelo foi utilizado o programa AQUAM. Este programa foi desenvolvido pelo Prof. Dr. Duane P. Jordan da Texas Tech University utilizando correlações empíricas por ele desenvolvidas (Jordan, 1992).

Tabela 4.3 – Variáveis monitoradas e adquiridas pelo sistema de aquisição de dados. Identificação entre canais e pontos da figura 4.1.

Canal	Figura 4.1	Variável	Canal	Figura 4.1	Variável
0	-	Junta fria	16	3	Pressão de alta
1	8	Vapor de NH ₃ deixa trocador	17	7	Pressão de baixa
2	7	Saída de NH ₃ vapor do evaporador	18	20	Vazão de Solução pobre
3	5	Entrada de NH ₃ no evaporador	19	20	Densidade da solução pobre
4	2	Saída de vapor de NH ₃ da coluna	20	20	Temperatura da solução pobre
5	13	SR entra no resfriador da coluna	21	4	Vazão de amônia
6	18	SP sai gerador	22	4	Densidade da amônia
7	14/15	SR entra no recuperador de calor	23	4	Temperatura da amônia
8	26	Saída de ar do trocador de calor evaporativo CE-70	24		Livre
9	26	Saída de ar do trocador de calor evaporativo CE-70	25	25	Bulbo seco
10	20	SP sai do recuperador de calor	26	23	Reservatório de água gelada
11	16	SR sai do recuperador de calor	27		Vapor d'água antes da VRP ^o
12	10	Reservatório de solução rica	28		Livre
13	19	SP entra no recuperador de calor	29		Aspersor de água no evaporador
14	25	Água cuba do trocador de calor evaporativo CE-70	30	3	Reservatório de amônia
15	21	SP entra no absorvedor	31	25	Bulbo úmido

^oVálvula reguladora de pressão da linha de vapor do expulsor

Os parâmetros calculados foram: vazão mássica da SR e do vapor de água no gerador, entalpia, entropia, concentração mássica e volume específico em cada ponto do sistema. Com estes parâmetros foram obtidos o COP, eficiência exergética (Ψ), a taxa de produção de gelo ($\mathfrak{R}$), e as irreversibilidades em cada equipamento do sistema.

4.3.1 Metodologia de avaliação termodinâmica do sistema de absorção em estudo: Balanços de massa, energia e exergia

Para se realizar a avaliação termodinâmica do sistema foi utilizado o fluxograma da figura 4.1 para definir os volumes de controle a serem estudados.

Como o sistema opera em regime transiente foram feitas alguma hipóteses simplificadoras para se calcular os parâmetros de interesse, o balanço de massa, energia e exergia. São elas:

1. Considerou-se somente o período de formação de gelo (entre degelos) para análise termodinâmica;

2. Considerou-se, para cálculo das propriedades termodinâmicas, que o sistema estava operando em regime estável, ou seja, ciclos de operação com comportamento semelhante após uma hora do início do experimento;
3. Admitiu-se regime permanente durante o período de formação de gelo. Como em todos os ciclos para um mesmo experimento o comportamento do sistema é semelhante, considerou-se que o sistema estava em regime estável de operação durante o degelo, tornando válidos os balanços de massa e energia adotados adiante. Dentro de cada ciclo, em um mesmo experimento, os valores operação médios das grandezas medidas são praticamente iguais;
4. No período de formação de gelo considerou-se valores médios de pressão, vazão, temperatura, densidade e concentração, obtidos por média aritmética. As demais propriedades termodinâmicas foram obtida a partir destes valores;
5. Período de degelo foi desconsiderado somente para o cálculo das propriedades. Durante o degelo o sistema não fabrica gelo, não realiza efeito frigorífico. Admitiu-se um valor constante para o tempo de degelo de 1,0 min para garantir que todo o gelo formado se desprendesse do evaporador. Dependendo do período de formação de gelo a quantidade e espessura do gelo formado varia, logo seria necessário tempo de degelo diferente para cada condição de operação. Como não há efeito frigorífico durante este período, o valor adotado garante o descolamento de todo o gelo formado para as condições de operação estudadas;
6. Foi escolhido aleatoriamente em cada experimento um período de formação de gelo para o cálculo das propriedades de interesse. Este procedimento garante validade estatística;
7. Perda de pressão nas linhas foi desprezada por não afetar significativamente a grandezas em estudo (Silveira Jr. e Rios, 1995);
8. Nos balanços de energia nos trocadores de calor admitiu-se que não haja perdas para o ambiente. Apesar de não se considerar nos balanços estas perdas foram quantificadas em

cada equipamento onde há troca de calor e são apresentadas nas tabelas de propriedades para cada experimento;

9. Trocas de calor nas linhas foram desprezadas. Os volumes de controle, em sua maioria envolveram as linhas de alimentação de cada equipamento. Exceção feita somente para o recuperador de calor que tem termopares instalados na saída e entrada de cada fluxo.

As equações dos balanços de massa e energia que envolvem cada processo estão descritas abaixo:

$$\text{Equação da continuidade} \quad \Sigma \dot{m}_e = \Sigma \dot{m}_s \quad (4.7)$$

$$\text{Conservação da energia} \quad \dot{Q}_{v.c.} + \Sigma (\dot{m}_e \times h_e) = \Sigma (\dot{m}_s \times h_s) + \dot{W}_{v.c.} \quad (4.8)$$

$$\text{Variação de exergia} \quad \Delta \dot{Ex}_{v.c.} = \Sigma (\dot{m}_e \times ex_e) - \Sigma (\dot{m}_s \times ex_s) + \dot{W}_{v.c.} \quad (4.9)$$

$$\text{Cálculo da irreversibilidade} \quad \dot{I} = \dot{W}_{v.c.} - \Delta \dot{Ex}_{v.c.} - \Delta \dot{Ex}_{v.c.}^0 \quad (4.10)$$

$$\text{Cálculo da exergia específica} \quad ex_i = ex_0 + (h_i - T_0 \times s_i) - (h_0 - T_0 \times s_0) \quad (4.11)$$

A partir das equações (4.7) a (4.11) define-se o balanço de massa, energia e exergia em cada equipamento, como segue. Os pontos de entrada e saída estão de acordo com a figura 4.1.

Evaporador

Pontos de entrada: 6 e 22. Pontos de saída: 7 e 23.

$$\text{Balanços de massa} \quad \dot{m}_7 = \dot{m}_6 \quad (4.12)$$

$$\dot{m}_{23} = \dot{m}_{22} \quad (4.13)$$

$$\text{Balanço de energia} \quad \dot{Q}_E = \dot{H}_{23} - \dot{H}_{22} = \dot{H}_7 - \dot{H}_6 \quad (4.14)$$

$$\text{Variação de exergia} \quad \Delta \dot{E}x_{GELO} = \dot{E}x_{23} - \dot{E}x_{22} \quad (4.15)$$

$$\text{Irreversibilidade} \quad \dot{I} = \dot{E}x_{23} + \dot{E}x_7 - \dot{E}x_6 - \dot{E}x_{22} \quad (4.16)$$

Subresfriador

Pontos de entrada: 4 e 7. Pontos de saída: 5 e 8

$$\text{Balanço de massa} \quad \dot{m}_4 = \dot{m}_5 = \dot{m}_8 = \dot{m}_7 \quad (4.17)$$

$$\text{Balanço de energia} \quad \dot{Q}_{SUB} = \dot{H}_4 - \dot{H}_5 = \dot{H}_8 - \dot{H}_7 \quad (4.18)$$

$$\text{Irreversibilidade} \quad \dot{I} = -\Delta \dot{E}x_{SUB} = \dot{E}x_5 + \dot{E}x_8 - \dot{E}x_4 - \dot{E}x_7 \quad (4.19)$$

Absorvedor + reservatório de SR

Pontos de entrada: 8 e 21. Ponto de saída: 10

$$\text{Balanços de massa} \quad \dot{m}_{10} = \dot{m}_8 + \dot{m}_{21} \quad (4.20)$$

$$\dot{m}_{10} \xi_{10} = \dot{m}_8 \xi_8 + \dot{m}_{21} \xi_{21} \quad (4.21)$$

$$\text{Balanço de energia} \quad \dot{Q}_{ABS} = \dot{H}_8 + \dot{H}_{21} - \dot{H}_{10} \quad (4.22)$$

$$\text{Irreversibilidade} \quad \dot{I} = -\Delta \dot{E}x_{SUB} = \dot{E}x_{10} - \dot{E}x_8 - \dot{E}x_{21} \quad (4.23)$$

Bomba de solução

Ponto de entrada: 11. Ponto de saída: 12

$$\text{Balanço de massa} \quad \dot{m}_{11} = \dot{m}_{12} \quad (4.24)$$

$$\text{Balanço de energia} \quad \Delta h = \frac{v_{11} \times (\Delta P_{(11-12)})}{\eta_{bomba}} \quad (4.25)$$

$$\dot{W} = \frac{\dot{m} \times \Delta h}{\eta_{motor}} \quad (4.26)$$

onde $\eta_{bomba} = 0,7$ e $\eta_{motor} = 0,8$ (dados do fabricante)

$$\text{Variação de exergia} \quad \Delta \dot{E}x_{BS} = \dot{E}x_{12} - \dot{E}x_{11} \quad (4.27)$$

$$\text{Irreversibilidade} \quad \dot{I} = \dot{W} - \dot{E}x_{11} + \dot{E}x_{12} \quad (4.28)$$

Condensador

Ponto de entrada: 2. Ponto de saída: 3

$$\text{Balanço de massa} \quad \dot{m}_3 = \dot{m}_2 \quad (4.29)$$

$$\text{Balanço de energia} \quad \dot{Q}_C = \dot{H}_3 - \dot{H}_2 \quad (4.30)$$

$$\text{Irreversibilidade} \quad \dot{I} = -\Delta \dot{E}x_C = \dot{E}x_2 - \dot{E}x_3 \quad (4.31)$$

Resfriador de Solução pobre

Ponto de entrada: 20. Ponto de saída: 21

$$\text{Balanço de massa} \quad \dot{m}_{21} = \dot{m}_{20} \quad (4.32)$$

$$\text{Balanço de energia} \quad \dot{Q}_{RSP} = \dot{H}_{20} - \dot{H}_{21} \quad (4.33)$$

$$\text{Irreversibilidade} \quad \dot{I} = -\Delta \dot{E}x_{RSP} = \dot{E}x_{20} - \dot{E}x_{21} \quad (4.34)$$

Recuperador de calor

Ponto de entrada: 15 e 18. Ponto de saída: 20 e 16

$$\text{Balanços de massa} \quad \dot{m}_{15} = \dot{m}_{16} \quad (4.35)$$

$$\dot{m}_{18} = \dot{m}_{20} \quad (4.36)$$

$$\text{Balanço de energia} \quad \dot{Q}_{RC} = \dot{H}_{16} - \dot{H}_{15} = \dot{H}_{18} - \dot{H}_{20} \quad (4.37)$$

$$\text{Irreversibilidade} \quad \dot{I} = -\Delta \dot{E}x_{RC} = \dot{E}x_{15} + \dot{E}x_{18} - \dot{E}x_{16} - \dot{E}x_{20} \quad (4.38)$$

Gerador + Coluna de retificação + Resfriador da coluna

Pontos de entrada: 27, 12 e 16. Pontos de saída: 14, 2, 23 e 18

$$\text{Balanços de massa} \quad \dot{m}_{27} = \dot{m}_{28} \quad (4.39)$$

$$\dot{m}_{12} = \dot{m}_{15} = \dot{m}_{13} = \dot{m}_{18} + \dot{m}_2 \quad (4.40)$$

$$\dot{m}_{12}\xi_{12} = \dot{m}_2\xi_2 + \dot{m}_{18}\xi_{18} \quad (4.41)$$

$$\text{Balanço de energia} \quad \dot{Q}_G = \dot{H}_{28} - \dot{H}_{27} \quad (4.42)$$

$$\text{Irreversibilidade} \quad \dot{I} = -\Delta\dot{E}x_{G+CR} = \dot{E}x_{12} + \dot{E}x_{27} + \dot{E}x_{16} - \dot{E}x_{15} - \dot{E}x_2 - \dot{E}x_{28} - \dot{E}x_{18} \quad (4.43)$$

Válvula de expansão de amônia

Ponto de entrada: 5. Ponto de saída: 6

$$\text{Balanços de massa} \quad \dot{m}_5 = \dot{m}_6 \quad (4.44)$$

$$\text{Balanço de energia} \quad \dot{H}_6 - \dot{H}_5 = 0 \quad (4.45)$$

$$\text{Irreversibilidade} \quad \dot{I} = -\Delta\dot{E}x_{valv. exp.} = \dot{E}x_5 - \dot{E}x_6 \quad (4.46)$$

4.4 Planejamento dos experimentos

Para se obter resultados coerentes e estatisticamente válidos é necessário planejar os experimentos. Este planejamento deve abarcar somente a variáveis independentes (Barros Neto *et al.*, 1995).

Dos 33 parâmetros monitorados, apenas 4 parâmetros são controlados/variados de alguma forma. Um planejamento fatorial de 4 variáveis requer um total de 16 experimentos. Para se determinar o erro puro (erro experimental) é necessário acrescentar-se experimentos em pontos centrais no planejamento. Acrescentando 4 pontos centrais tem-se um total de 20 experimentos.

As variáveis independente e passíveis de serem controladas diretamente são:

1. Pressão do vapor de água. Variação possível através da válvula reguladora de pressão. Variar a pressão implica na variação da vazão e temperatura de condensação do vapor d'água, e, conseqüentemente, na variação da temperatura dentro da coluna.
2. Vazão da água trocador de calor evaporativo CE-70. Pode ser mudada com válvula controladora de vazão e lida em rotâmetro instalado na linha de água.
3. Vazão de água do evaporador para formação de gelo. Variação possível por válvula controladora de vazão e indicada em rotâmetro instalado na linha de água gelada.
4. Tempo de ciclo ou de formação de gelo, controlado por “timer” eletrônico. Ou seja, quantidade e espessura de gelo produzido

Para realizar tais experimentos determinou-se os níveis superior e inferior de cada variável. A tabela 4.4 mostra estes níveis.

O planejamento adotado é apresentado na tabela 4.4. Os valores adotados para os níveis estão justificados a seguir. A execução dos experimentos foi realizada de forma aleatória. A tabela 4.5 mostra a seqüência de execução dos experimentos.

Tabela 4.4 – Níveis utilizados no planejamento experimental para determinar quais das variáveis em questão mais influenciam a eficiência exergetica, o COP e a quantidade de gelo produzida pelo sistema em estudo.

Variável	Nome	-1	0	+1
F1	Vazão água condensador (l/h)	7000	8000	9000
F2	Vazão água evaporador (l/h)	1000	1250	1500
F3	Pressão do vapor de água (kgf/cm ²)	1,5 (147kPa)	2,0 (196kPa)	2,5 (245kPa)
F4	Tempo do ciclo (min)	10	15	20

A vazão no condensador é limitada por fatores físicos. O valor de projeto é de 8m³/h. A bomba inicialmente instalada na planta era de 1c.v. e a tubulação de 1”. Devido a avarias nesta

bomba, ela foi substituída por outra de 2c.v.. A tubulação inicial teve que ser substituída para se adaptar à nova bomba no condensador evaporativo. Foram instalados tubos de PVC de 2". Esta nova instalação hidráulica na torre possibilitou maiores vazões de água. O rotâmetro instalado na linha de água pode medir, a 22°C, de 1 a 10m³/h. Atualmente é possível se definir vazões maiores que 10 m³/h, mas seria necessário substituir o rotâmetro. Este equipamento apresenta um custo relativamente alto (cerca de US\$ 1200,00).

A vazão no evaporador também apresenta limitações físicas. Deseja-se que o fluxo de água escorra pelas paredes dos tubos anulares que formam o evaporador. A água é aspergida por orifícios de aproximadamente 1,5mm. Para vazões superiores a 2,0m³/h, ao bater na parede do evaporador, uma parte considerável da água aspergida será refletida e escorrerá pelas paredes externas que envolvem o evaporador não produzindo gelo.

Da mesma forma que as variáveis anteriores, a pressão do vapor de água no gerador apresenta limitações físicas. A primeira é a pressão máxima disponível que é de aproximadamente 6,0kgf/cm² (589kPa), a segunda é que se a pressão do vapor for muito alta a temperatura no interior da coluna será bastante elevada e conseqüentemente a pressão de trabalho será também elevada. Por questão de segurança pressões acima de 16bar devem ser evitadas. Com temperaturas de saída de amônia da coluna superiores a 45°C a quantidade de água arrastada pela amônia aumenta, assim como para temperaturas muito baixas de operação da coluna (resultado de pressões muito baixas).

Com relação ao tempo de ciclo a limitação física é a espessura do gelo formado. Para tempos de formação de gelo maiores que 30min a espessura fica tão grande (acima de 10mm) que o britador não pode quebrá-lo sem comprometer a integridade dos tubos que interligam o evaporador ao separador de líquido. O esforço para quebrar o gelo pode romper os tubos que ligam o evaporador ao reservatório de amônia à baixa pressão.

Tabela 4.5 - Planejamento experimental utilizado para obtenção da função objetivo e otimização do sistema em estudo.

Ensaio	F1	F2	F3	F4
1	1	1	1	1
2	1	1	1	-1
3	1	1	-1	1
4	1	1	-1	-1
5	1	-1	1	1
6	1	-1	1	-1
7	1	-1	-1	1
8	1	-1	-1	-1
9	-1	1	1	1
10	-1	1	1	-1
11	-1	1	-1	1
12	-1	1	-1	-1
13	-1	-1	1	1
14	-1	-1	1	-1
15	-1	-1	-1	1
16	-1	-1	-1	-1
17 (C)*	0	0	0	0
18 (C)	0	0	0	0
19 (C)	0	0	0	0
20 (C)	0	0	0	0

*Indica ponto central

Para se garantir a validade estatística dos dados aquisitados, bem como do planejamento deve-se executar os experimentos aleatoriamente (Barros Neto, *et al.*, 1995)

Tabela 4.6 – Seqüência de execução dos ensaios do planejamento experimental utilizado para obtenção da função objetivo e otimização do sistema em estudo.

Seqüência	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
Ensaio	19	20	8	17	1	3	11	2	13	5	7	16	15	4	14	10	18	12	6	9

Variáveis monitoradas

Para cálculo dos parâmetros de interesse é necessário monitorar e analisar algumas variáveis. As variáveis de interesse a serem estudadas segundo esquema da figura 4.1, são:

a) Temperaturas ($^{\circ}\text{C}$):

1. Temperatura da água da cuba do resfriador evaporativo CE-70 (T_k);
2. Temperatura da água do evaporador para formação de gelo (23);
3. Temperatura da amônia concentrada após o subresfriador (5);
4. Temperatura da amônia concentrada na saída da coluna de retificação (2);
5. Temperatura da solução pobre antes do recuperador de calor de solução(19);
6. Temperatura da solução pobre após recuperador de calor (19);
7. Temperatura da solução pobre na saída do expulsor (18);
8. Temperatura da solução rica após o recuperador de calor (16);
9. Temperatura da solução rica na entrada do resfriador de refluxo da coluna de retificação (13);
10. Temperatura da solução rica na saída do resfriador de refluxo da coluna de retificação (14);
11. Temperatura da solução rica no reservatório de solução (10);
12. Temperatura de bulbo seco - T_{bs} ;
13. Temperatura de bulbo úmido - T_{bu} ;
14. Temperatura de condensação – T_c (3);
15. Temperatura de entrada da solução rica na coluna de retificação (16);
16. Temperatura de evaporação - T_E (6);
17. Temperatura do vapor de amônia antes do subresfriador (7);

18. Temperatura do vapor de amônia após o subresfriador (8);
19. Temperatura de absorção (9);
20. Temperatura da solução pobre após o resfriador de solução pobre (21);
21. Temperatura do ar que sai do trocador de calor evaporativo CE-70 (26);

b) Pressões (bar, kgf/cm^2):

22. Pressão de condensação (3);
23. Pressão de evaporação (8);
24. Pressão do vapor de água (27);

c) Vazões (kg/h):

25. Quantidade de gelo produzida;
26. Vazão de solução pobre;
27. Vazão de amônia concentrada;
28. Vazão de solução rica (por balanço de massa);
29. Vazão de vapor de água;
30. Vazão de água do evaporador para formação de gelo;

d) Concentrações (% em massa amônia/ massa de solução):

31. Concentração de solução pobre;
32. Concentração de solução rica;
33. Concentração da amônia concentrada.

A maioria das variáveis monitoradas não são variáveis independentes, portanto não fazem parte do planejamento experimental proposto, pois são parte da resposta de funcionamento do sistema. Seu monitoramento é importante para determinar as propriedades termodinâmicas necessárias para o cálculo do COP e da eficiência exegética, bem como da determinação da grandezas não medidas obtidas por balanço de massa e energia, tais como vazão mássica de SR e concentração de SR.

As temperaturas de bulbo seco e bulbo úmido não foram incluídas no planejamento experimental pois não são controláveis. Estas temperaturas influenciam, segundo a literatura, o desempenho do resfriador evaporativo CE-70, bem como o sistema como um todo. Elas serão monitoradas e seu efeito será avaliado em separado.

A temperatura da água de resfriamento do resfriador evaporativo CE-70 é consequência das temperaturas dos fluxos que passam por este equipamento e das condições ambientes, portanto é uma resposta do sistema, logo não pode fazer parte do planejamento experimental

Capítulo 5

5 Resultados

5.1 Introdução

A apresentação e discussão dos resultados em um trabalho experimental, é, talvez, a parte mais importante do trabalho. Se por um lado tem-se a possibilidade de se verificar na prática os conceitos apresentados na bibliografia, por outro verifica-se que nem sempre os sistemas reais funcionam como são descritos devido as hipóteses simplificadoras adotadas nas abordagens de cada autor. Dentre os problemas enfrentados em trabalhos experimentais destaca-se o desgaste e a necessidade de manutenção nos equipamentos que adiciona muito tempo de trabalho não desejado pelos pesquisadores. Estes fatores, bem como vários outros não citados, é que agregam valor aos trabalhos experimentais.

Os resultados serão apresentados em forma de gráficos e tabelas. Para se determinar os valores que fizeram parte do planejamento experimental proposto acima e utilizado neste trabalho foram feitos vários experimentos preliminares. Uma parte dos dados obtidos estão apresentados e discutidos a seguir.

5.2 Resultados preliminares

Para obtenção dos resultados preliminares apresentados foram adotados, nos experimentos, os níveis apresentados na tabela 5.1, abaixo. Estes níveis são, na verdade, os valores de operação

UNICAMP
BIBLIOTECA CENTRAL
SEÇÃO CIRCULANTE

de projeto da planta em estudo definido pelo fabricante. Vários outros níveis foram utilizados. A apresentação deste, a título de exemplo, mostra que o planejamento experimental adotado, discutido no capítulo anterior, é propício.

Tabela 5.1 – Níveis adotados para realização de alguns experimentos preliminares.

Parâmetro	Valor
Pressão do vapor de água no gerador (expulsor).	2,0kgf/cm ² (196kPa)
Vazão da água do resfriador evaporativo CE-70	8,0m ³ /h
Vazão da água de formação do gelo	1,2m ³ /h
Tempo do ciclo	30min.

Dentre os parâmetros de interesse estudados estão as pressões de amônia de alta e baixa. Para melhor compreensão do comportamento do sistema, inicialmente, se discutirá o comportamento destas grandezas durante os dois ciclos do sistema, formação de gelo e degelo.

5.2.1 Valores absolutos das pressões de alta e baixa da amônia nas linhas de alta e baixa

As pressões variam no tempo conforme a figura 5.1 a seguir.

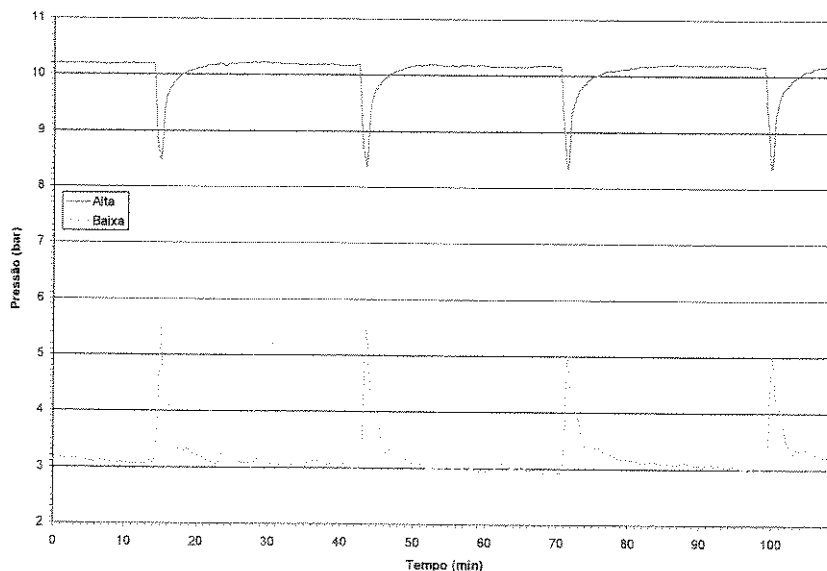


Figura 5.1 - Variação das pressões absolutas da amônia nas linhas de alta e baixa pressão na máquina de gelo instalada no HC-UNICAMP.

Como se pode ver na figura 5.1, durante um pequeno intervalo de tempo (1 minuto), existe uma grande variação nas pressões de alta e baixa. Durante o degelo entra gás quente no evaporador para possibilitar o desprendimento do gelo formado dos tubos do evaporador. As pressões não se igualam porque o período de degelo é pequeno em relação ao restante do ciclo.

Um dos fatores que geram irreversibilidades neste tipo de sistema é a variação de pressões dentro da coluna de destilação, não pelas variações em si mas pelas consequências.

A queda de pressão na coluna faz com que a concentração da amônia que vai para o evaporador tenha valor menor que o desejado, pois uma grande quantidade de água é arrastada para o topo da coluna, para o condensador e, por fim, para o evaporador. A água acumulada no evaporador prejudica as trocas de calor dificultando a formação de gelo, portanto é um fator de irreversibilidade. Um terceiro aspecto é o processo utilizado para retirada desta água do evaporador. Para remoção da água do evaporador é necessário a realização de vários degelos, conforme descrito anteriormente. Este calor adicional inserido no evaporador é irreversibilidade pois não faz efeito frigorífico.

Para se retirar esta água do evaporador é necessário abrir-se uma válvula solenóide de dreno (Ss, figura 3.7) e efetuar-se vários degelos mais prolongados que o normal (tempo de degelo maior que 1 minuto, aproximadamente 1,5 min. Uma sessão de 3 a 4 degelos com intervalo de 5 a 10 minutos entre eles). Com este procedimento praticamente toda a água acumulada no evaporador é removida.

A retirada de água do evaporador é um processo que interfere no funcionamento do sistema, provocando uma queda em sua eficiência. O que se precisa determinar, ainda, é o intervalo em que este procedimento deve ser efetuado sem alteração nos parâmetros de funcionamento, ou seja, efetuá-lo durante o processo normal de degelo. Para tanto é necessário instalar-se um temporizador que controle a válvula solenóide (Ss, figura 3.7) na linha de dreno, que a acione juntamente com o sistema de degelo. Além disso é necessário definir a vazão nesta linha, controlada por um registro lá instalado (Rs, figura 3.7). A abertura deste registro definirá, no momento em que se estiver efetuando a retirada de água do evaporador, qual a vazão necessária.

Tal determinação é mais fácil de ser efetuada por simulação matemática do sistema. O desenvolvimento de um simulador de tal monta é algo que deve ser efetuado em trabalhos futuros, tendo o presente trabalho como ponto de partida, devido à dificuldade de se ajustar um modelo teórico a um sistema real. Para tanto, muitas horas de programação, bem como de experimentação, são necessárias. Como a segunda já foi realizada, a partir destes dados, poder-se-á determinar a quantidade de água acumulada no evaporador e qual o tempo de retirada por simulação.

Por este motivo o tempo de degelo deve ser o mínimo possível, sendo o tempo necessário somente para desprender todo o gelo formado no gerador de gelo. Para minimizar este processo é necessário evitar ou melhor eliminar as variações de pressão na coluna de retificação. Assim a quantidade de água arrastada ao evaporador será pequena e será retirada durante os degelos normais, dentro de cada ciclo.

5.2.2 Comparação entre as pressões de alta e baixa

Da figura 5.2 vê-se que a pressão de baixa varia sempre que se varia a pressão de alta para cada ciclo. Sempre que ocorre o degelo as pressões variam.

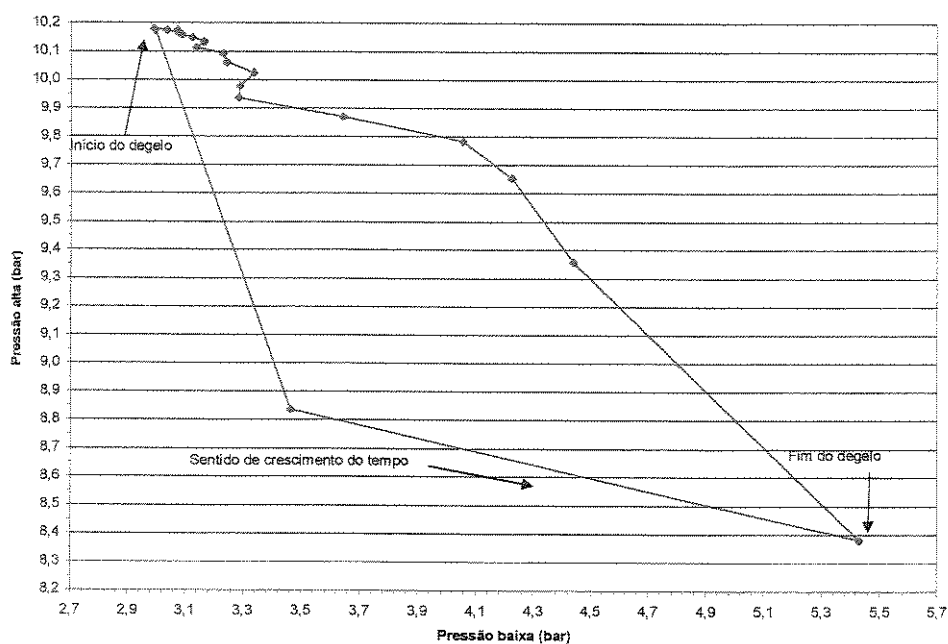


Figura 5.2 – Pressão de alta *versus* pressão de baixa.

As variações da pressão de baixa é uma característica do sistema e não pode ser evitada. As variações de pressão na coluna de retificação podem e devem ser evitadas.

5.2.3 Temperaturas de interesse observadas no sistema de refrigeração por absorção

As figuras a seguir mostram as temperaturas monitoradas na planta neste primeiro grupo de experimentos. Nas figuras 5.3 a 5.8 observa-se que a maioria das temperaturas sofrem influência da variação das pressões. Algumas sofrem maior influência que outras.

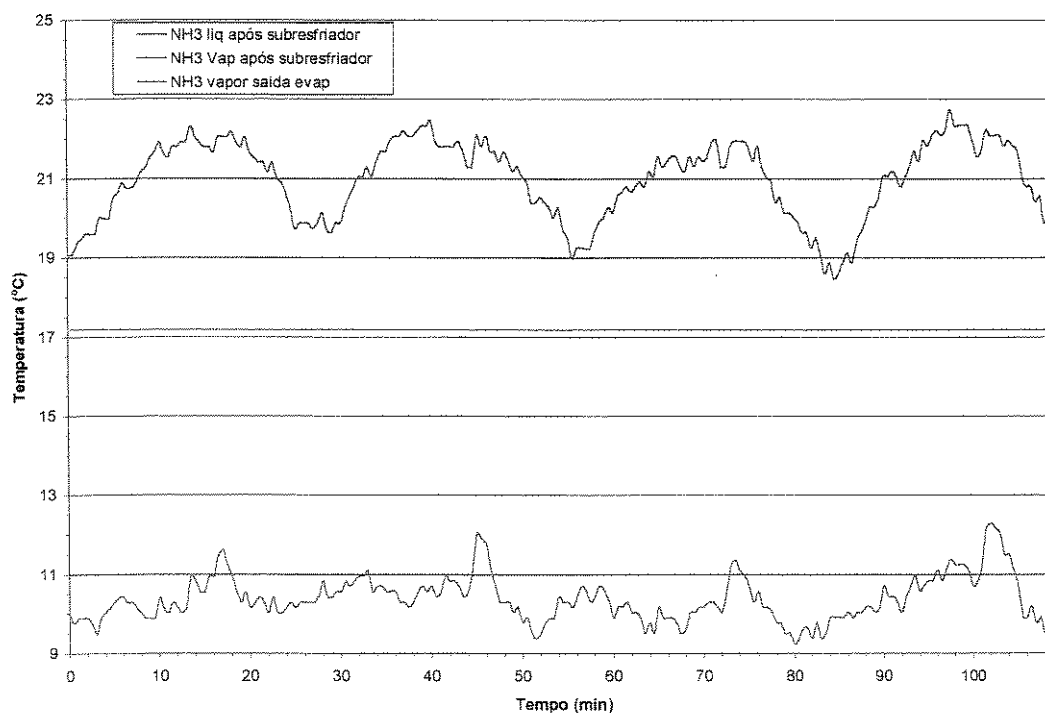


Figura 5.3 – Variação no tempo das temperaturas da amônia líquida na saída do subresfriador, amônia vapor saída do subresfriador e amônia vapor na saída do evaporador .

Após tais constatações deve-se analisar os demais parâmetros do sistema. A temperatura de saída de vapor de amônia do evaporador (Figura 5.3) oscila bastante ao longo do tempo. A faixa de variação está entre 9 e 12°C. A temperatura de evaporação esteve entre -10 e -8°C. A tubulação de saída do evaporador, bem como os tubos anulares onde se forma o gelo, não estão isolados. O sol incide diretamente neste tubo e provoca um aumento considerável de temperatura. Este fato pode explicar a grande faixa de variação de temperatura observada.

A temperatura de entrada da SR no resfriador de refluxo da coluna pode ser vista na figura 5.4. Este fluxo deixa o reservatório de solução rica, é bombeado e entra no resfriador do topo da coluna para resfriar o vapor de amônia que sobe para o topo, provocando condensação da água que evapora juntamente com a amônia, aumentando o refluxo, o que propicia a retificação da solução enriquecida em amônia. Vê-se, ainda, que a temperatura do vapor de amônia que deixa a coluna de retificação apresenta comportamento semelhante ao da temperatura de entrada de solução rica no resfriador da coluna, exceto nos intervalos onde ocorrem os degelos. Na realidade ambas são função da temperatura de operação da coluna. A temperatura de saída do resfriador da coluna que entra no recuperador de calor apresenta comportamento semelhante ao da temperatura de entrada no resfriador da coluna, e realmente deveria ser, pois ela descreve a quantidade de calor retirada do topo da coluna por este fluxo.

A temperatura de saída de amônia do evaporador, conforme figura 5.3, acompanha de forma clara as variações da pressão de alta. O que não acontece com temperatura de entrada de solução rica no resfriador da coluna (Figura 5.4).

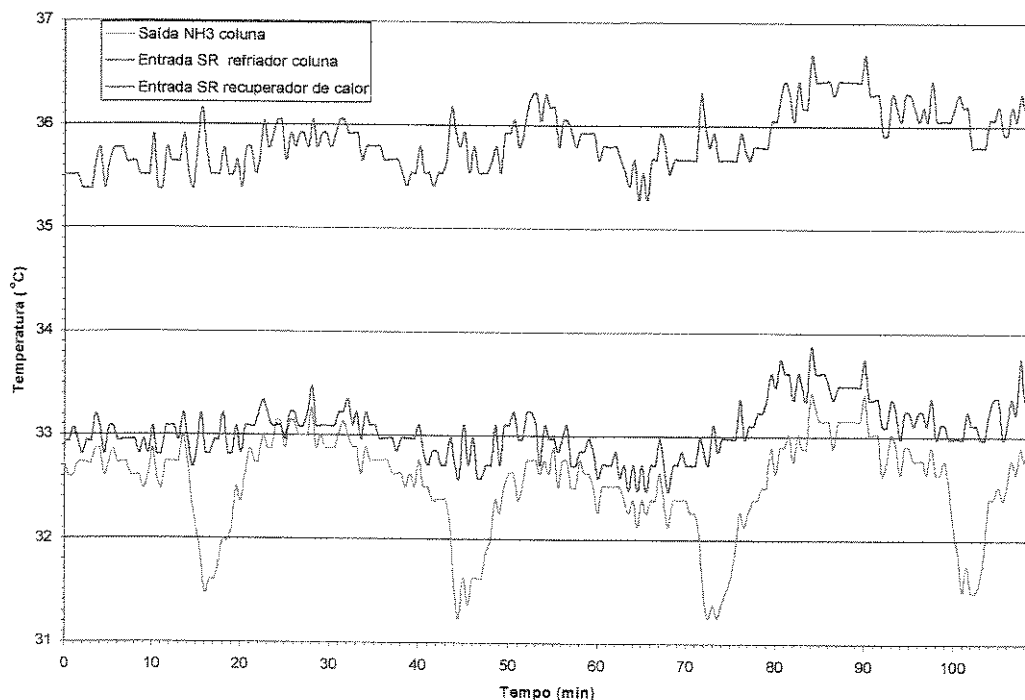


Figura 5.4 – Evolução das temperaturas do vapor de amônia na saída da coluna, da solução na entrada do resfriador da coluna e na entrada do recuperador de calor.

Esta temperatura é medida na saída da coluna de destilação, antes da válvula reguladora de pressão. Tal válvula tem como finalidade manter a pressão dentro da coluna constante.

A variação da pressão na coluna diminui a eficiência de retificação da coluna. A consequência desta diminuição da eficiência da retificação é o aumento da quantidade de água que vai para o evaporador, já que a mistura de vapor de amônia e água deixa a coluna com concentração de amônia menor que o desejado. A concentração de amônia é muito influenciada pelas variações da temperatura. Variações de temperatura de saída do vapor de amônia da coluna provocam variações da concentração desta. Assim como as variações da temperatura, as variações da pressão no interior da coluna também são bastante significativas (Pode-se verificar este fato adiante no item 5.2.6 e na figura 5.26).

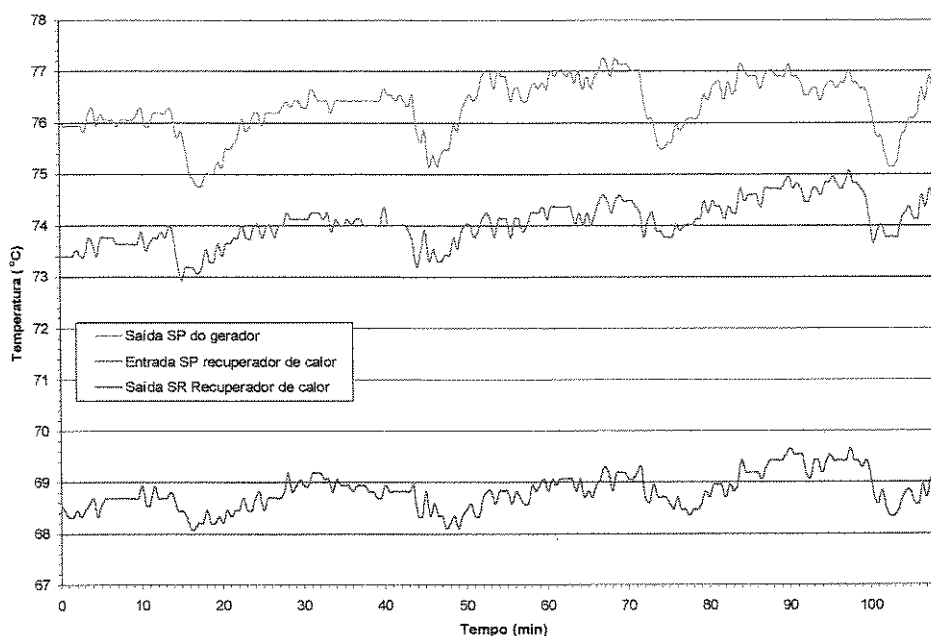


Figura 5.5 - Variação no tempo das temperaturas de saída da solução pobre do gerador, entrada e saída do recuperador de calor.

Da figura 5.5, vê-se que a temperatura da solução pobre que deixa o gerador é influenciada pelas variações da pressão de alta, bem como a temperatura desta na saída do recuperador de calor entre soluções (figura 5.6). Pode-se ver na figura 5.5 que a temperatura da solução rica que deixa o recuperador de calor é menos sensível as variações da temperatura da solução pobre

provocada pelas variações de pressão. O que é perfeitamente explicado pela inércia térmica do recuperador de calor de soluções. A variação das pressões ocorrem em um intervalo muito pequeno, não dando tempo de variar significativamente a temperatura das paredes metálicas do recuperador de calor. Enquanto a solução pobre sofre uma variação de $\pm 2^{\circ}\text{C}$, a solução rica varia de aproximadamente $\pm 0,5^{\circ}\text{C}$. Pode-se ver também que a temperatura de entrada no recuperador de calor da solução pobre é inferior a de saída do gerador, isto ocorre devido às trocas de calor da linha de SP com o meio ambiente, devido a falta de isolamento nesta linha. Mas o perfil de ambas é semelhante.

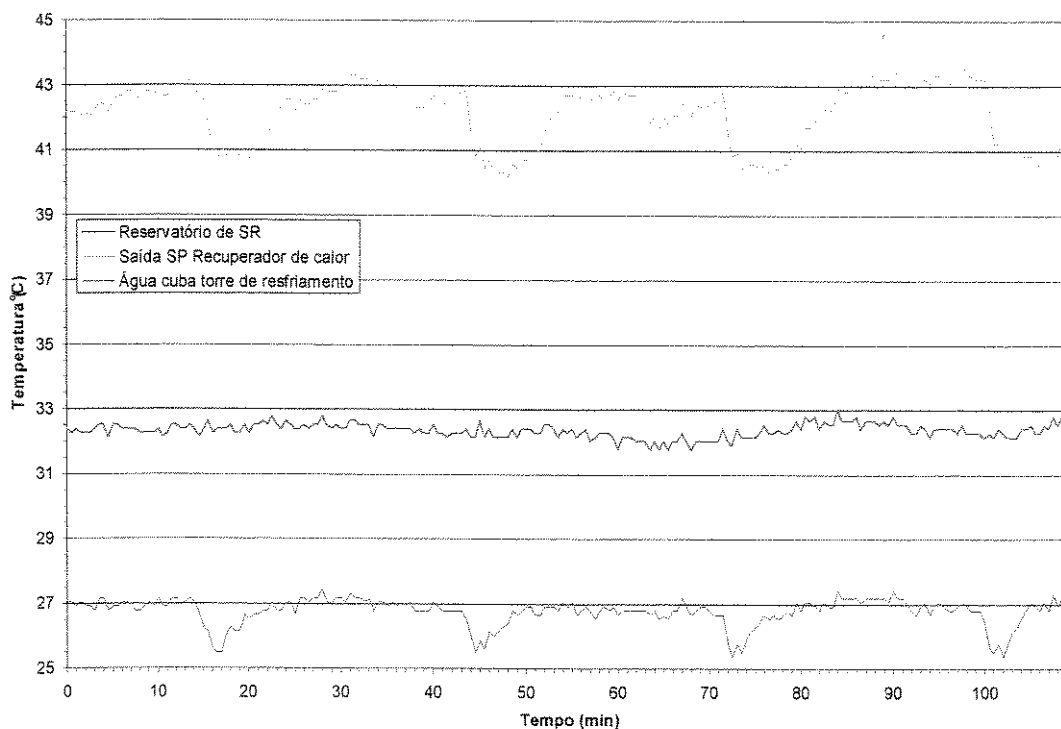


Figura 5.6 – Valores das temperaturas da solução rica no reservatório de solução, da solução pobre na saída do recuperador de calor e da água da cuba da torre de resfriamento evaporativo.

Na figura 5.6, nota-se que a temperatura do reservatório de solução rica não sofre influência direta ou sensível das variações de pressão com as anteriores já discutidas. Já a temperatura da água da cuba da torre de resfriamento apresenta uma influência sensível das variações das pressões. Com as variações das temperaturas do vapor de amônia e da solução pobre que entram

no trocador, bem como com a variação da quantia de amônia que entra no absorvedor, a quantidade de calor fornecida para esta água também varia proporcionalmente.

O valores lidos de vazão mássica e densidades serão apresentados e discutidos posteriormente. As temperaturas de amônia e SP sofrem nitidamente a influência das variações das pressões (figura 5.7).

No caso da SP, esta influência é perfeitamente explicada pelos argumentos apresentados anteriormente. Para o fluxo de amônia, no final do degelo, como será mostrado posteriormente, a vazão nula passa a aproximadamente 200kg/h provocando evaporação na linha de líquido, logo um abaixamento da temperatura nesta linha, que ocorre por um curto período de tempo (aproximadamente 1 min.), variações estas que são, também, observadas na temperatura do reservatório de amônia (Figura 5.8).

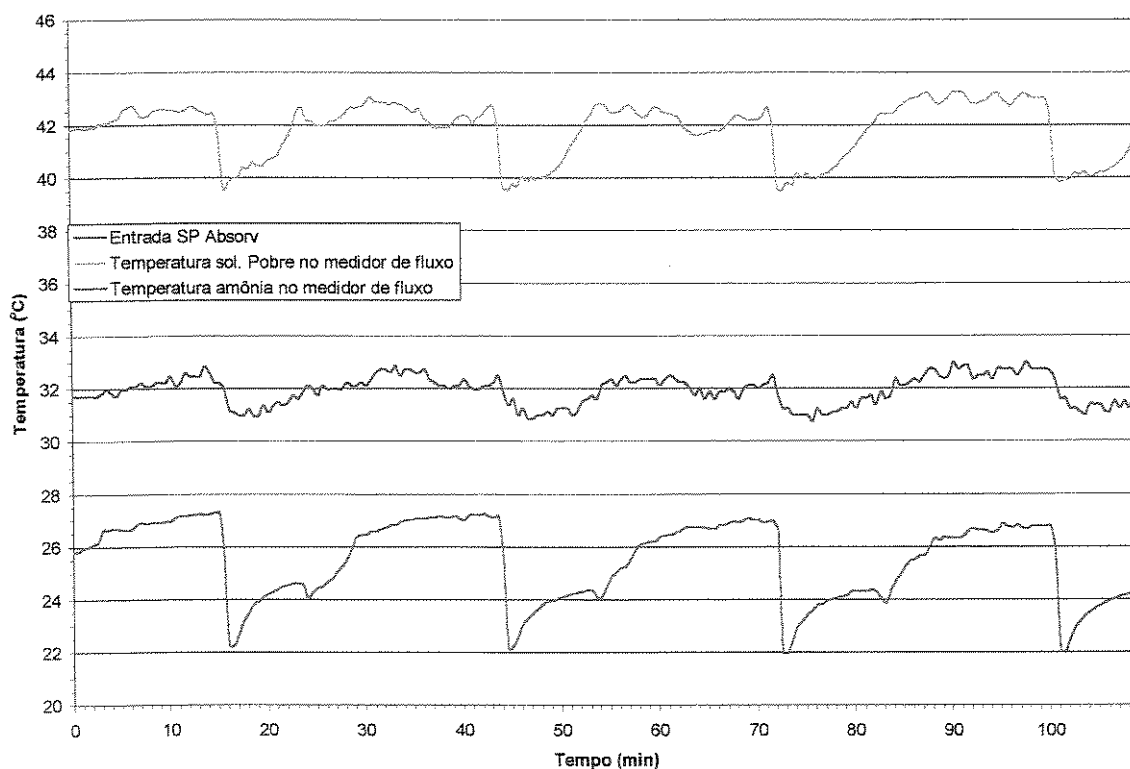


Figura 5.7 - Variação no tempo das temperaturas de entrada de solução pobre no absorvedor, no medidor de fluxo e de amônia no medidor de fluxo.

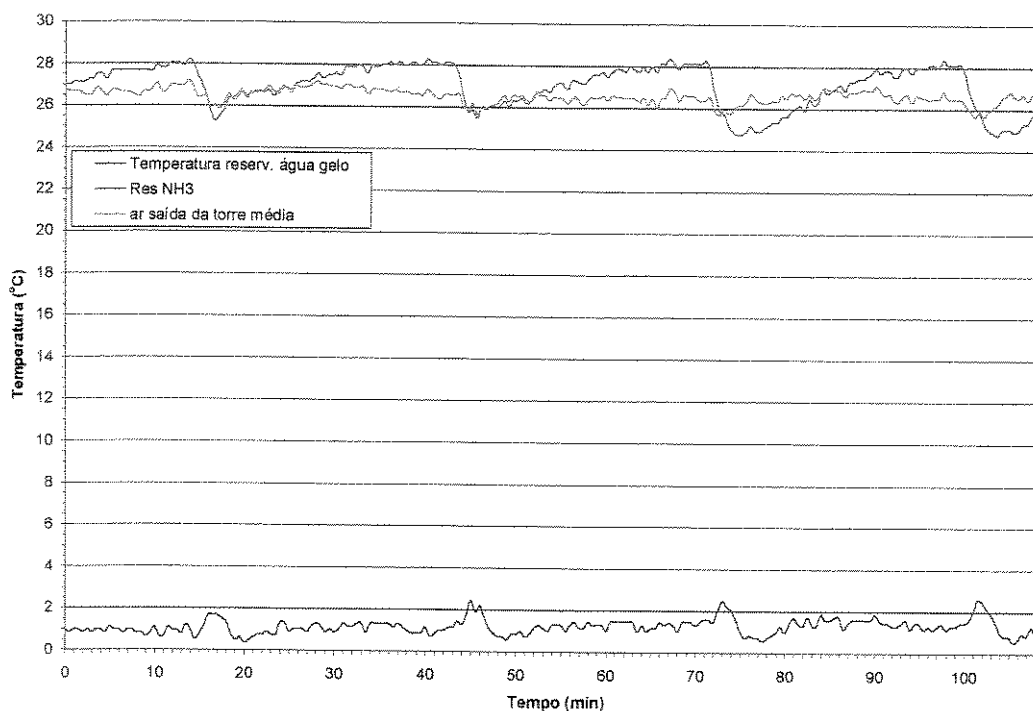


Figura 5.8 – Variação das temperaturas da água no reservatório de água gelada, do ar na saída da torre de resfriamento e da amônia líquida no reservatório de amônia.

A entrada de gás quente no evaporador para efetuar o degelo provoca um aumento da temperatura das paredes metálicas do evaporador, necessária para o desprendimento do gelo. Este aumento de temperatura é transferido, em parte, para água de formação de gelo, como se vê na figura 5.8, pois terminado o degelo a bomba de água deste circuito (ver figura 3.1) é ligada e a superfície do evaporador, à temperatura superior a zero, é novamente molhada pela água de formação de gelo que outrora estava a 0°C.

Como se vê na figura 5.8, a temperatura da água do reservatório de água gelada sofre uma variação no seu valor logo após o degelo, pois recebe calor das paredes do evaporador que está com gás quente ainda.

A temperatura do reservatório de amônia, segundo figura 5.8, também varia como as demais temperaturas. A temperatura de saída de ar da torre de resfriamento não apresenta uma variação tão significativa de seus valores em função das variações de pressão. Esta temperatura é

mais sensível as variações das temperaturas ambiente (bulbo seco) e de bulbo úmido, principalmente de bulbo úmido.

Durante o período de formação de gelo, ao ser aspergida a água no evaporador, inicia-se a formação de gelo pela parte inferior do evaporador. A espessura do gelo varia ao longo da parede do evaporador de acordo com o esquema da figura 5.9. Para períodos de formação de gelo maiores o gelo é mais espesso.

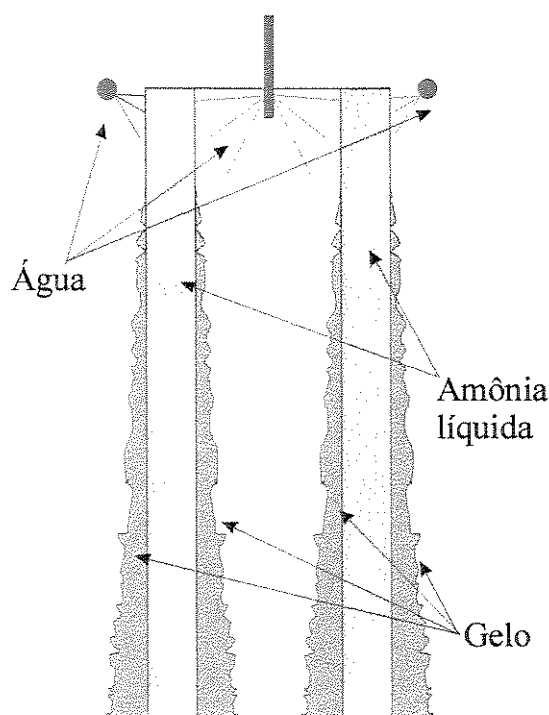


Figura 5.9 – Ilustração esquemática da formação do gelo nos tubos anulares do evaporador.

A figura 5.10, mostra a relação entre a temperatura da água de resfriamento da torre e a variação da pressão de alta. Comparando estes comportamento com o apresentado na figura 5.6, verifica-se que esta temperatura, conforme discutido acima está intimamente relacionada com a pressão de alta, logo variações neste valores podem afetar aqueles e vice versa. Como este parâmetro também é função da vazão de água e de ar na torre de resfriamento, mantendo constante a vazão de ar e variando-se a vazão de água, pode-se influenciar a temperatura desta água e portanto os valores da pressão de alta ou de condensação de amônia.

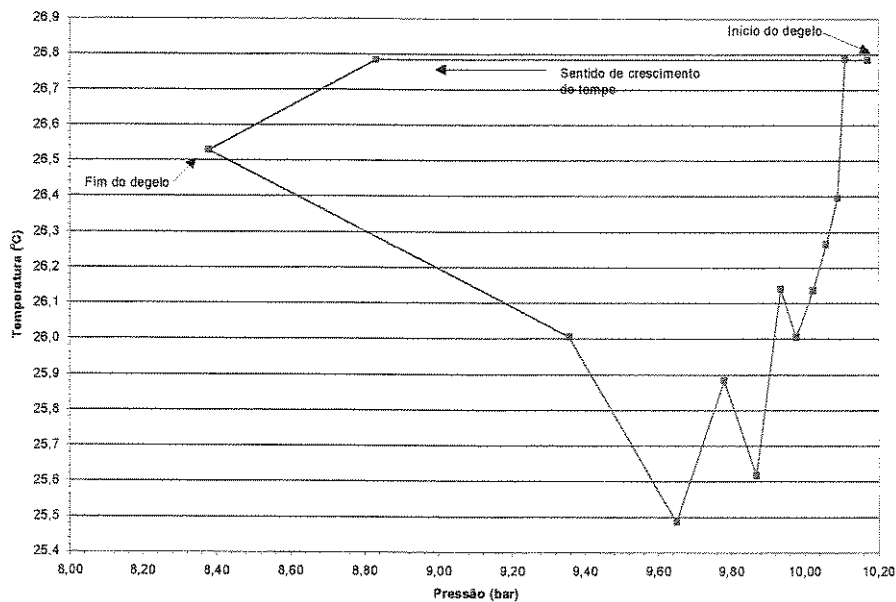


Figura 5.10 – Temperatura da cuba da torre de resfriamento em função da pressão de alta.

Este raciocínio também é válido para a temperatura de evaporação, pois a vazão de água é controlável e pode influenciar/definir a quantidade de calor fornecida ao evaporador. Basta comparar o comportamento apresentado nas figuras 5.8 e 5.11.

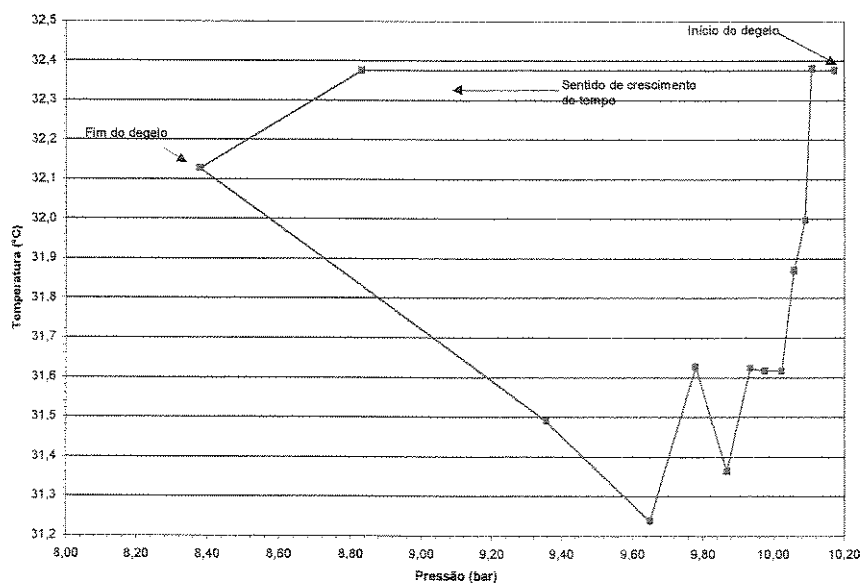


Figura 5.11 – Temperatura de saída do vapor de amônia da coluna de retificação em função da pressão de alta.

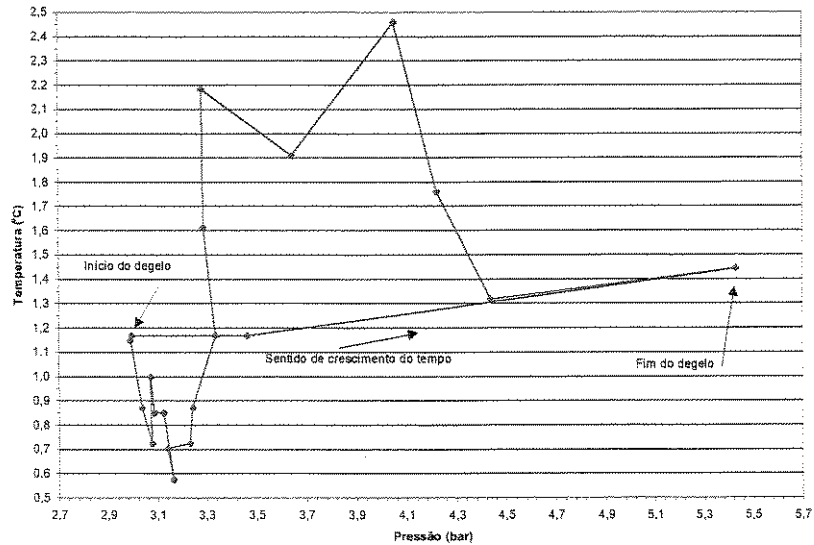


Figura 5.12 – Variação da temperatura da água de formação de gelo em função da pressão de baixa.

A figura 5.12 mostra que as variações de pressão e temperatura na SP podem estar relacionadas. É evidente que estas variações estão associadas, também, ao ciclo de formação de gelo. Sempre que a pressão de alta cai, em função do degelo, a temperatura da SP também cai. Pelas figuras 5.7 e 5.13 pode-se afirmar que existe uma proporcionalidade entre estas variações. Quanto maior a queda de pressão, maior a queda de temperatura de SP.

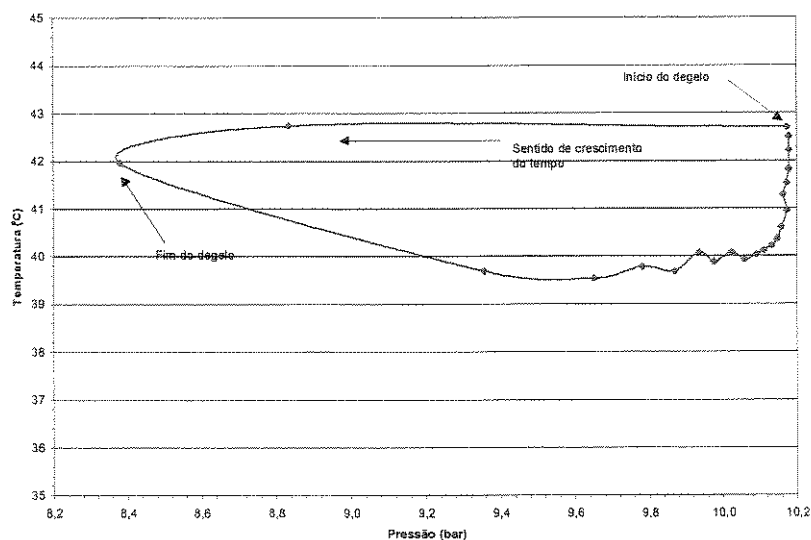


Figura 5.13 – Temperatura da solução pobre no medidor de fluxo em função da pressão de alta.

5.2.4 Vazões das soluções pobre, rica e amônia.

Conforme já discutido, a figura 5.13 mostra que a temperatura de solução pobre é dependente da pressão, logo não é uma variável independente do sistema. Esta variável é, na realidade, uma resposta.

Ficam aqui definidas duas variáveis independentes: 1- vazão de água no resfriador evaporativo CE-70 que pode influenciar a temperatura desta água e 2 - vazão de água de formação de gelo no evaporador que também pode influenciar na temperatura de evaporação e consequentemente a pressão de evaporação.

Vazão de solução pobre

Na figura 5.14 vê-se a variação das vazões da SP e de amônia no tempo. Inicialmente analisar-se-á a vazão de SP, comparando as figuras 5.14, 5.15 e 5.16.

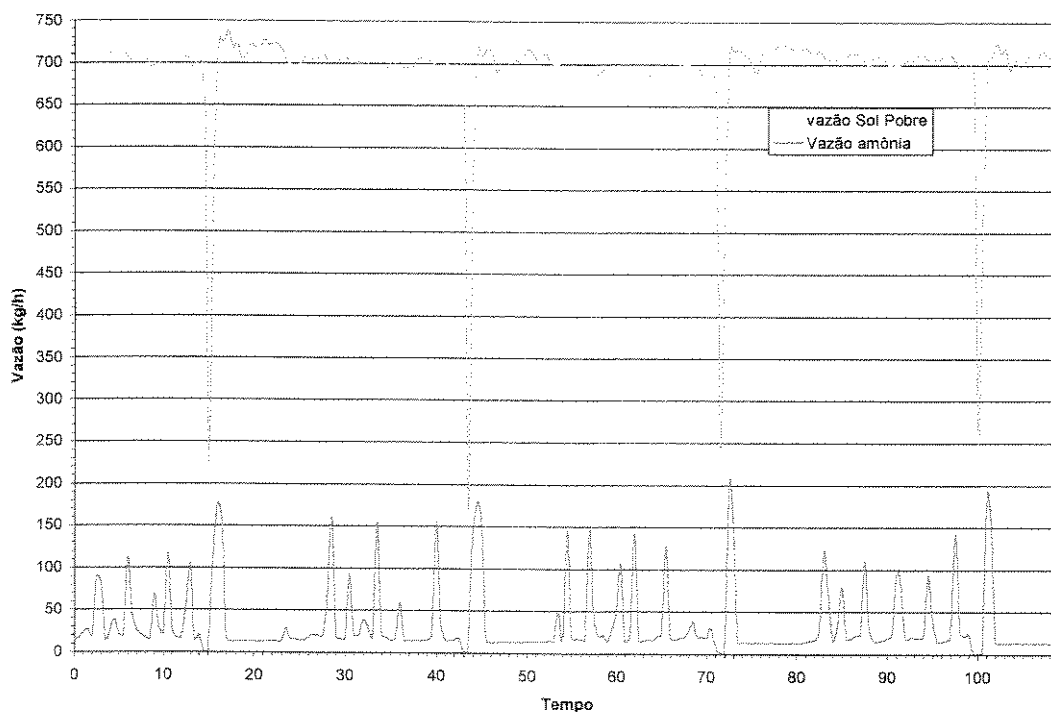


Figura 5.14 – Vazões de amônia e solução pobre obtidas pelo medidor de massa tipo Coriollis.

Pelas figuras acima mencionadas verifica-se que a vazão de SP é influenciada pelas variações da pressão de alta, provocadas pelo degelo. Durante o degelo a vazão de SP apresenta uma queda sensível no seu valor.

Isto ocorre devido ao aumento de pressão no absorvedor, que é provocado pela entrada de gás quente do evaporador, provindo do condensador, que por sua vez provoca uma tendência de igualar as pressões. Nas figuras 5.15 e 5.16 fica evidenciado estes fatos. No momento em que a válvula de degelo é aberta (Figura 5.16) a pressão começa a cair provocando uma queda na vazão de SP. Logo após o final do degelo esta vazão volta a ter o valor anterior ao degelo, passando por alguns instantes por um valor superior ao de “regime” (como se vê nas figuras 5.14, 5.15 e 5.16).

Vazão de amônia

Analisando as figuras 5.14, 5.17 e 5.18, verifica-se que as variações da vazão de amônia são função de dois fatores: 1) Das variações no ciclo provocadas pelo degelo. No momento em que ocorre o degelo a vazão de amônia passa a ser nula, aumentando, drasticamente, imediatamente após o degelo. 2) A válvula de bóia que regula a entrada de amônia no separador de líquido (reservatório de amônia a baixa pressão) é do tipo “on-off”. Esta válvula não abre continuamente acompanhando as variações de nível do separador de líquido, ela abre a partir de um nível de amônia abaixo do nível máximo, dando passagem total ao fluxo de amônia. Ao atingir o nível máximo ela se fecha. Observa-se uma vazão pequena entre os picos de vazão de amônia. Estes valores não deveriam existir. Estão presentes devido ao desgaste da válvula que não estancou totalmente a passagem da amônia.

Conforme discutido acima verifica-se que as vazões de solução pobre e de amônia também são respostas do sistema, pois sofrem influência das pressões que por sua vez são influenciadas pelas vazões de água do evaporador, na linha de baixa pressão, e da torre de resfriamento evaporativo, na linha de alta pressão.

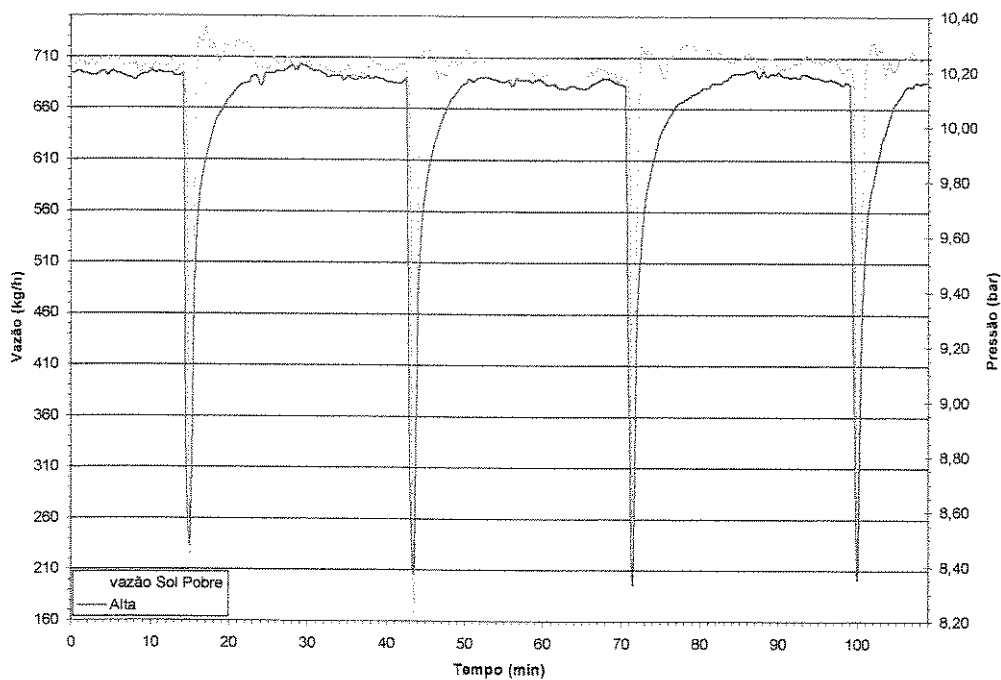


Figura 5.15 – Comparação entre a pressão de alta e a vazão de solução pobre.

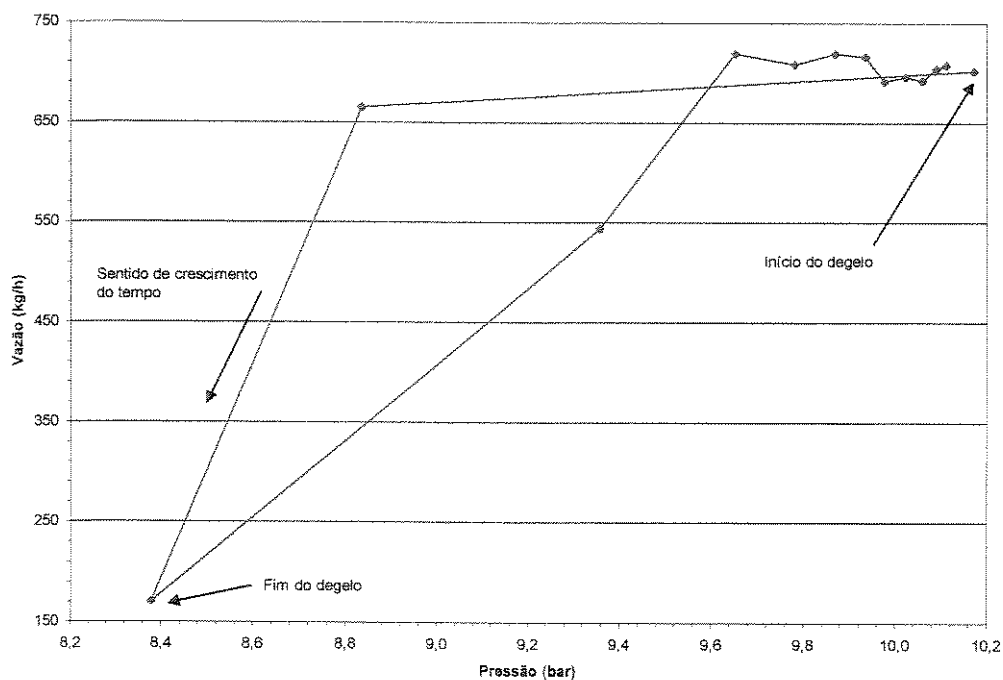


Figura 5.16 – Vazão de solução pobre *versus* pressão de alta.

Para se determinar a vazão de amônia o método mais simples e indicado neste caso é a média aritmética, pois a quantidade de amônia que entra no separador de líquido é proporcional ao número de picos. Estes picos são consequência das variações de nível de líquido no separador. O nível de amônia líquida varia no separador em função da carga térmica, que provoca evaporação da amônia.

Pelo balanço de massa pode-se verificar que a solução rica apresenta o mesmo comportamento.

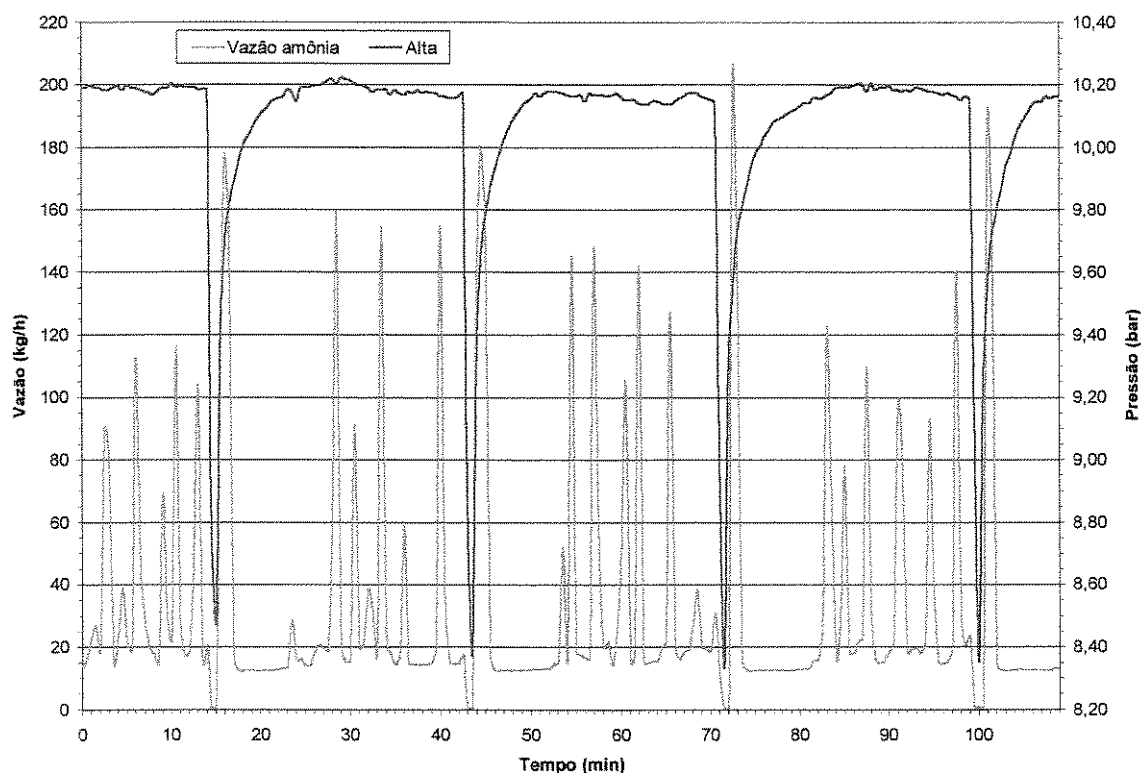


Figura 5.17 - Comparação entre a pressão de alta e a vazão de amônia.

5.2.5 Densidades da solução pobre, rica e da amônia

Como apresentado anteriormente, os medidores de vazão também fornecem o valor da densidade do fluxo que por eles passa. Este parâmetro é muito importante, pois em um mesmo

ponto de leitura tem-se três parâmetros termodinâmicos de uma mistura binária, temperatura, pressão e densidade, logo neste ponto está definido o estado termodinâmico e assim pode-se calcular as demais propriedades termodinâmicas da mistura, tais como entalpia, entropia, concentração e exergia. Estes parâmetros são utilizados na determinação das eficiências de primeira lei (COP) e na de segunda e primeira lei combinadas, (exergética- Ψ).

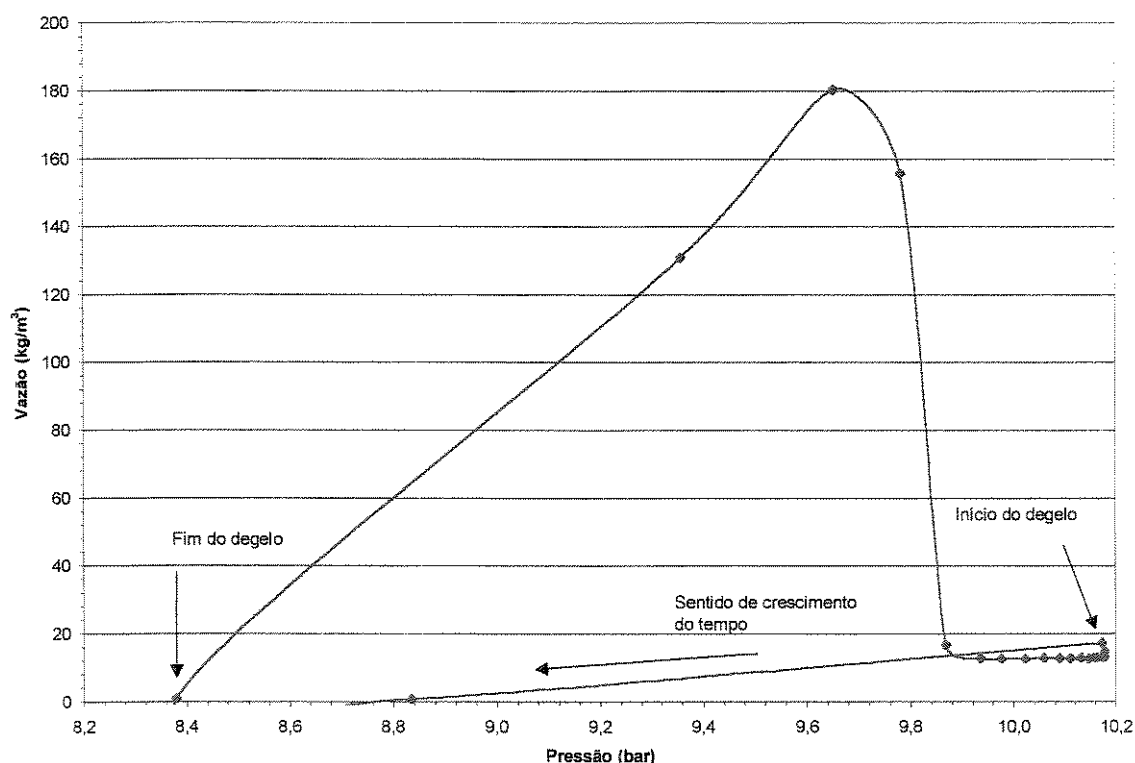


Figura 5.18 - Vazão de amônia *versus* pressão de alta.

Solução pobre

Vê-se na figura 5.19 que a densidade da solução pobre varia no tempo. Ela apresenta um aumento pouco depois de finalizado o degelo. Logo após o final do degelo a quantidade de amônia que entra no absorvedor é menor que durante o degelo, aumentando-se assim a densidade. Outro aspecto é que com a pressão mais elevada a quantidade de amônia absorvida é menor.

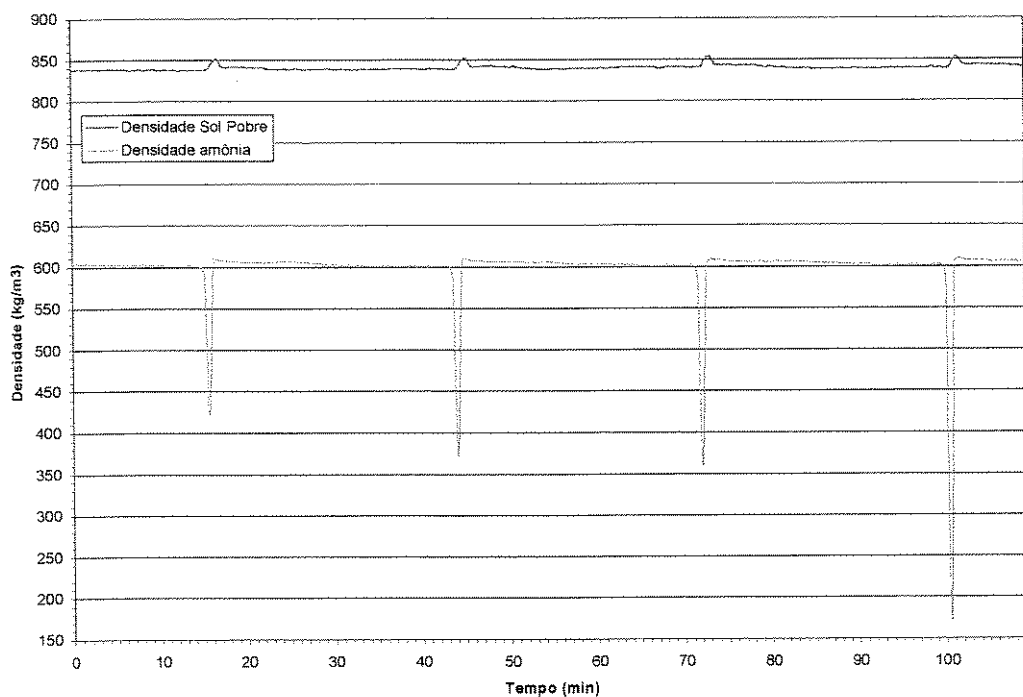


Figura 5.19 – Variação da densidade da solução pobre e da amônia no tempo.

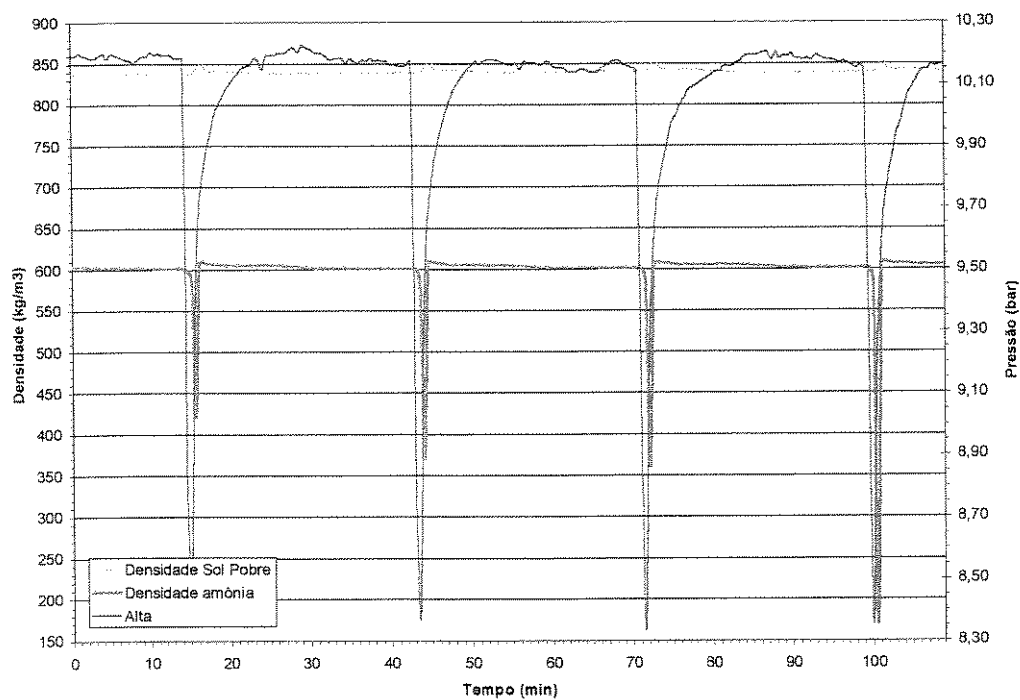


Figura 5.20 - Comparação entre densidade de solução pobre, amônia e pressão de alta.

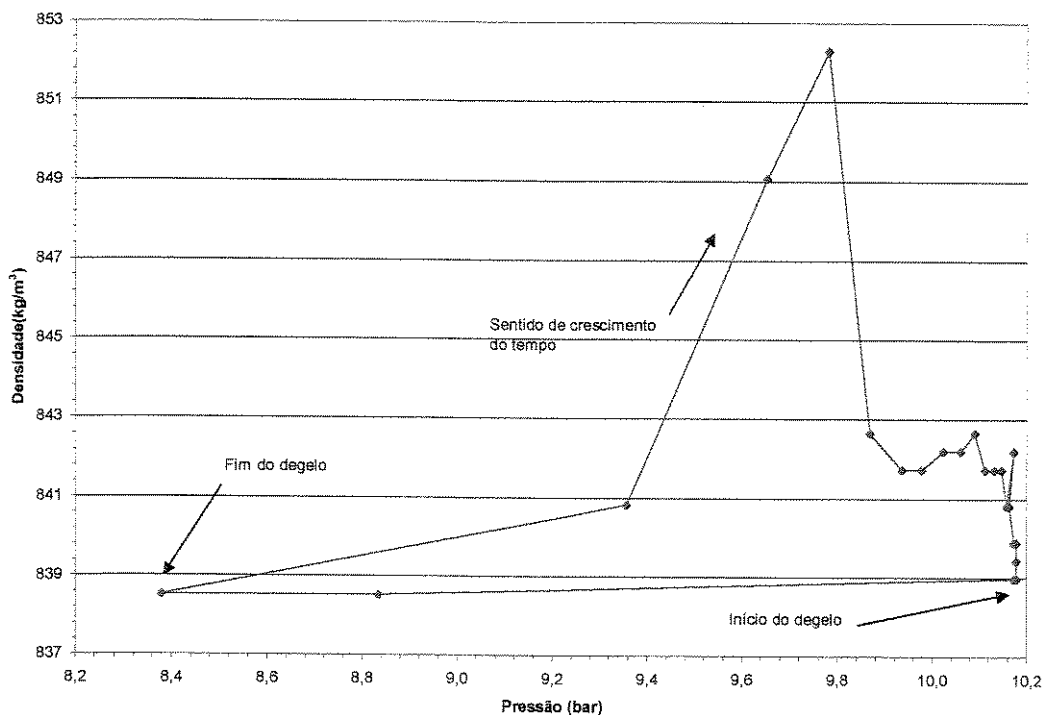


Figura 5.21 - Densidade da solução pobre *versus* pressão de alta.

Da análise das figuras 5.19 a 5.21, acima, verifica-se que a densidade da SP também é um parâmetro dependente, influenciado pelas variações da pressão de alta e da temperatura da SP.

Amônia “pura” na entrada do evaporador

A densidade da amônia cai durante o degelo pois neste período de tempo a vazão é nula ou bem pequena, devido a queda de pressão da linha ocorre a formação bolhas de vapor de amônia, propiciada pela falta de isolamento térmico.

Durante a operação fora do período de degelo, conhecidas a temperatura, pressão e densidade neste ponto, está definido o estado termodinâmico da solução super-concentrada de amônia, chamada, aqui de amônia “pura”.

Conhecendo-se as propriedades de interesse neste ponto, pode-se, por balanço de massa e energia, determinar as propriedades da SR.

Além disto, pode-se verificar a precisão do método para determinação da concentração por titulometria proposto acima.

5.2.6 Variação das concentrações das soluções pobre, rica e da amônia.

As concentrações medidas foram as da amônia e da SP. A concentração da SR foi obtida por balanço de massa no absorvedor. Aqui está discutida as variações das concentrações medidas. A SR não será apresentada pois não foi medida e é função destas duas.

Solução pobre

As figuras a seguir mostrarão a evolução da concentração no tempo, o efeito da pressão sobre a concentração e a relação entre pressão e concentração.

Como se vê na figura 5.22 a concentração da SP varia no decorrer do tempo e seguindo o comportamento dos demais parâmetros já analisados, é função das variações da pressão. Este gráfico apresenta uma variação na concentração “média” de operação do sistema. Este fato é devido as mudanças de temperatura do sistema, o que pode ser visualizado na figura 5.23, abaixo.

Nesta figura 5.23 vê-se que as variações da temperatura da SP afetam significativamente a sua concentração. A figura 5.24 mostra que a concentração da SP muda seu valor aproximadamente um minuto após o degelo. A temperatura da SP apresenta variações mais acentuadas alguns segundos antes.

Das figura 5.22, 5.23 e 5.24 pode-se verificar que a concentração da SP é dependente da variação da pressão de alta (figura 5.25), bem como da variação da temperatura da SP.

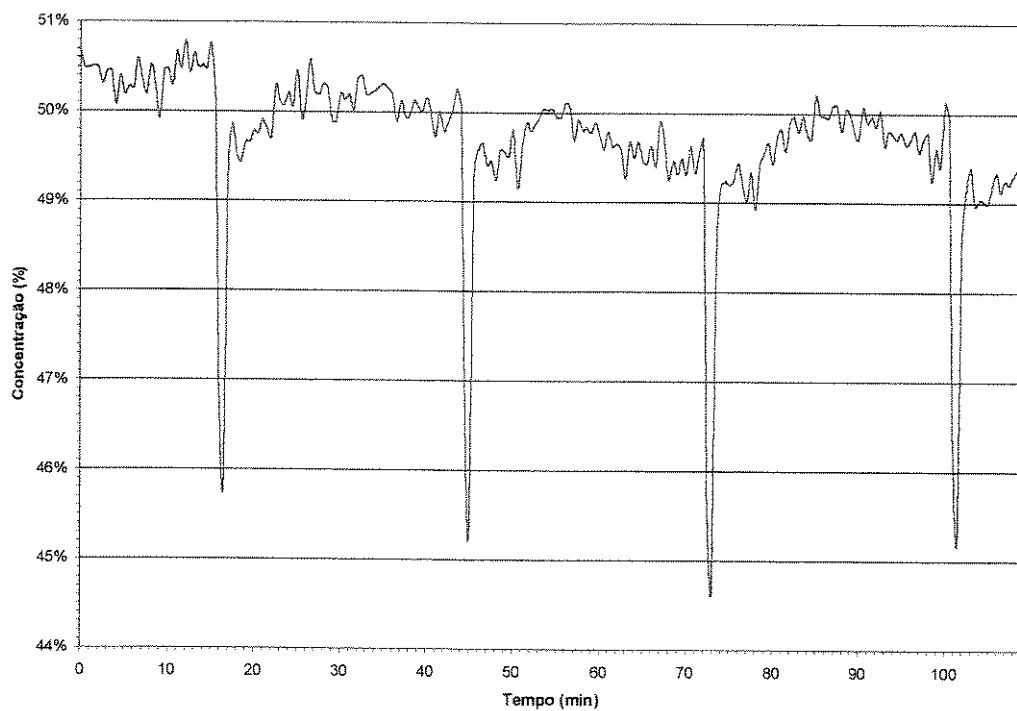


Figura 5.22 – Variação da concentração de solução pobre no tempo.

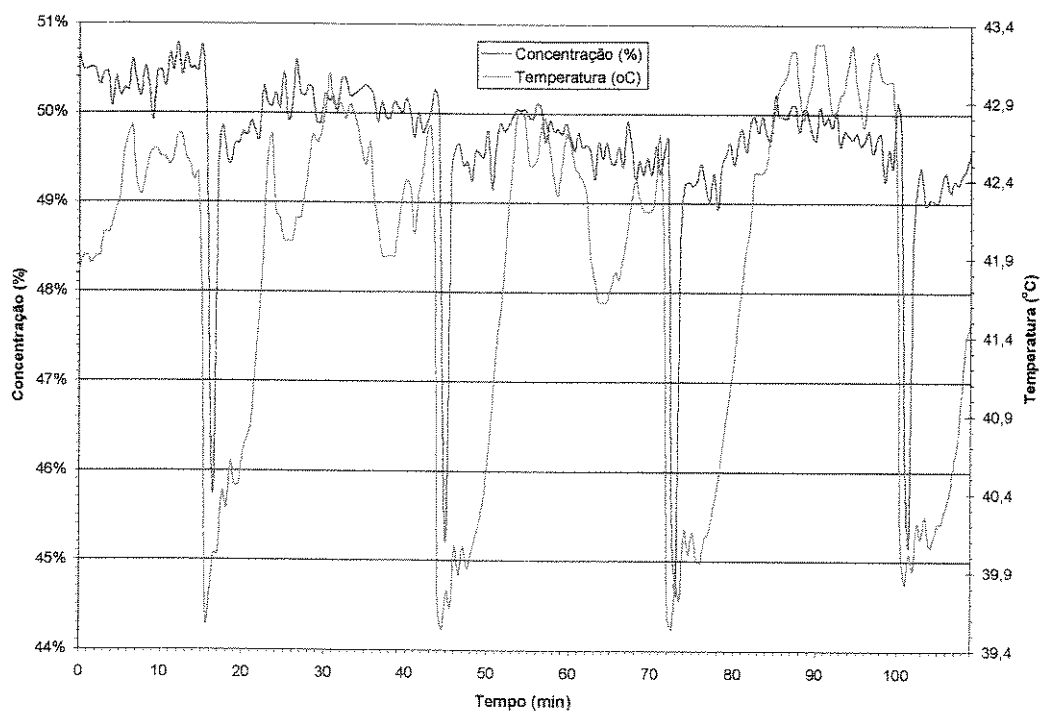


Figura 5.23 - Comparação entre a variação da temperatura e concentração da solução pobre.

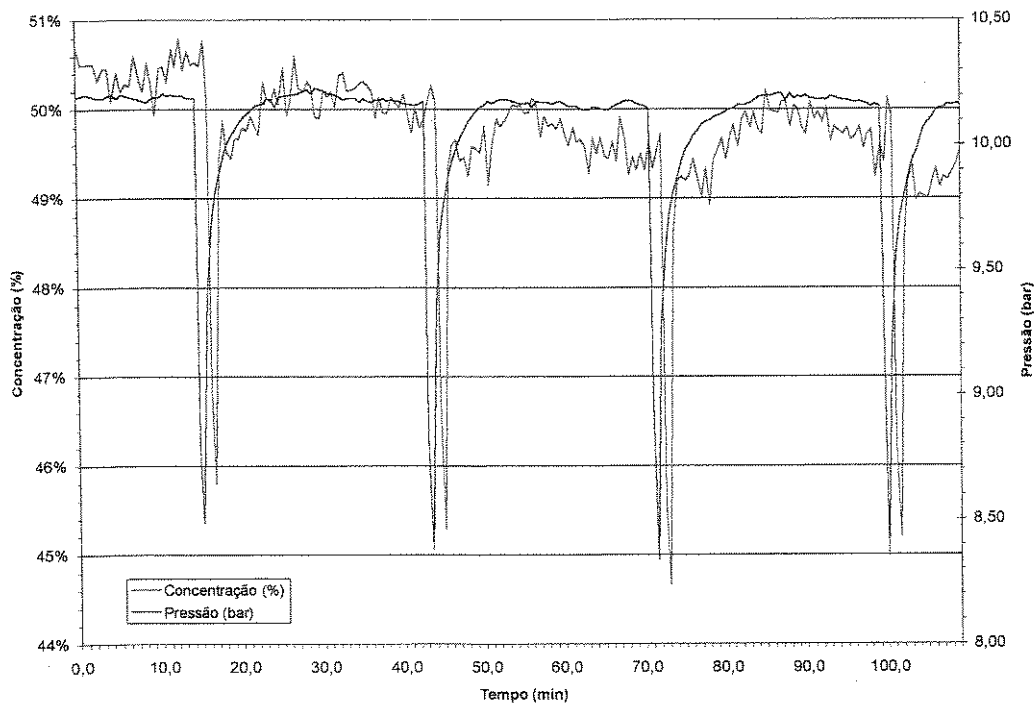


Figura 5.24 – Comparação entre as variação da concentração da solução pobre e pressão de alta.

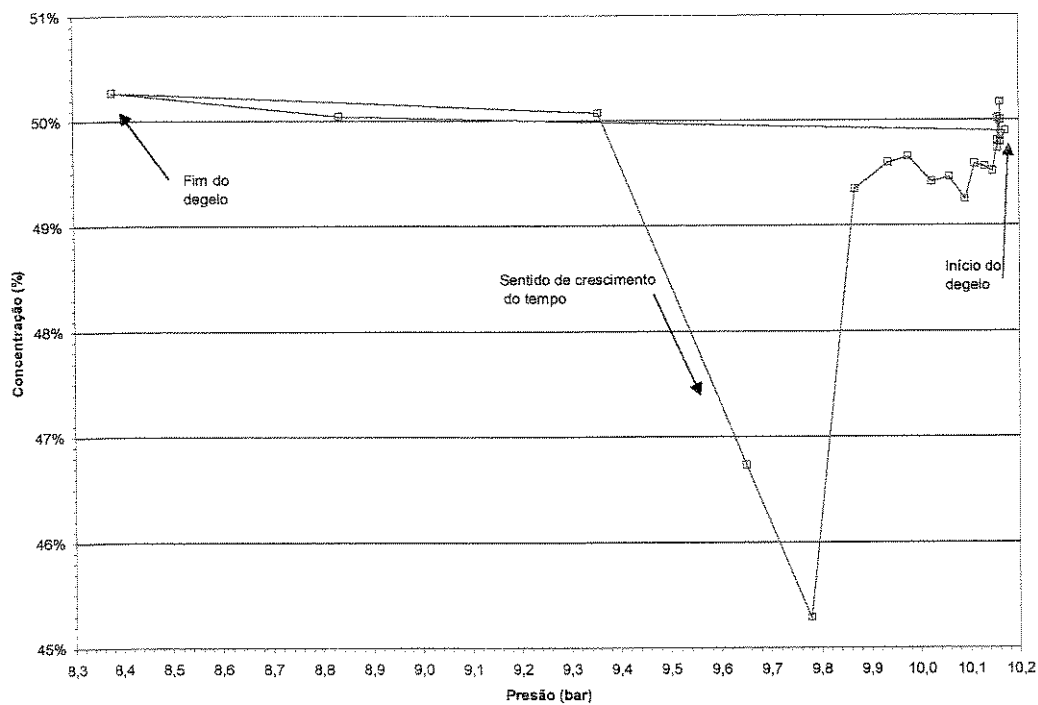


Figura 5.25 – Relação entre pressão e concentração da solução pobre.

Amônia “pura” no evaporador

As figuras a seguir mostram as variações da concentração da amônia em função do tempo, comparada com a pressão e a temperatura, bem como da concentração em função da pressão.

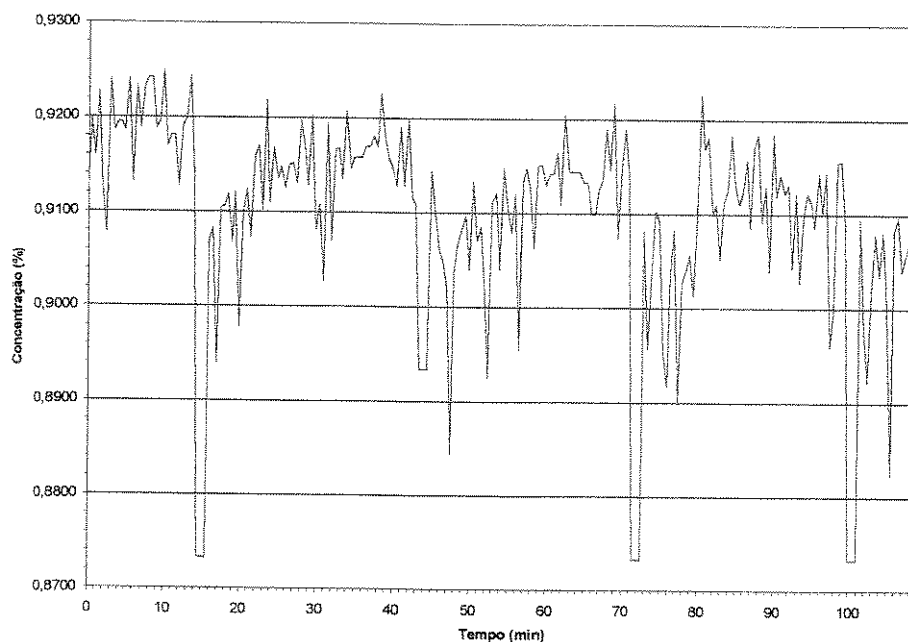


Figura 5.26 – Variação da concentração da amônia no tempo.

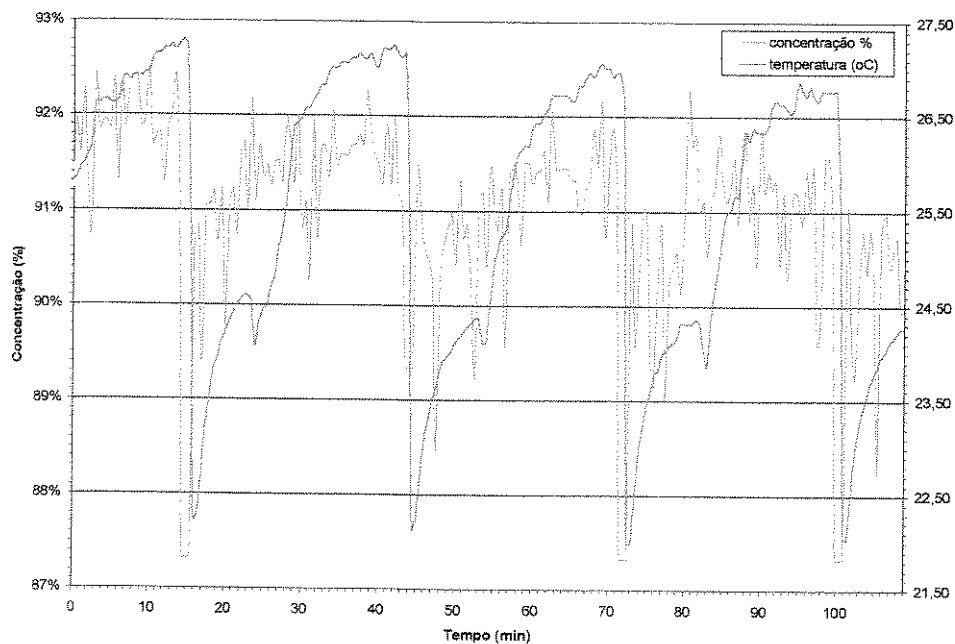


Figura 5.27 – Comparação entre a variação da temperatura e a concentração da amônia.

A concentração da SP diminui com o aumento da temperatura desta. Ao contrário da SP, a concentração da amônia aumenta com o crescimento da temperatura, como se vê nas figuras 5.26 e 5.27.

As variações de temperatura e concentração na linha de amônia são diretamente relacionadas com a variação da pressão de alta, pois, conforme discutido anteriormente, neste período de tempo a pressão cai, como se pode ver nas figuras 5.26, 5.27, 5.28 e 5.29, provocando a formação de vapor de amônia nesta linha. Portanto, a concentração de amônia no líquido que está dentro do medidor deve ser menor que na operação normal, fora do período de degelo. Deve-se considerar, aqui, que as variações de densidade obtidas para a amônia não são somente pela formação de bolhas. Em vários experimentos verificou-se que esta variação foi mais influenciada pelo aumento da quantidade de água que deixou a coluna devido às variações de temperatura e pressão ocorridas neste equipamento.

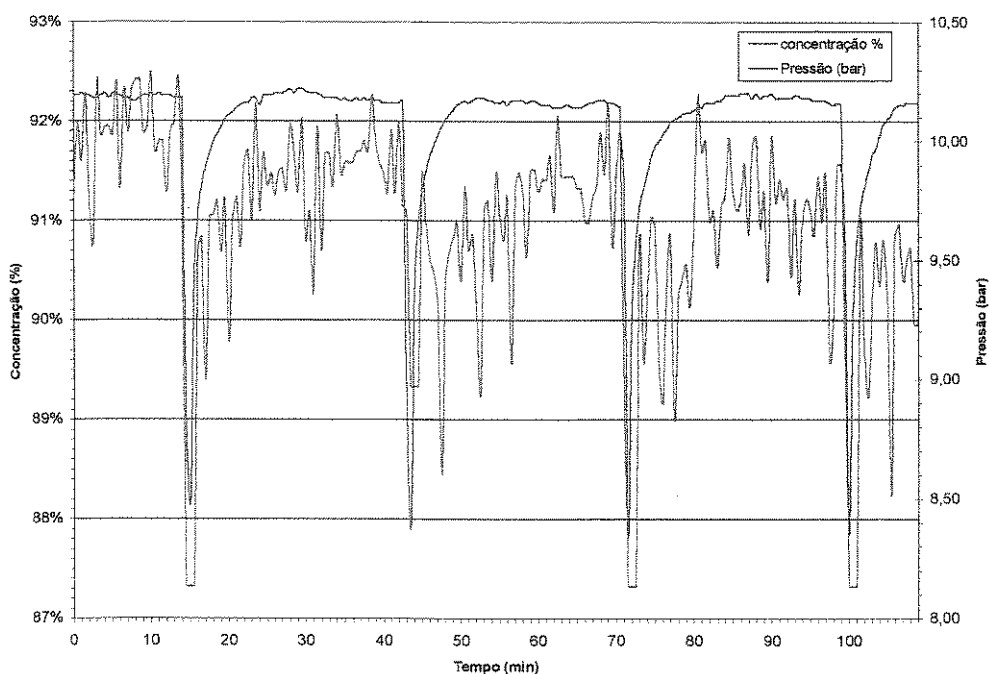


Figura 5.28 – Comparação entre a variação da pressão e a concentração da amônia.

Ao contrário da SP, a amônia tem variação brusca de sua concentração no momento em que começa o degelo, provocada pela queda de pressão na coluna, que possibilita a evaporação de

grande quantidade de água. A temperatura cai momentos após o início do degelo, devido à formação de vapor na linha de amônia de alta pressão, resultado da queda de pressão.

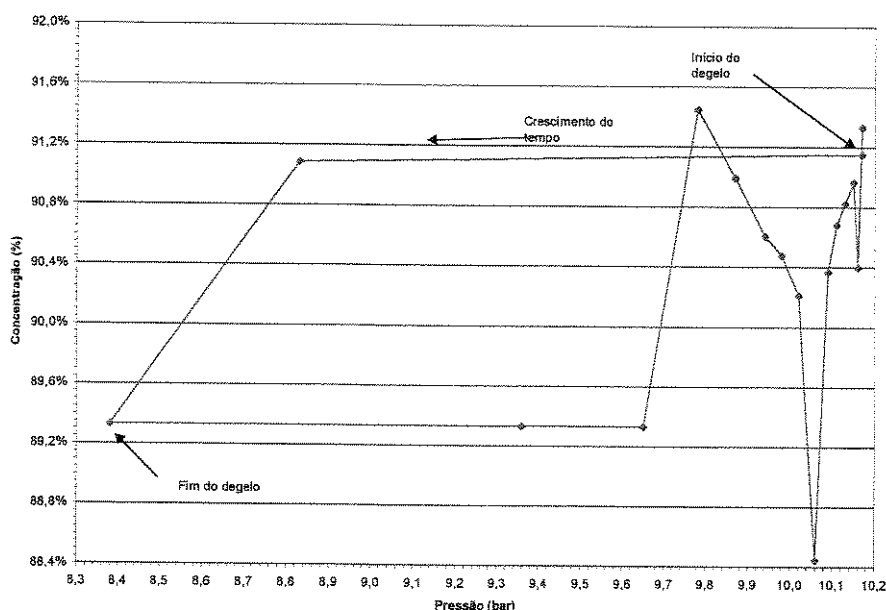


Figura 5.29 – Relação entre pressão e concentração de amônia.

A figura 5.29 mostra a relação entre pressão e concentração, corroborando o que foi apresentado.

A temperatura de condensação, bem como a temperatura de absorção, são função da temperatura da água de resfriador evaporativo CE-70. Logo, controlando-se a temperatura da água deste equipamento, através da variação de sua vazão, pode-se definir a temperatura de condensação e consequentemente a pressão de condensação. Por outro lado, controlando-se a pressão do vapor que fornece calor para o expulsor, pode-se controlar/definir a temperatura na coluna de retificação, e consequentemente a pressão na coluna de retificação. Desconsiderando-se as perdas de carga, pode-se (isoladamente) definir a pressão de condensação.

A temperatura de condensação também é função das temperaturas de bulbo seco e bulbo úmido. Estas temperaturas influenciam a temperatura da água do resfriador evaporativo CE-70.

A quantidade de gelo produzido no evaporador depende da vazão de água de formação de gelo, logo variando-se este parâmetro pode-se determinar a quantidade de gelo formado. Para

maiores vazões a quantidade de gelo produzida é menor. É verdade que este parâmetro isoladamente não determina o regime de operação do sistema, também interações entre este e os demais parâmetros em estudo tem influência nos parâmetros de operação. Para determinar a influência de cada um deles separadamente, bem como das interações entre eles é que se propôs e foi executado o planejamento experimental mostrado anteriormente.

Conforme discutido anteriormente o planejamento experimental foi efetuado com estas quatro variáveis perfazendo um total de 20 experimento, 16 devido às variáveis estudadas e 4 para determinar o erro experimental.

5.3 Resultados do planejamento experimental fatorial completo para as quatro variáveis independentes

Os resultados estão apresentados em forma de figuras e tabelas. Não serão apresentados todos os dados coletados devido ao grande número de dados adquiridos. Parte de cada experimento, caracterizando a operação em “regime” (ou seja período de funcionamento estável, onde cada ciclo apresenta o mesmo comportamento), é apresentada para comparação entre eles, bem como a discussão das tendências de comportamento para cada conjunto de valores dos parâmetros de operação em estudo, mostrado no planejamento experimental a cima.

A quantidade de dados obtida é muito grande, pois cada experimento tem uma duração mínima de 3 horas, com leituras a cada 30 segundos. Para análise separou-se um intervalo de uma hora de cada experimento. Os valores das propriedades termodinâmicas entalpia e entropia em cada ponto da figura 4.1 serão calculados pela média dos valores medidos de temperatura, pressão, concentração e vazão mássica. Nas figuras, os números nas legendas correspondem aos pontos indicados no diagrama da figura 4.1.

Aqui está apresentado somente um dos experimentos, o experimento número 1, escolhido aleatoriamente. Este experimento, conforme tabela 5.3, tem período de formação de gelo de 20min.

As figuras com as variações de pressão temperatura, vazões e densidades dos demais experimentos, estão mostradas no apêndice B. Os dados apresentados foram agrupados seguindo a seguinte ordem: começando pelo evaporador, e seguindo o fluxo da amônia no circuito da figura 4.1, passando para o fluxo da SR até a SP, fechando o ciclo.

Os dados foram divididos em dois grupos. Neste primeiro grupo de figuras apresentam-se as variações das variáveis monitoradas em relação ao tempo. Este grupo está dividido nos subgrupos: temperaturas, pressões, vazões e densidades. No segundo grupo estão apresentados os parâmetros de interesse, COP, Ψ e $\Re$ em função das variáveis de interesse. Foram plotadas as funções objetivos obtidas para cada um dos três parâmetros. Aqui está apresentada somente a figura que mostra o máximo valor de cada função. As demais figuras para os vários valores dos níveis propostos estão apresentados no apêndice B.

5.3.1 Evolução das temperaturas no tempo em cada ponto do sistema

Das figuras 5.30 a 5.34 pode-se verificar que elas sofrem influência das variações das pressões (algumas em maior grau que outras). O comportamento de cada grandeza monitorada é semelhante aos dos experimentos preliminares já descritos anteriormente.

A figura 5.35 mostra as variações ao longo do tempo das temperatura de bulbo seco (BS), bulbo úmido (BU), da temperatura da água da cuba da torre de resfriamento evaporativa CE-70 e da temperatura do ar úmido na saída deste equipamento. A figura mostra uma comparação das variações destas grandezas com a pressão de alta.

A temperatura da água de condensação no período considerado não apresenta variações significativas em relação às variações das temperaturas de bulbo seco e bulbo úmido. Mas apresenta variações significativas em relação ao período de gelo e à queda de pressão na linha que ele acarreta. A seta mostra que após o degelo, devido à queda de temperatura na coluna, a temperatura dos fluxos que passam pelo trocador evaporativo CE-70 são menores, logo a temperatura da água de resfriamento na cuba também apresenta variações.

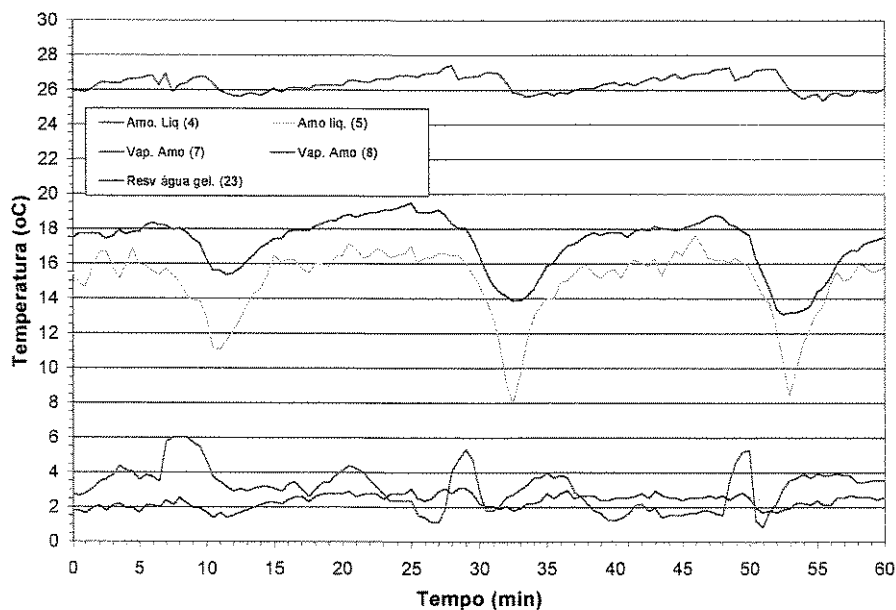


Figura 5.30 – Temperaturas em função do tempo: Vapor de amônia a baixa pressão deixa o evaporador (7); Vapor de amônia a baixa pressão deixa o subresfriador (8); Água de formação de gelo (23); Amônia a alta pressão entra no subresfriador (4) Amônia a alta pressão entra no evaporador (5).

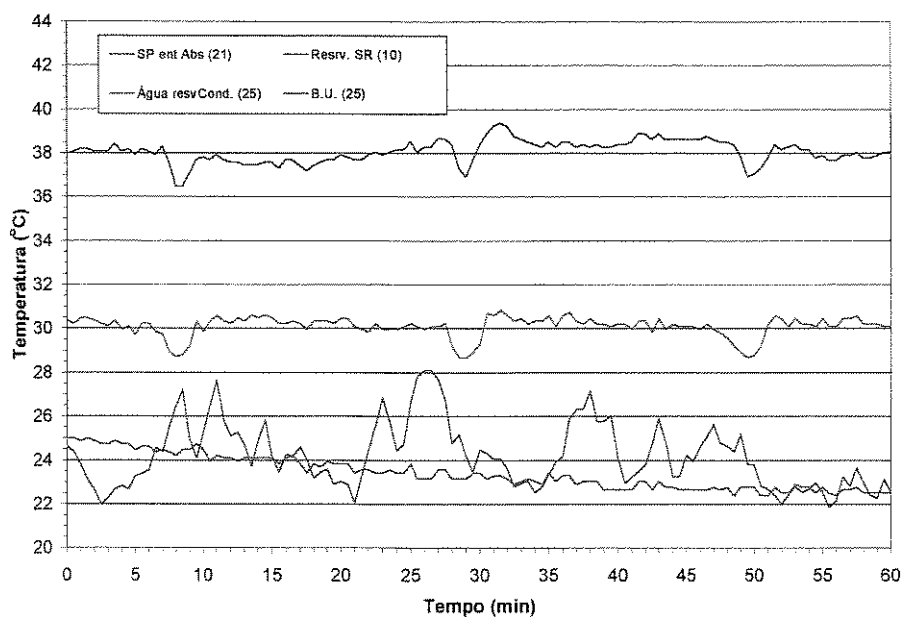


Figura 5.31 - Temperaturas em função do tempo: a) Reservatório de solução rica (10); Entrada de solução pobre no absorvedor (21); Água de resfriamento do condensador evaporativo (25); Temperatura de bulbo úmido (25).

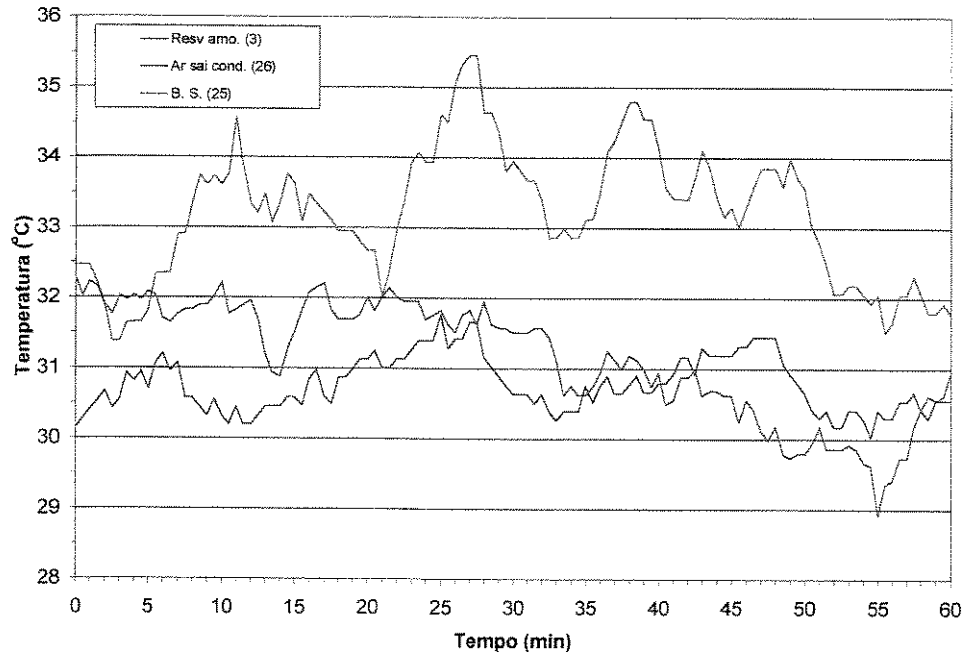


Figura 5.32 – Temperaturas em função do tempo: Amônia líquida a alta pressão no reservatório (3); Temperatura de bulbo seco (25); Saída de ar úmido do condensador evaporativo (26).

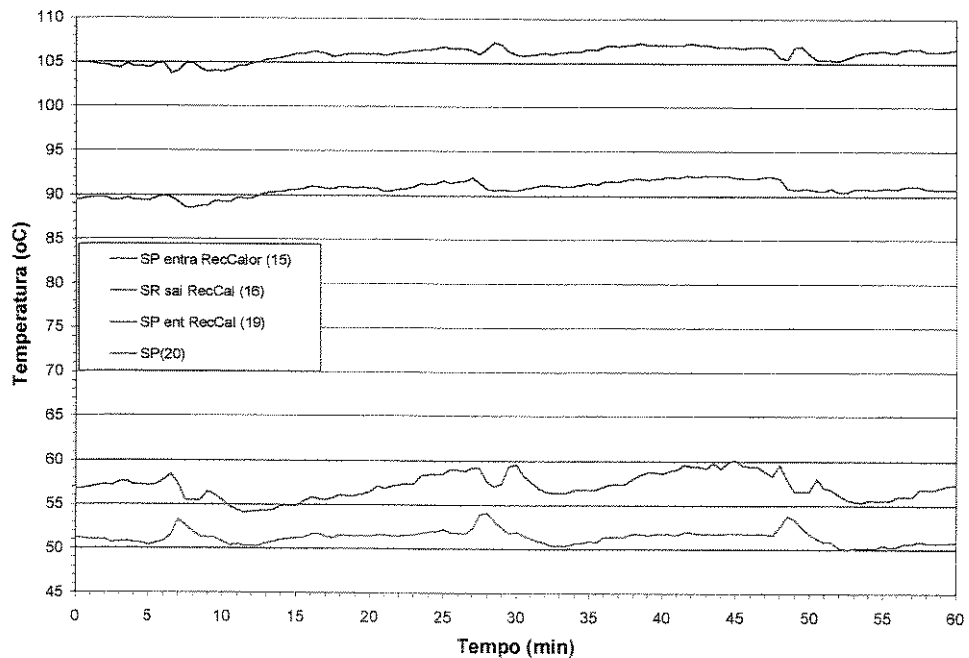


Figura 5.33 – Temperatura no tempo no recuperador de calor: solução pobre entra no recuperador de calor (19); solução pobre sai do recuperador de calor (20); solução rica entra no recuperador de calor (15); solução rica sai do recuperador de calor (16)

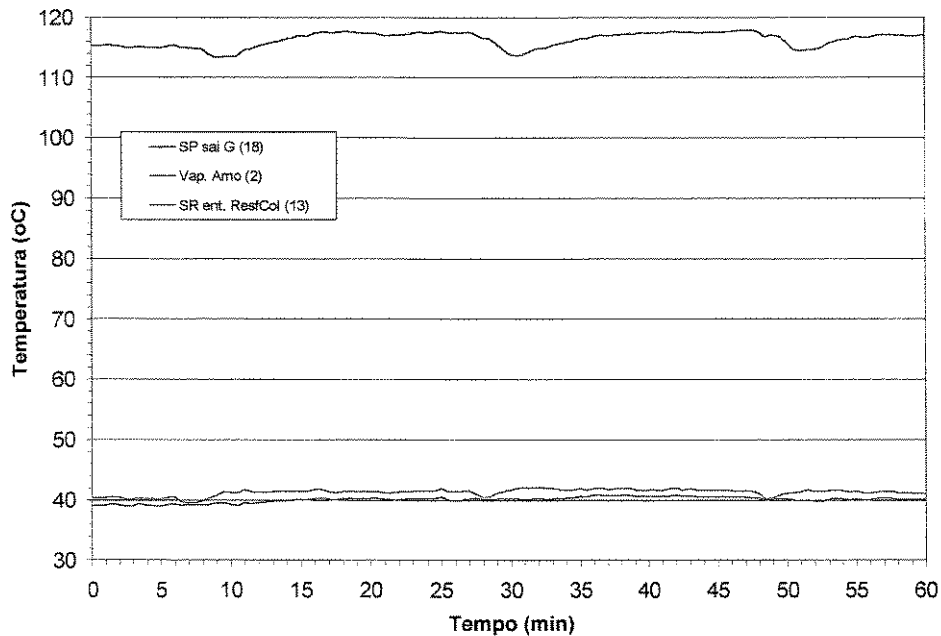


Figura 5.34 – Temperaturas no tempo para o gerador: vapor de amônia a alta pressão sai da coluna de retificação (2); solução rica entra no resfriador da coluna (13); solução pobre sai do expulsor (18).

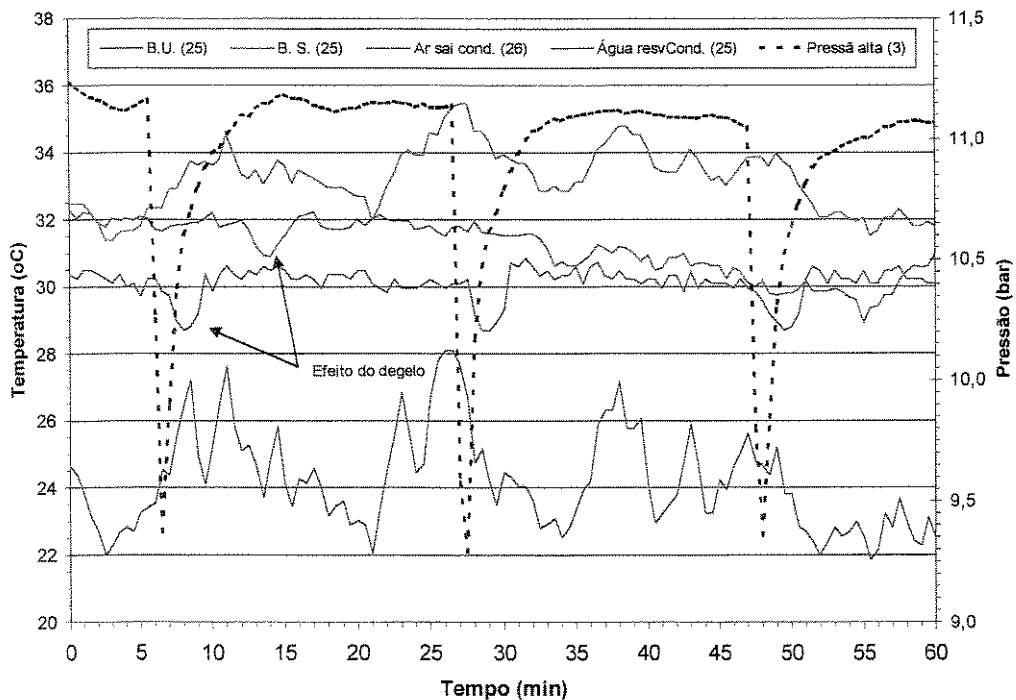


Figura 5.35 – Comparação entre T_{bu} , T_{bs} , temperatura da água de resfriamento e do ar na saída do resfriador CE-70 e a pressão de alta no tempo.

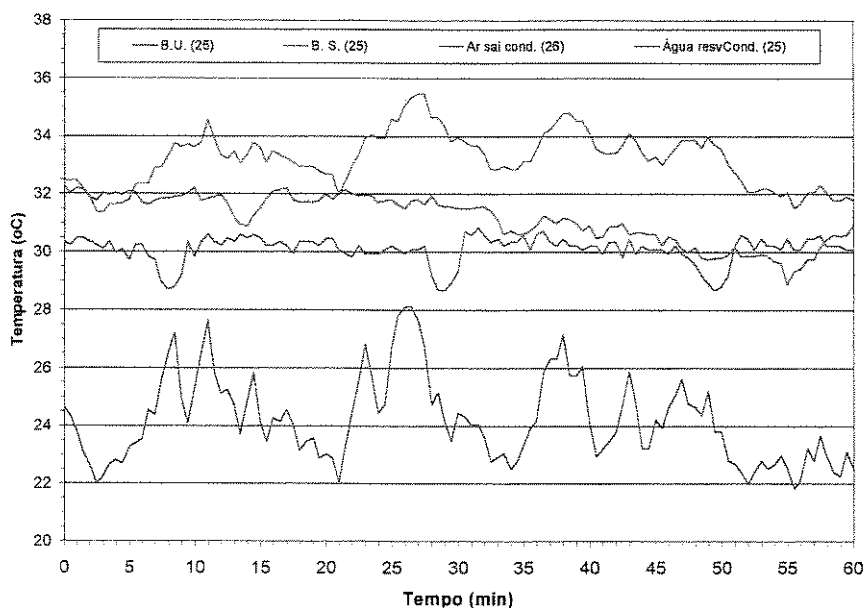


Figura 5.36 – Influência das T_{bu} , T_{bs} nas temperaturas da água de resfriamento e do ar úmido na saída do resfriador CE-70.

Da figura 5.36 vê-se que a temperatura do ar úmido que deixa o trocador evaporativo CE-70 apresenta variações que são consequência de dois efeitos, variações das condições ambientes e da queda de pressão no condensador devido ao degelo. A medida que a temperatura de bulbo úmido cai, a temperatura do ar úmido também cai. Devido à natureza cíclica do processo e às oscilações da temperatura de bulbo úmido e bulbo seco é difícil fazer um gráfico que relacione T_{bu} e T_{bs} com a temperatura de saída do ar do trocador CE-70 (A visualização fica prejudicada).

A água do reservatório do trocador evaporativo CE-70 não apresenta variações significativas em relação à temperatura de bulbo úmido. A figura 5.36 mostra este fato. Ela sofre efeito mais acentuado das variações de pressão no sistema (figura 5.35). A temperatura do ar úmido também varia com a pressão. A seta indica um exemplo destas variações. Este comportamento foi observado para todos os experimentos (Veja Apêndice B).

Da figura 5.37 pode-se comparar as temperaturas T_{bu} , T_{bs} e a temperatura no reservatório de amônia que corresponde aqui à temperatura de condensação. Pode-se verificar que ela sofre a influência das T_{bu} , T_{bs} , mas as variações das condições de operação devido ao degelo tem influência maior para o mesmo experimento, no período considerado. É claro que para períodos

maiores, principalmente comparando-se as tardes e as madrugadas, a influencia deve ser maior pois as variações das T_{buc} e T_{bs} são maiores.

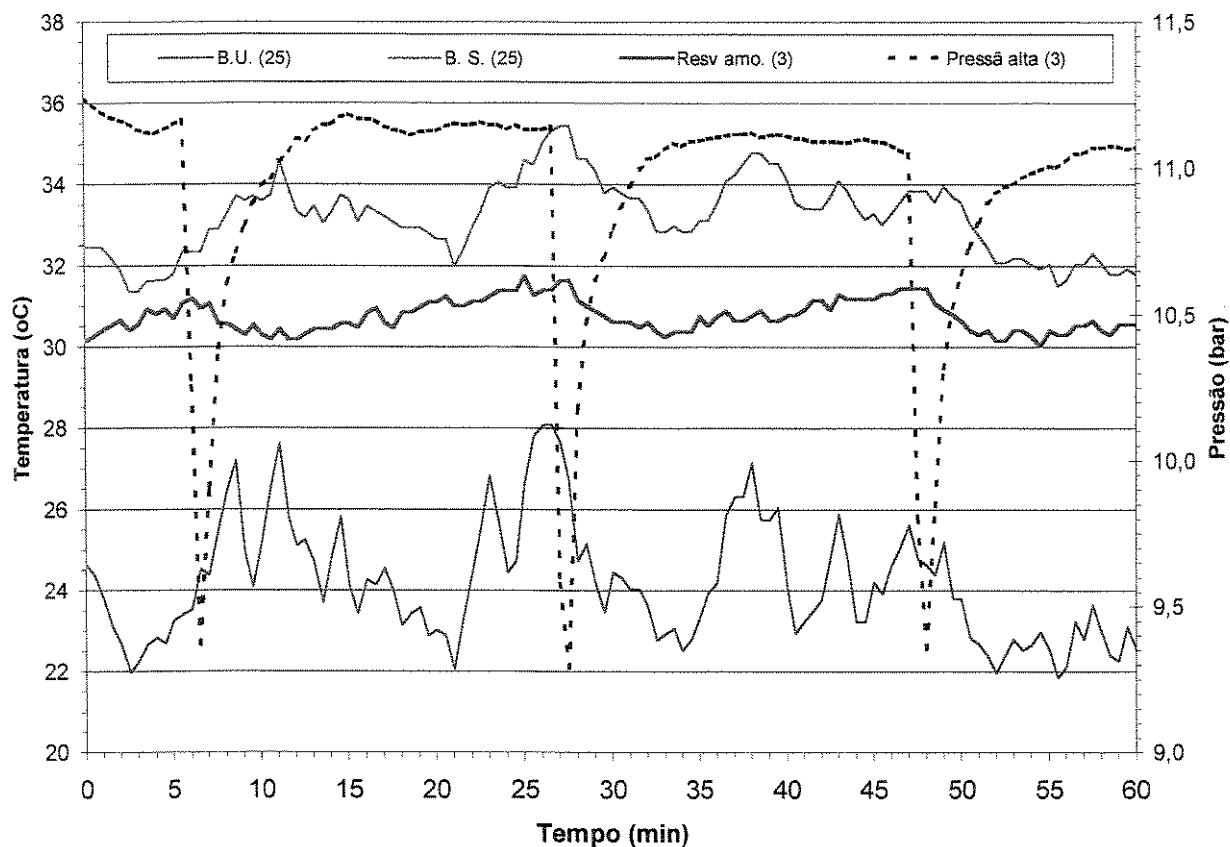


Figura 5.37 – Comparação entre a temperatura de condensação e as temperaturas de bulbo seco (T_{bu}) e bulbo úmido (T_{bs})

5.3.2 Análise do comportamento das pressões de alta e baixa para o planejamento experimental

Da figura 5.38 verifica-se que as pressões de alta e baixa apresentam o mesmo comportamento temporal que a discutida anteriormente para os experimentos preliminares.

Durante o degelo a pressão de alta tende a cair e a de baixa a subir. As variações ocorrem durante todo o período de degelo e de forma mais acentuada do que no período de retorno para os valores de “regime”, que apresenta um perfil de resposta mais lento.

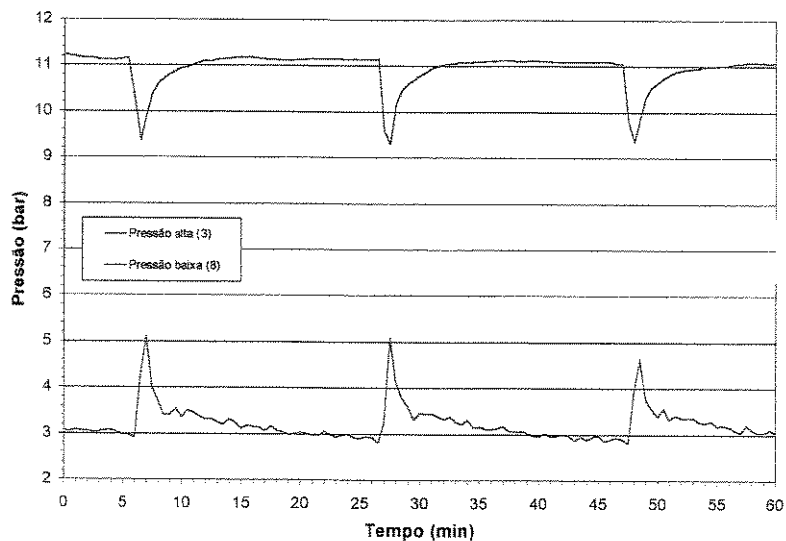


Figura 5.38 – Variação das pressões de alta e baixa no tempo.

5.3.3 Discussão da evolução das vazões ao longo do tempo para cada experimento do planejamento

A figura 5.39 ilustra a variação da vazão de SP ao longo do tempo. Verifica-se que logo após o degelo a vazão de SP tem uma diminuição sensível, em seguida sofre um aumento acentuado do seu valor.

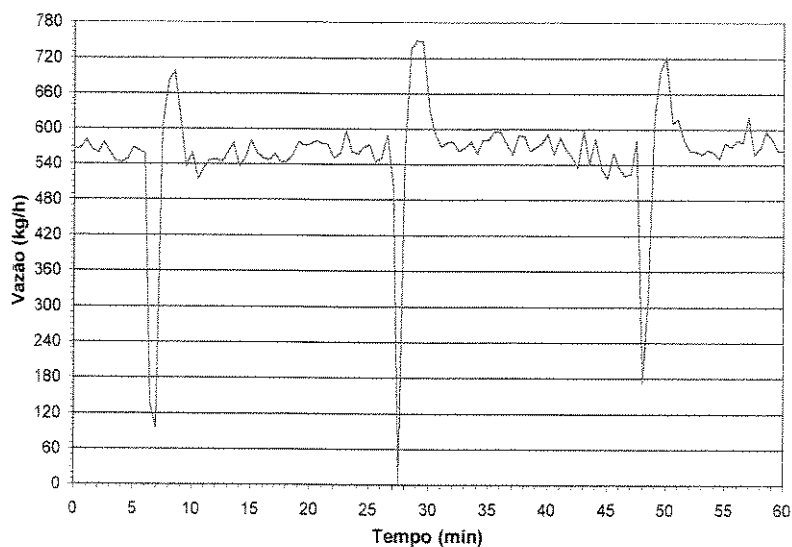


Figura 5.39 – Vazão de solução pobre em função do tempo.

Esta variação da vazão de SP começa, em média, um minuto após o início do degelo e perdura por aproximadamente 3,5 minutos até que o valor da vazão de SP entre em “regime” novamente. A figura 5.36 mostra estas variações para um ciclo. As barras verdes indicam início e fim do degelo, as vermelhas, cada fase das variações da vazão.

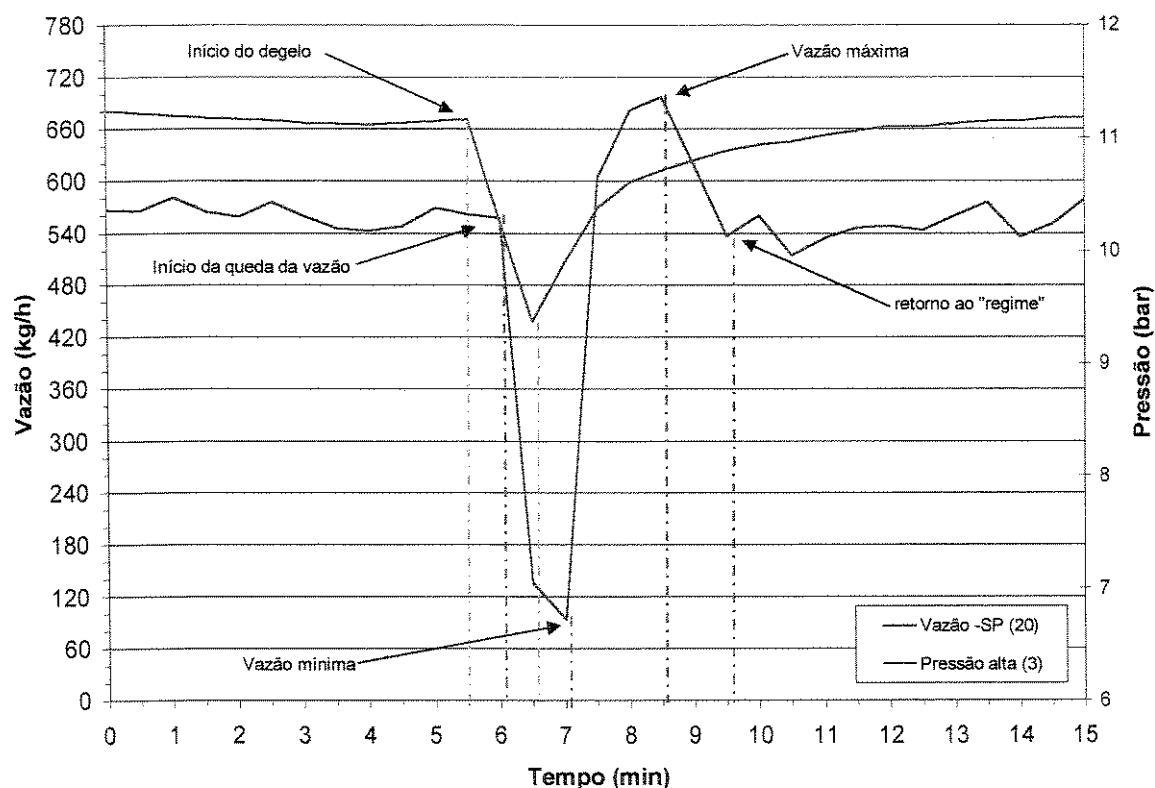


Figura 5.40 - Fases da variação da vazão de solução pobre ao longo do tempo para cada ciclo comparada com a variação da pressão de alta.

A figura 5.41 mostra a variação da vazão de amônia pura no tempo. Verifica-se que durante o degelo a vazão de amônia cai a zero e terminada esta etapa do ciclo tem um pico de vazão, voltando ao valor de “regime” que pode ser explicado devido ao aumento instantâneo de evaporação de amônia que ocorre quando a água começa, novamente, a ser aspergida nos tubos anulares do evaporador e pelo fechamento da válvula de bóia discutido anteriormente.

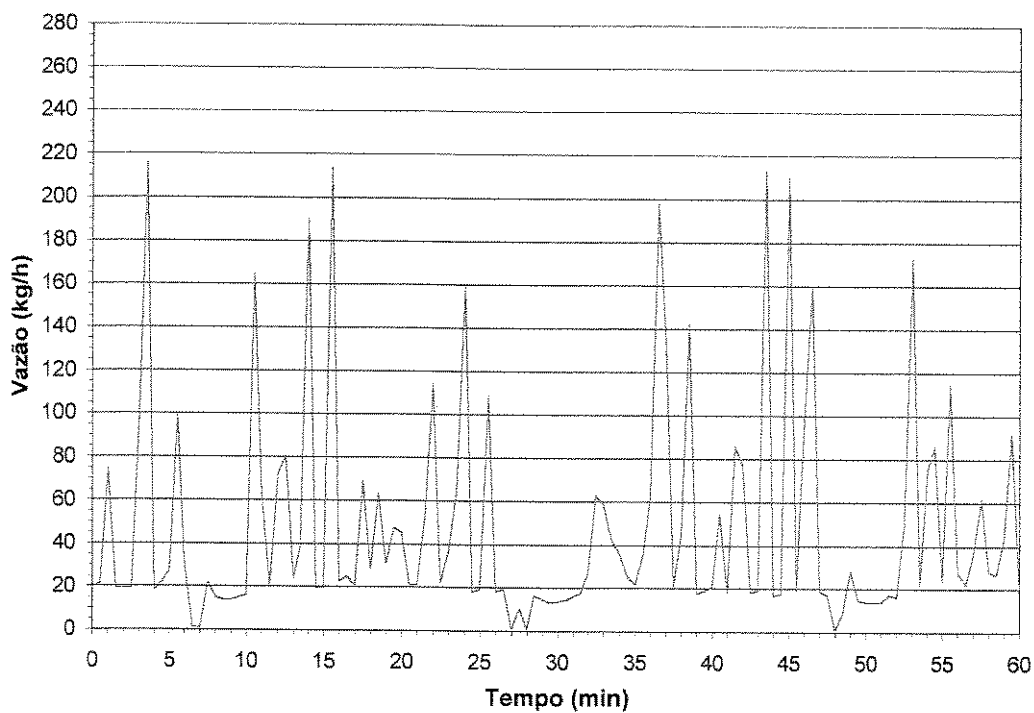


Figura 5.41 – Vazão da amônia “pura” no tempo.

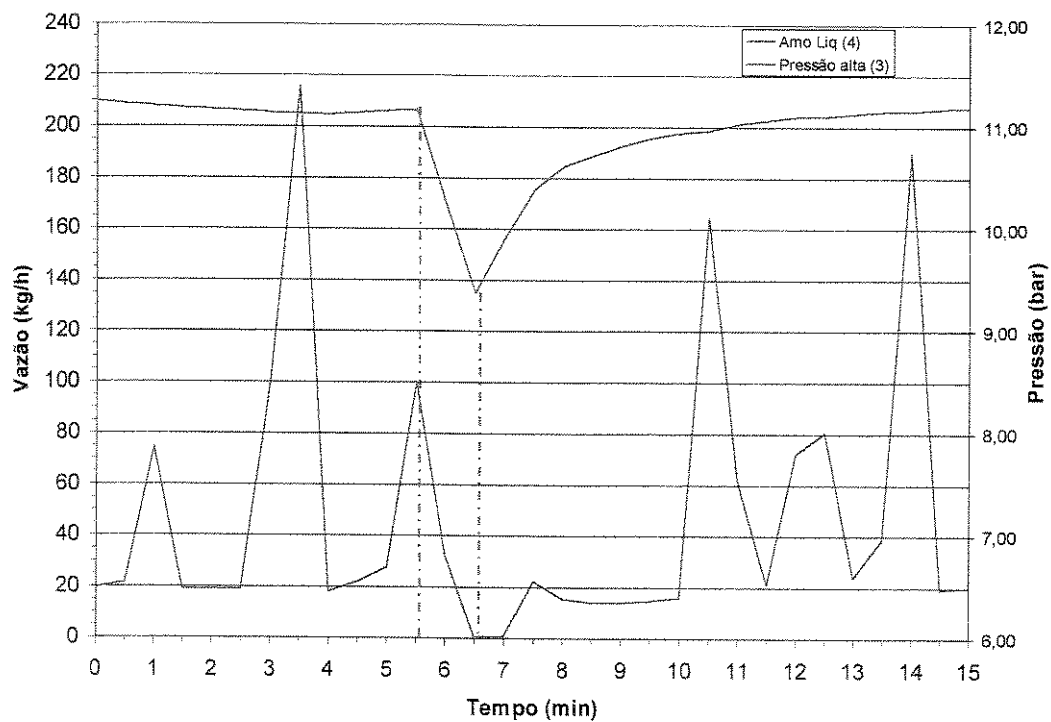


Figura 5.42 – Etapas da variação da vazão de amônia no tempo durante o degelo.

Analisando-se as figura 5.41 e 5.42 verifica-se que a vazão de amônia neste experimento apresentou uma oscilação muito grande, ficando difícil caracterizar um valor de regime (valor de “regime” é a média das oscilações conforme discutido anteriormente). Mas durante o degelo o comportamento foi semelhante ao da SP. A diferença é que a SP apresentou um retardo para variar seus valores, enquanto que a vazão de amônia teve queda para zero de vazão em um intervalo muito menor. Este valor não foi a zero instantaneamente porque a válvula solenóide ((S5) indicada na figura 4.7 não estava fechando devidamente e por que a válvula de bóia também apresentava vazamentos.

No caso da SP (figura 5.39) a vazão continua caindo após o término do degelo por 30 s. A vazão de amônia permanece em zero durante o mesmo intervalo de tempo. Findo o degelo a vazão de amônia, na maioria dos experimentos, apresenta um pico de vazão (veja experimento 12, no apêndice B, figura B.28.a, que é um exemplo bem acentuado deste fato) e depois tende a um valor de regime. Neste caso ela apresenta um pico, mas ele se repete ao longo do ciclo de formação de gelo com valores diferenciados. Mesmo assim os perfis de vazão são semelhantes ao longo do tempo.

5.3.4 Valores obtidos de densidades da SP, SR e da amônia para o planejamento experimental

Na figura 5.43, vê-se que a densidade da SP varia ao longo do tempo, o que indica, neste caso, variação da concentração de amônia na solução. A figura 5.44 mostra que logo após o degelo a densidade da SP diminui. Este fato provoca cavitação na bomba de solução. Por este motivo a vazão de SP apresenta a queda vista na figura 5.39.

Da figura 5.44 verifica-se que existe um retardo entre a variação da pressão de alta e a resposta da densidade. Este fato pode ser explicado pela inércia do sistema. Logo após o degelo uma grande quantidade de amônia evapora-se aumentando a concentração das soluções. Concentrações maiores implicam em densidades menores.

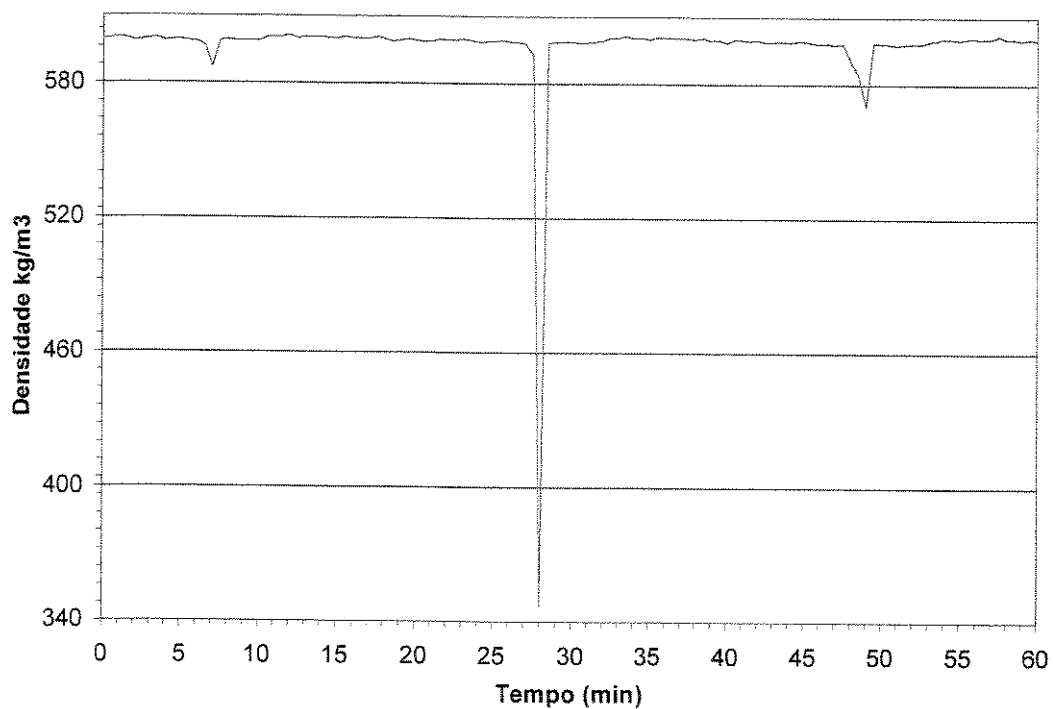


Figura 5.43 – Evolução no tempo da densidade da solução pobre.

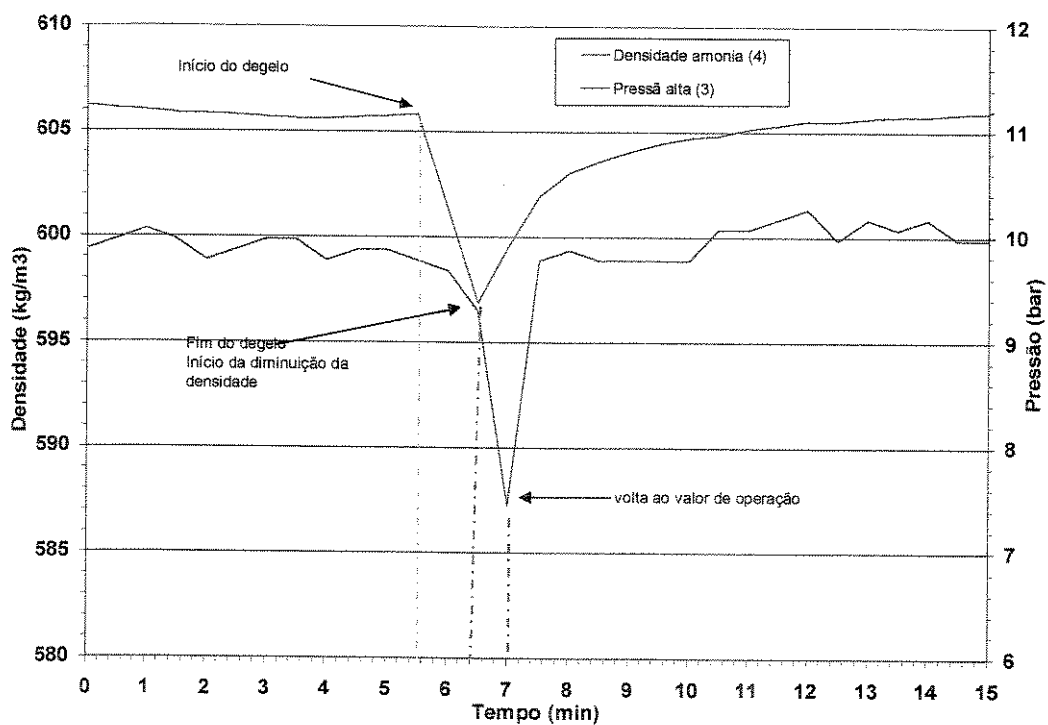


Figura 5.44 – Variação da densidade no tempo. Comparação com a variação da pressão de alta.

5.3.5 Considerações sobre a medida de concentração

A concentração foi medida por dois métodos. O primeiro pelo método da titulometria, e o segundo através da medida de densidade temperatura e pressão, utilizando-se o medidor MASS 2100 da DANFOSS, que tem capacidade de medir estas grandezas.

Foram realizadas várias amostras durante os ciclos de formação de gelo em um mesmo experimento, para o caso da titulometria. Seguindo a metodologia proposta efetuou-se a análise nestas amostras. A concentração resultante é a média das concentrações obtidas pela titulometria para cada amostra. Determinou-se o desvio padrão e o erro percentual.

Para o método da densidade usando o medidor de densidade MASS2100, o valor da concentração foi obtido pela média dos valores calculados de concentração utilizando-se as correlações de Jordan (1998) para o par água-amônia. Determinou-se também o desvio padrão e o erro percentual para esta grandeza.

Na tabela 5.2 estão os valores das concentrações da SP obtidas por ambos os métodos, juntamente com o erro associado.

Tabela 5.2 – Comparação entre os valores de concentração da SP pelos métodos da titulometria e da densidade como sensor MASS2100.

Método	$\xi(\%)$	σ	Erro (%)
Titulometria	24,95	$\pm 1,89$	7,6
MASS 2100	24,37	$\pm 0,57$	2,3

Da tabela 5.2 verifica-se que o método da titulometria, apesar de ser menos preciso, apresentou concentrações da mesma ordem de grandeza que o método usando o sensor MAS 2100 com correlações de volume específico. Conclui-se, então que se pode utilizar o método da titulometria sem perdas significativas em precisão.

Os mesmos métodos aplicados as concentrações de amônia e SR dos demais experimentos apresentaram comportamento semelhante. Os erros foram aproximadamente os mesmos. O

desvio padrão obtido pelo método da densidade com o sensor MASS2100 foi o mesmo para as duas soluções. Este valor é o adotado como erro experimental para esta grandeza.

A tabela 5.3 mostra valores de interesse no sistema obtidos no experimento 1. As tabelas das propriedades dos demais experimentos estão apresentados no apêndice C. Os trechos escolhidos para calcular os valores de entalpia, entropia e demais propriedades termodinâmicas foram escolhidos aleatoriamente em cada experimento no intervalo entre a primeira hora e a terceira hora de experimento. Foram selecionados pelo menos 30 pontos de cada experimento eliminando-se os períodos de degelo bem como as fases de crescimento da pressão de alta. Os valores apresentados na tabela 5.3 foram obtidos pelas médias aritméticas dos valores de temperatura, pressão e densidade em cada componente do sistema conforme indicado na tabela.

A coluna com o símbolo $\dot{Q}$ ou $\dot{W}$ indica que para os trocadores de calor está sendo considerado o calor trocado e para a bomba e outros componentes indica-se trabalho (ou seja calor trocado ou trabalho necessário). $\Delta\dot{Q}$ representa a diferença entre o calor cedido e recebido pelos fluxos nos trocadores de calor. Esta diferença está associada às perdas para o ambiente devido à falta de isolamento térmico ou isolamento térmico ineficiente ou inadequado.

Tabela 5.3 – Propriedades médias de interesse das soluções de amônia nos componentes do sistema para o experimento 1

Componente			T (°C)	P (bar)	$\dot{m}$ (kg/h)	$h_{(t \pm 0,6)}$ (kJ/kg)	$s_{(t \pm 0,005)}$ (kJ/kg-K)	$ex_{(t \pm 0,04)}$ (kJ/kg)	ξ (%)	ζ (%)	Δh (kJ/kg)	$\dot{Q}$ ou $\dot{W}$ ($\pm 0,07$) (kW)	$\Delta \dot{Q}$ (kW)	$i_{(\pm 0,03)}$ (kW)
Evaporador	NH ₃	Entrada	16,0	11,1	64,9	16,83	0,2543	263,42	92,37		895,97	16,14	1,61	1,83
		Saída	2,0	3,0	64,9	912,80	3,6004	161,76	92,37	74,65				
	Água	Entrada	3,0	1,0	152	11,47	0,0297	7,20			-344,77	-14,53		
		Saída	0,0	1,0	152	-333,30	-1,2200	35,02						
Resfriador de amônia	Líquido	Entrada	27,0	11,1	64,9	71,14	0,4388	262,72	92,37		-54,31	-0,98	1,93	0,14
		Saída	16,0	11,1	64,9	16,83	0,2543	263,42	92,37					
	vapor	Entrada	2,0	3,0	64,9	912,80	3,6004	161,76	92,37	74,65	161,21	2,90		
		Saída	17,0	3,0	64,9	1074,02	4,1701	153,10	92,37	83,23				
Reservatório de amônia		Entrada	30,0	11,1	64,9	85,49	0,4864	262,89	92,37		-14,36	-0,26		0,003
		Saída	27,0	11,1	64,9	71,14	0,4388	262,72	92,37					
Condensador		Entrada	42,0	11,1	64,9	983,98	3,4050	291,18	92,37	73,85	-898,49	-16,19		0,51
		Saída	30,0	11,1	64,9	85,49	0,4864	262,89	92,37					
Coluna + Gerador	SR	Entrada	92,0	11,1	631,9	204,27	1,1696	-173,34	31,35			36,49	-1,82	6,71
		Saída	117,0	11,1	567,0	346,74	1,4982	-292,25	24,37					
	NH ₃	Saída	42,0	11,1	64,9	983,98	3,4050	291,18	92,37	73,85	-2177,78	-38,31		
		V. H ₂ O Sat.	Entrada	127,0	2,4	63,3	2709,48	7,0416	614,60					
	L. Sat.		Saída	127,0	2,4	63,3	531,70	1,5972	60,08					
	Resfriador da coluna	Entrada	41,0	11,1	631,9	-20,05	0,5076	23,38	31,35		47,11	8,27		
		Saída	51,0	11,1	631,9	27,06	0,6552	-20,49	31,35					
Resfriador de SP		Entrada	58,0	11,1	567,0	89,22	0,7837	-79,93	24,37		-84,73	-13,34		12,34
		Saída	38,0	11,1	567,0	4,49	0,5201	-1,61	24,37					
Recuperador de calor	SP	Entrada	107,0	11,1	567,0	300,16	1,3773	-256,32	24,37		-204,02	-32,13	-1,03	0,02
		Saída	60,0	11,1	567,0	96,14	0,8045	-86,12	24,37					
	SR	Entrada	51,0	11,1	631,9	27,06	0,6552	-20,49	31,35		177,21	31,10		
		Saída	92,0	11,1	631,9	204,27	1,1696	-173,34	31,35					
Absorvedor Reserv. SR	SP	Entrada	60,0	11,1	567,0	96,14	0,8045	-86,12	24,37			39,71		16,37
	NH ₃	Entrada	17,0	3,0	64,9	1074,02	4,1701	153,10	92,37	83,23				
	SR	Saída	38,0	3,0	631,9	-29,74	0,4796	31,71	31,35					
Bomba	Líquido	Entrada	38,0	3,0	631,9	-29,74	0,4796	31,71	31,35		9,69	1,70		1,46
	Líquido	Saída	41,0	11,1	631,9	-20,05	0,5076	23,38	31,35					

A tabela 5.4, a seguir, mostra os valores de COP, eficiência exergetica (Ψ) e taxa de produção de gelo ($\mathcal{R}$) para cada experimento, obtidos através do planejamento experimental proposto.

Tabela 5.4 – Resultados médios obtidos de COP, eficiência exergética (Ψ) e taxa de produção de gelo ($\mathcal{R}$).

Ensaio	$\Psi_{(\pm 0,6)}$ (%)	$COP_{(\pm 0,08)}$	$\mathcal{R}_{(\pm 16)}$ (kg/h)
1	12,0	0,58	152
2	9,0	0,67	161
3	10,0	0,33	69
4	10,0	0,51	73
5	11,0	0,60	180
6	4,0	0,30	57
7	10,0	0,47	81
8	11,0	0,50	106
9	10,0	0,57	183
10	11,0	0,54	145
11	11,0	0,50	97
12	6,0	0,26	33
13	9,0	0,83	96
14	9,0	0,47	87
15	3,0	0,14	14
16	2,0	0,12	15
17	9,0	0,46	105
18	8,0	0,38	66
19	7,5	0,54	89
20	8,5	0,55	78

Com estes resultados, utilizando-se o programa STATISTICA, obtém-se os valores dos efeitos de cada parâmetro sobre o COP, Ψ e $\mathcal{R}$, bem como os coeficientes do modelo proposto para otimização.

Os efeitos obtidos são: dos parâmetros individualmente, das interações entre eles de segunda, terceira e quarta ordem. Quase a totalidade dos processo reais não apresentam interações de quarta ordem. Em muitos casos as interações de terceira ordem também não estão presentes (conforme discutido anteriormente), mas para se ter certeza é necessário realizar os testes de significância estatística para estas interações.

Para realizar os testes estatísticos de validade do modelo (função objetivo) obtido, o intervalo de confiança adotado é de 95% ou seja, grau de significância estatística de 5% (0,05).

Esta análise foi realizada para os três parâmetros de interesse: O COP, grandeza tradicionalmente usada para avaliar sistemas de refrigeração, a eficiência exergética (Ψ) e a taxa

de produção de gelo ($\mathfrak{R}$), o benefício desejado. A primeira análise apresentada é para o COP, como se vê a seguir. Posteriormente para a $\mathfrak{R}$ e, por fim, para Ψ .

5.4 Análise de resultados para o COP

Para se determinar quais dos parâmetros em estudo que mais influenciam o COP é necessário analisar os dados utilizando-se do programa STATISTICA. Obtém-se, portanto, os efeitos importantes bem como as demais análises estatísticas de interesse.

A tabela 5.5 mostra os efeitos que cada parâmetro em estudo têm sobre o COP, bem como os efeitos das interações entre eles de segunda e terceira ordem. O R^2 obtido foi de 0,95, o que representa um ajuste de 97 %.

Os resultados também serão apresentados em forma de gráficos tridimensionais para melhor visualização. Será efetuado o “teste F” para determinar se o modelo, função objetivo obtida, é representativo.

Tabela 5.5 - Efeitos no COP e demais parâmetros obtidos no planejamento experimental adotado para um intervalo de confiança de 95%.

Interação	Efeito [†]	Erro puro
Média/Interação.	0,47 *	0,02
(F1)V Cond	0,07	0,04
(F2)V Evap	0,07	0,04
(F3)P Vapor	0,22 *	0,04
(F4)Tempo Ciclo	0,08	0,04
1 por 2	-0,01	0,04
F1 por F3	-0,13 *	0,04
F1 por F4	-0,08	0,04
F2 por F3	-0,03	0,04
F2 por F4	-0,08	0,04
3 por 4	0,07	0,04
F1*F2*F3	0,15 *	0,04
F1*F2*F4	-0,05	0,04
F1*F3*F4	0,04	0,04
F2*F3*F4	-0,10	0,04

[†]Os efeitos destacados em vermelho e com * são os que se mostraram significativos ao nível de significância de 5%.

Da tabela 5.5, bem como da figura 5.45, verifica-se que os efeitos mais importantes são a pressão do vapor de água no gerador, a interação entre a vazão no condensador, a vazão de água no evaporador e a pressão de vapor de água no gerador ($F1 * F2 * F3$) e a interação entre a vazão de água no condensador e a pressão no condensador ($F1$ por $F3$).

O efeito das interações entre as variáveis é o efeito de se variar as duas ou mais variáveis simultaneamente. Ou seja, como a função objetivo responde em relação a duas, três ou mais variáveis.

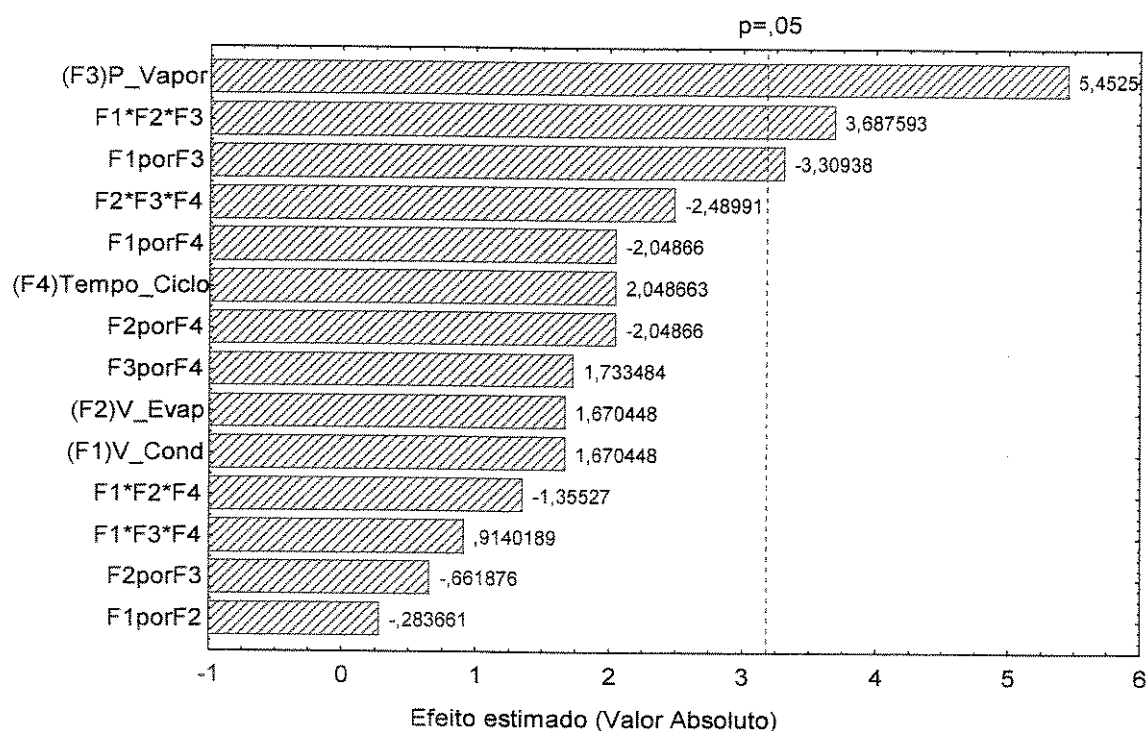


Figura 5.45 – Gráfico de Pareto, indicando os efeitos padronizados para o COP.

Para este caso os demais parâmetros não se mostraram significativos e serão retirados do modelo. É interessante notar que em valor absoluto a interação de terceira ordem, $F1*F2*F3$ apresenta maior efeito absoluto que a de segunda ordem.

Eliminando-se os efeitos não significativos obtém-se a tabela 5.6 e as figuras 5.46 e 5.47, abaixo.

Tabela 5.6 - Efeitos no COP e demais parâmetros obtidos no planejamento experimental adotado para um intervalo de confiança de 95%

Interação	Efeito	Erro puro
Média/Interseção	0,47	0,02
(3)P VAPOR	0,22	0,04
1 por 3	-0,13	0,04
1*2*3	0,15	0,04

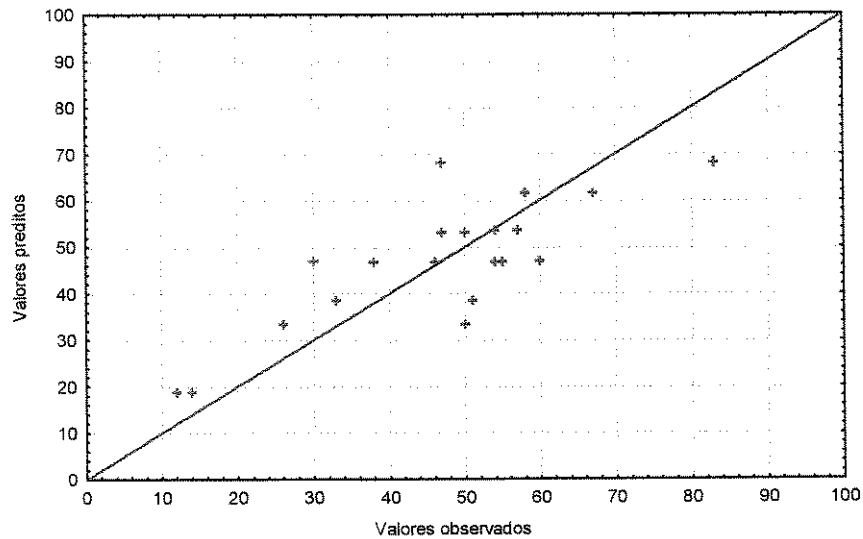


Figura 5.46 – Relação dos valores de COP preditos e observados.

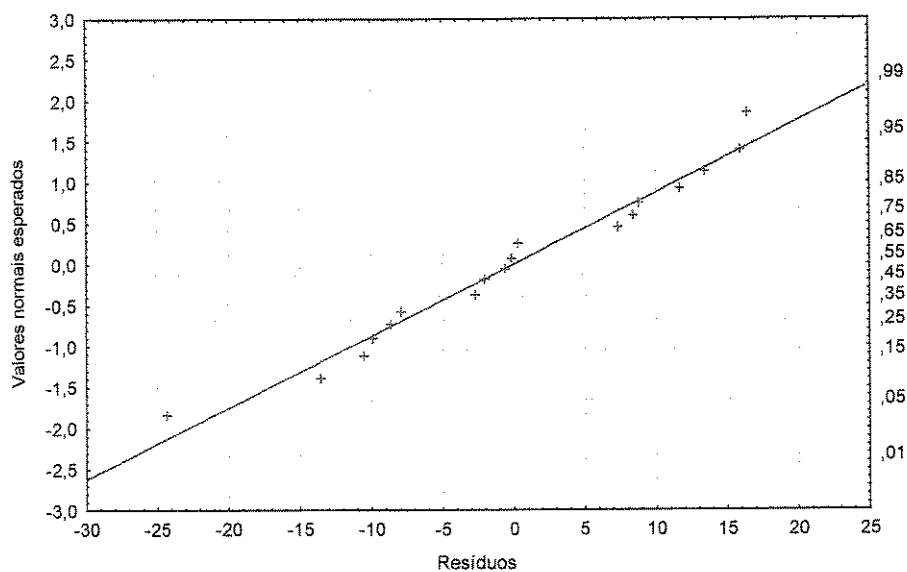


Figura 5.47 – Resíduos do COP *versus* valores normais esperados e Probabilidade de ocorrência

Da figura 5.47, acima, pode-se verificar que os valores preditos estão próximos aos observados. Isto mostra que o modelo obtido pode ser preditivo. Verifica-se, também que a maior parte dos valores observados estão agrupados no centro do gráfico, o que pode significar que o modelo não atenda as expectativas para o grau de significância adotado. A figura 5.48 mostra a relação de probabilidade dos resíduos e os valores normais esperados. Vê-se que os resíduos têm uma distribuição normal, ou seja estão ao longo da reta na escala de distribuição normal.

5.4.1 Validação estatística do modelo para o COP

Para verificar se o modelo é válido estatisticamente e preditivo deve-se realizar o “teste F”. Para tanto utiliza-se da tabela ANOVA. A tabela ANOVA para este modelo é apresentada abaixo.

Tabela 5.7 - Tabela ANOVA dos efeitos em separado para o COP

Fonte de variação	SS	df	MS	F	f
(3)P_Vapor	0,19	1	0,19	29,73	4,49
F1 por F3	0,07	1	0,07	10,95	4,49
F1*F2*F3	0,09	1	0,09	13,60	4,49
Erro de ajuste	0,20	13	0,02	2,44	8,72
Erro Puro	0,02	3	0,01		
Total SS	0,56	19			

SS - Soma de quadrados; df - Graus de liberdade; MS - Média quadrática; F – fator “F” calculado; f - Fator “F” tabelado

Analisando-se a tabela acima verifica-se que os valores do fator “F” calculados para cada coeficiente do modelo são realmente maiores que os valores do fator “f” tabelados. Quanto maior a relação “F/f”, maior probabilidade do modelo ser estatisticamente significativo.

Esta análise é um indicativo de que o modelo pode ser estatisticamente significativo, mas não garante a validade do modelo. Para tanto faz-se necessário efetuar a mesma análise para a regressão, comparando o fator “F” calculado para a regressão com o fator “f” tabelado. Sendo

aquele maior que este o modelo é considerado estatisticamente significativo. É necessário, também analisar-se o erro de ajuste. Se o fator “F” calculado deste for menor que o fator “f” tabelado, o modelo se ajusta bem aos pontos experimentais. Combinando os dois resultados pode-se aceitar o modelo obtido. A tabela 5.8, abaixo apresenta a ANOVA para este modelo.

A última análise a ser efetuada é a verificação do coeficiente de ajuste (R). Quanto mais próximo de 1 o valor de R, melhor se comporta o modelo. Para valores de R acima de 90%, sendo o modelo e os erros de ajuste significativos, pode-se dizer que, em muitos casos, o modelo é estatisticamente válido.

Tabela 5.8 - Tabela ANOVA para regressão - COP

Fonte de variação	SS	df	MS	F	f
Regressão	0,34	3	0,11	8,33	3,24
Resíduos	0,22	16	0,01		
Falta de ajuste	0,20	13	0,01	2,44	8,72
Erro puro	0,02	3	0,01		
Total SS	0,56	19			

Pela tabela 5.8 verifica-se que a regressão é estatisticamente significativa pois o fator “F” calculado é bem maior que o tabelado (aproximadamente 2,6 vezes maior). O fator “F” calculado para o erro de ajuste é, da mesma forma, bem menor que o tabelado (aproximadamente 3,6 vezes menor). Portanto o modelo representa os dados obtidos. Quanto maior estes índices mais fidedigno é o modelo. O que pode ser evidenciado comparando-se o fator “F” da falta de ajuste com o fator “f” tabelado. O tabelado é muito maior que o calculado, o que indica um bom ajuste dos dados.

O valor do coeficiente de ajuste (R) é 78%. Apesar de ser um valor relativamente alto e que, em muitos casos, pode-se aceitar regressões com este coeficiente de ajuste, neste caso, apesar de significativo, recomenda-se realizar mais experimentos utilizando-se pontos axiais no planejamento experimental, ou seja mais 8 experimentos, obtendo-se, assim, um modelo quadrático. Provavelmente o coeficiente de ajuste poderá ser maior e o modelo melhor. Tais experimentos não foram feitos para o COP pois a eficiência exergética apresentou-se satisfatória

nos três critérios discutidos acima: significância estatística da regressão, significância estatística da falta de ajuste e valor do coeficiente de ajuste (acima de 90%, segundo a bibliografia já é aceitável).

Analisando-se as figuras B.75 a B.80 (Apêndice B) verifica-se que algumas figuras têm formado de sela o que indica a necessidade de um modelo quadrático para o COP.

Os resultados para o COP descritos a partir daqui não são necessários, mas serão apresentados e utilizado apenas para corroborar os resultados obtidos para eficiência exergetica.

A tabela 5.9 apresenta os coeficientes do modelo obtido.

Tabela 5.9 – Coeficiente da função objetivo COP

	Coeficientes da regressão	Erro puro
Média/Interseção	0,47	0,02
(F3)P_Vapor	0,10	0,02
F1 por F3	-0,07	0,02

5.4.2 Função objetivo COP

A função objetivo obtida para o COP é apresentada abaixo:

$$COP = 0,47_{(\pm 0,02)} + 0,10_{(\pm 0,02)} \cdot F_3 - 0,07_{(\pm 0,02)} \cdot F_1 \cdot F_3 + 0,07_{(\pm 0,02)} \cdot F_1 \cdot F_2 \cdot F_3 \quad (5.1)$$

O modelo acima apresentado (equação 5.1) é válido somente na faixa estudada. Para se efetuar extrapolações é necessário verificar, experimentalmente, se o valor de COP obtido é válido. Para obter-se os valores de COP nesta função é necessário introduzir os valores codificados, ou seja para valores reais apresentados na tabela 4.4, deve-se calcular o nível (entre -1 e 1) correspondente e substituí-lo na equação 5.1 acima.

5.4.3 Análise de superfície de resposta para o COP

Definido o modelo, é necessário determinar os valores que, dentro da faixa de operação estudada maximizam o valor do COP. Para tanto será mostrada uma figura tridimensional que relaciona os parâmetros dois a dois, e fixando os demais nos valores propostos para o planejamento, para o caso considerado “ótimo”. Esta metodologia é chamada análise por superfície de resposta, conforme discutido anteriormente. A finalidade de variar os valores de cada parâmetro dentro da faixa estudada é determinar a melhor resposta percorrendo as superfícies nos caminhos que apresentam maior crescimento do COP. As superfícies de resposta para tal função são apresentadas no anexo B. A superfície que mostrou o maior valor de COP é mostrada a seguir.

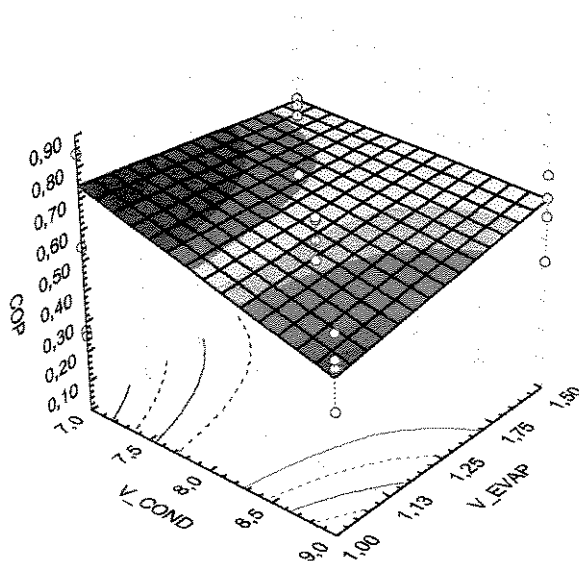


Figura 5.48 – Superfície de resposta obtida na otimização do COP, para pressão manométrica do vapor de água igual a $2,5\text{kgf/cm}^2$ (245kPa).

Da análise por SRM, verificou-se que o tempo de ciclo no intervalo considerado não afeta significativamente o COP. Para qualquer valor de tempo de ciclo o COP não apresenta variações significativas. Experimentalmente verificou-se que o maior COP foi obtido com tempo de ciclo de 10 min.

Para valores crescentes de pressão de vapor no gerador, e valores decrescentes de vazão de água no evaporador, bem como no condensador, o COP tende a crescer

O ponto ótimo de operação para se obter o maior COP é:

⇒ Vazão de água no condensador:	7,0m ³ /h (-1)
⇒ Vazão de água no evaporador:	1,0m ³ /h (-1)
⇒ Tempo de ciclo:	Qualquer dentro da faixa estudada
⇒ Pressão de vapor de água no gerador:	245kPa (+1)

$$\text{COP}_{\text{máx}}=0,74_{(\pm 0,08)}$$

As outras figuras correspondentes a combinações dos demais níveis para as variáveis em estudo estão no apêndice B. (figuras B.75 a B.80).

5.5 Análise de resultados para a taxa de produção de gelo ($\Re$)

Da mesma forma que para o COP analisado anteriormente, a produtividade, ou taxa de produção de gelo é um fator muito importante para a indústria de gelo. Economicamente não faz sentido uma planta para fabricar gelo, cuja vantagem é utilizar energia térmica residual de processos, estar otimizada na utilização desta energia e não produzir a quantidade de gelo desejada ou que viabilize o processo. Portanto, faz-se necessária a análise da relação entre os parâmetros de operação controláveis (variáveis independentes) e a taxa de produção de gelo ou a produção diária de gelo. Como este sistema foi projetado para operar 24h por dia, determinar a taxa de produção média horária é determinar produção diária.

Aplicando-se a metodologia usada para o COP, obtém-se os valores apresentados na tabela 5.10. Os valores dos efeitos em destaque são os valores significativos, que influenciam esta

função objetivo, taxa de produção de gelo. A figura 5.49 facilita a visualização dos efeitos significativos.

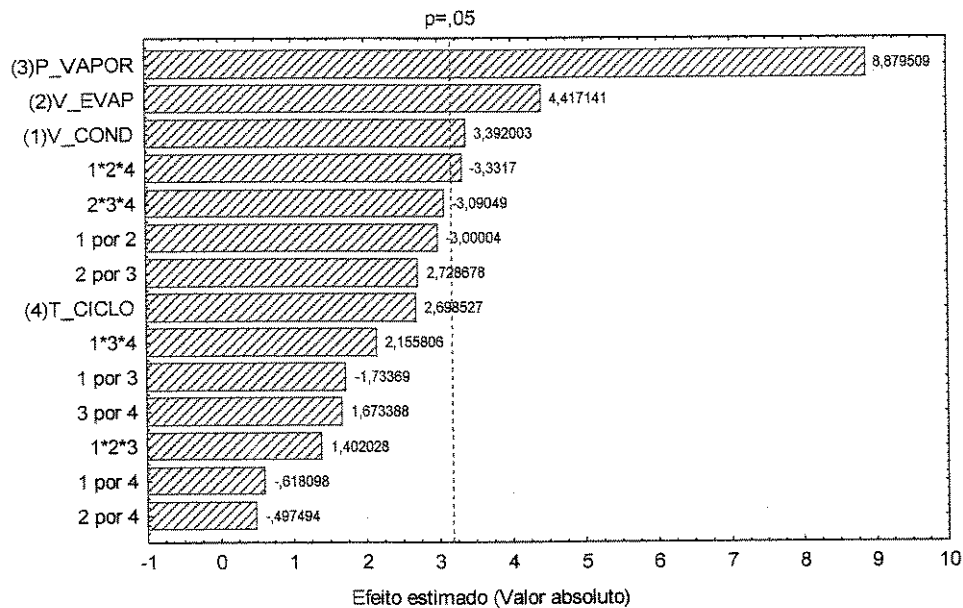


Figura 5.49 – Gráfico de Pareto, indicando os efeitos padronizados para a taxa de produção de gelo (R).

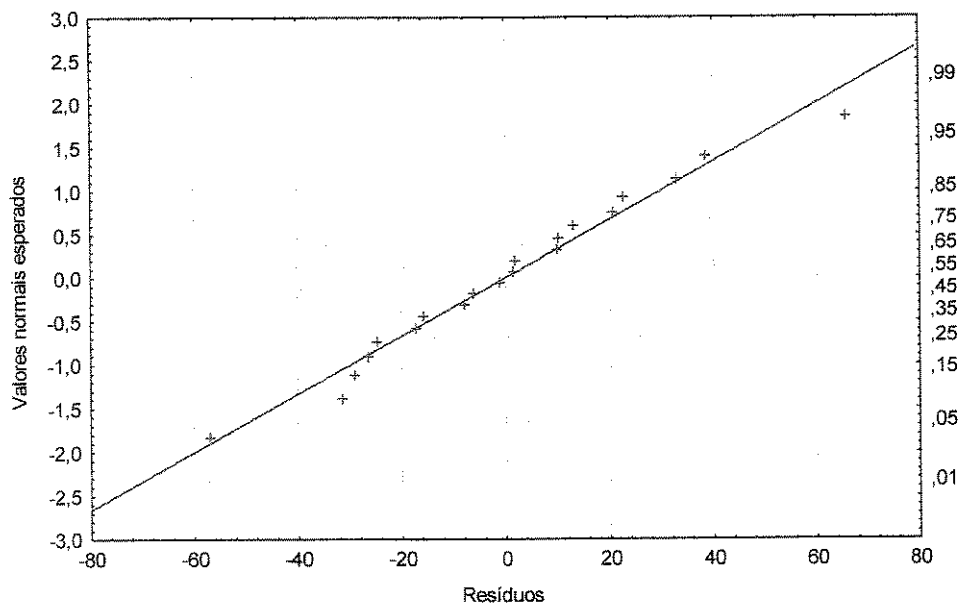


Figura 5.50 – Probabilidade dos resíduos e valores normais esperados para a taxa de produção de gelo (R).

Tabela 5.10 – Efeitos relativos que influenciam a taxa de produção de gelo ($\mathcal{R}$) obtidos no planejamento experimental adotado para um intervalo de confiança de 95%.

Interação	Efeito	Erro puro
Média/Interseção	95,15*	3,71
(1)V_Cond	28,13*	8,29
(2)V_Evap	36,63*	8,29
(3)P_Vapor	73,63*	8,29
(4)Tempo_Ciclo	22,38	8,29
F1 por F2	-24,88	8,29
F1 por F3	-14,38	8,29
F1 por F4	-5,13	8,29
F2 por F3	22,63	8,29
F2 por F4	-4,13	8,29
F3 por F4	13,88	8,29
F1*F2*F3	11,63	8,29
F1*F2*F4	-27,63*	8,29
F1*F3*F4	17,83	8,29
F2*F3*F4	-25,63	8,29

Da figura 5.49 e da tabela 5.10, acima, verifica-se que os parâmetros que mais influenciam a taxa de produção de gelo são a pressão do vapor de água no gerador e a vazão no evaporador. A figura 5.49 mostra que este parâmetro tem a metade do valor daquele. A vazão no condensador e a interação ternária $F1*F2*F4$, entre vazão de água no condensador, vazão no evaporador e tempo de ciclo, apresentam valores de mesma grandeza. Sua influência é pequena quando comparada aos outros dois efeitos.

Assim como para o modelo anterior, verifica-se da figura 5.50 que os resíduos apresentam uma distribuição normal, portanto para validação do modelo obtido aplicou-se o teste “F”, como se vê a seguir.

5.5.1 Validação estatística do modelo da taxa de produção de gelo ($\mathcal{R}$)

Para validar o modelo estatisticamente é necessário realizar teste “F”. A tabela ANOVA para os parâmetros em separado é apresentada abaixo. Os valores calculados do fator “F” são

relativamente grandes. Isto indica que a regressão pode ser estatisticamente significativa ao nível de significância adotado.

Tabela 5.11 - Tabela ANOVA para a taxa de produção de gelo ($\mathcal{R}$), parâmetros individuais

Fonte de variação	SS	df	MS	F	f
(1)V_Cond	3164,06	1	3164,06	11,50	4,54
(2)V_Evap	5365,56	1	5365,56	19,51	4,54
(3)P_Vapor	21682,56	1	21682,56	78,84	4,54
F1*F2*F3	540,56	1	540,56	1,96	4,54
Erro de ajuste	16924,80	12	1410,4	5,13	19,51
Erro Puro	825,00	3	275		
Total SS	48502,55	19			

Da tabela 5.11 verifica-se que a interação F1*F2*F3 não se mostrou significativa ao nível de significância adotado. Aqui, pode-se retirar esta interação do modelo.

Par verificar se a regressão é realmente estatisticamente significativa é necessário analisar a tabela ANOVA para a regressão (Tabela 5.12).

Tabela 5.12 – Tabela ANOVA para regressão da taxa de produção de gelo ($\mathcal{R}$).

Fonte de variação	SS	df	MS	F	f
Regressão	30752,75	4	7688,19	6,50	3,06
Resíduo	17749,80	15	1183,32		
Falta de ajuste	16924,80	12	1410,40	5,13	19,41
Erro puro	825,00	3	275,00		
Total SS	48502,55	19			

Analisando-se a tabela 5.12 verifica-se o modelo mostrou-se significativo, pois o fator “F” calculado é o dobro do tabelado. Verifica-se, também, que o modelo ajusta de forma aceitável os valores observados pois o fator “F” calculado para a falta de ajuste é aproximadamente 4 vezes menor que o tabelado. Neste caso, talvez, fosse interessante realizar mais experimentos considerando-se os pontos axiais, para se ajustar um modelo quadrático, ao invés do linear.

Da mesma forma que para o modelo anterior deve-se verificar o coeficiente de ajuste R. O valor de R para este modelo foi de 82%. A % de variação explicada foi de 63 %. Assim como para o COP, este modelo, apesar de significativo, não representa bem os valores experimentais. Cabe, aqui, verificar se um modelo quadrático poderá ser mais representativo.

Os coeficientes da função objetivo obtidos são apresentados na tabela 5.13.

Tabela 5.13 - Coeficientes para regressão da taxa de produção de gelo ($\mathcal{R}$)

	Coeficientes da regressão	Erro puro
Média/Intercessão.	95	4
(1)V Cond	14	4
(2)V Evap	18	4
(3)P Vapor	37	4
F1*F2*F4	-14	4

5.5.2 Função objetivo para taxa de produção de gelo ($\mathcal{R}$)

Da tabela acima pode-se escrever a função objetivo obtida.

$$\mathcal{R} = 95_{(\pm 2)} + 14_{(\pm 2)} \cdot F_1 + 18_{(\pm 2)} \cdot F_2 + 37_{(\pm 2)} \cdot F_3 - 14_{(\pm 2)} \cdot F_1 \cdot F_2 \cdot F_4 \quad (5.2)$$

5.5.3 Análise de superfície de resposta para a taxa de produção de gelo ($\mathcal{R}$)

Definido o modelo, é necessário determinar os valores que, dentro da faixa de operação estudada, maximizam o valor da taxa de produção de gelo ($\mathcal{R}$). A figura tridimensional que relaciona este parâmetro as variáveis vazão de água no condensador e no evaporador, fixando os demais nos valores propostos para o planejamento, é apresentada abaixo.

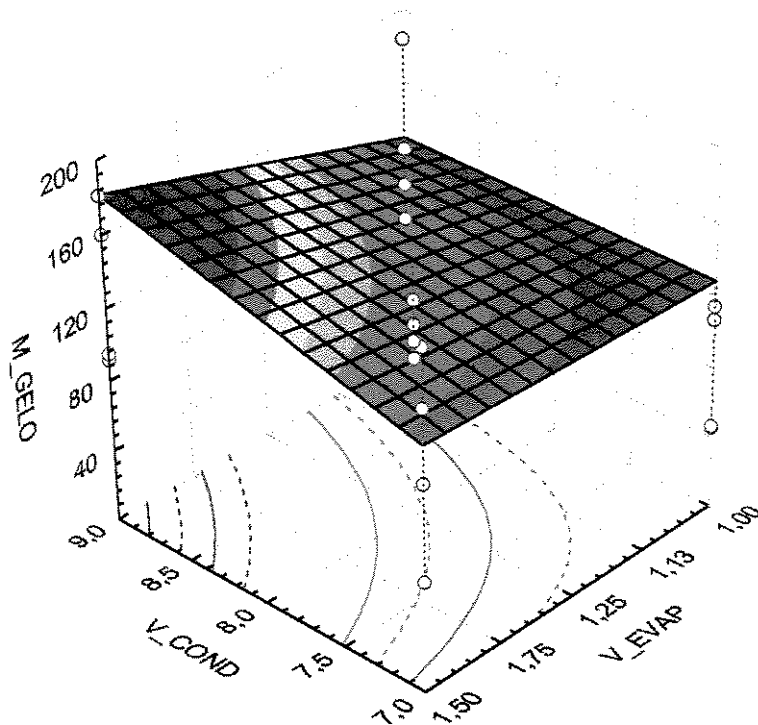


Figura 5.51 - Superfície de resposta para a taxa de produção de gelo ($\mathcal{R}$) mostrando a máxima taxa de produção que relaciona vazão de água no evaporador e condensador para tempo de ciclo de 10min e pressão de vapor de água no gerador de $2,5\text{kgf/cm}^2$ (245kPa).

De forma similar à efetuada para o COP, variou-se os parâmetros dentro da faixa estudada procurando se deslocar nas superfícies obtidas sobre as linhas de maior crescimento da taxa de produção de gelo. As demais superfícies de resposta para tal função estão apresentadas no apêndice B (figuras B.87 a B.92).

A figura 5.48 mostra que para valores crescentes de vazão de água no evaporador e condensador a taxa de produção de gelo aumenta. Da mesma forma, para valores crescentes de pressão de vapor no gerador esta taxa tende a crescer. No entanto, para valores decrescentes de tempo de ciclo a produção de gelo é maior.

O ponto de maior produção é:

⇒ Vazão de água no condensador: $9,0\text{m}^3/\text{h}$ (+1)

⇒Vazão de água no evaporador: $1,5\text{m}^3/\text{h}$ (+1)

⇒Tempo de ciclo: 10min (-1)

⇒Pressão de vapor de água no gerador: $2,5\text{kgf}/\text{cm}^2$ (+1)

$$\mathcal{R}_{\text{Max.}}=182_{(\pm 16)} \text{ kg/h}$$

5.5.4 Influência do tempo de ciclo na operação do sistema

Com relação ao tempo de ciclo cabe, aqui, alguns comentários importantes. Quanto menor o tempo de ciclo, menor a espessura do gelo formado. Por ser utilizado para resfriar pescados, algumas hortaliças e mesmo alguns tipos de carnes em feiras, em gôndolas de mercados e na venda a granel de casa em casa, pedaços de gelo com espessura muito finas não são interessantes comercialmente pois derretem com maior rapidez. A espessura ideal é entre 5 a 10mm. Observou-se que, para tempos de ciclo de 10 min, a espessura de gelo variou entre 1,5 e 3mm. Esta espessura de gelo não é comercialmente aceita. Já nos experimentos que operaram com tempo de ciclo de 15min, a espessura de gelo obtidos foi da ordem de 4,5 a 6,5mm, dentro da faixa comercialmente aceita. A taxa de produção de gelo nestas condições é de 170kg/h ou seja uma produção de 4000kg/dia. Este valor está acima da média apresentada no projeto, que foi de 3000kg/dia.

Há que se considerar que estes valores foram obtidos num período do ano em que as temperaturas ambiente foram relativamente baixas (a partir de abril), no verão a produção de gelo não atinge estes patamares, ficando na melhores condições entre 2500 a 3500kg/dia.

Portanto as melhores condições de operação para se obter a maior produção de gelo por hora considerando os aspectos econômicos são:

a) Para período onde as condições ambientes são favoráveis (outono-inverno)

Vazão de água no condensador: $9,0\text{m}^3/\text{h}$

Vazão de água no evaporador: $1,5\text{m}^3/\text{h}$

Tempo de ciclo: 15min

Pressão de vapor de água no gerador: 2,5 kgf/cm²

b) Para período onde as condições ambientes são desfavoráveis (primavera-verão)

Vazão de água no condensador: 9,0m³/h

Vazão de água no evaporador: 1,5m³/h

Tempo de ciclo: 20min

Pressão de vapor de água no gerador: 2,5kgf/cm²

As diferenças observadas são devido às perdas que ocorrem nos períodos do ano onde a temperatura ambiente é maior. Estas perdas são formadas por três partes: 1- Calor do ambiente que entra diretamente nos trocadores de calor devido à temperatura ambiente mais alta, 2- temperatura mais alta da água de formação de gelo e 3- perdas de gelo que se derretem ao cair na câmara receptora de gelo antes de ser empacotado e conduzido a câmara de armazenamento.

5.6 Análise de resultados para eficiência exergética (Ψ)

Conforme discutido anteriormente a Ψ é a função termodinâmica que mostra de forma mais adequada quanto da energia disponível para realizar trabalho (exergia) foi transformada em trabalho e quanto dela se perdeu, sendo destruída. Neste trabalho considerou-se esta função de primordial importância na avaliação e otimização do sistema térmico em estudo.

Assim como para os casos anteriores, efetuar-se-á a análise da influência dos parâmetros em estudo na eficiência exergética (Ψ). Para tanto é necessário determinar quais parâmetros realmente apresentam influência estatisticamente significativa ao nível de significância de 5%.

Na tabela 5.14, bem como na figura 5.52, pode-se verificar que estão presentes no modelo efeitos principais, de interação binárias e ternárias. Somente não se mostraram estatisticamente significativos os efeitos de interação entre as variáveis F1-F4, F2-F3 e F2-F4, F3-F4 e F1*F2*F4. Como estes valores não são significativos não farão parte do modelo. Logo, eliminando-se os efeitos que não são estatisticamente significativos para 5% de significância, obtém-se a tabela 5.15 a seguir.

Tabela 5.14 - Efeitos na eficiência exergética (Ψ) e demais parâmetros obtidos no planejamento experimental adotado para um intervalo de confiança de 95%.

Interação	Efeito	Erro padrão
Média/Intercepto	8,6 *	0,14
(1)V_Cond	2,12 *	0,32
(2)V_Evap	2,63 *	0,32
(3)P_Vapor	1,63 *	0,32
(4)Tempo_Ciclo	1,63 *	0,32
F1 por F2	-1,13 *	0,32
1 por F3	-2,6 *	0,32
1 por F4	0,37	0,32
2 por F3	-0,13	0,32
2 por F4	-0,13	0,32
3 por F4	0,37	0,32
F1*F2*F3	2,13 *	0,32
F1*F2*F4	-0,87	0,32
F1*F3*F4	2,13 *	0,32
F2*F3*F4	-1,37 *	0,32

Valores em vermelho e marcados com * são significativos a 5% de significância

Do gráfico de Pareto (Figura 5.52) verifica-se que os efeitos mais importantes são a vazão no evaporador, e a interação entre a vazão no condensador e a pressão do vapor de água no gerador. As interações entre as variáveis F1*F3*F4 (Vazão de água no condensador, pressão de vapor no gerador e tempo de ciclo) mostraram-se muito importantes. Com efeitos de mesmo valor estão a vazão no condensador e as interações entre as variáveis F1*F2*F3 (Vazão de água no condensador, vazão de água no evaporador e pressão de vapor no gerador). A interação de terceira ordem F2*F3*F4 (vazão de água no evaporador, pressão de vapor no gerador e tempo de ciclo) é significativa mas apresenta menor influência. Também mostrou-se significativa a pressão

do vapor no gerador e o tempo de ciclo. Das interações de segunda ordem somente mostrou-se estatisticamente significativa a interação entre a vazão no condensador e a vazão no evaporador (F1 por F2).

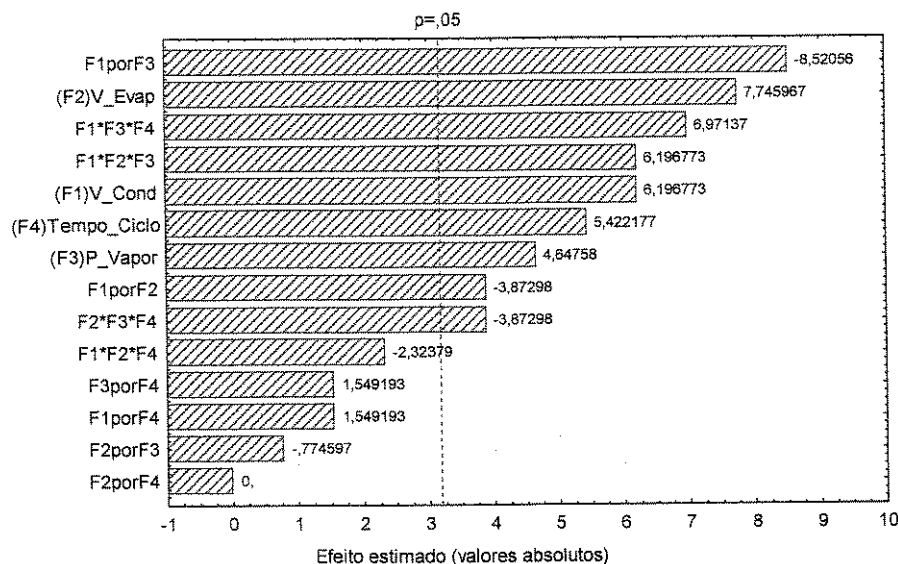


Figura 5.52 – Gráfico de Pareto, indicando os efeitos padronizados para a eficiência exergética (ψ).

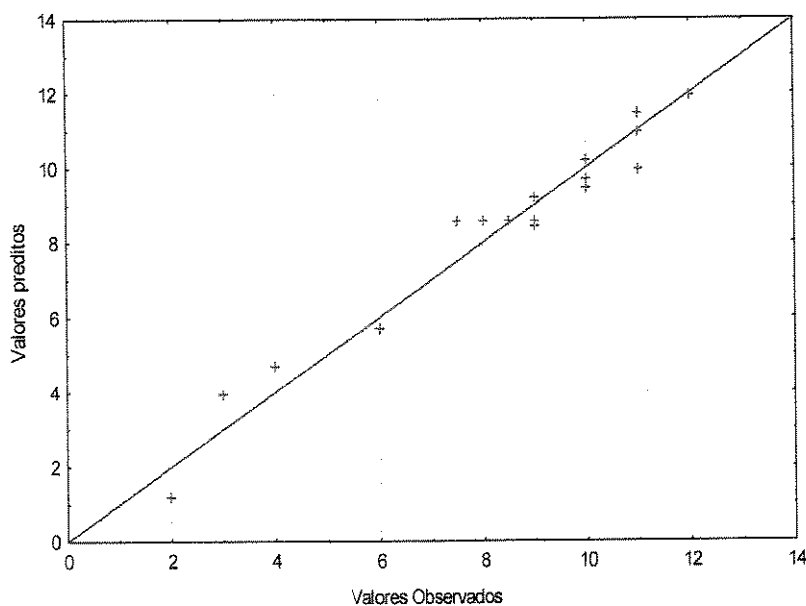


Figura 5.53 – Relação entre os valores observados e preditos para eficiência exergética (ψ)

A figura 5.53 mostra a relação entre os valores previstos e os valores ajustados. Pode se verificar que apresentam uma relação razoável, ou seja, com erros pequenos, entre os valores preditos e os observados.

A relação entre os valores observados e preditos para a eficiência exergética são melhores que as do COP. O R^2 para ψ é 0,95795, ou seja R de 98%.

A figura 5.54 mostra que os resíduos apresentam uma distribuição normal, pois os valores dos resíduos estão distribuídos ao longo de uma reta na curva com escala normal. Portanto, para validação do modelo, pode-se realizar o teste “F”, pois a razão entre a soma média quadrática da regressão pela média quadrática dos resíduos segue uma distribuição “F”.

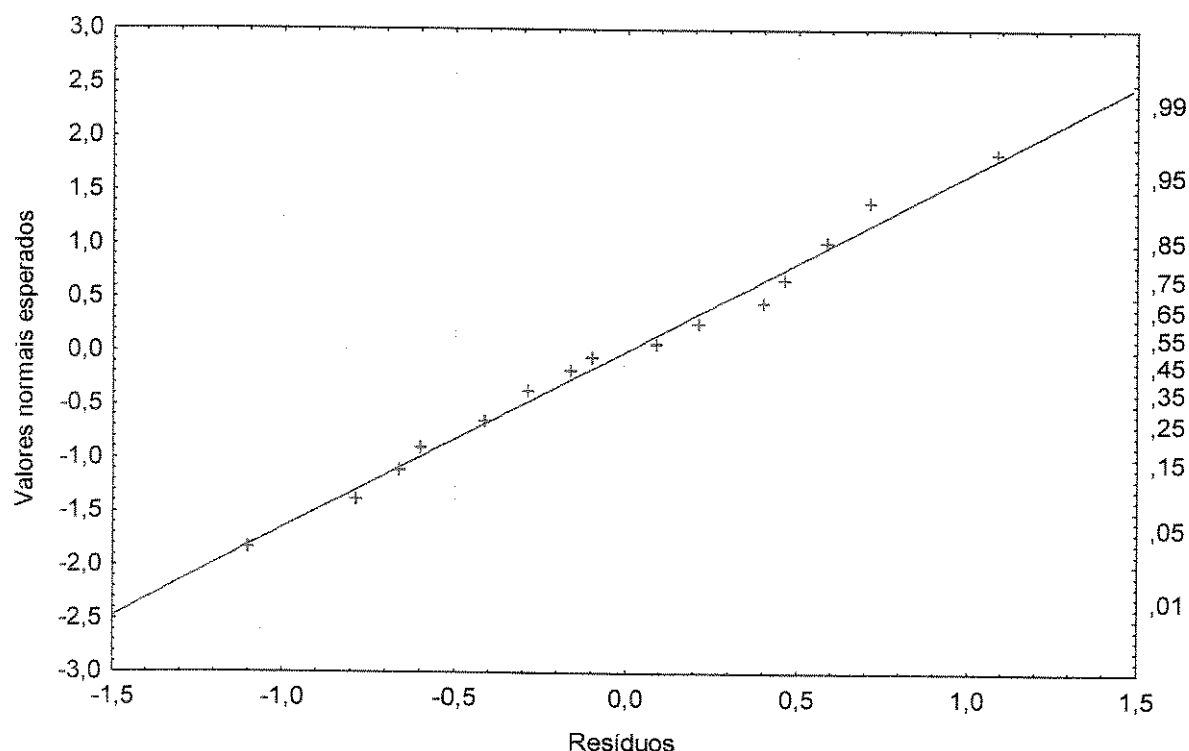


Figura 5.54 – Probabilidade dos resíduos para eficiência exergética (Ψ).

5.6.1 Validação estatística do modelo para eficiência exergética (Ψ)

As tabelas ANOVA são apresentadas a seguir para todos os efeitos em separado e para a regressão.

Tabela 5.15 - Tabela ANOVA para os efeitos em separado

Fonte de variação	SS	df	MS	F	f
(1)V_Cond	18,06	1	18,06	43,35	4,96
(2)V_Evap	27,56	1	27,56	66,15	4,96
(3)P_Vapor	10,56	1	10,56	25,35	4,96
(4)Tempo_Ciclo	10,56	1	10,56	25,35	4,96
F1 por F2	5,06	1	5,06	12,15	4,96
F1 por F3	27,56	1	27,56	66,15	4,96
F1*F2*F3	18,06	1	18,06	43,35	4,96
F1*F3*F4	18,06	1	18,06	43,35	4,96
F2*F3*F4	7,56	1	7,56	18,15	4,96
Erro de ajuste	4,99	7	0,71	1,71	8,89
Erro puro	1,25	3	0,42		
SS Total	149,28	19			

Analisando-se a tabela 5.15 verifica-se que o fator “F” calculado para os parâmetros é bastante grande, o que pode garantir que o modelo seja estatisticamente significativo. Para tanto é necessário analisar a tabela ANOVA para a regressão. Assim:

Tabela 5.16 - Tabela ANOVA para a regressão da eficiência exergética

Fonte de variação	SS	df	MS	F	f
Regressão	143,06	9	15,90	25,48	2,98
Resíduos	6,24	10	0,62		
Falta de ajuste	4,99	7	0,71	1,71	8,89
Erro puro	1,25	3	0,42		
Total SS	149,28	19			

Da tabela ANOVA acima (tabela 5.16) verifica-se que o modelo é estatisticamente significativo para o grau de significância adotado, 5%, pois o valor do fator “F” calculado para a regressão é 8,6 vezes maior que o tabelado. O Modelo ajusta-se bem aos valores experimentais pois o fator “F” calculado para a falta de ajuste é aproximadamente 5,2 vezes menor que o tabelado. A porcentagem de variação explicada por este modelo (R^2) é de 96% ou seja somente

4% dos resíduos são devido à regressão. A máxima variação explicável é de 99% ou seja, somente 0,8% dos resíduos são devido à falta de ajuste. O coeficiente de ajuste (R) é de 98%. Portanto o modelo é estatisticamente válido. A tabela 5.17 apresenta os coeficientes da função objetivo eficiência exergética (Ψ).

Tabela 5.17 – Coeficiente da função objetivo eficiência exergética (Ψ).

	Coeficientes da regressão	Erro puro
Média/Intercepção	8,6	0,1
(1)V Cond	1,1	0,2
(2)V Evap	1,3	0,2
(3)P Vapor	0,8	0,2
(4)Tempo Ciclo	0,8	0,2
F1 por F2	-0,6	0,2
F1 por F3	-1,3	0,2
F1*F2*F3	1,1	0,2
F1*F3*F4	1,1	0,2
F2*F3*F4	-0,7	0,2

Da tabela 5.17 pode-se escrever a função objetivo obtida.

5.6.2 Função objetivo para eficiência exergética (Ψ)

$$\begin{aligned}
 \Psi_{\pm 0,6} = & 8,6_{(\pm 0,3)} + 1,1_{(\pm 0,4)} \cdot F_1 + 1,3_{(\pm 0,4)} \cdot F_2 + 0,8_{(\pm 0,4)} \cdot F_3 + 0,8_{(\pm 0,4)} \cdot F_4 \\
 & - 0,6_{(\pm 0,4)} \cdot F_1 \cdot F_2 - 1,3_{(\pm 0,4)} \cdot F_1 \cdot F_3 + 1,1_{(\pm 0,4)} \cdot F_1 \cdot F_2 \cdot F_3 \\
 & + 1,1_{(\pm 0,4)} \cdot F_1 \cdot F_3 \cdot F_4 - 0,7_{(\pm 0,4)} \cdot F_2 \cdot F_3 \cdot F_4
 \end{aligned} \quad (5.3)$$

O modelo acima apresentado (equação 5.3) é válido somente na faixa estudada. Para se efetuar extrapolações é necessário verificar, experimentalmente, se o valor de Ψ obtido é válido. Para obter-se os valores de Ψ nesta função é necessário introduzir os valores codificados, ou seja para valores reais apresentados na tabela 4.3, deve-se calcular o nível (entre -1 e 1) correspondente e substituí-lo na equação 5.3, acima.

5.6.3 Análise de superfície de resposta para eficiência exergética (Ψ)

Definido o modelo, é necessário determinar os valores que, dentro da faixa de operação estudada, maximizam o valor da eficiência exergética. Para efetuar-se esta análise, assim como nos casos anteriores, utilizou-se figuras tridimensionais que relacionam os parâmetros dois a dois, e fixando os demais nos valores propostos para o planejamento.

Estas figuras foram obtidas variando-se os parâmetros dentro da faixa estudada procurando se deslocar nas superfícies obtidas pelas linhas de maior crescimento da eficiência exergética. As superfícies de resposta para tal função é apresentada a seguir. As demais figuras obtidas para a eficiência exergética estão no apêndice B (figuras B.81 a B.86).

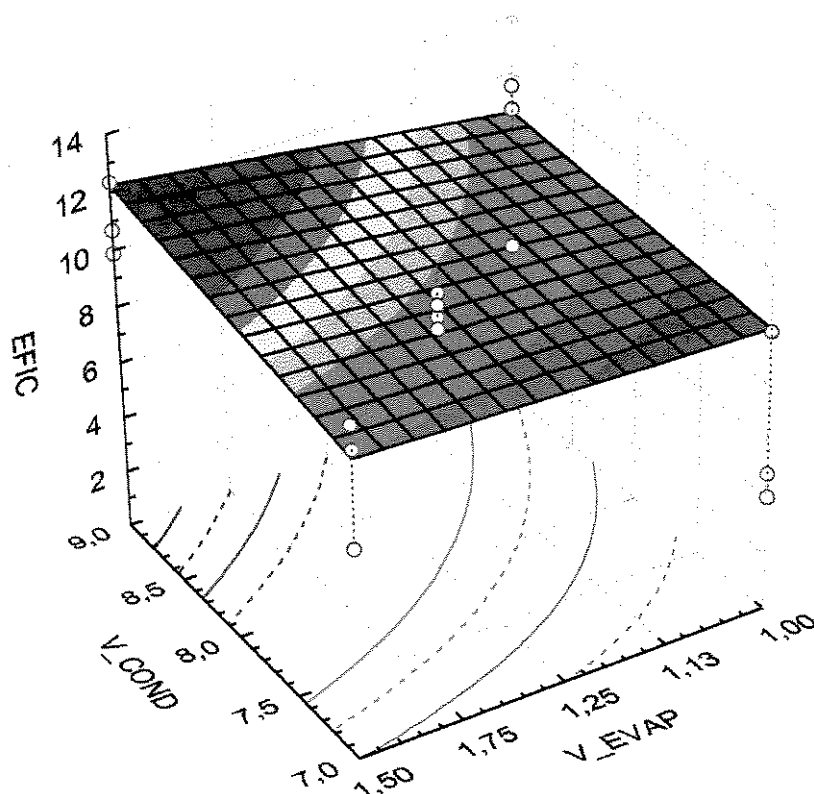


Figura 5.55 – Superfície de resposta para a eficiência exergética (Ψ) mostrando a máxima eficiência que relaciona vazão de água no evaporador e condensador para tempo de ciclo de 20min e pressão de vapor de água no gerador de 2,5kgf/cm² (245kPa).

Da figura 5.55 Verificou-se que para valores crescentes de pressão de vapor no gerador, vazão de água no condensador e evaporador, bem como tempo de ciclo, a eficiência Ψ tende a subir. É verdade que se tem eficiências exergéticas com valores muito próximos para várias condições de operação, devido às interações entre as variáveis em estudo. Mas a condição que propiciou maior eficiência exergética é a apresentada abaixo

Os valores ótimos para a função objetivo são:

$\Rightarrow$ Vazão de água no condensador:	9,0m ³ /h (+1)
$\Rightarrow$ Vazão de água no evaporador:	1,5m ³ /h (+1)
$\Rightarrow$ Tempo de ciclo:	20min (+1)
$\Rightarrow$ Pressão de vapor de água no gerador:	2,5kgf/cm ² [245kPa] (+1)

A máxima eficiência exergética é:

$$\psi_{\max} = 12,0_{(\pm 0,6)}\%$$

5.7 Comparação entre as condições ótimas de operação para as três funções objetivos obtidas.

A tabela 5.18 mostra as condições de operação para as três funções objetivos obtidas.

Analisando-se a tabela 5.18 verifica-se que para as três funções objetivos em estudo a pressão vapor de água no gerador é a mesma. Ou seja o a temperatura da solução no gerador deve ser a mesma. Este valor é o maior pois estes dados foram obtidos nos meses de abril, maio e junho, período em que a temperatura ambiente é menor, logo para se obter a temperatura de operação na coluna desejada é necessário maior quantidade de calor. Verificou-se, pelos experimentos preliminares, que no alto verão (dezembro - janeiro) a quantidade de calor

necessária é menor. A planta operou com resultados similares aos obtidos neste período com compressão de vapor no gerador de $2,0\text{kgf/cm}^2$ (196kPa). Conforme discutido anteriormente, a temperatura ambiente tem uma influência muito grande no sistema.

Tabela 5.18 – Comparação entre as condições ideais de operação para cada função objetivo obtida.

Parâmetro	COP	Ψ	$\mathcal{R}$		
Vazão de água no condensador (m^3/kg)	9,0	9,0	9,0		
Vazão de água no evaporador (m^3/kg)	1,0	1,5	1,5		
Pressão de vapor de água no gerador (kgf/cm^2)	2,5	2,5	2,5		
Tempo de ciclo:	Qualquer	20	10	15	20
Valor da função objetivo	0,74	12,50 %	182 kg/h	171 kg/h	158 kg/h
Espessura do gelo (mm)			1,5-3,0	4,0-6,5	8,0-10,0

Para o COP as vazões de água no condensador e evaporador, na melhor condição de operação, são $9,0\text{m}^3/\text{h}$ e $1,0\text{m}^3/\text{h}$ respectivamente, diferenciando das demais funções.

A taxa de produção de gelo ($\mathcal{R}$) e a eficiência exergética (Ψ) apresentam valores iguais de vazão de água no condensador e evaporador na melhor condição de operação. Mas o tempo de ciclo é diferente. No caso da taxa de produção de gelo, o tempo de ciclo não se mostrou significativo, mas as interações deste parâmetro com a vazões de água no condensador e evaporador se mostraram importantes. A probabilidade de influência deste efeito na taxa de produção de gelo é de aproximadamente 15%, enquanto que na eficiência exergética, o tempo de ciclo afeta em aproximadamente 50%. A interação do tempo de ciclo com vazão de água no evaporador e pressão no gerador, que se vê na eficiência exergética, é de aproximadamente 20%. Portanto variações no tempo de ciclo ocasionarão maiores variações no valor da eficiência exergética que nos valores da taxa de produção de gelo.

Economicamente, operar na taxa ótima de produção de gelo, ou seja onde se produz maior quantidade de gelo, não é interessante devido a espessura não ser a preferida pelo mercado. Para

períodos de tempo onde a temperatura ambiente é mais baixa (outono-inverno) pode-se operar a planta com período de ciclo de 15 min.

Nos experimentos realizados verificou-se que para períodos menores que 15 minutos (10 min), pelo fato do gelo formado ser muito fino, este ao ser quebrado pelo britador, ficava retido na grade que separa o reservatório de água do evaporador (veja figura A.6 no Apêndice A). Esta grade é de metal e é inclinada. Como a massa era muito pequena por escama, esta não deslizava para o interior da câmara, acumulando sobre esta grade. Havendo um operador presente isto não é um problema realmente sério, pois este percebendo que o gelo não cai na câmara, abre a tampa de proteção e o empurra para baixo, mas na ausência de um operador, o gelo acumulado sobre a grade travará o britador e a espessura do gelo produzido vai crescer de tal forma que será necessário parar a máquina para retirá-lo. Este processo demanda algumas horas devido à fragilidade dos tubos que interligam o reservatório e o evaporador.

Por outro lado, para períodos muito longos de operação (maiores ou iguais a 20 minutos), se a máquina produzir 24 h por dia, durante a madrugada a espessura do gelo crescerá muito, e o britador de gelo ao quebra-lo poderá provocar o rompimento nos tubos que ligam o reservatório de amônia aos tubos anulares, provocando graves acidentes, e conseqüentes perdas econômicas. Estes problemas são mais prováveis de acontecer nos períodos do ano onde a temperatura ambiente é menor (outono-inverno).

No verão, o tempo de ciclo recomendado é de 20min pois neste período se garante a produção de gelo na espessura desejada pelo mercado.

Hernandez & Izquierdo (1993) mostram, conforme já discutido, que em sistemas térmicos, não é possível otimizar a eficiência termodinâmica e o benefício desejado (No caso o COP e a taxa de “bombeamento de calor”). Neste caso verificou-se que a constatação destes autores é verdadeira. A máxima eficiência exergética não conduz a máxima produção de gelo (veja tabela 5.18). Na máxima eficiência exergética a produção de gelo é de 152 kg/h e na máxima produção de gelo a eficiência exergética é de 9,0%. Há que se decidir qual o parâmetro é mais interessante economicamente. Neste trabalho, recomenda-se utilizar a eficiência exergética como parâmetro de otimização pois estatisticamente os modelos para o COP e taxa de produção gelo, apesar de significativos, não representam tão bem os dados experimentais, como o modelo proposto para

eficiência exergética, e foram descartados. Assim este modelo é o recomendado para otimização do sistema.

Adotando-se tal função objetivo procurou-se garantir um melhor aproveitamento da energia disponível e, ao mesmo tempo garantir uma rentabilidade adequada na comercialização de gelo.

Há que se realizar mais estudos nesta questão. Economicamente é melhor produzir mais gelo e colocá-lo no mercado ou diminuir o consumo de energia? No verão, a facilidade de se colocar o gelo produzido no mercado é grande, mas no inverno este fato não se verifica.

Por ser um produto sazonal, recomenda-se analisar cuidadosamente esta questão. Durante o inverno, os resultados apresentados conduzem a se concluir que é interessante economicamente utilizar a eficiência exergética como função de otimização. No verão uma taxa de produção de gelo elevada pode prejudicar a colocação no mercado deste gelo devido à sua espessura, o que leva a utilização da eficiência exergética como parâmetro de decisão.

5.7.1 Comparação entre os valores experimentais e ajustados

Comparando-se os valores obtidos pelas funções objetivos e os experimentais verifica-se que para o COP, o valor máximo experimental foi de 0,83 enquanto que a função objetivo mostra um valor inferior de 0,74. A análise estatística mostra ainda que o tempo de ciclo para o COP não foi considerado significativo. Contudo, o valor máximo deste parâmetro foi obtido para tempo de 20. É bem verdade que o modelo de primeira ordem não foi considerado estatisticamente válido. Há que se realizar mais testes em um modelo de segunda ordem para, então, se analisar com propriedade esta grandeza. Silveira Jr. & Rios (1995) obtiveram modelos quadráticos significativos para o COP em um chiller a compressão.

No caso da eficiência exergética os valores obtidos pelo experimento e ajustados são coincidentes. Este modelo, dentre os estudados foi o que apresentou melhor ajuste aos dados experimentais.

No caso da taxa de produção de gelo, verificou-se que o experimento 13 apresentou uma produção de gelo maior que os demais. O modelo ajustado conduz à condição de operação do experimento 2. Neste caso é verificado a grande influência da temperatura ambiente sobre este

parâmetro. Como os experimentos foram realizados em ordem aleatória e, devido as constantes quebras e conseqüentes manutenções no sistema, eles não foram realizados próximos um dos outros e o experimento 13 foi realizado em um dia onde a temperatura ambiente estava muito inferior a do experimento 2. Daí o fato deste experimento que teve vazão de água no condensador no nível (-1) apresentar a maior taxa de produção de gelo.

Capítulo 6

6 Conclusões e recomendações para trabalhos futuros

A determinação das concentrações das solução em sistemas de refrigeração por absorção é fundamental para avaliação termodinâmica destes equipamentos. A metodologia por titulometria é simples, barata e apresenta precisão razoável. Portanto pode ser utilizada pela empresas que se utilizam da tecnologia de absorção.

Os valores obtidos por este método apresentaram erros da ordem de 7,6 %. Esse erro é aproximadamente 3 vezes maior que o valor do erro obtido na medida de concentração obtida pelo medidor de MASS2100. Mas este sensor mede diretamente a densidade e temperatura da solução, não sendo necessário extração, logo não há perda de amônia por evaporação.

Os erros obtidos pelo método da titulometria são, sem dúvida, inferiores ao método da extração-densidade utilizado por Silva (1995), normalmente utilizado pela indústria pois a quantidade de amônia que evapora da solução é praticamente nula.

Para se ter maior precisão na determinação da vazão mássica, da temperatura e densidade das soluções (SP,SR e amônia), recomenda-se a instalação de medidores de vazão do tipo MASS2100 que utilizam o princípio de Coriollis para determinar vazão e densidade, e sensores

tipo RTD para ler temperatura. Os erros de leitura nestes sensores são muito pequenos. No caso da concentração o valor obtido foi de 2,3%.

Os valores dos parâmetros de operação para o sistema em estudo que propiciaram maiores valores das funções objetivos diferem para as três funções obtidas, sendo que a taxa de produção de gelo e a eficiência exergética tiveram maior número de parâmetros em comum. Verificou-se que as interações entre os parâmetros de operação são muito importantes e afetam de forma significativa as funções em estudo, COP, eficiência exergética e taxa de produção de gelo.

A análise univariável, normalmente usada para determinar os parâmetros que influenciam a eficiência e propor o melhor ponto de operação de sistemas energéticos, não avalia as interações entre estes parâmetros e, portanto, não é adequada para avaliação e otimização destes sistemas. A literatura não reporta a utilização de métodos teóricos ou experimentais em sistemas de refrigeração por absorção que avaliaram a importância dos efeitos das interações entre as variáveis no COP, eficiência exergética (ψ) e taxa de produção de gelo ($\mathcal{R}$) ou outro benefício, advindo da utilização de sistemas térmicos. Este trabalho mostra que a determinação da influência das interações entre variáveis é fundamental para otimização experimental de sistema térmicos e em geral.

A utilização de Planejamentos Experimentais Fatoriais de dois níveis associado ao Método da Superfície de resposta é uma ferramenta poderosa e deve ser mais utilizada nas ciências térmicas para avaliação e otimização de sistemas energéticos. Esta metodologia propicia avaliar e determinar a influência de cada parâmetro de operação, das suas interações nas grandezas estudadas, tais como as estudadas neste trabalho.

Como as correlações lineares entre as variáveis estudadas e as grandezas de interesse COP e $\mathcal{R}$ não se mostraram satisfatórias estatisticamente, para operação econômica deste tipo de sistema recomenda-se a utilização da função ψ para determinar a melhor condição de operação.

Sob o ponto de vista econômico, visto que o mercado prefere gelo com espessuras maiores, é mais interessante obter-se uma produção menor de gelo que atenda a máxima eficiência exergética com espessuras de gelo adequada. Para o técnico experimentado recomenda-se utilizar sistemas de medição de pressão, temperatura e densidade (concentração) precisos e, através dos

resultados obtidos pela correlação para eficiência exergética aqui apresentada, obter o ponto de máxima eficiência definindo-se os valores dos parâmetros de operação analisados nos valores recomendados por este trabalho.

Conclui-se, finalmente, que a utilização da análise exergética associada ao planejamento experimental fatorial de dois níveis mostrou-se uma ferramenta indispensável na avaliação experimental de desempenho do sistemas energéticos pois propicia a avaliação das irreversibilidades e determinação dos equipamentos onde estas estão presentes em maior grau. Propicia ao usuário obter benefício desejado com o menor custo energético ou seja com maior economia de energia. Possibilita determinar a qual equipamento do sistema se deve dar maior atenção para minimizar as perdas exergéticas, analisando as condições de operação e/ou os investimentos necessário para melhoria da operação do sistema e da tecnologia em si.

6.1 Recomendações para trabalhos futuros

Para trabalhos futuros recomenda-se:

- ⇒ Instalar isolamento no evaporador, bem como nas tubulações de conexão deste com o sistema. Durante a tarde, principalmente, o evaporador recebe incidência direta da luz solar. Uma grande quantidade de calor é recebida por este equipamento. Para evitar a influencia deste efeito deve-se isolar o evaporador e suas tubulações de saída. Este isolamento não foi instalado pois pretendeu-se analisar a operação do sistema da forma como é fabricado, instalado e utilizado pelas indústrias de produção de gelo;
- ⇒ A utilização de outros trocadores de calor no sistema para avaliar o performance deles e do sistema como um todo. Uma possibilidade de melhorar a eficiência dos trocadores de calor, principalmente do resfriador de solução pobre do gerador, é a utilização de trocadores de placas, que podem ser também aplicados ao condensador e ao absorvedor com alguma adaptação. Um dos argumentos mais utilizados até o momento para não utilização destes equipamentos em sistema com amônia é o fator segurança, mas Pearson (1999) apresenta excelentes resultados na utilização destes trocadores em um chiller utilizando amônia como refrigerante;

- ⇒ Estudar de forma mais completa e otimizar o absorvedor, um dos componente mais importantes deste tipo de sistema. Deve-se instrumentá-lo ao longo dos tubos com vários termopares para se obter o perfil de temperatura no seu interior. Este procedimento poderá mostrar se ele está bem ou mal dimensionado. O mesmo processo poderá ser efetuado para o condensador e resfriador de SP. Desta forma será possível avaliar com maior precisão o desempenho do resfriador evaporativo CE70, visto que este é o único componente, em sistemas de refrigeração por absorção, onde estão agrupados estes três trocadores de calor. Há condensadores evaporativos utilizados em sistemas de refrigeração por compressão que associam o condensador e o resfriador de óleo do compressor, mas a literatura não reporta resfriadores evaporativos conjugados em sistemas de absorção;
- ⇒ A utilização de outras fontes de calor nesta planta para avaliar o desempenho, bem como a viabilidade econômica;
- ⇒ Fazer um planejamento fatorial considerando pontos axiais, completando o utilizado neste trabalho afim de obter modelos quadráticos para o COP e taxa de produção de gelo ($\mathcal{R}$), principalmente, que apresentaram valores menores de " R^2 " em relação aos obtidos para o modelo de ψ . Estas correlações lineares não se apresentaram significativas em relação àqueles parâmetro, a 5% de significância;
- ⇒ Estudo mais aprofundado na coluna de retificação, que apresentou baixa retificação da amônia. A concentração média foi de 92% e deveria ser, segundo literatura, 99,9% no mínimo. A utilização de configurações diferentes, maiores áreas de troca de calor e massa, bem como válvulas controladoras de pressão mais eficientes. O fabricante aponta as variações de pressão no interior da coluna como fator primordial nas variações da concentração, argumentando que esta está corretamente dimensionada e que o problema se encontra na válvula reguladora de pressão;
- ⇒ Instalar uma válvula reguladora de pressão mais adequada na coluna de retificação. As variações de pressão na coluna diminuem a eficiência da retificação da amônia, tendo como resultado uma concentração menor que o desejado e o acúmulo de água no

condensador, afetando a eficiência deste equipamento e consequentemente do sistema como um todo. Existem no mercado válvulas servo-comandadas que, desenvolvendo-se um circuito de controle baseado na medição das pressões antes e depois da válvula, poderão, pelo fechamento adequado, manter a pressão, na coluna, constante.

Referências Bibliográficas

- Aphornratana, S., Eames, I.W. Thermodynamic Analysis of Absorption Refrigeration Cycles Using the Second Law of Thermodynamics Method. *Int. J. Refrig.*, v. 18, n. 4, p.244-252, 1995.
- ASHRAE - American Society of Heating, Refrigeration and Air Conditioning Engineering **Fundamentals Handbook**. 1997 Cap. 1, 40.
- ASHRAE - American Society of Heating, Refrigeration and Air Conditioning Engineering **Refrigeration Handbook**. 1994 Cap. 3, p. 3.22-3.26.
- American Society for Testing and Materials Manual on the use of thermocouples in temperature measurement. ASTM, 1981, cap. 8.
- Ataer E.Ö., Göğüs, Y. Comparative Study of Irreversibilities in Aqua-Ammonia Absorption Refrigeration Systems. *Int. Jr. Refrig.*, v.14, mar. 1991.
- Auracher, H. The Application of Exergy to Refrigeration Process Optimization. **In: XV Int. Congress of Refrig.** Veneza, Itália.18p, set., 1979.
- Barros Neto, B. de, Scarminio, I. S., Bruns, R. E. **Planejamento e Otimização de Experimentos**. Campinas: UNICAMP, 1995,299 p.
- Beckwith, Buck N.L., Marangoni R.D., **Mechanical measurements**. USA: Addison-Wesley, 1981.
- Bjurstöm, H., Raldow W. Absorption Process. *Energy Research*, v. 5, p. 43-59, 1981.
- Blickley, G. J. Mass flow Measurement Aided by Coriolis Methods. *Control Engineering*, p. 53-56, abr. 1991.
- Butz K., Stephan, K. Dynamic Behavior of An Absorption Heat Pump. *Int. Journal of Refrig.*, v. 12, p. 202-212, jul., 1989.
- Carvalho, J.G. Alternativas para o Uso do Gás Natural em Sistemas de Refrigeração por Absorção. *Revista ABRVA*, 1990.

- Cole, R. A. New applications of Ammonia Refrigeration in the United States. **In: Workshop de Refrigeração.** Set., 1997, São Paulo.
- Cortez, L. A. B, Zukowski Jr, J. C. Histórico e Considerações Sobre Refrigeração por Absorção. **In: Estudos Técnicos e Economia de Energia em Refrigeração - Aplicações da Amônia.** Manaus: EDUA, 1998. Cap. 5, p. 159-196.
- Cortez, L. A. B, Zukowski JR, J. C., Silva, A. da, Mühle, I. N. O Sistema de Refrigeração por Absorção Instalado no Hospital das clínicas da UNICAMP. **In: Estudos Técnicos e Economia de Energia em Refrigeração - Aplicações da Amônia.** Manaus: EDUA, 1998a. Cap. 9, p.293-342.
- Cortez, L. A., Pereira J.T.V., Zukowski Jr. J.C. Refrigeração por Absorção com Cogeração. **In: Estudos Técnicos e Economia de Energia em Refrigeração - Aplicações da Amônia.** Manaus: EDUA, 1998b. Cap. 11, p. 379-410.
- Cortez, L.A.B., Da Silva A., Larson D. L. Absorption refrigeration for preservation food in the world countries. **In: The Int. Meeting, ASAE** , jun., 1995. Chicago, Illinois.
- Cortez, L.A.B., Larson D. L., Da Silva A Energy and Exergy Evaluation of Ice Production by Absorption Refrigeration. *Transactions of The ASAE*, v. 40, n. 2, p. 395-403, 1997.
- Cortez, L.A.B.; Mühle I.N., Silva A. da Refrigeração por Absorção com o Par Água-Amônia e seu Potencial no Caso Brasileiro. *Revista ABRVA*, p. 33-38, jan./fev., 1994
- DANFOSS MASSFLO. Mass Flowmeter. Sensor type MASS 1100, MASS 2100. Sinal Converter Type MASS 3000. [Manual técnico apresentado pela empresa Danfoss Ltda. (São Paulo/SP)].
- Dorgan, C. B., Leitht, S. P., Dorgan, C. E. Application Guide for Absorption Cooling/Refrigeration Using Recovered Heat. USA: ASHRAE. 1995, 186p.
- El-Sayed, Y.M., Tribus. M. Thermodynamic Properties of Water-Ammonia Mixtures Theatrical Implementation for Use in Power Cycles Analysis. **In: Proc. of ASME Meeting.** . Nov., 1985. Florida. 89, p. 17-22.
- Feurecker, G., Alefeld, G. Process Optimization and Economics of Heat Pump Systems by Advanced Thermodynamics Analysis. **In: Proc. Energy Systems and Ecology**, Polonia, 1993. v.2, p. 619-627,
- Figueiredo, J.R. Projeto e Modelamento Teórico de um Sistema de Refrigeração por Absorção Movido a Energia Solar. Campinas: Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 1980. Dissertação (Mestrado)
- Gillespie, P.C., Wilding, W.V., Wilson, G. Vapor-Liquid Measurements on the Ammonia-Water System from 313 K to 589 K. **In: AIChE Symposium Series, 83.** 1987, p. 97-127.

- Good, L. Como a Cogeração Pode Beneficiar o Brasil. *Revista ABRVA*, p.26-34, set., 1994.
- Guillén-Gordin, R. Evaluación de los Sistemas de Enfriamiento por Absorción que Emplean Energía Solar. 1989 [Trabalho apresentado no ISPJAM Santiago de Cuba].
- Guimarães, E.T. **Unidades de Refrigeração por Absorção**. 1993 [Palestra técnica apresentada em 29/07/93 no auditório da FIESP (SP) - Cogear Sistemas de Energia].
- Halász, J.Z. Princípios Termodinâmicos do Ciclo de Refrigeração por Absorção. UNICAMP: Publicação FEC 54/89, 1989.
- Harvey, A.B. A Heat Driven Cooler for Developing Countries. ITGD, UK, 1990.
- Hernandez, F., Izquierdo, M. Criteria for Economic Optimization of Absorption Heating Transformer System. In: **Proc. Energy Systems and Ecology**. Polônia, 1993. v.2, p. 629-636,
- Holman J.P., **Experimental methods for engineers**. USA: McGraw-Hill, 1994.
- Hufford, P.E., Absorption Chillers Maximize Cogeneration Value. Symposium on New Application and Development of Absorption Cycles. *Transaction of the ASHRAE*, v. 97, p.428-33, 1991.
- Hufford, P.E., Absorption Chillers Improve Cogeneration. *ASHRAE Journal*, p.46-53, mar., 1992
- Ibrahim. O. M., Klein, S. A. Thermodynamic Properties of Ammonia-Water Mixtures. *ASHRAE Transactions: Symposia*. P. 1495-1502, 1993
- Izquierdo, M. Refrigeração de Autobuses Urbanos e Interurbanos Utilizando como Fonte de Energia el Calor Residual del Motor. In: **Proc. Conf. Int. ECOS 92**. Espanha, Zaragoza, 1992
- Jabardo, J. M. S. Amônia em Sistemas Frigoríficos. *Revista ABRVA*, São Paulo, n. 137, p. 17-32, jan./fev., 1994
- Jain, P.C., Gable G.K. Equilibrium Property Data Equations for Aqua-Ammonia Mixtures. *ASHRAE Transactions*, n. 77, p. 149-150, 1971
- Jingcheng, H. Absorption Cooler in a Diesel Locomotive. In: **Proc. Energy Systems and Ecology**, Polônia, v.2, p. 637-652, 1993.
- Jordan, D.P.- "Exergetic evaluation of aqua-ammonia absorption refrigeration system" - Texas Tech University, 1985. [Trabalho não publicado]
- Jordan, D.P. Propriedades Termodinâmicas de Misturas Água-Amônia. In: **Estudos Técnicos e Economia de Energia em Refrigeração - Aplicações da Amônia**. Manaus: EDUA, 1998 Cap. 7, p. 239-272.

- Jordan, D.P. AQUAM - Programa para Cálculo de Propriedades Termodinâmicas de Água-Amônia. Texas Tech University, Lubbock, Tx., 1992
- Kaushick, S.C. e Bhardwaj, S.C. Theoretical Analysis of Ammonia-Water Absorption Cycles for Refrigeration and Space Conditioning Systems. *Energy Research*, v. 6, p. 205-225 1982
- Keizen, C., Liem, S. H. **Absorption Refrigeration Machine Driven by Solar Heat.** Luxemburg:ECSC-EEC-EAEC, 67p., 1980
- Koshkin, N.N. **Máquinas Frigoríficas.** Moscou. p. 425-480, 1968
- Kotas, T.J. **The Exergy Method of Thermal Analysis.** Great Britain. 1985, p. 29-51, 99-137.
- Krishnamurthy, R., Taylor, R. Absorber Simulation and Design Using a Nonequilibrium Stage Model. *The Canadian Journal of Chem. Eng.*, v. 64, fev, p. 96-105, 1986
- Kruse, H., Enkemann, Th., Burke, M., Application of Ammonia in Commercial systems – New secondary Fluids for Low Temperature Application an Ammonia Frontiers in Small Capacity Applications. intend Publication. 1995
- Le Goff, P., Oliveira Jr., S. de, Matsuda, H., Ranger, P.M., Rivero, R. Heat Transformers for Upgrading Waste Heat from Industrial Processes. In: **Proceedings of Florence World Energy Research Symposium.** Itália, 1990, p. 541-550.
- Lora, E. S., Happ, J. F., Cortez, L. A. B, *Caracterização e disponibilidade da biomassa.* In: **Tecnologia de conversão energética da biomassa.** Manaus: EDUA, 1997. Cap. 1, p. 5-38.
- Lucas Jr., J. de, Cortez, L. A. B., Silva, A. da, *Biodigestão.* In: **Tecnologia de conversão energética da biomassa.** Manaus: EDUA, 1997. Cap. 10, p. 401-460.
- Lutke, A. Estudo e Simulação de um Ciclo de Absorção Intermitente com Regeneração Solar. Campinas: Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 1977. Dissertação (Mestrado)
- Machielsen, C. H. M., Kerschbaumer, H. G. Influence of frost formation and defrosting on the performance of air coolers: standards and dimensionless coefficients for the system designer. *Ver. Int. Froid*, v. 12, p. 283-290, set., 1989
- MADEF **Instalação Frigorífica à Absorção.** 1990. [Manual técnico apresentado pela empresa MADEF S.A. (Canoas/RS)].
- Martins, G. Geladeira de absorção acionada por um fogão a lenha - um estudo teórico-experimental. Campinas: Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 1989. Dissertação (Mestrado)
- Os Ciclos de Refrigeração por Absorção com Bomba e com Gás Inerte. 1991. Campinas: Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, Trabalho (Curso)

- AMONAGUA - Programa para Cálculo de Propriedades Termodinâmicas de Água-Amônia. Campinas: Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 1993
- Martins, G., Almén, C. G. Unidade de Absorção de Porte Doméstico. **In: Estudos Técnicos e Economia de Energia em Refrigeração - Aplicações da Amônia.** Manaus: EDUA, 1998. Cap. 10, p.343-378.
- Milanés, R. P. **Programa de Cálculo de um Sistema de Enfriamento por Absorción.** 1990 ISPJAM, Santiago de Cuba, CUBA Trabalho (diploma)
- Model, M., **Thermodynamics and Its Applications.** Englewood Cliffs, N. J.: Prentice-Hall. 1983 450p.
- Mühle, I.N., Produção de Frio por Aquecimento Direto ou Indireto Usando Qualquer Tipo de Combustível. *Revista ABRAVA*, p.77-84, 1985
- Eğirican, N. The Second Law Analysis of Absorption Cooling Cycles. *Heat Recovery systems and CHP*, v. 8, n. 6, p. 549-558, 1988
- Naphtali, L., Sandholm, D. P. Multicomponent Separation Calculations by Linearization. *AIChE Journal*, v. 17, n. 1, p. 148-153, jan., 1971
- Oliveria Jr., S. de, Goff, P. L., Análise Exergética dos Processos de Separação/Mistura. Aplicação aos Transformadores Térmicos com Ciclo de Absorção. **In: 9º Congresso Brasileiro de Engenharia Química.** Salvador, 1992, p. 567-574.
- Oliveria Jr., S. de, Goff, P. L., Hybrid Systems Absorption-Compression to Upgrade Industrial Waste Heat. **In: Energy Systems and Ecology.** Polônia, 1993, v. 2, p. 651-658.
- Pátek, J., Klomfar Simple functions for fast calculations of selected thermodynamics properties of the ammonia-water system. *Int. J. Refrig.* v. 18, n. 4, p. 228-234, 1995.
- Pearson, F. Better Ways to engineer them Ammonia Refrigeration Systems. *ASHRAE journal*, p. 24-29 mar., 1999.
- Perez-Blanco, H., Radermacher, R. Absorption: an Update. *ASHRAE journal*, p. 25-26, nov., 1986.
- Pohlman, W. **Manual de Técnica Frigorífica** (traduzido para o espanhol). Espanha Barcelona: Ediciones Omega. (s. d.)
- Porneala, S., Porneala, D. Analysis, Calculus and Optimization Method for Thermal and Refrigerating Plants. **In: Proc. Energy Systems and Ecology.** Polônia, 1993, v. 2., p. 659-670.
- Purtell, R., Cogeneration, Chillers and Cool Storage. *ASHRAE Journal*, p. 26-9 fev., 1989

- Qisheng, Q., Jun, W. The Optimization of na Ar-Conditioning System by Using the Method of Exergy analysis. . In: **Proc. Energy Systems and Ecology**, Polonia, 1993, v.2, p. 671-676.
- Renon, H., Guillevic, J.L., Richon, D., Boston, J., Britt. H. A Cubic Equation of State Representation of Ammonia-Water Vapour-Liquid Equilibrium Data. *Int. J. Refrig.*, v. 9, p. 70-73, 1986
- Ruiter, J.P. Simplified Thermodynamics Description of Mixtures and Solutions. *Rev. Int. du Froi*, v. 13, p. 223-236 jul., 1990
- Sandler, S. I. **Chemical and Engineering Thermodynamics**. 1989 Cap. 6. John Wiley. p. 251-304.
- Scatchard, G., Epstein, L.F., Warburton Jr., J., Cody, P.J. Thermodynamic Properties-Saturated Liquid and Vapor of Ammonia-Water Mixtures. *Journal of ASRE*, may, 1947
- Schultz, S.C.G. Equations of State for The System Ammonia-Water for Use with Computers. In: **Proc. XIII Int. Cong. Refrig.** Washington, 1971. p. 431-436.
- Silva, A. da, (1994) Avaliação Energética e Exergética de uma Instalação Experimental de Refrigeração por Absorção (Água-Amônia) para Produção de Gelo a Partir de Vapor de Processo. [Dissertação de Mestrado, FEM-UNICAMP, Campinas]. 84p.
- Silveira Jr., V. J. e Rios, J. A. D. Avaliação da Sensibilidade Paramétrica de Dimensionamento e Operação de um Sistema de Refrigeração para Resfriamento de Líquido. In: **Anais do III Congresso Ibero-Americano de Ar Condicionado e Refrigeração (e V Congresso Brasileiro de Refrigeração, Ventilação e Ar Condicionado)**. 1995, v. 2, p.295-304.
- Silveira, J.L.; Walter; A.C.S., Luengo, C.A. Um Estudo de Caso de Utilização de um Co-Gerador Compacto para a Produção Simultânea de Eletricidade e Ar Frio. in: **Anais do VI Congresso Brasileiro de Energia**, 1993, p. 1041-50.
- Stephan, K. History of Absorption Heat Pumps and Working Pair Developments in Europe. *Int. Journal of Refrig.*, v. 6, p. 160-166, maio, 1983
- Stoecker W.F. **Design of thermal systems.**, Mcgraw-Hill, USA, 1980.
- Szargut, J. **Exergy Analysis of Thermal, Chemical, and Metallurgical Processes**. Hemisphere Publishing Corporation, 1988, p 152-160.
- Threlkeld J. L. **Thermal Environment Engineering**. 2. ed. Prentice Hall, 1970, p. 85-110.
- Vianna, J.N. de S. **Simulação Digital de um Sistema de Refrigeração por Absorção**. Universidade Federal de Santa Catrina, 1974, 149p. Dissertação (Mestrado)
- Wernick, R. Máquinas Centrífugas e de Absorção. *Revista ABRAVA*, p. 25 e 28, jan., 1971

- Whitlow, E.P. Trends of Efficiencies in Absorption Refrigeration Machines. *ASHRAE Journal*, p.44-8, dez., 1966
- Wilkinson, W.H. Absorption Cooling: A Viable Option for Today and Tomorrow. *ASHRAE Journal*, p.41-44, fev., 1994
- Ziegler, B., Trepp, Ch. Equation of State for Ammonia-Water Mixtures. *Rev. Int. Froid*, v. 7, n. 2, p. 101-106, 1984
- Zukowski Jr., J.C., Pérez, B.L.F., Pérez, L.E.B., Cortez, L.A.B. **A Method to Determine NH₃ in NH₃-H₂O Absorption Refrigeration Systems**. UNICAMP, 1996. [Trabalho não publicado]
- Zuritz, C.A., Perez-Blanco, H. Solar-Assisted Absorption-Refrigeration System for Cold Storage of Perishable Agricultural Products. *FPEI NEWS-ASAE*, n. 2, v. 27, out., 1993

Apêndice A

Fotografias dos principais componentes do sistema de refrigeração por absorção

Fotografias dos principais equipamentos que compõem a máquina de gelo instalada no HC-UNICAMP e de acessórios utilizados a calibração dos sensores

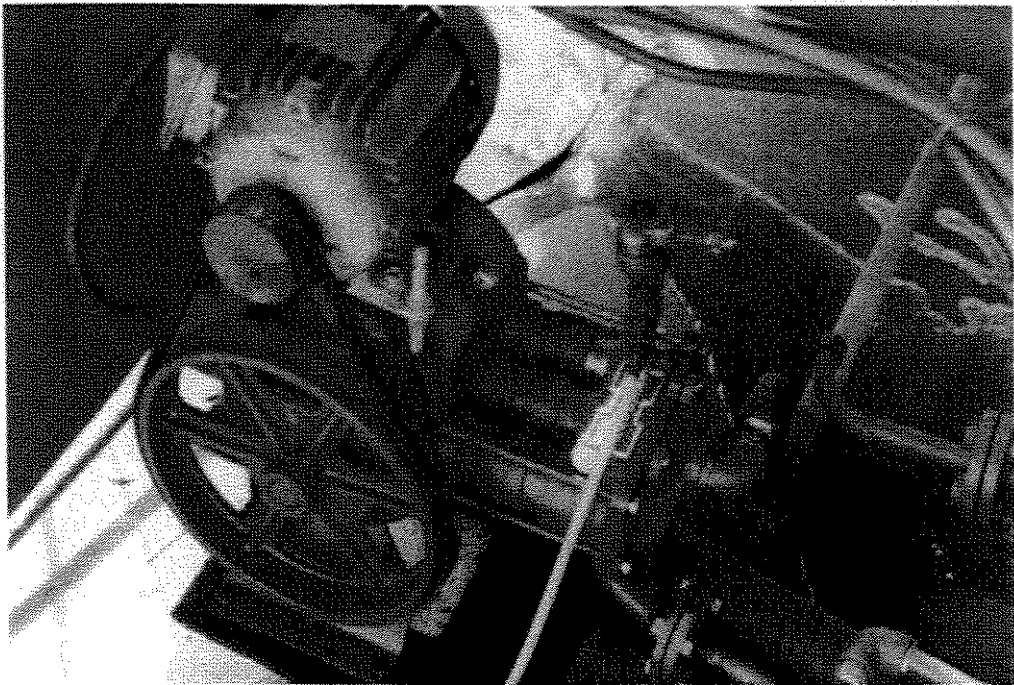
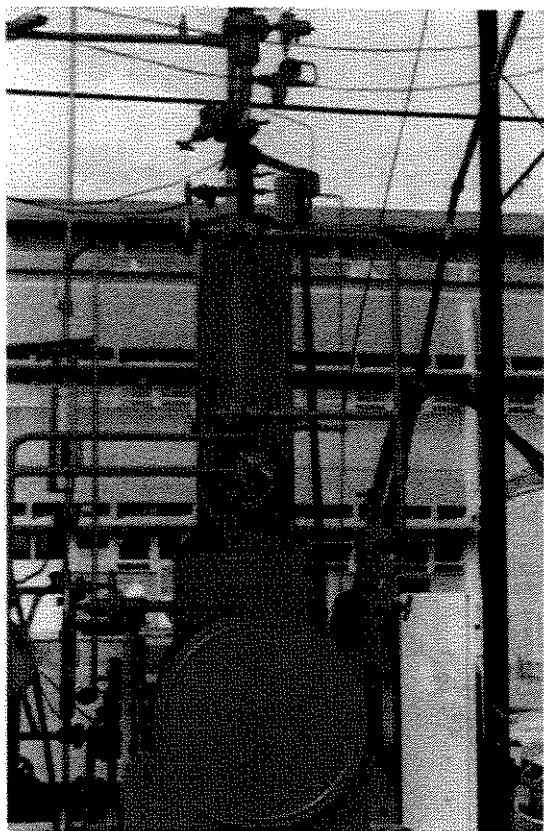


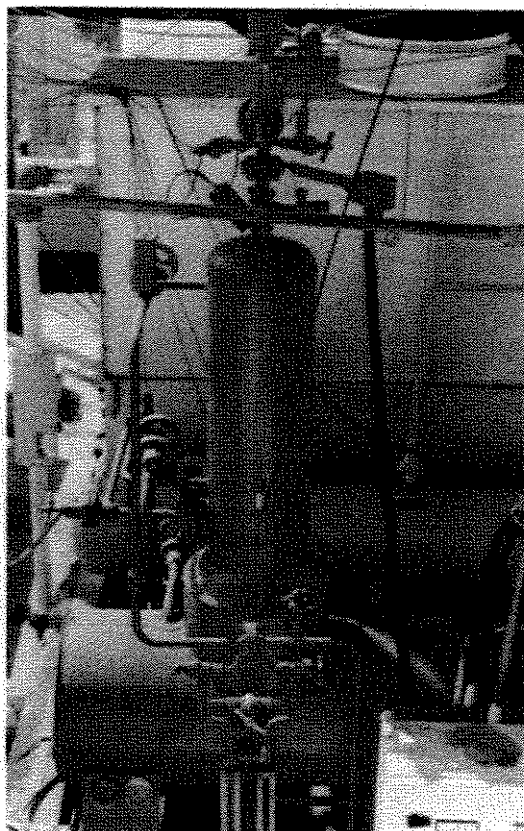
Figura A.1 – Vista da bomba de solução de fabricação HIDROMAR, modelo BH6100.



Figura A. 2 – Vista de cima do banho termostático utilizado na calibração dos termopares com estes sensores.

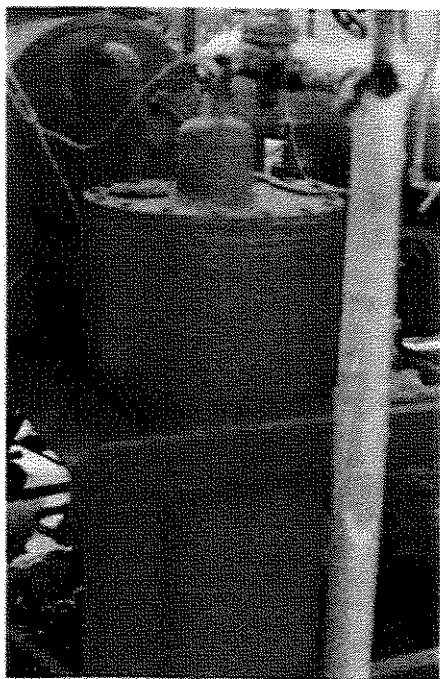


(a)

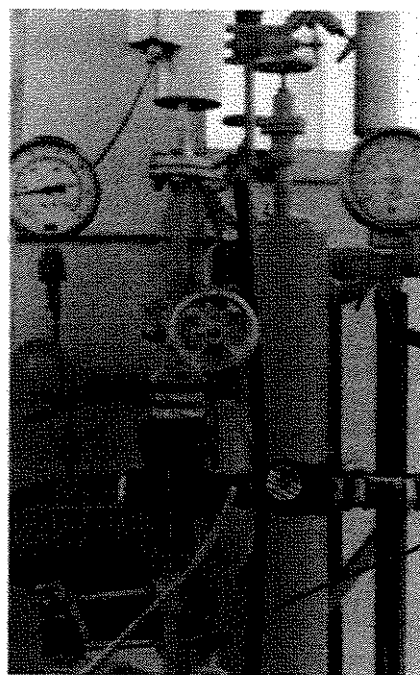


(b)

Figura A.3 – Vista da coluna de retificação. (a) de frente, destacando-se a entrada de solução rica na coluna. (b) de lado.



(a)



(b)

Figura A.4 – (a) Vista do expulsor, (b) da válvula redutora de pressão e dos manômetros.

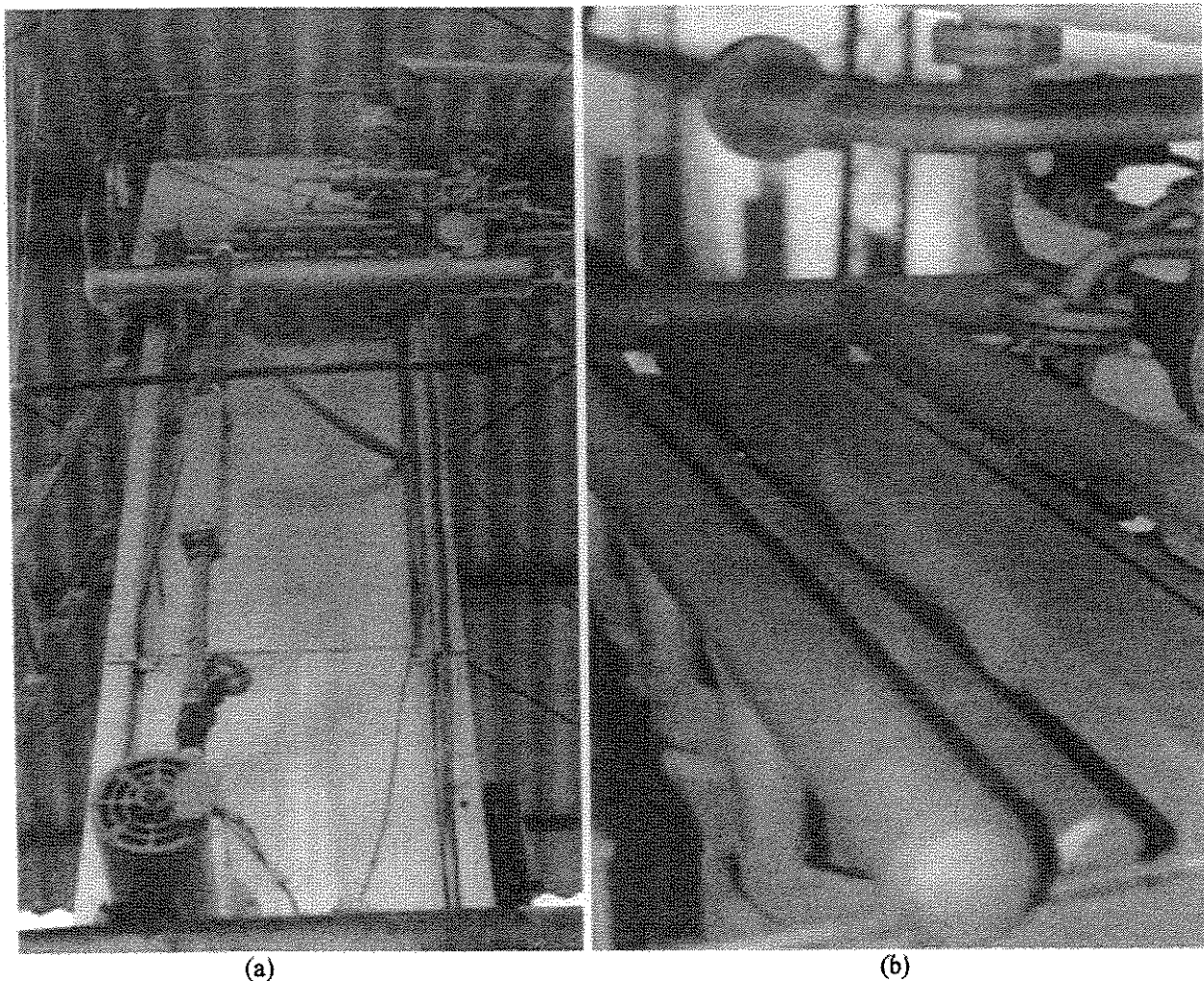


Figura A.5 – Vista do gerador de gelo. (a) Vista de frente e (b) de topo.

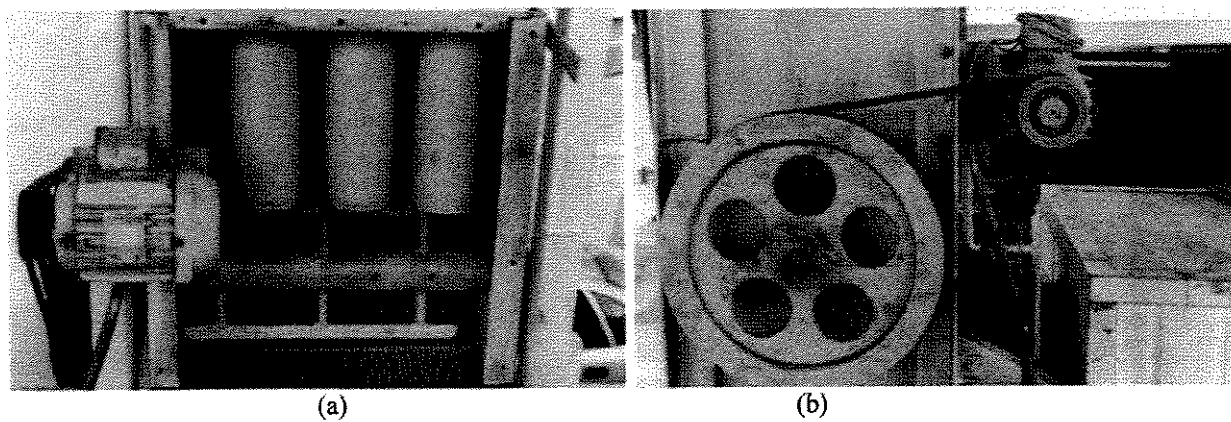


Figura A.6 - Vista do britador de gelo.(a) detalhe do britador e tubos anulares que formam o evaporador. (b) acionamento do britador

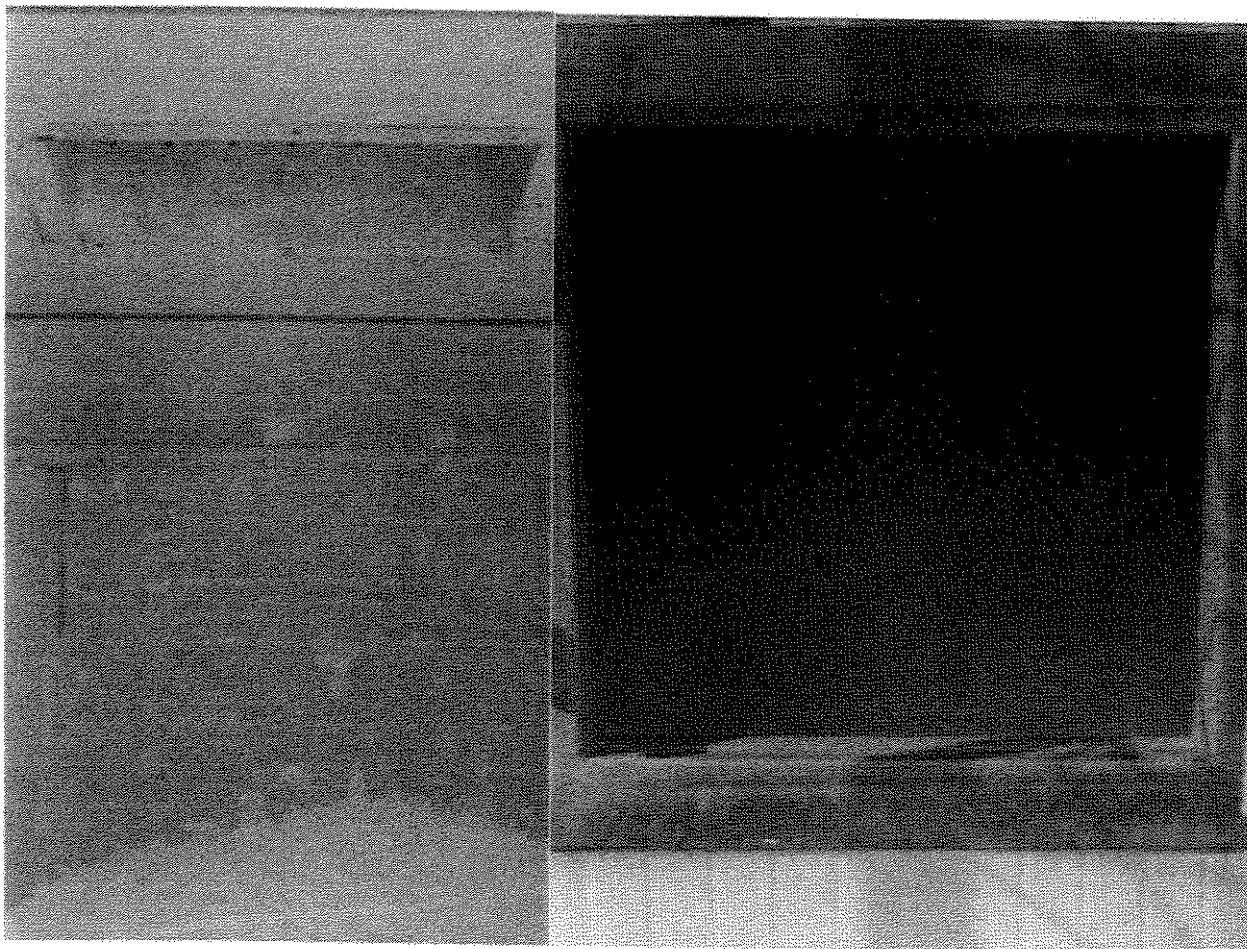


Figura A.7 – Vista do gelo caindo dentro câmara de gelo.



Figura A.8 – Vista da câmara usada para armazenar o gelo produzido.



Figura A.9 – Vista do (a) resfriador evaporativo CE-70, destacando-se os reservatórios de amônia e (b) do rotâmetro.

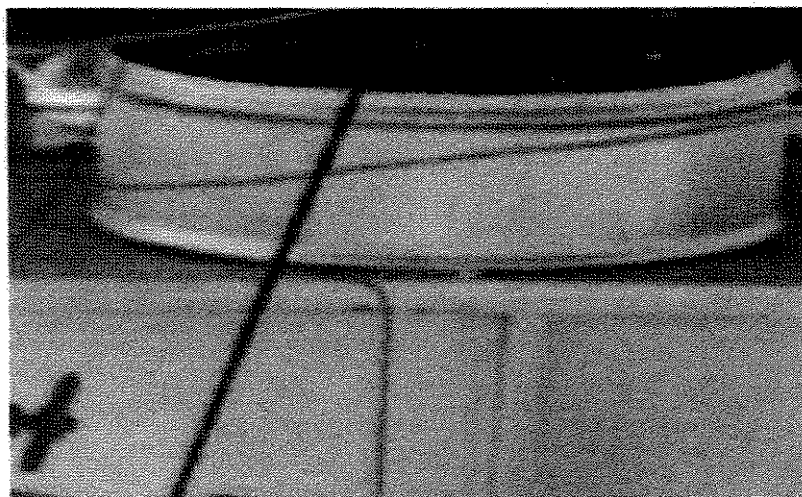


Figura A.10 – Vista da saída de ar do resfriador evaporativo CE-70

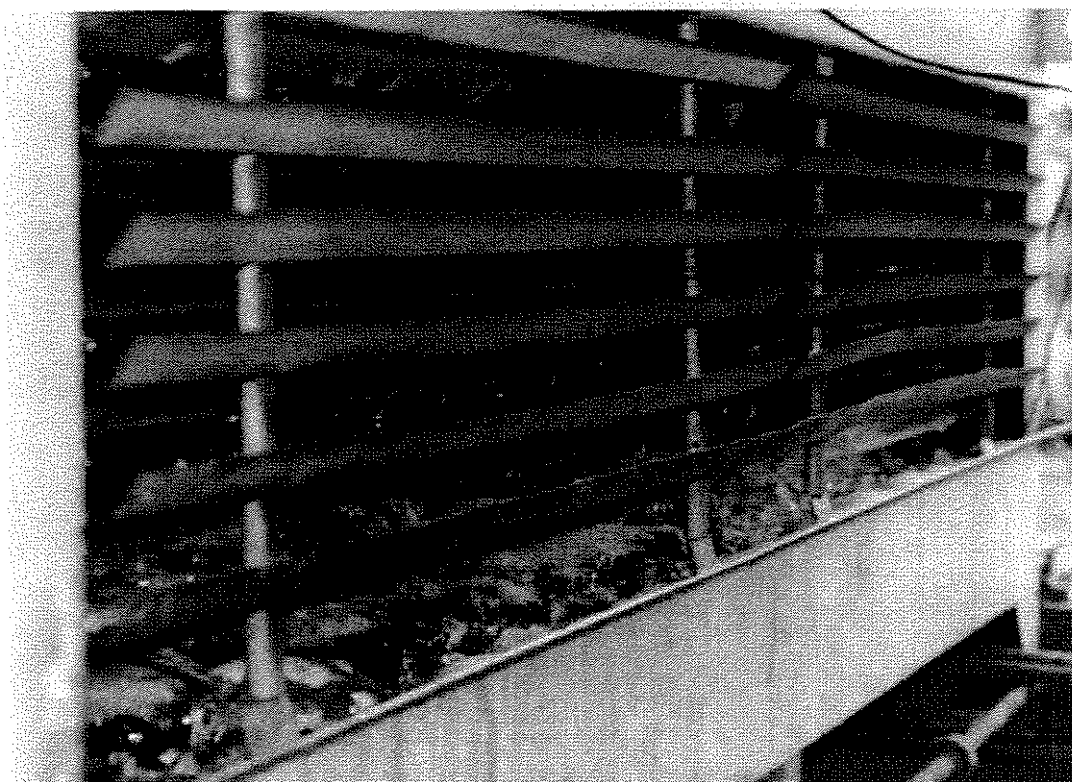


Figura A.11 – Vista da entrada de ar do resfriador evaporativo CE-70

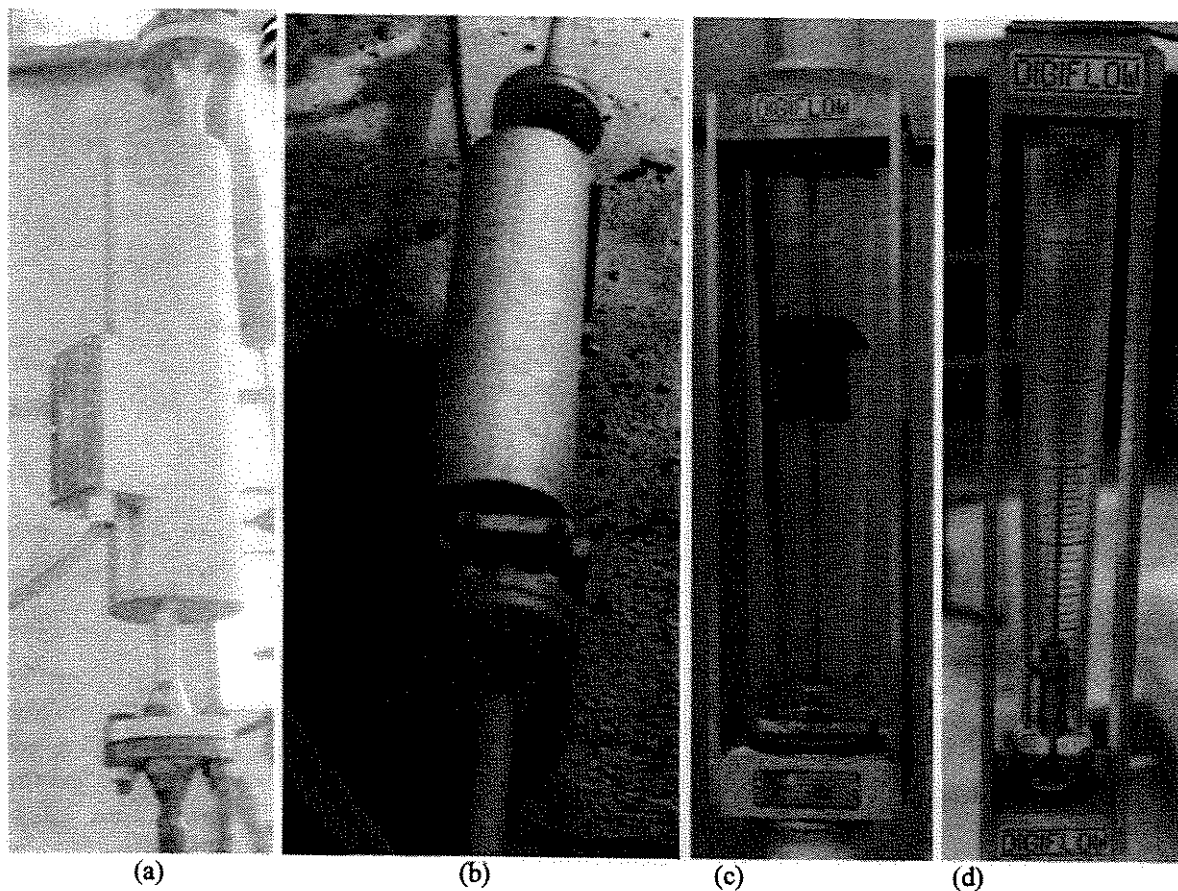


Figura A.12 – Vista dos medidores de vazão utilizados no sistema. A esquerda os tipo Coriollis, MASS2100, (a) para amônia líquida, (b) para de SR. A direita os rotâmetros (c) para o resfriador evaporativo CE-70 e (d) para gerador de gelo GGD 0520 .

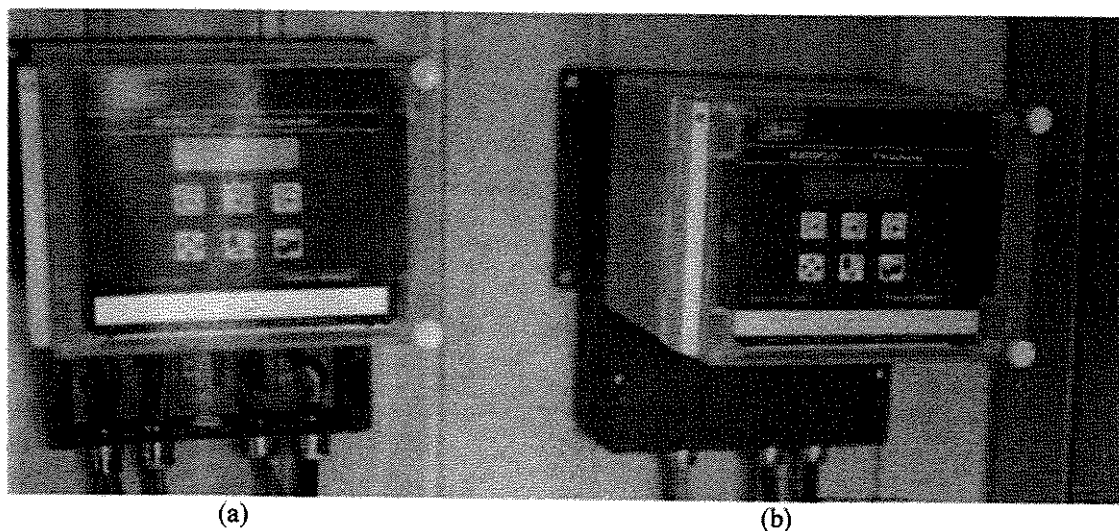
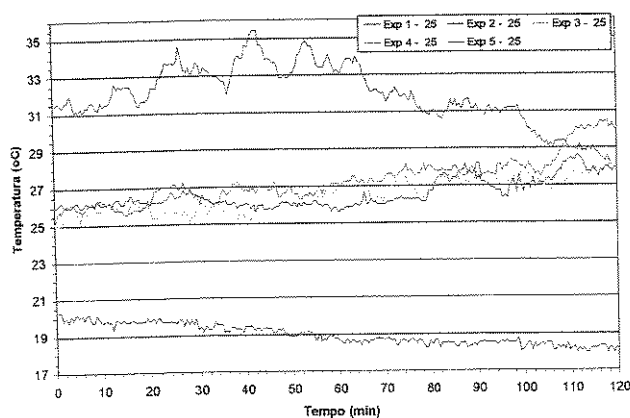


Figura A.13 – Condicionadores de sinais MASS 3000 utilizados em conjunto com os medidores tipo Coriollis MASS 2100.(a) Para amônia líquida e (b) para SR.

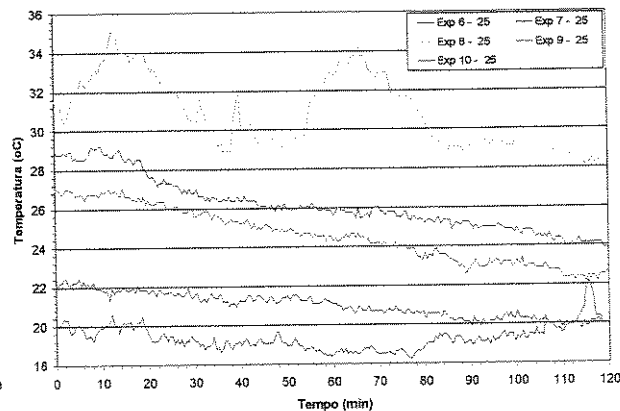
Apêndice B

Histórico dos valores monitorados em cada experimento e resultados do planejamento experimental em forma de figuras.

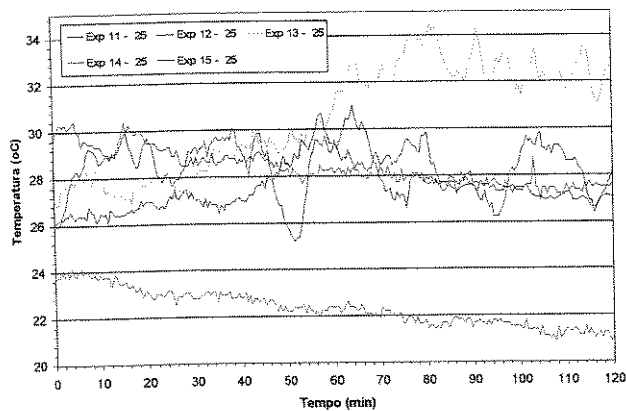
Figuras mostrando a evolução dos valores dos parâmetros adquiridos para cada experimento no tempo.



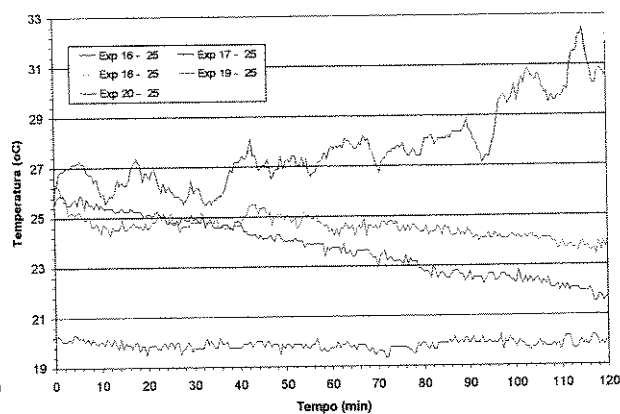
(a)



(b)

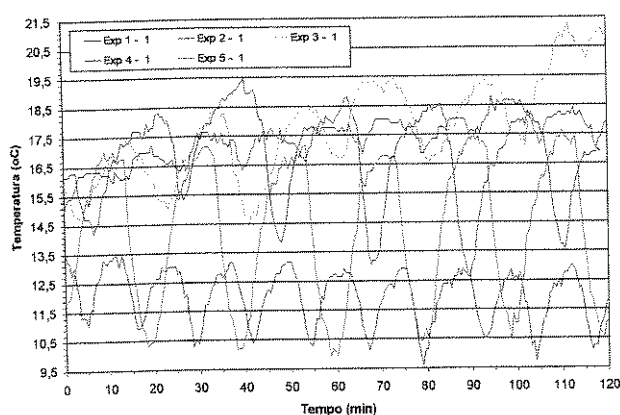


(c)

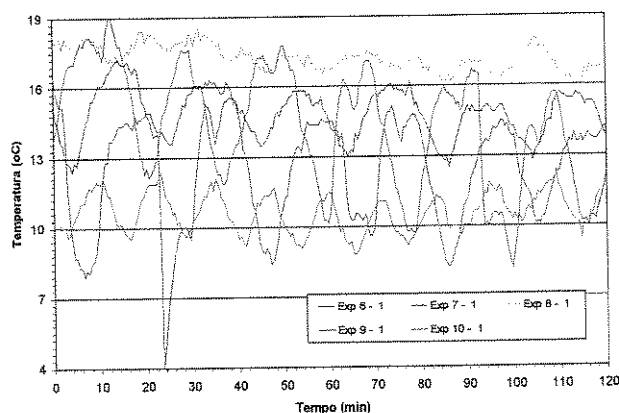


(d)

Figura B.1 – Valores de temperatura ambiente (bulbo seco) para (a) Experimento de 1 a 5 (b) Experimento de 6 a 10 (c) Experimento de 11 a 15 e (d) Experimento de 16 a 20.

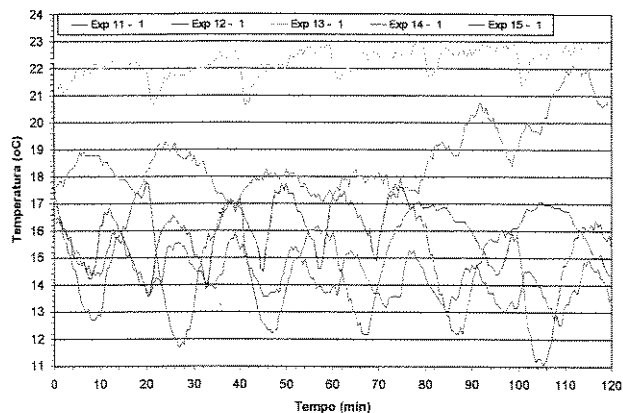


(a)

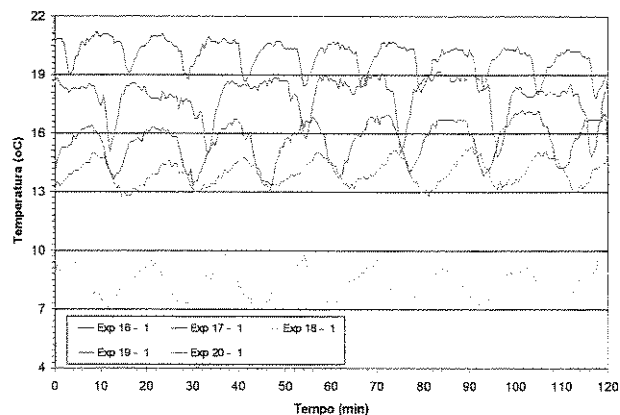


(b)

Figura B.2 – Valores de temperatura do vapor de NH_3 que deixa o subresfriador de amônia para (a) Experimento de 1 a 5 (b) Experimento de 6 a 10.

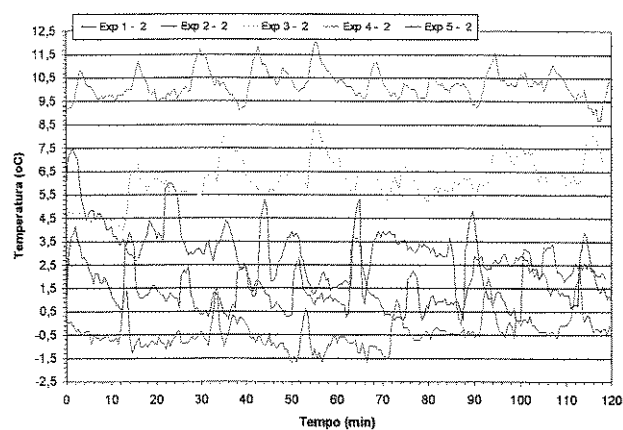


(a)

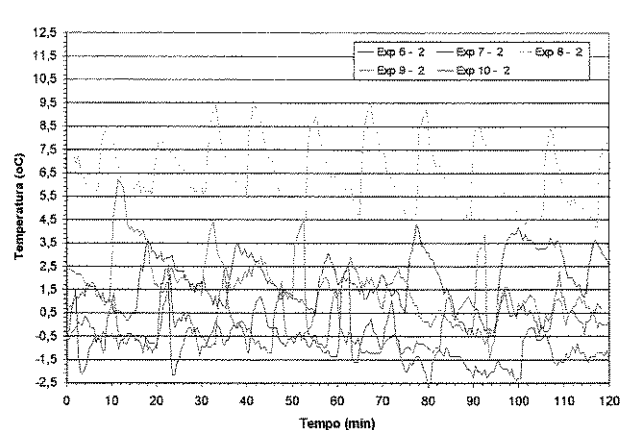


(b)

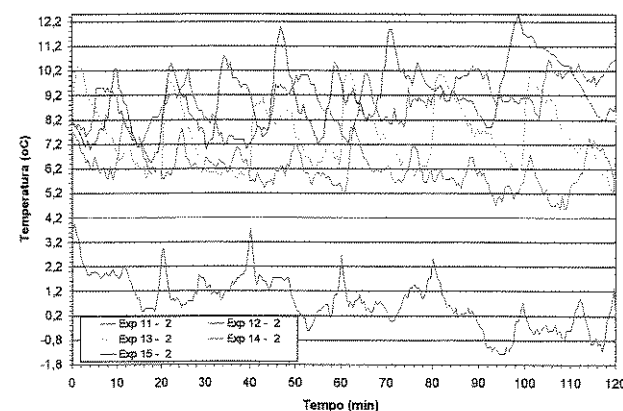
Figura B.3 – Valores de temperatura do vapor de NH_3 que deixa o subresfriador de amônia para (a) Experimento de 11 a 15 (b) Experimento de 16 a 20.



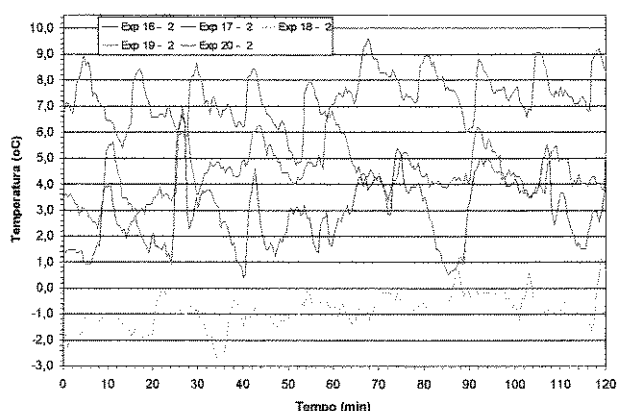
(a)



(b)



(c)



(d)

Figura B.4 – Valores de temperatura do vapor de NH_3 que deixa o evaporador para (a) Experimento de 1 a 5 (b) Experimento de 6 a 10 (c) Experimento de 11 a 15 e (d) Experimento de 16 a 20.

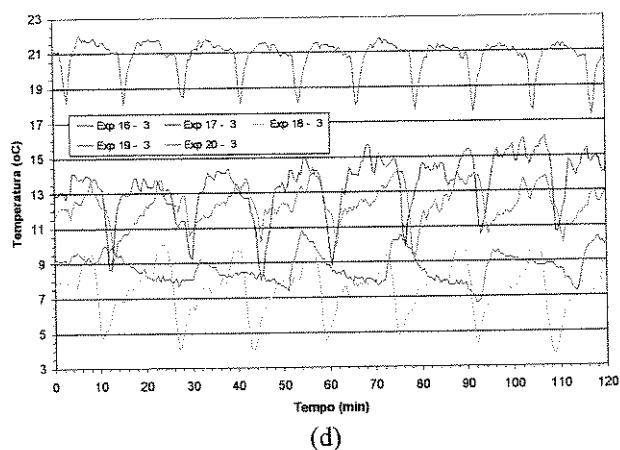
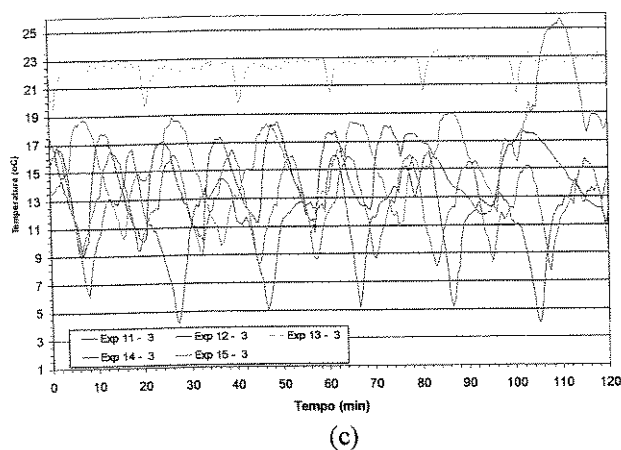
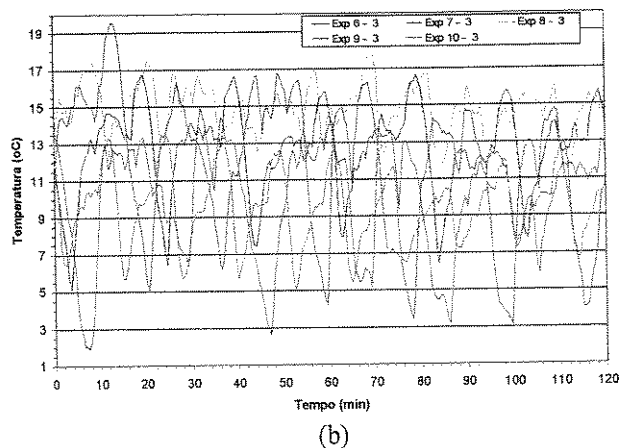
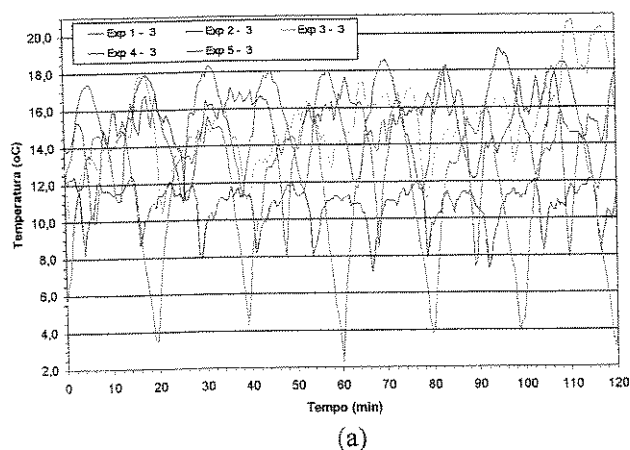


Figura B.5 – Valores de temperatura do vapor de NH_3 que deixa o evaporador para (a) Experimento de 1 a 5 (b) Experimento de 6 a 10 (c) Experimento de 11 a 15 e (d) Experimento de 16 a 20.

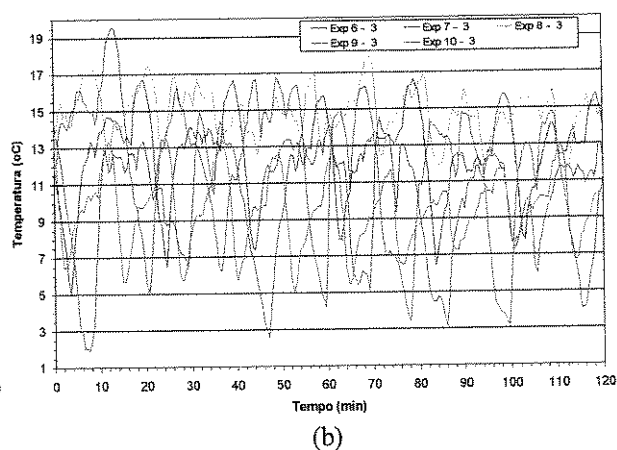
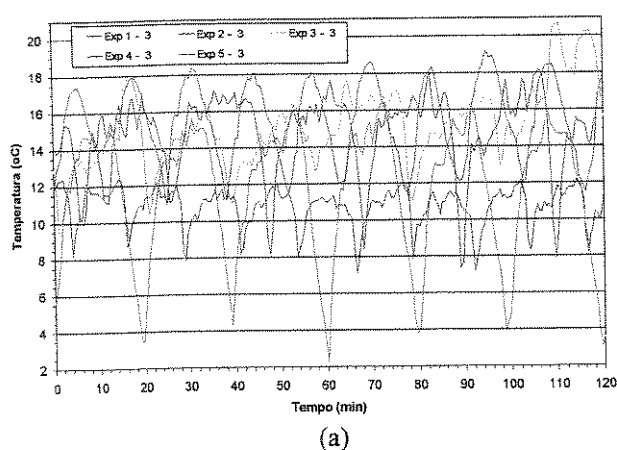
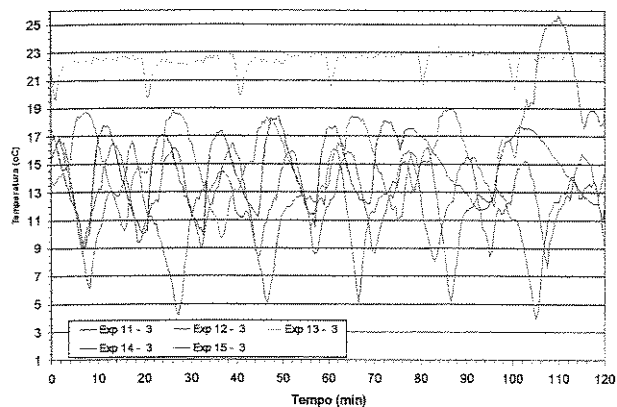
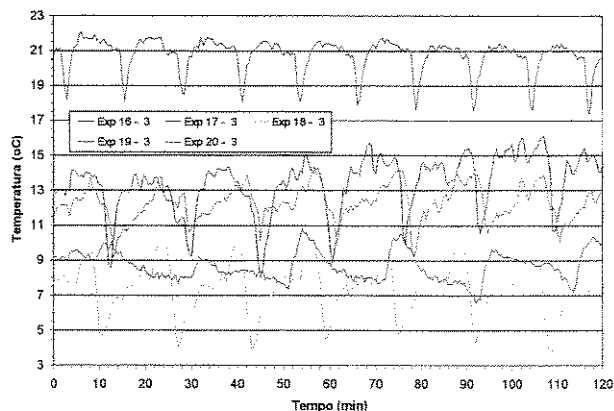


Figura B.6 – Valores de temperatura de NH_3 líquido que entra no evaporador para (a) Experimento de 1 a 5 (b) Experimento de 6 a 10.

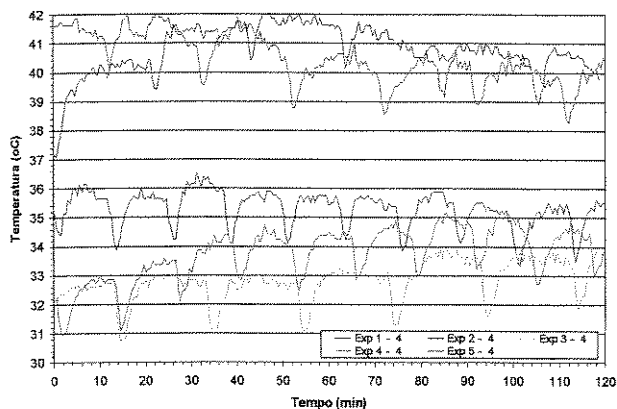


(a)

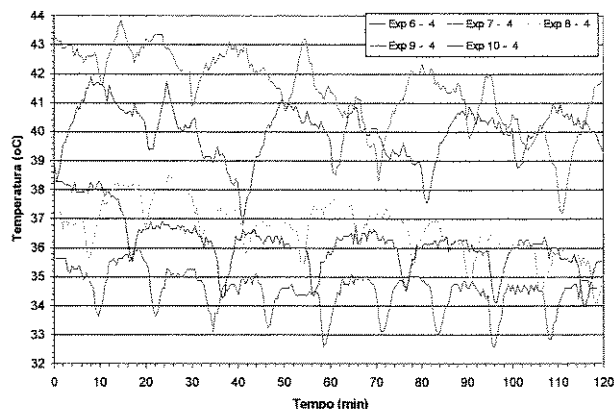


(b)

Figura B.7 – Valores de temperatura de NH_3 líquido que entra no evaporador para (a) Experimento de 11 a 15 (b) Experimento de 16 a 20.

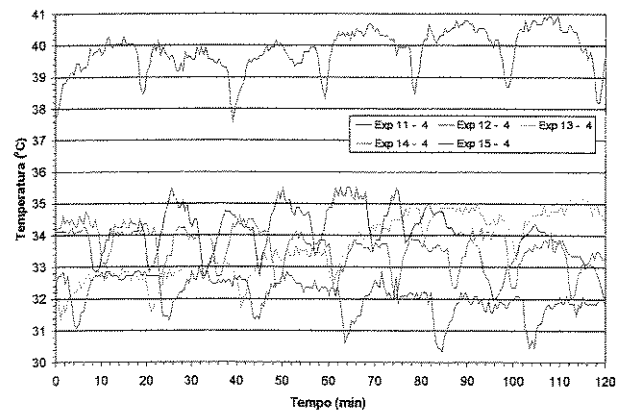


(a)

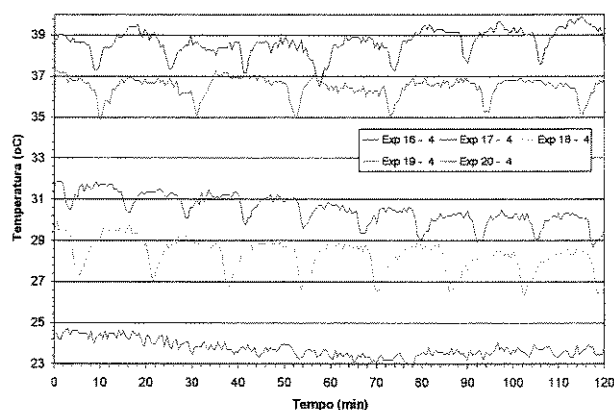


(b)

Figura B.8 – Valores de temperatura do vapor de NH_3 que deixa a coluna para (a) Experimento de 1 a 5 (b) Experimento de 6 a 10.

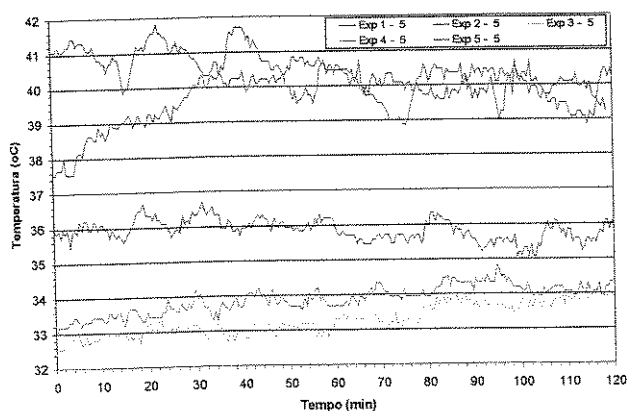


(a)

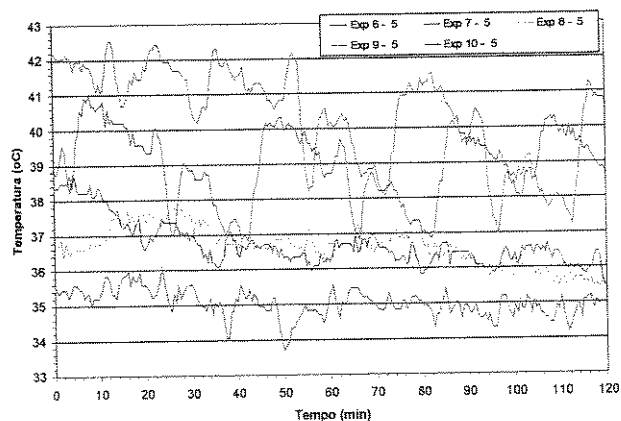


(b)

Figura B.9 – Valores de temperatura do vapor de NH_3 que deixa a coluna para (a) Experimento de 11 a 15 (b) Experimento de 16 a 20.

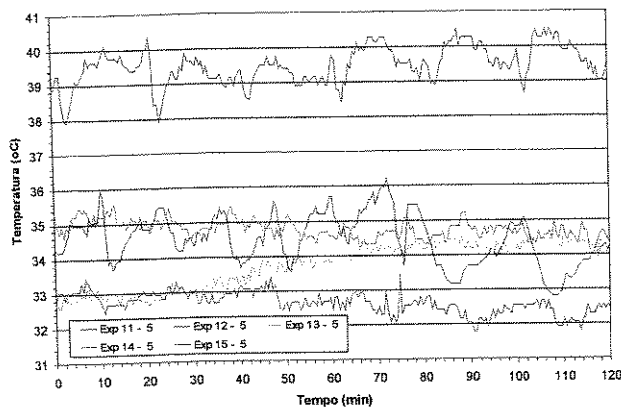


(a)

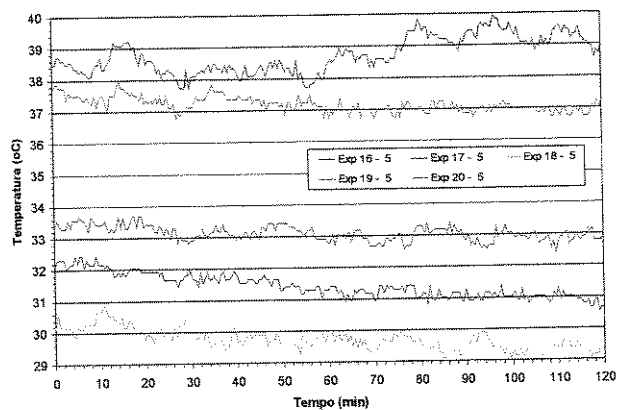


(b)

Figura B.10 – Valores de temperatura da SR que entra no resfriador da coluna para (a) Experimento de 1 a 5 (b) Experimento de 6 a 10.

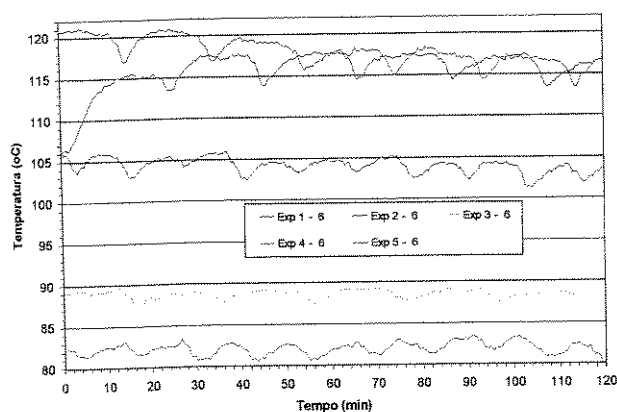


(a)

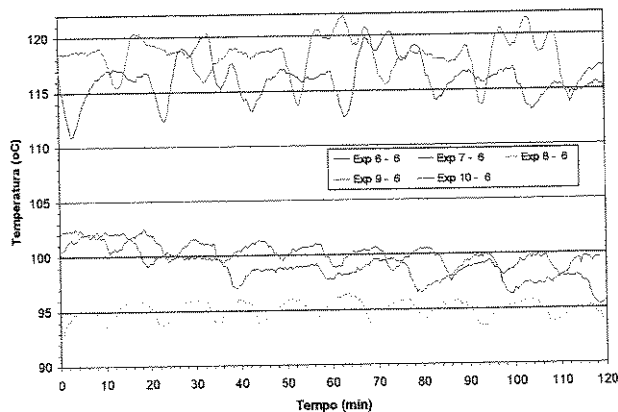


(b)

Figura B.11 – Valores de temperatura da SR que entra no resfriador da coluna para (a) Experimento de 11 a 15 (b) Experimento de 16 a 20.



(a)



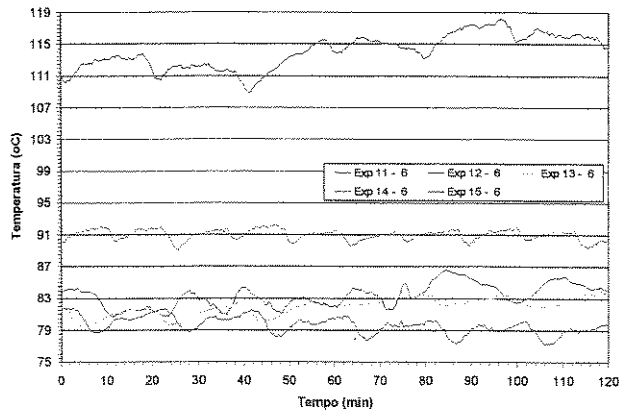
(b)

Figura B.12 – Valores de temperatura da SP que deixa o expulsor para (a) Experimento de 1 a 5 (b) Experimento de 6 a 10

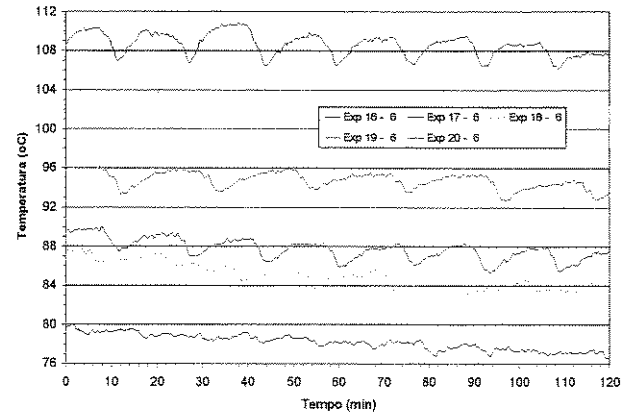
UNICAMP

BIBLIOTECA CENTRAL

SEÇÃO CIRCULANTE

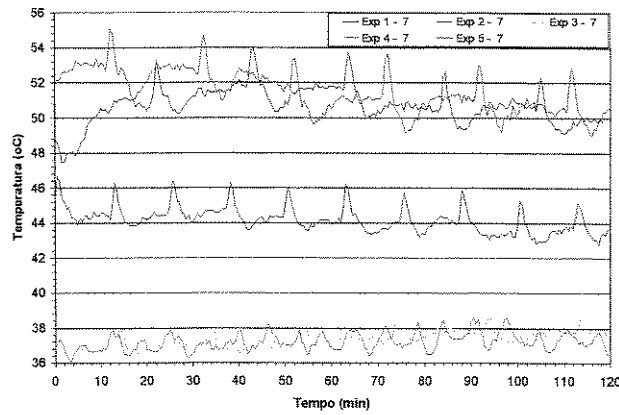


(a)

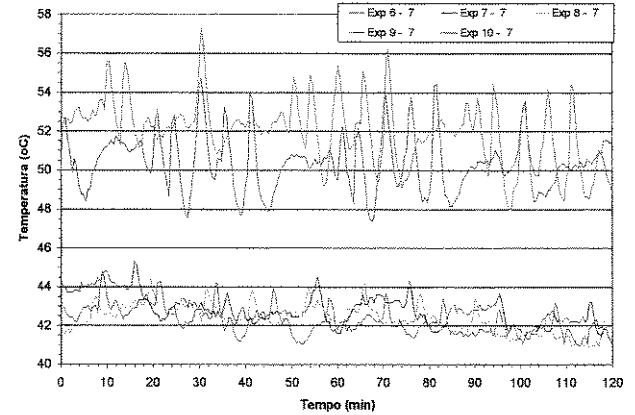


(b)

Figura B.13 – Valores de temperatura da SP que deixa o gerador para (a) Experimento de 11 a 15 (b) Experimento de 16 a 20.

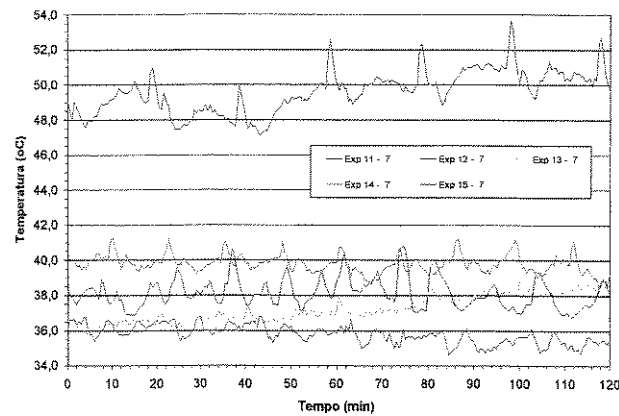


(a)

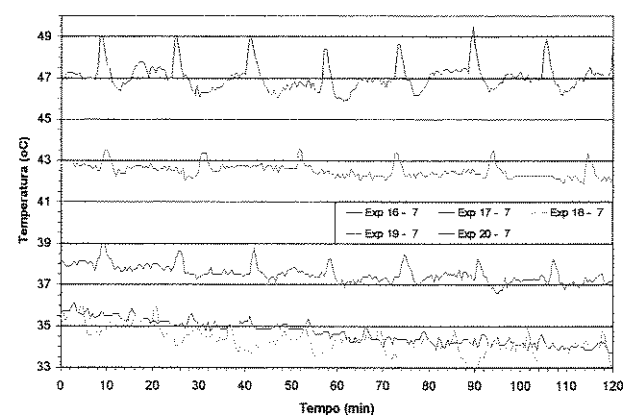


(b)

Figura B.14 – Valores de temperatura da SR que entra no recuperador de calor para (a) Experimento de 1 a 5 (b) Experimento de 6 a 10



(a)



(b)

Figura B.15 – Valores de temperatura da SR que entra no recuperador de calor para (a) Experimento de 11 a 15 (b) Experimento de 16 a 20.

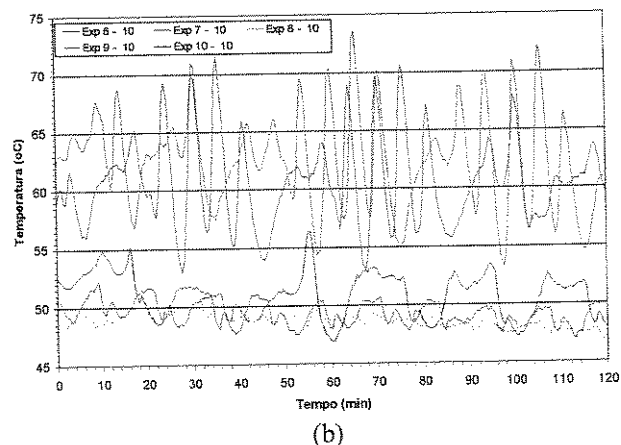
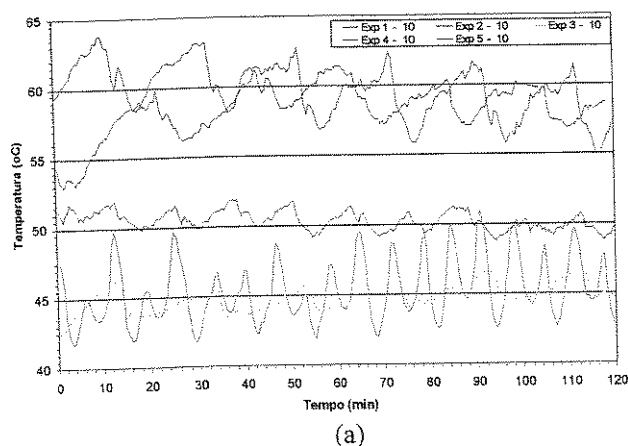


Figura B.16 – Valores de temperatura saída de SP recuperador de calor para (a) Experimento de 1 a 5 (b) Experimento de 6 a 10.

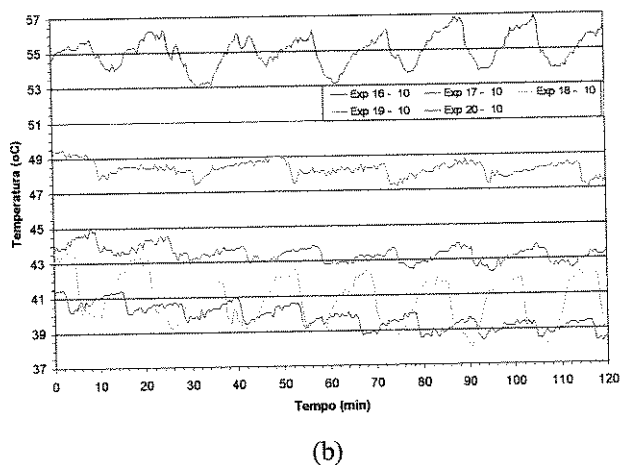
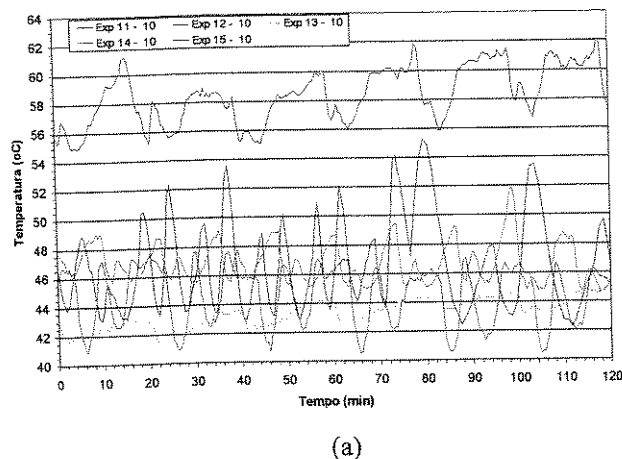


Figura B.17 – Valores de temperatura saída de SP recuperador de calor para (a) Experimento de 11 a 15 (b) Experimento de 16 a 20.

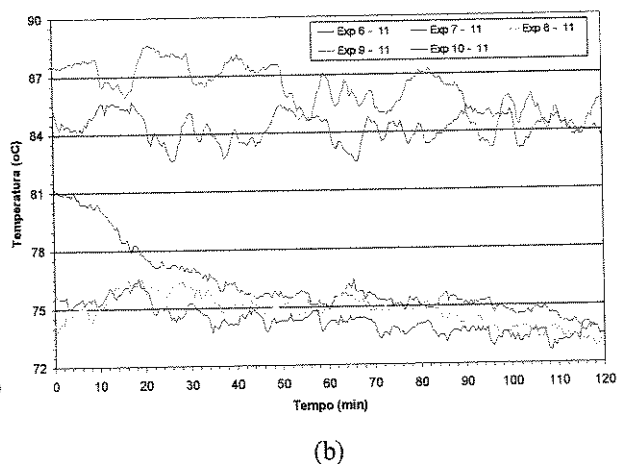
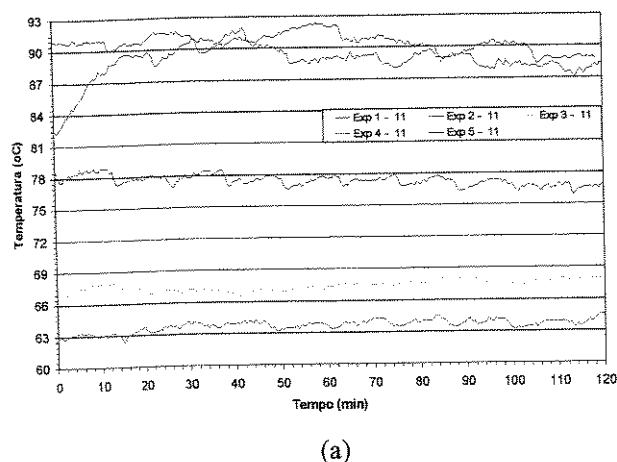
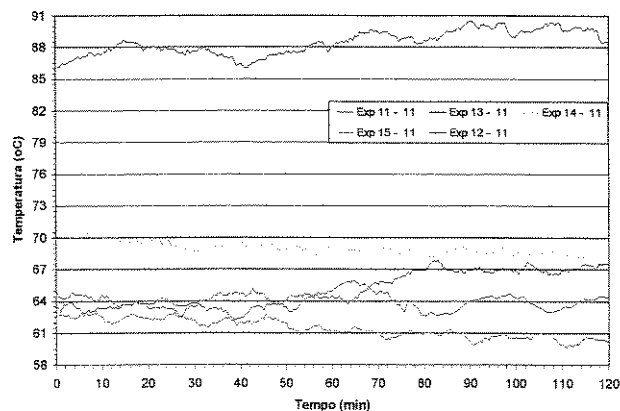
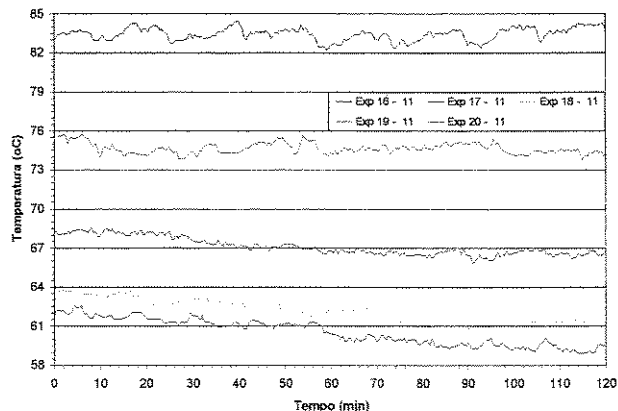


Figura B.18 – Valores de temperatura de saída da SR do recuperador de calor para (a) Experimento de 1 a 5 (b) Experimento de 6 a 10.

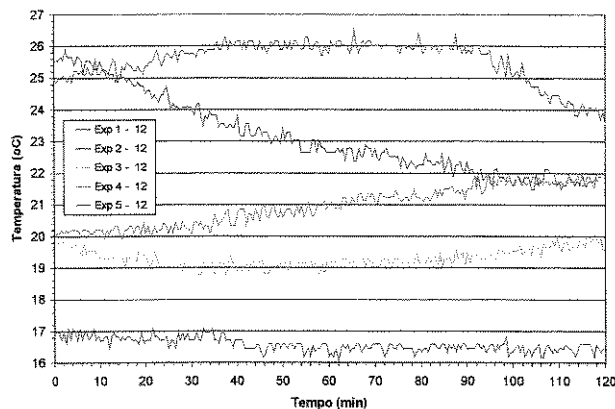


(a)

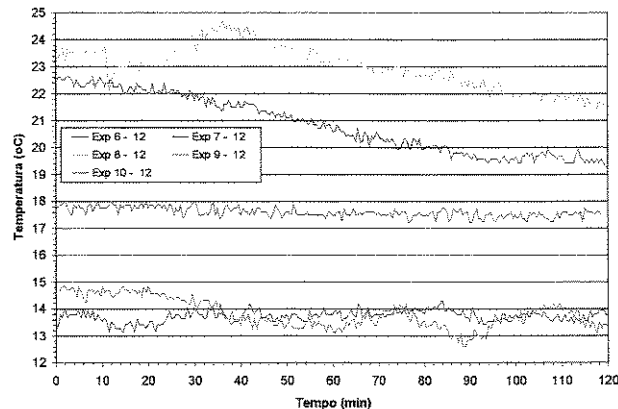


(b)

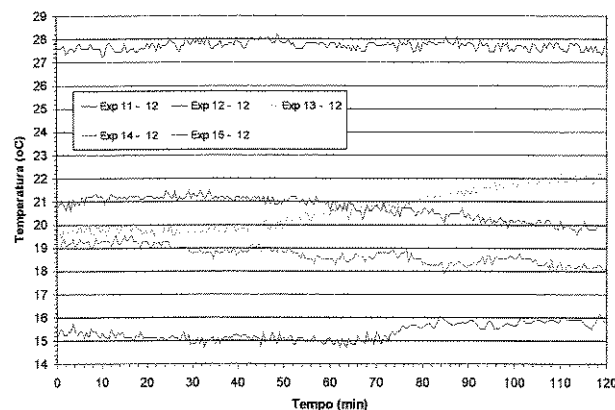
Figura B.19 – Valores de temperatura de saída da SR do recuperador de calor para (a) Experimento de 11 a 15 (b) Experimento de 16 a 20.



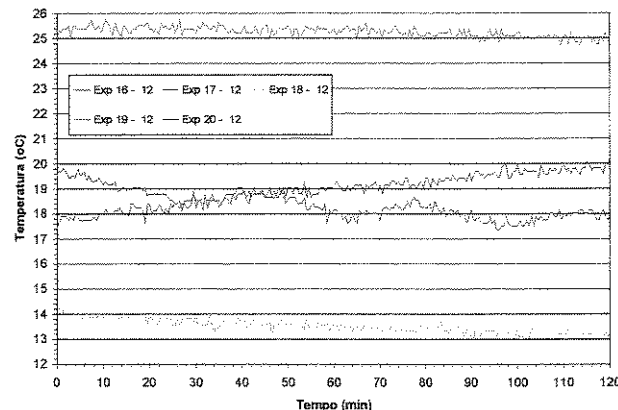
(a)



(b)

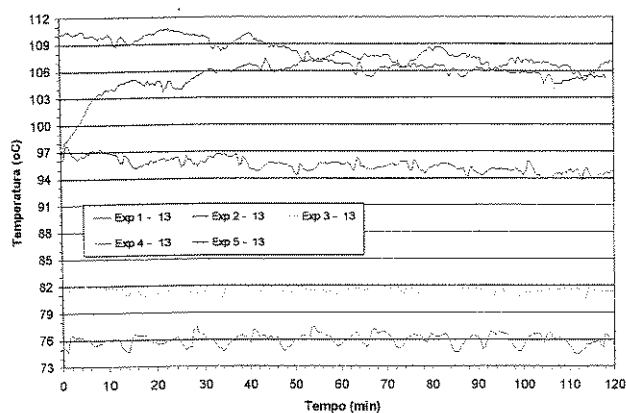


(c)

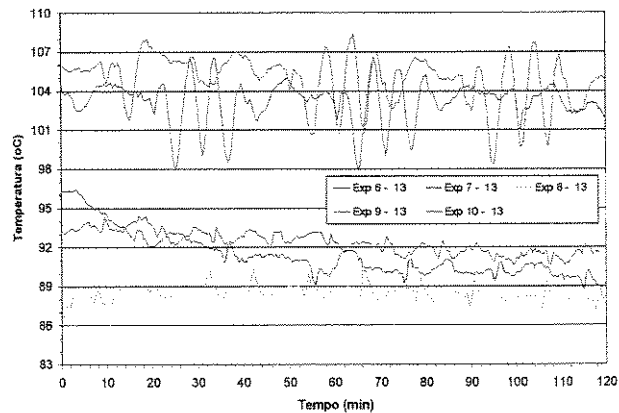


(d)

Figura B.20 – Valores de temperatura na saída do reservatório de solução rica para (a) Experimento de 1 a 5 (b) Experimento de 6 a 10. (c) Experimento de 11 a 15 (d) Experimento de 16 a 20.

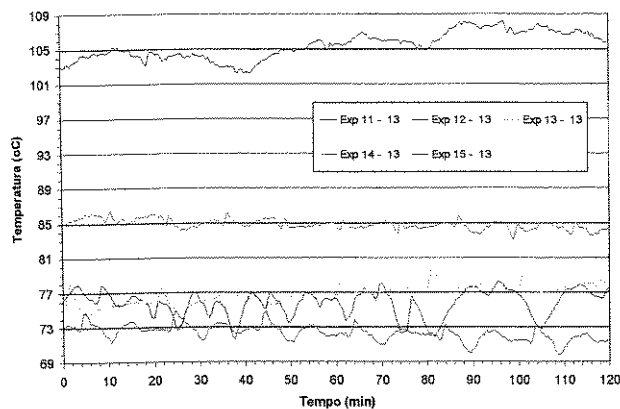


(a)

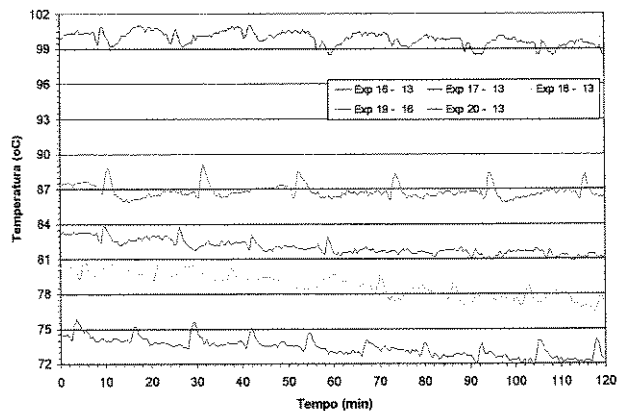


(b)

Figura B.21 – Valores de temperatura da SP que entra no recuperador de calor para (a) Experimento de 1 a 5 (b) Experimento de 6 a 10.

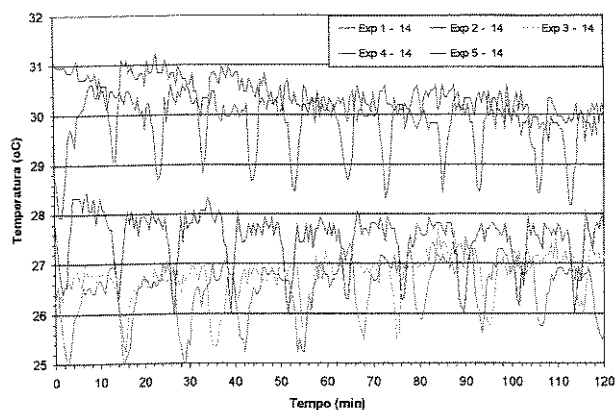


(a)

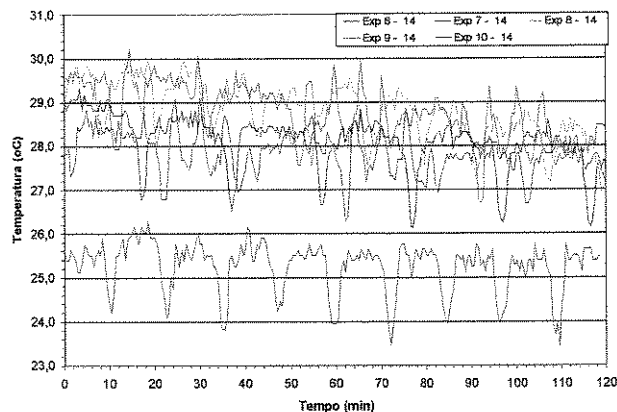


(b)

Figura B.22 – Valores de temperatura do vapor de NH_3 que deixa o evaporador para (a) Experimento de 11 a 15 (b) Experimento de 16 a 20.

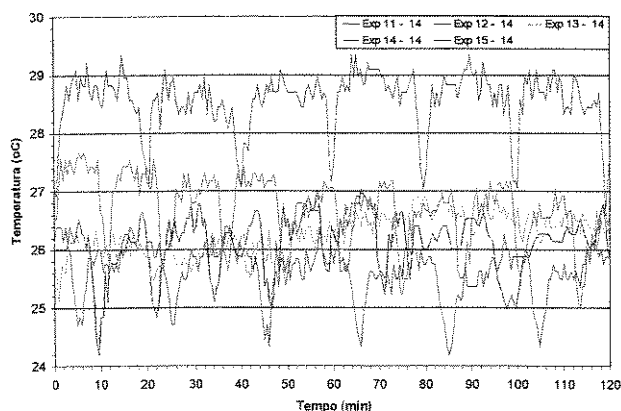


(a)

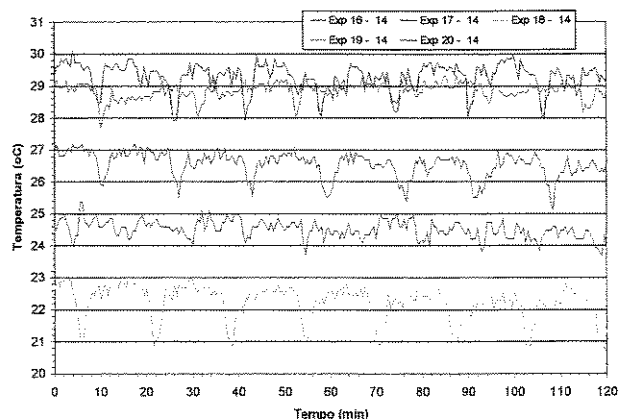


(b)

Figura B.23 – Valores de temperatura cuba da torre de resfriamento para (a) Experimento de 1 a 5 (b) Experimento de 6 a 10.

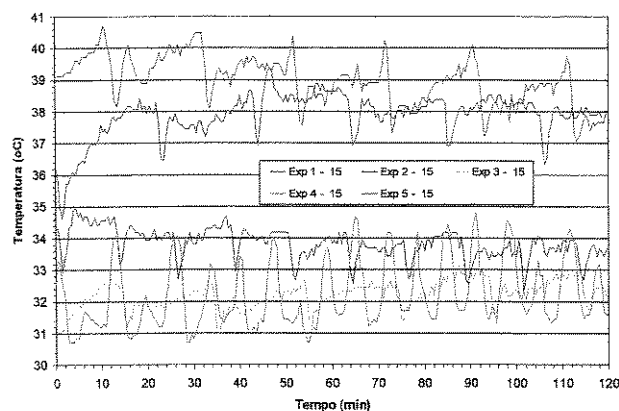


(a)

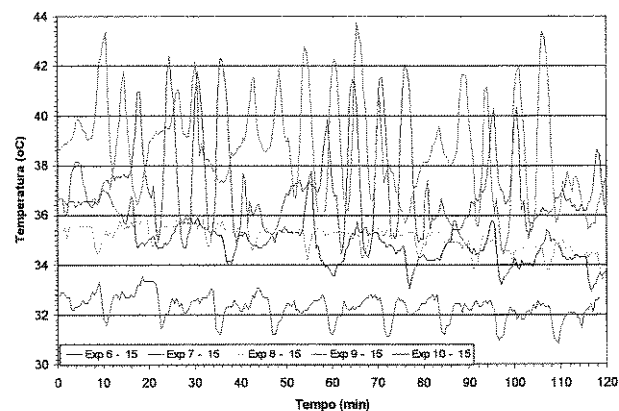


(b)

Figura B.24 – Valores de temperatura da cuba da torre de resfriamento para (a) Experimento de 11 a 15 (b) Experimento de 16 a 20.

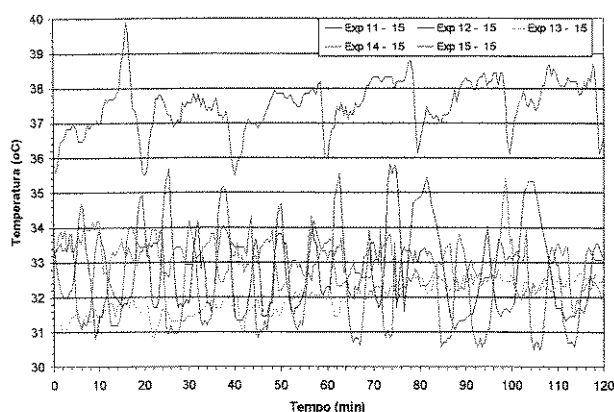


(a)

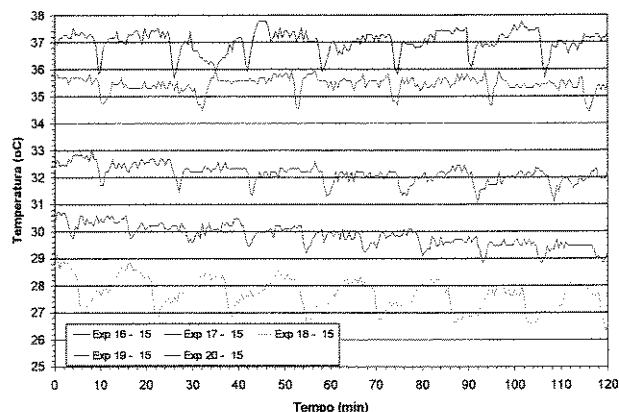


(b)

Figura B.25 – Valores de temperatura da SP que entra no absorvedor para (a) Experimento de 1 a 5 (b) Experimento de 6 a 10.

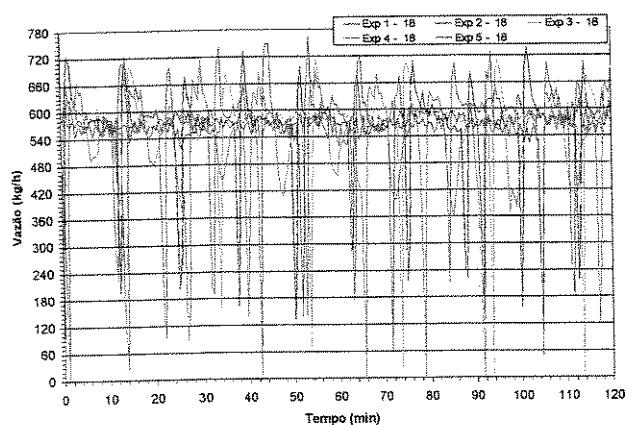


(a)

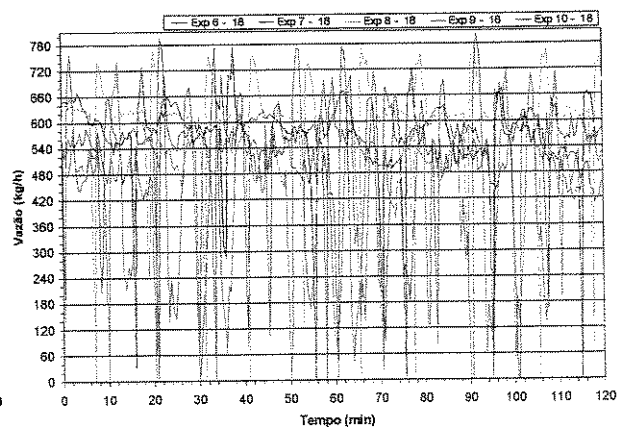


(b)

Figura B.26 – Valores de temperatura da SP que entra no absorvedor para (a) Experimento de 11 a 15 (b) Experimento de 16 a 20.

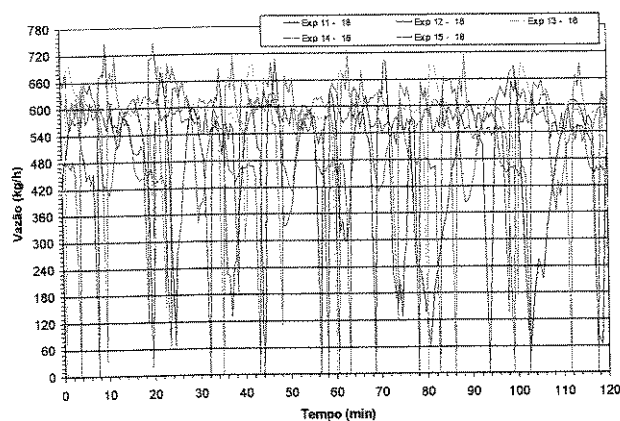


(a)

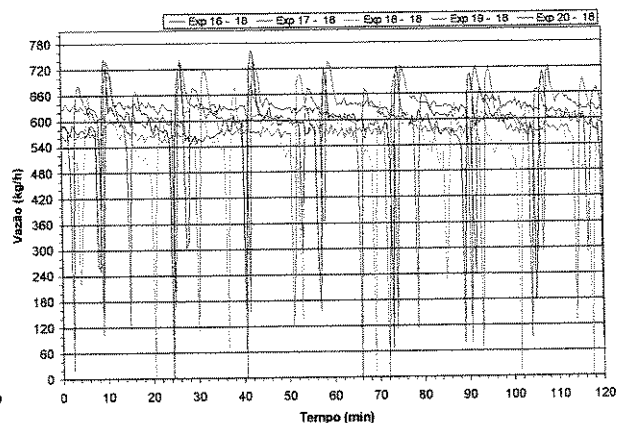


(b)

Figura B.27 – Valores das vazões de SP para (a) Experimento de 1 a 5 (b) Experimento de 6 a 10.

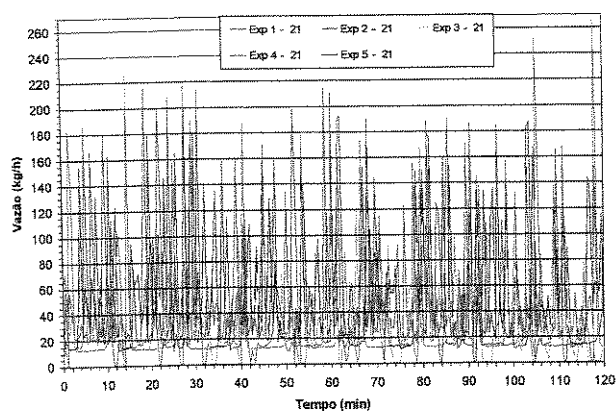


(a)

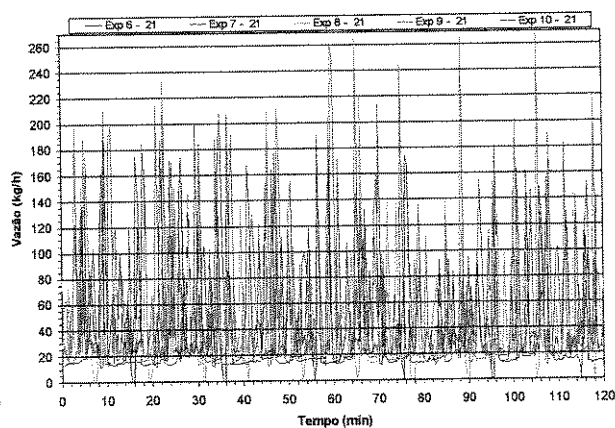


(b)

Figura B.28 – Valores das vazões de SP para (a) Experimento de 11 a 15 (b) Experimento de 16 a 20.



(a)



(b)

Figura B.29 – Valores de vazão de amônia para (a) Experimento de 1 a 5 (b) Experimento de 6 a 10.

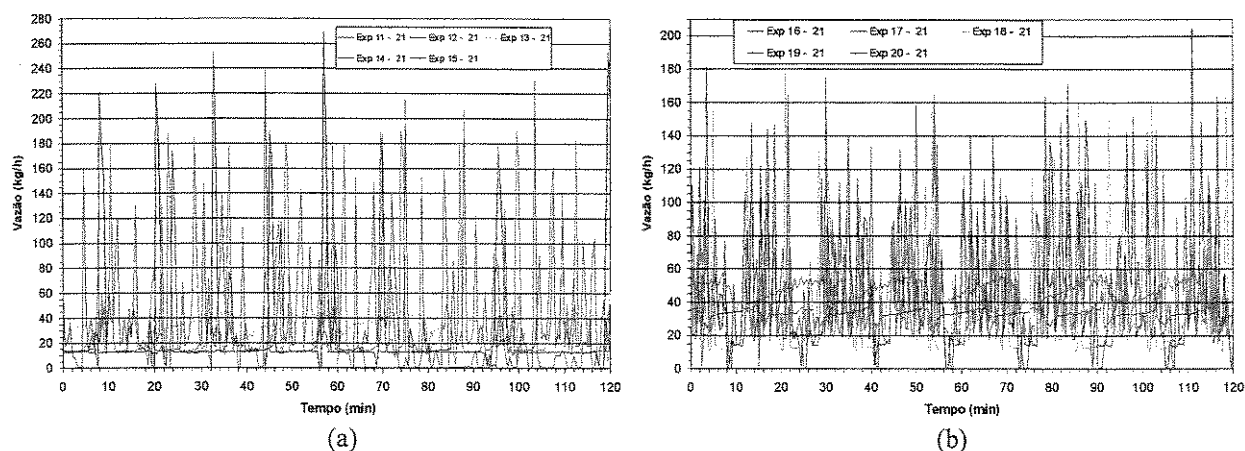


Figura B.30 – Valores de vazão de amônia para (a) Experimento de 11 a 15 (b) Experimento de 16 a 20.

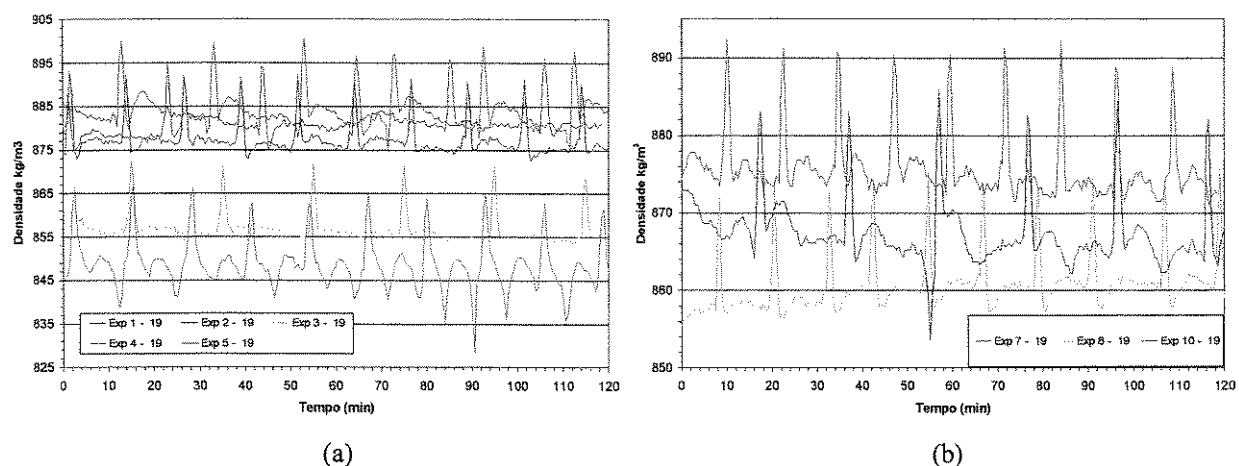


Figura B.31 – Valores de densidade de SP que entra no resfriador de solução para (a) Experimento de 1 a 5 (b) Experimento 7, 8 e 10.

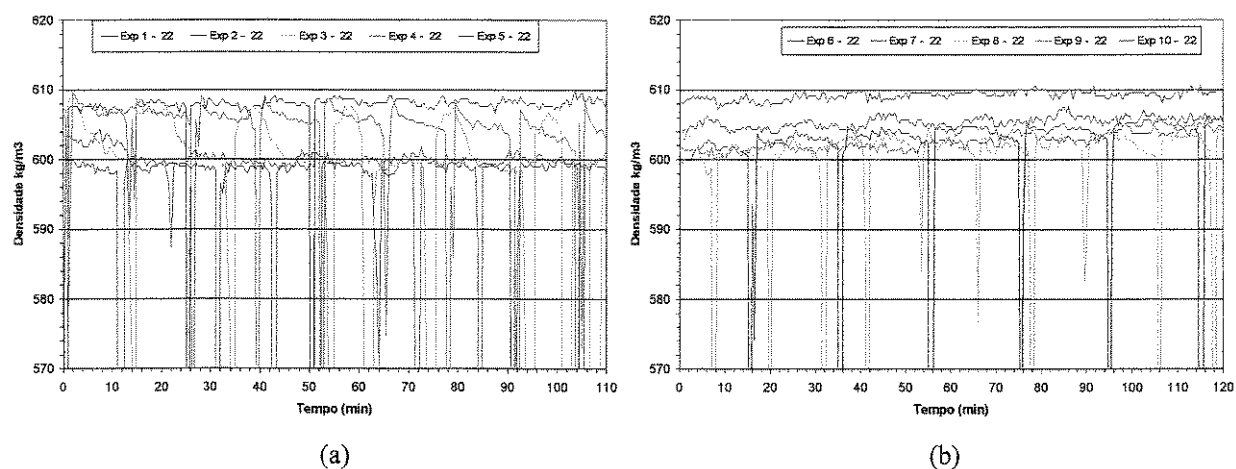


Figura B.32 – Valores de densidade da amônia para (a) Experimento de 1 a 5 (b) Experimento de 6 a 10.

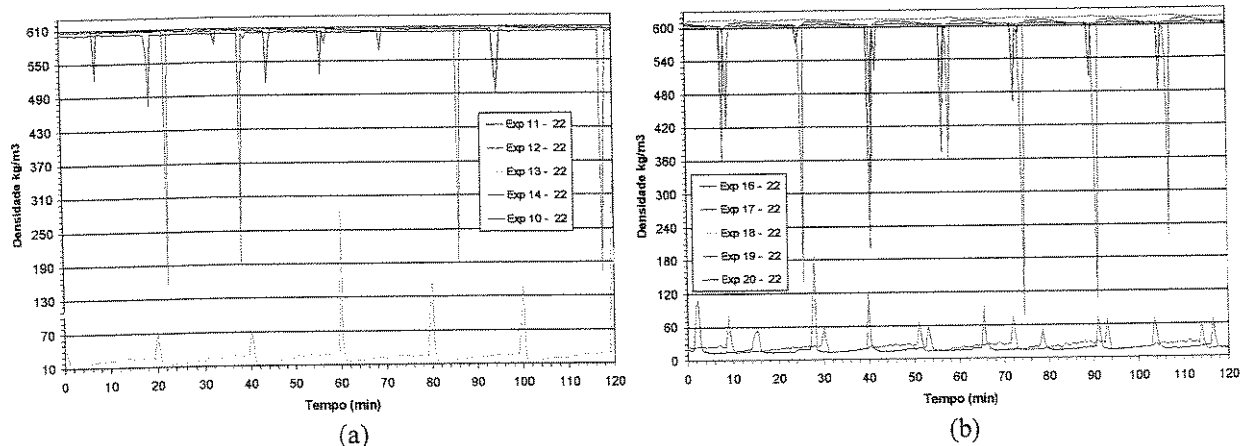


Figura B.33 – Valores de amônia para (a) Experimento de 11 a 15 (b) Experimento de 16 a 20.

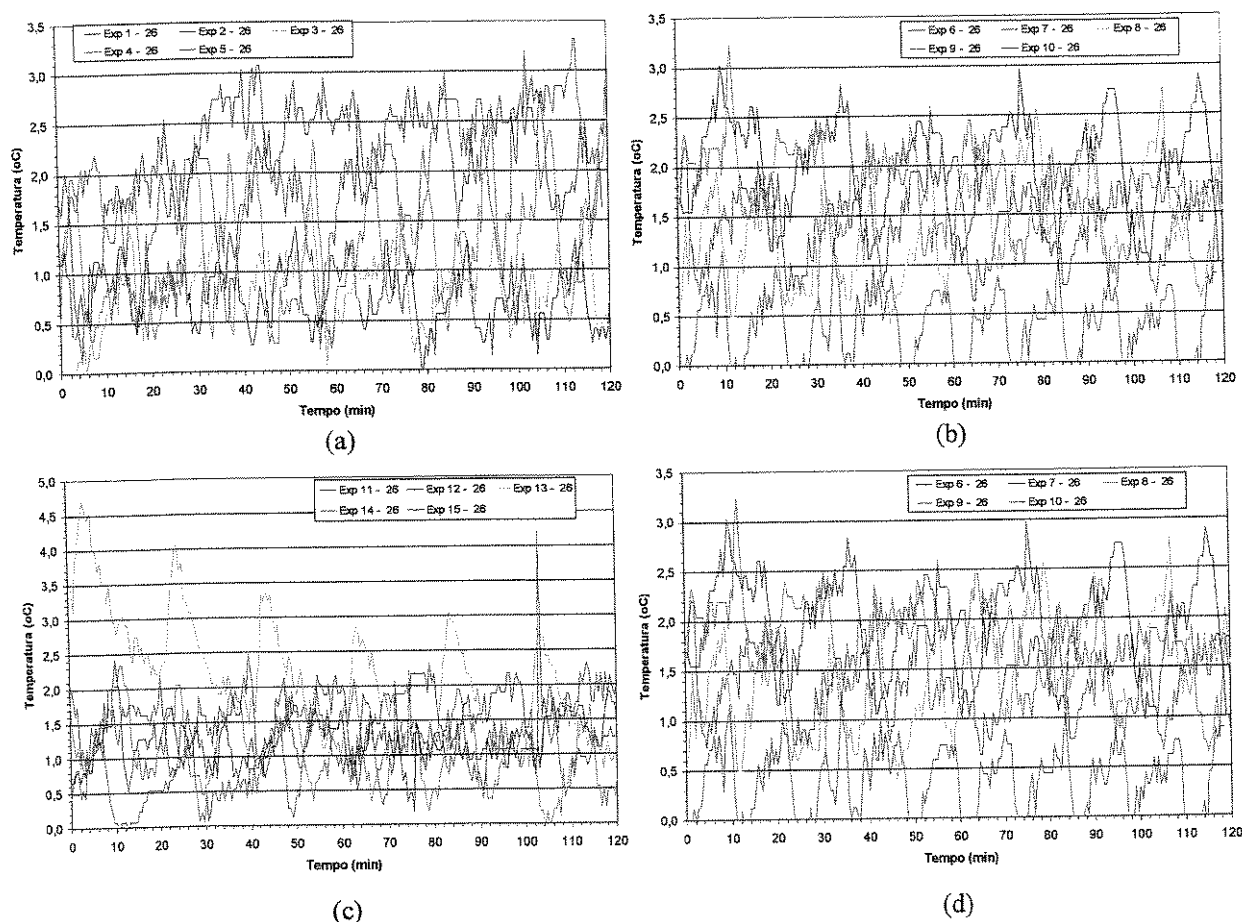


Figura B.34 – Valores de temperatura da água de formação de gelo (a) Experimento de 11 a 15 (b) Experimento de 16 a 20.

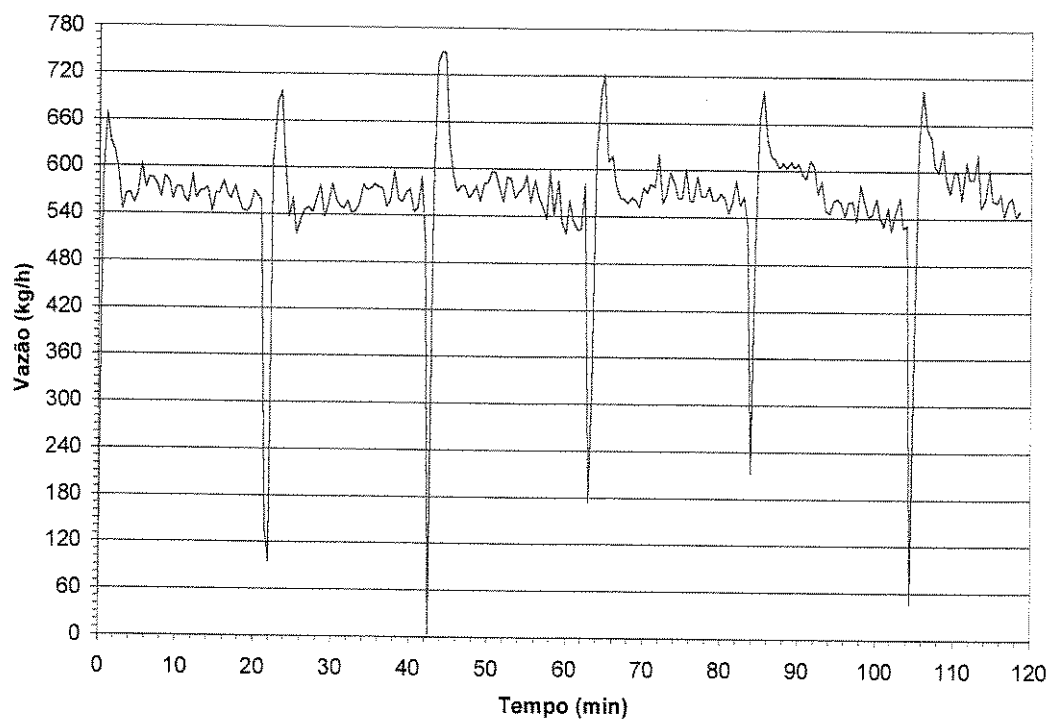


Figura B.35 – Vazão de solução pobre para o experimento 1

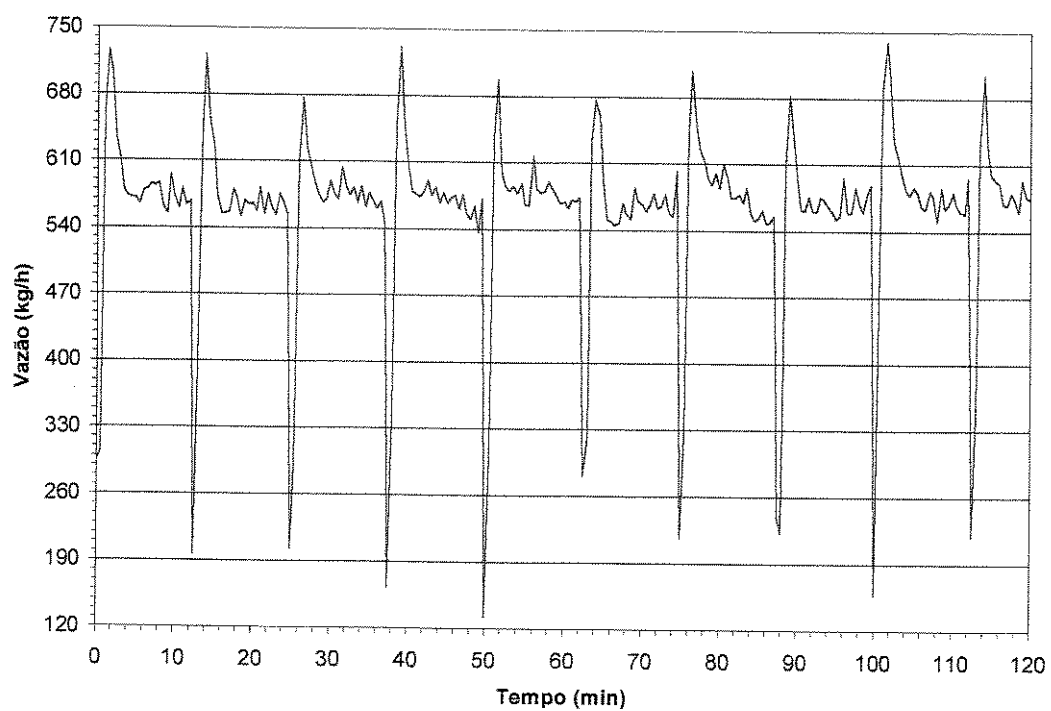


Figura B.36 – Vazão de solução pobre para o experimento 2

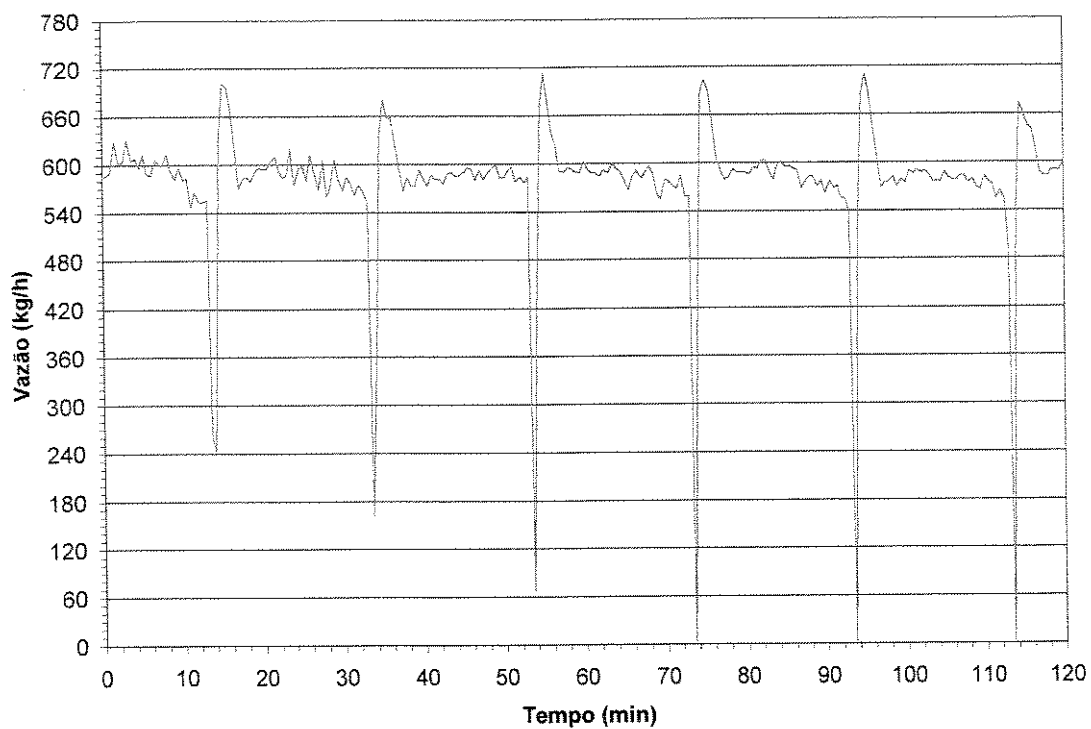


Figura B.37 – Vazão de solução pobre para o experimento 3

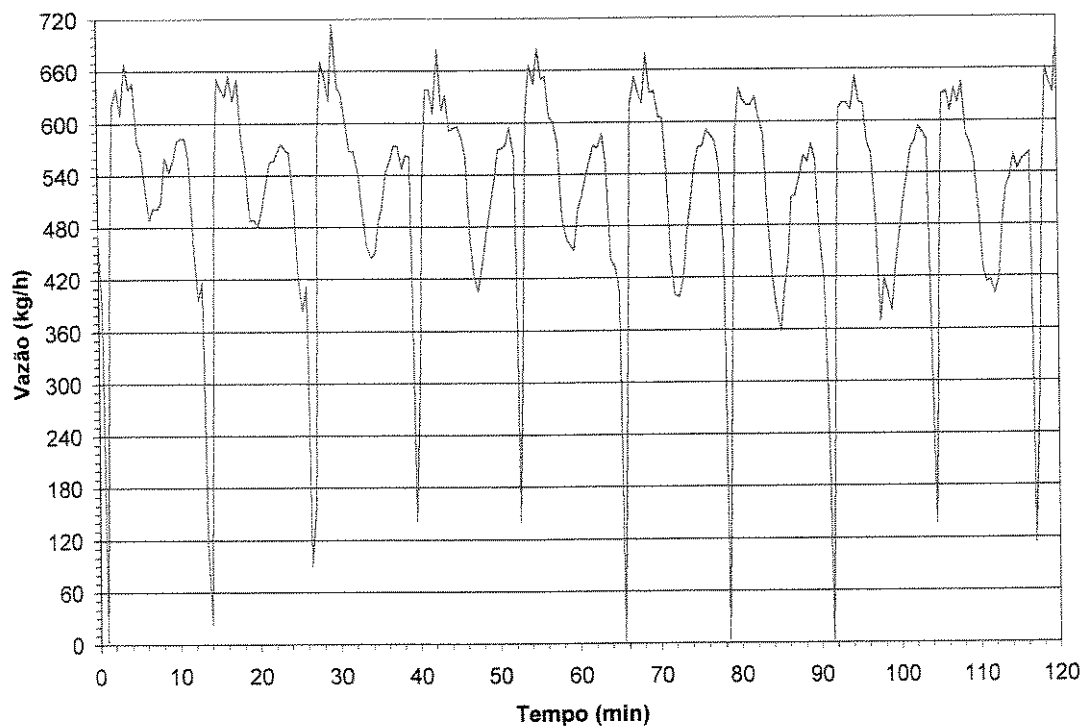


Figura B.38 – Vazão de solução pobre para o experimento 4

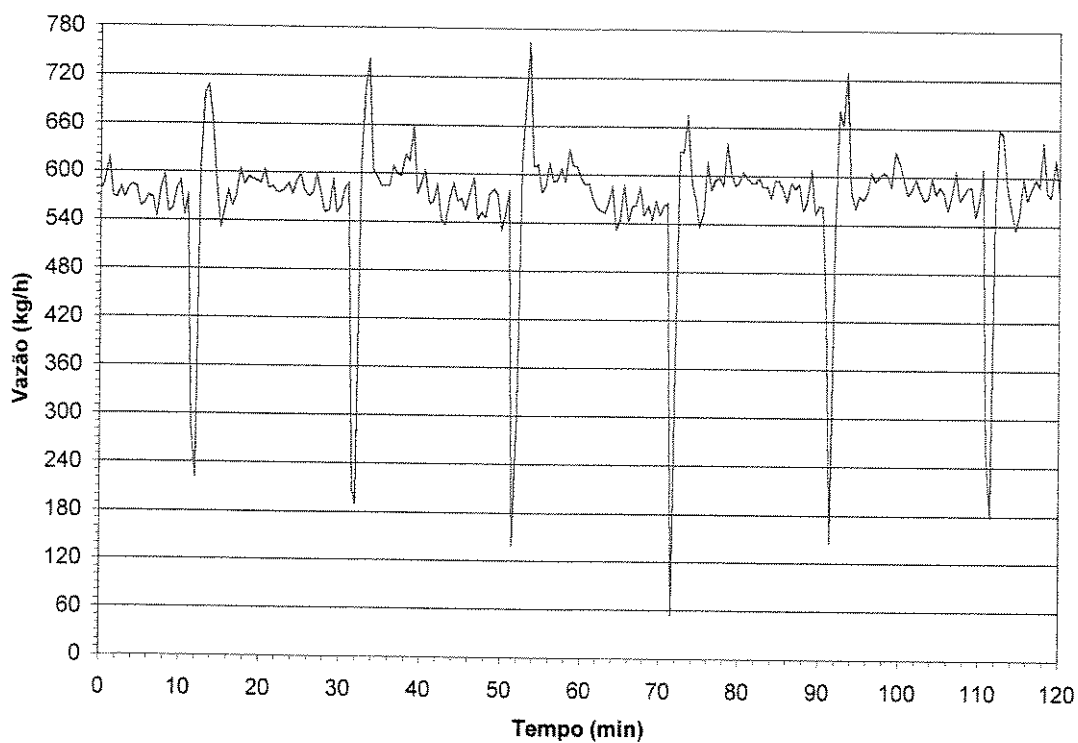


Figura B.39 – Vazão de solução pobre para o experimento 5

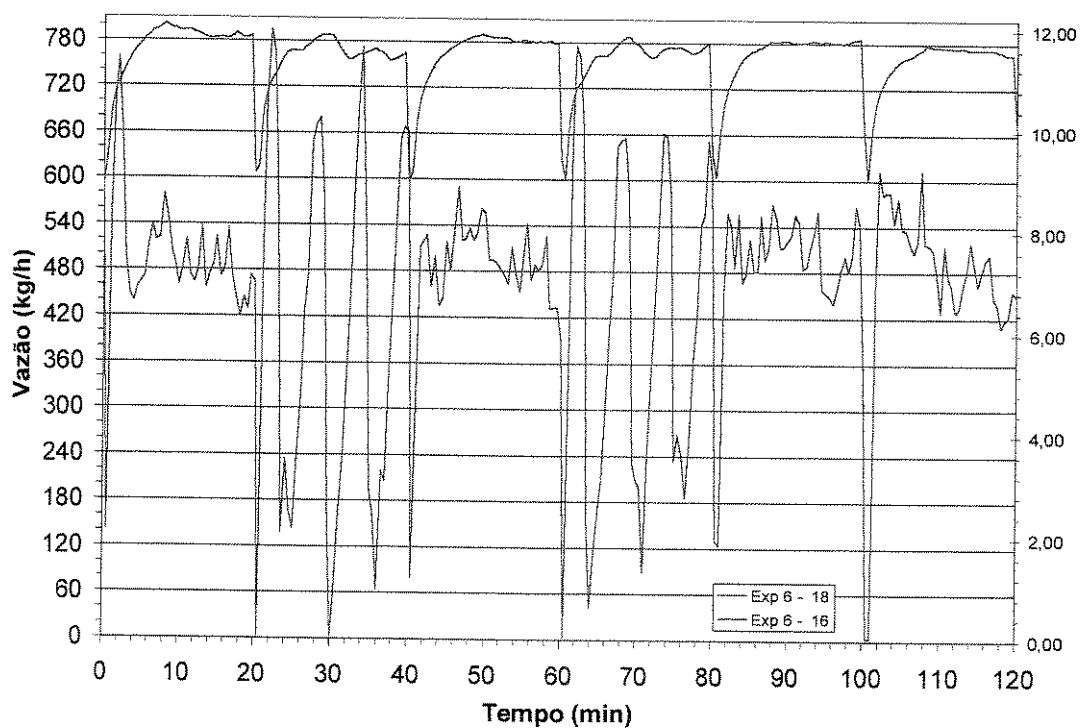


Figura B.40 – Vazão de solução pobre para o experimento 6¹

¹ Nesta figura foi mostrada a variação da pressão para identificar o início e fim do degelo.

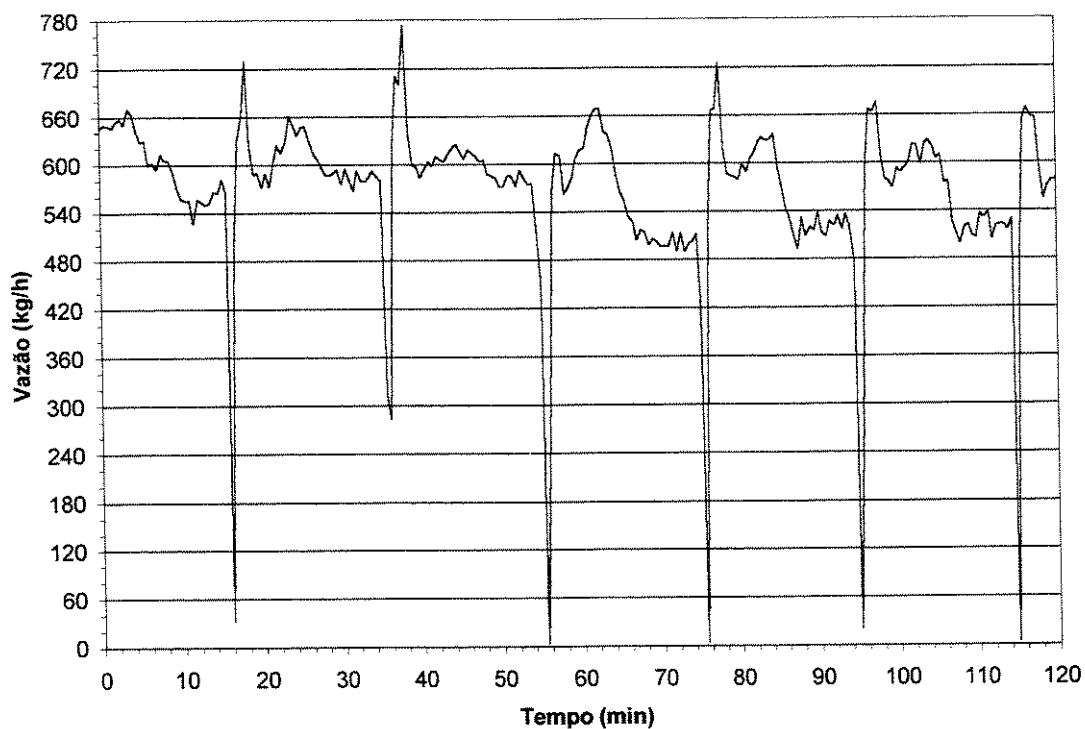


Figura B.41 – Vazão de solução pobre para o experimento 7

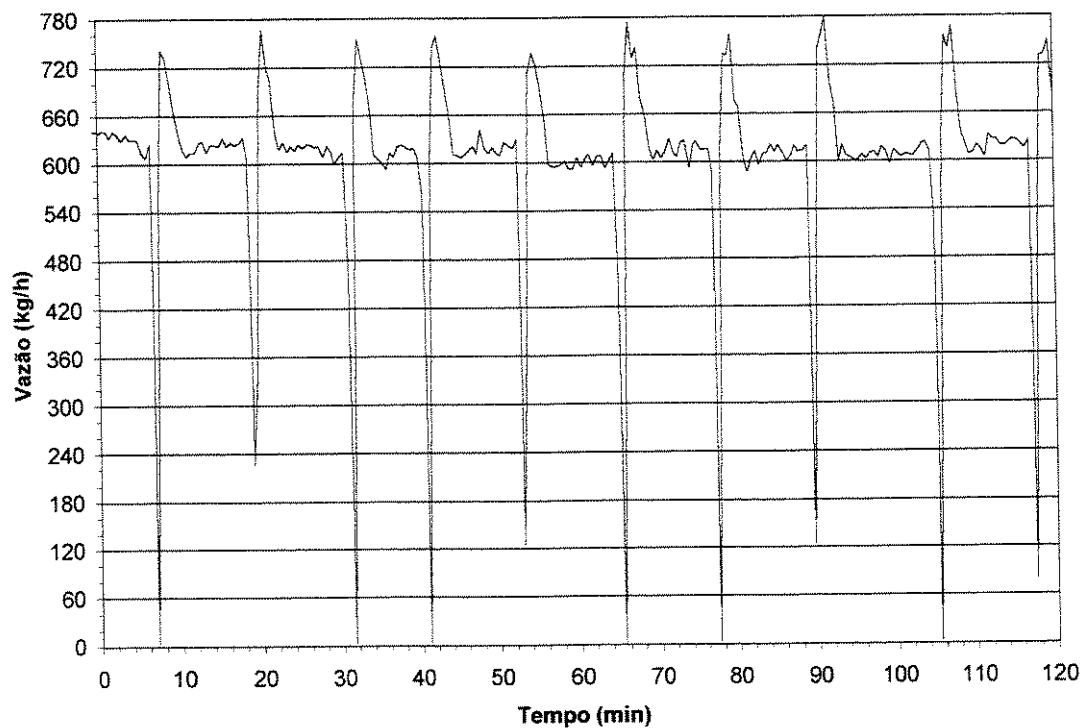


Figura B.42 – Vazão de solução pobre para o experimento 8

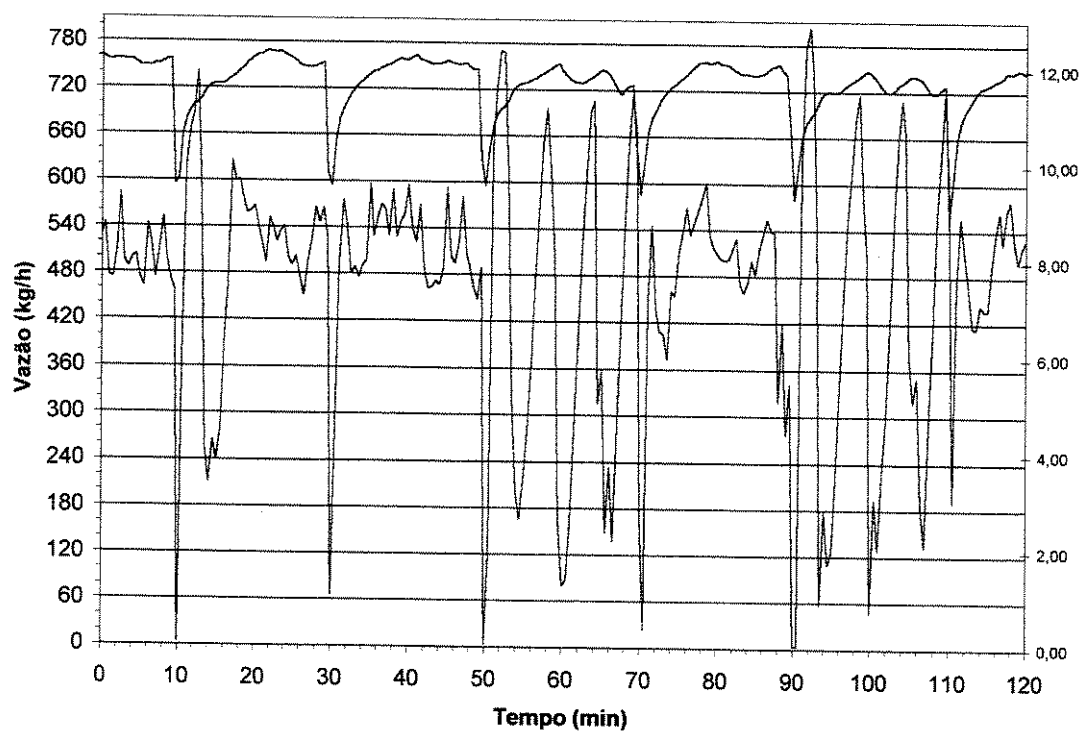


Figura B.43 – Vazão de solução pobre para o experimento 9²

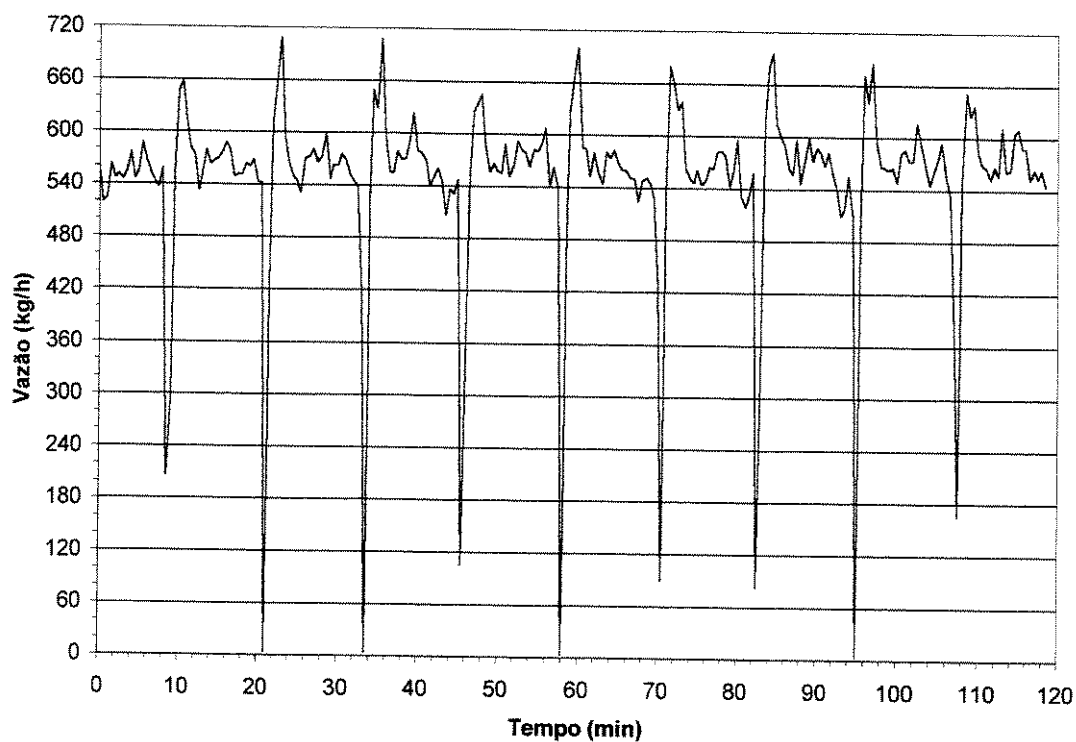


Figura B.44 – Vazão de solução pobre para o experimento 10

² Nesta figura foi mostrada a variação da pressão para identificar o início e fim do degelo.

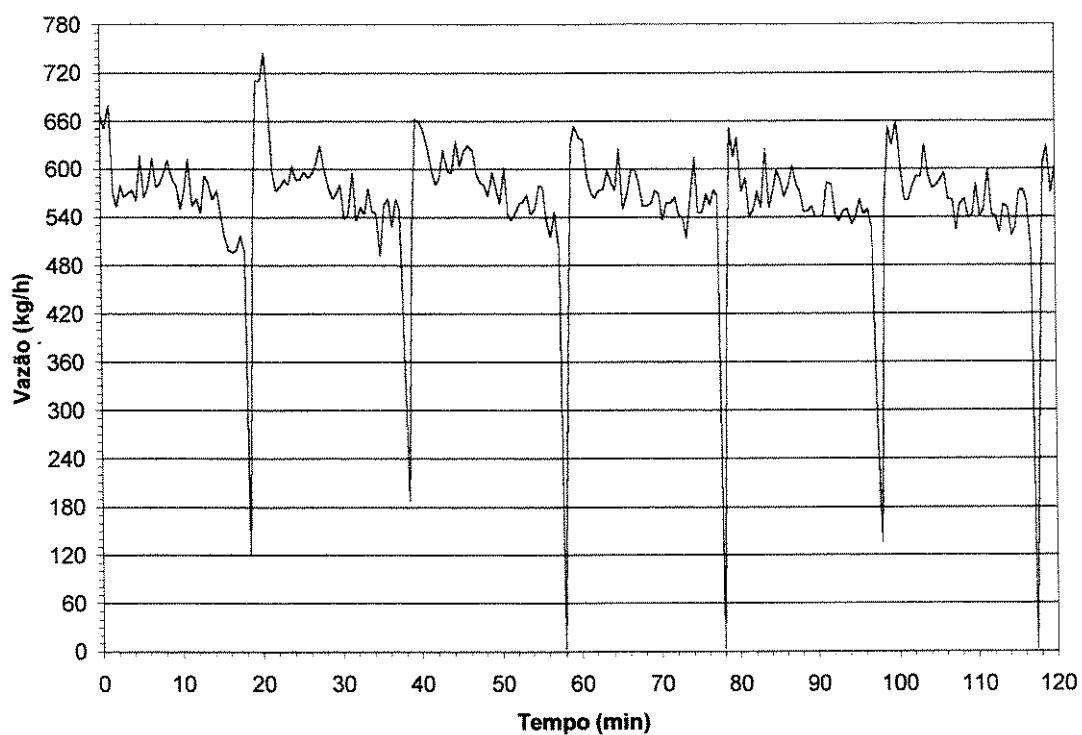


Figura B.45 – Vazão de solução pobre para o experimento 11

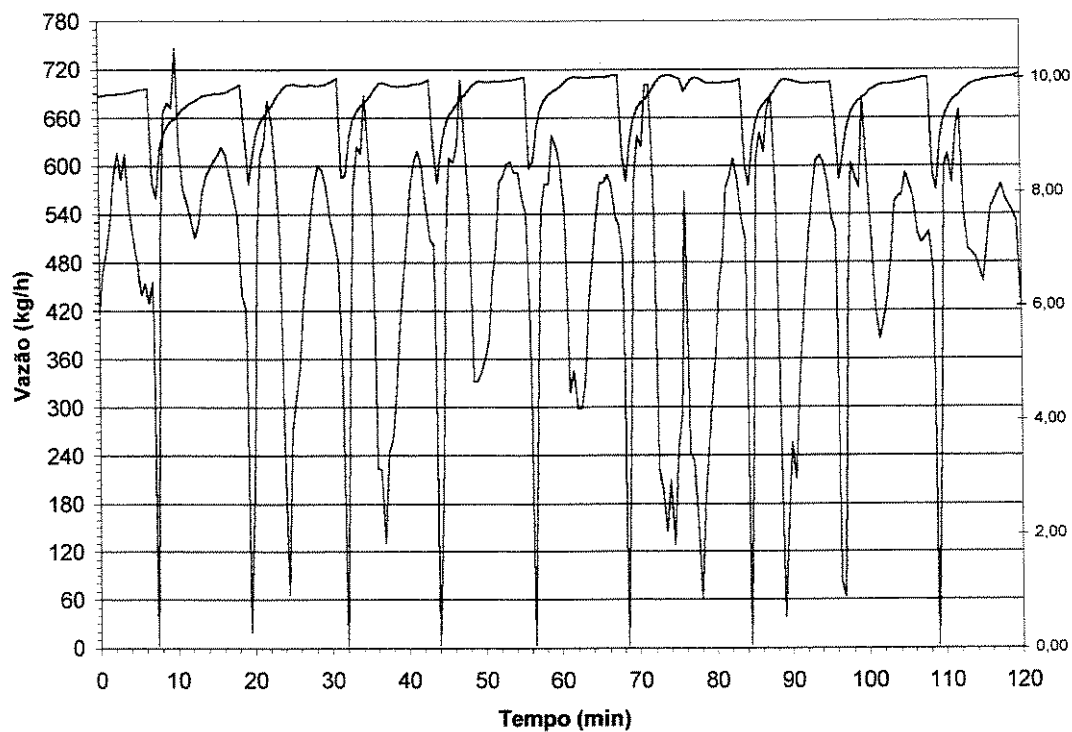


Figura B.46 – Vazão de solução pobre para o experimento 12³

³ Nesta figura foi mostrada a variação da pressão para identificar o início e fim do degelo.

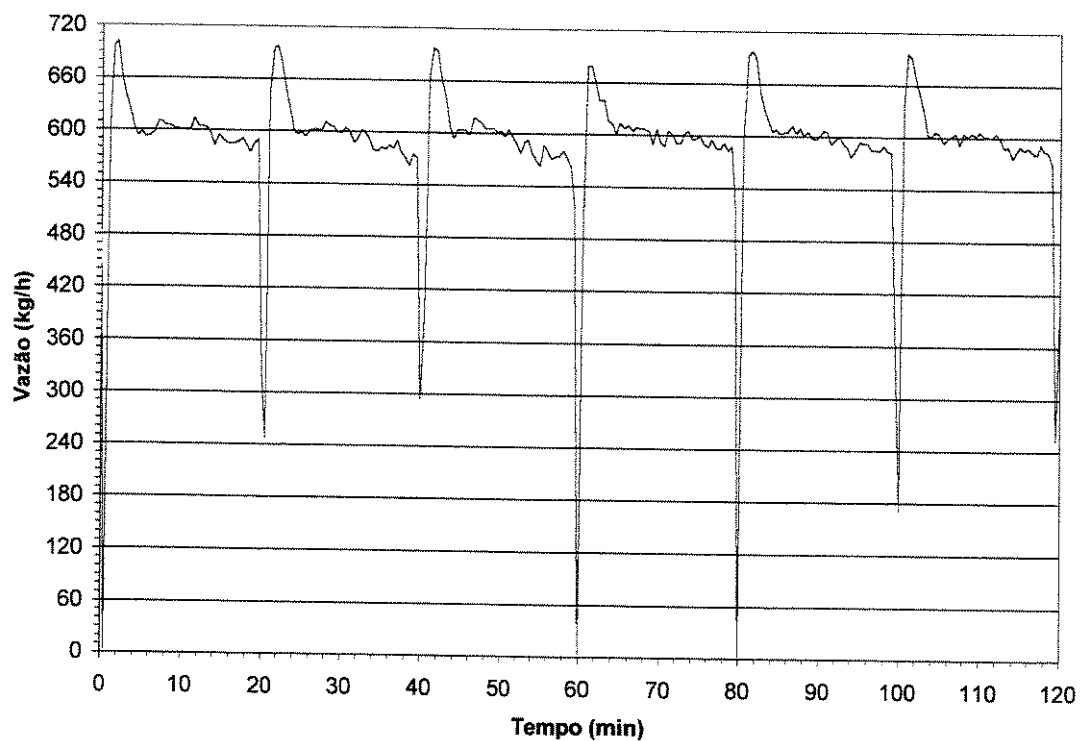


Figura B.47 – Vazão de solução pobre para o experimento 13

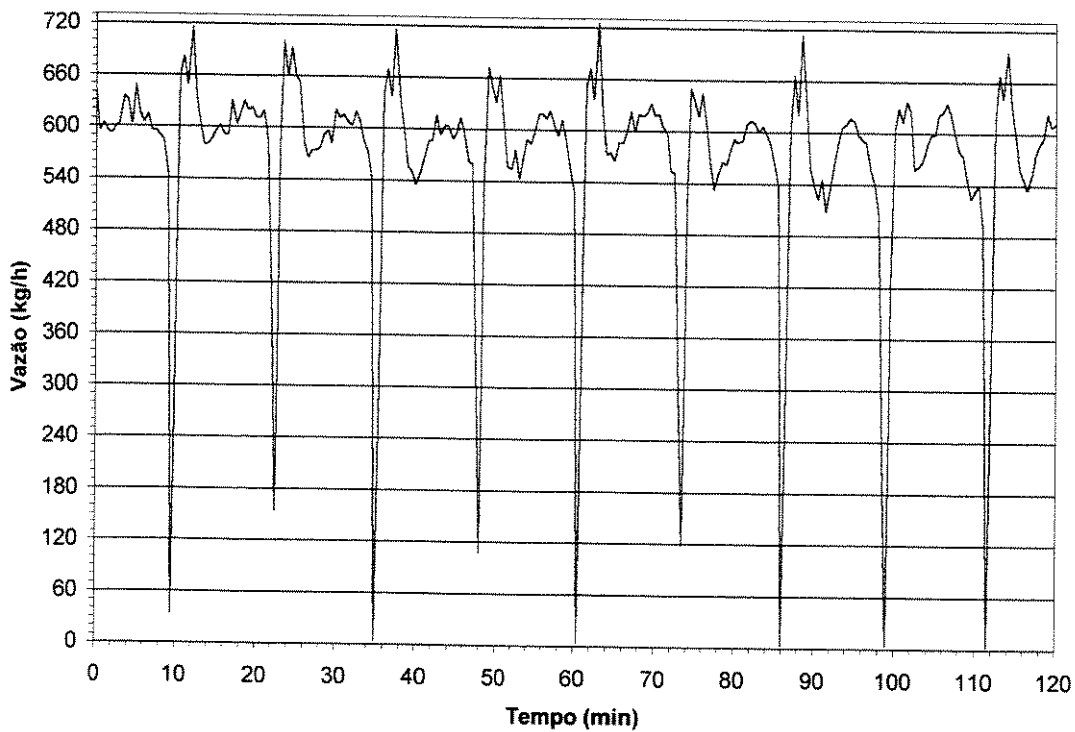


Figura B.48 – Vazão de solução pobre para o experimento 14

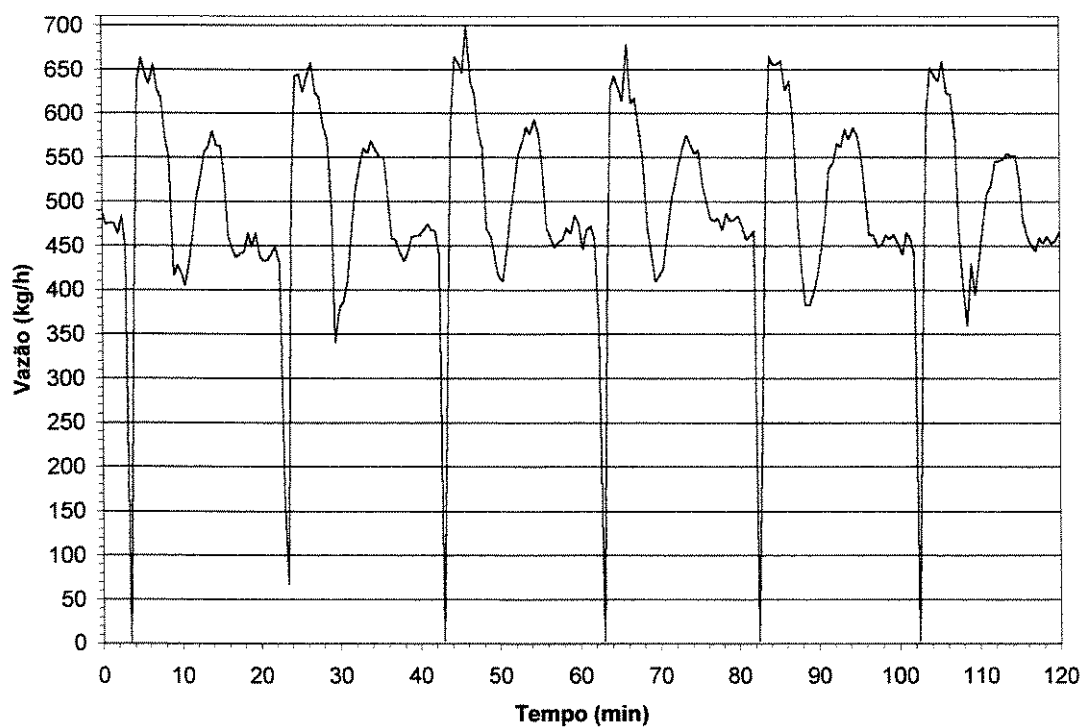


Figura 49 – Vazão de solução pobre para o experimento 15

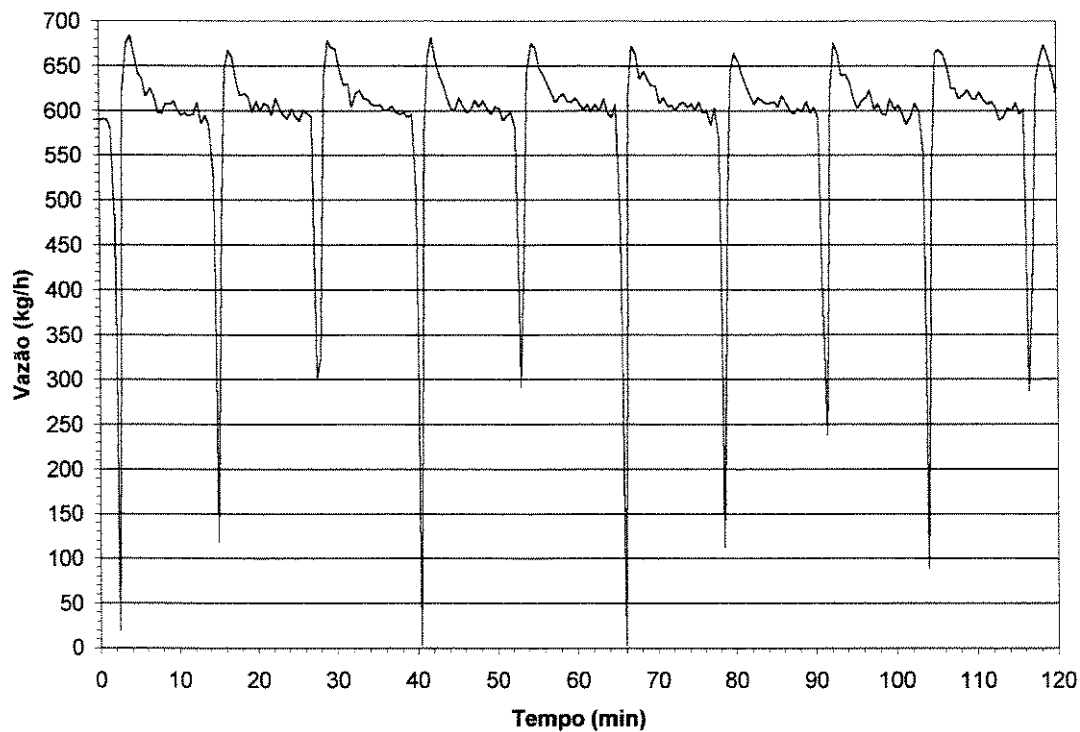


Figura B.50 – Vazão de solução pobre para o experimento 16

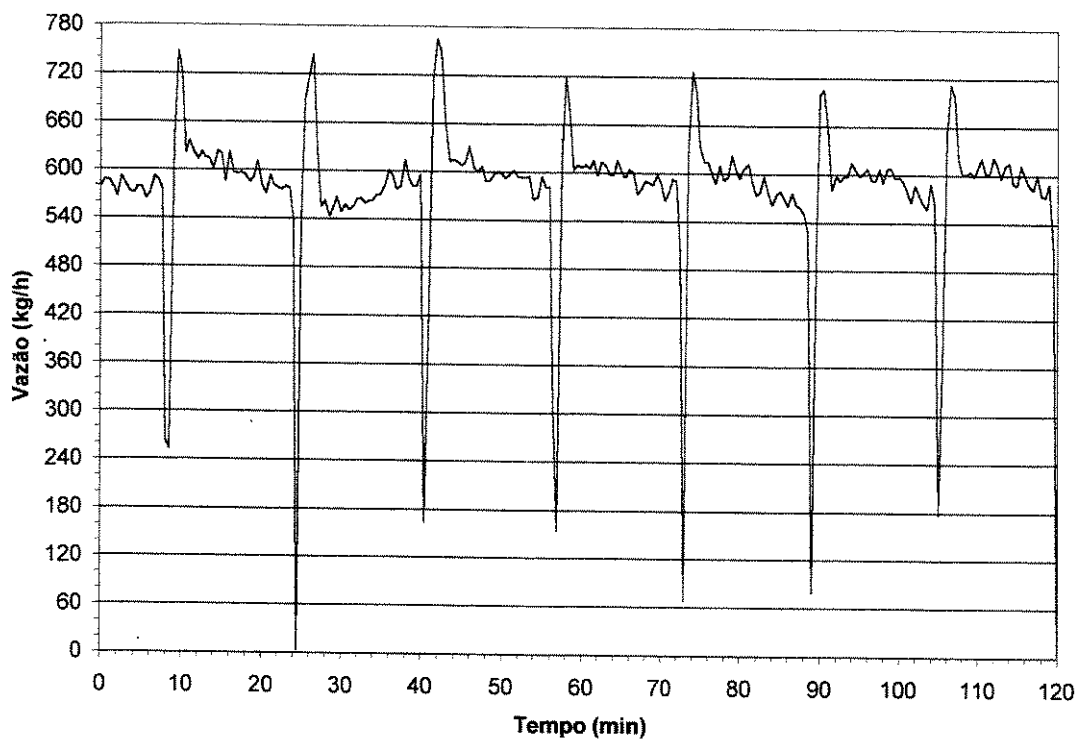


Figura B.51 – Vazão de solução pobre para o experimento 17

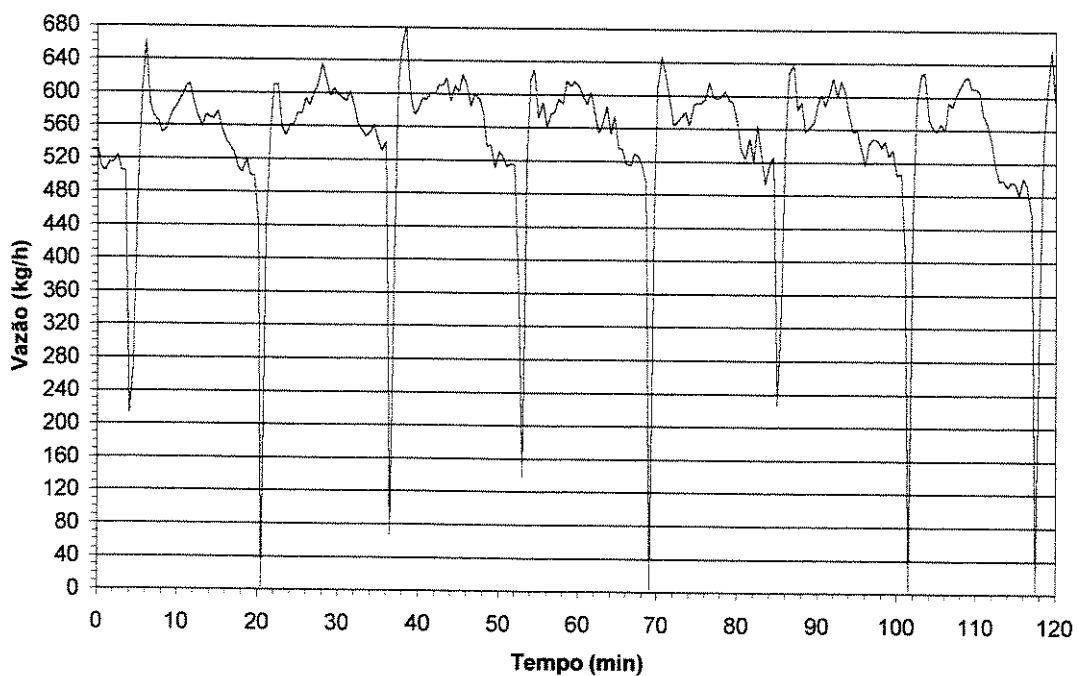


Figura B.52 – Vazão de solução pobre para o experimento 18

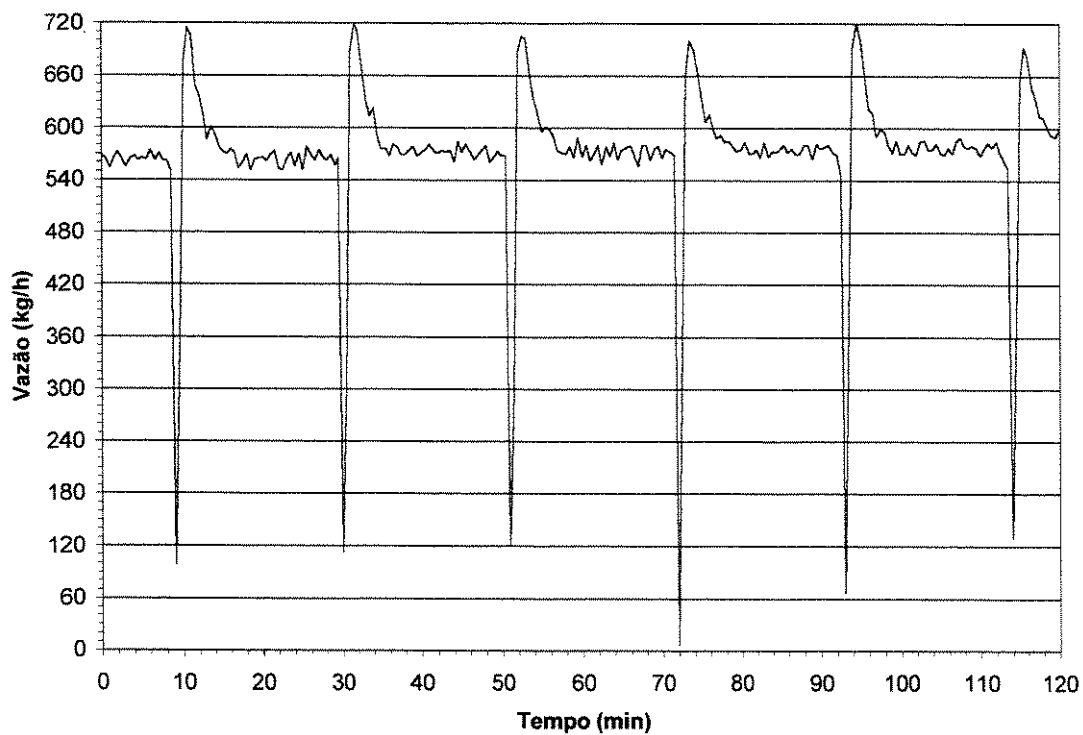


Figura B.53 – Vazão de solução pobre para o experimento 19

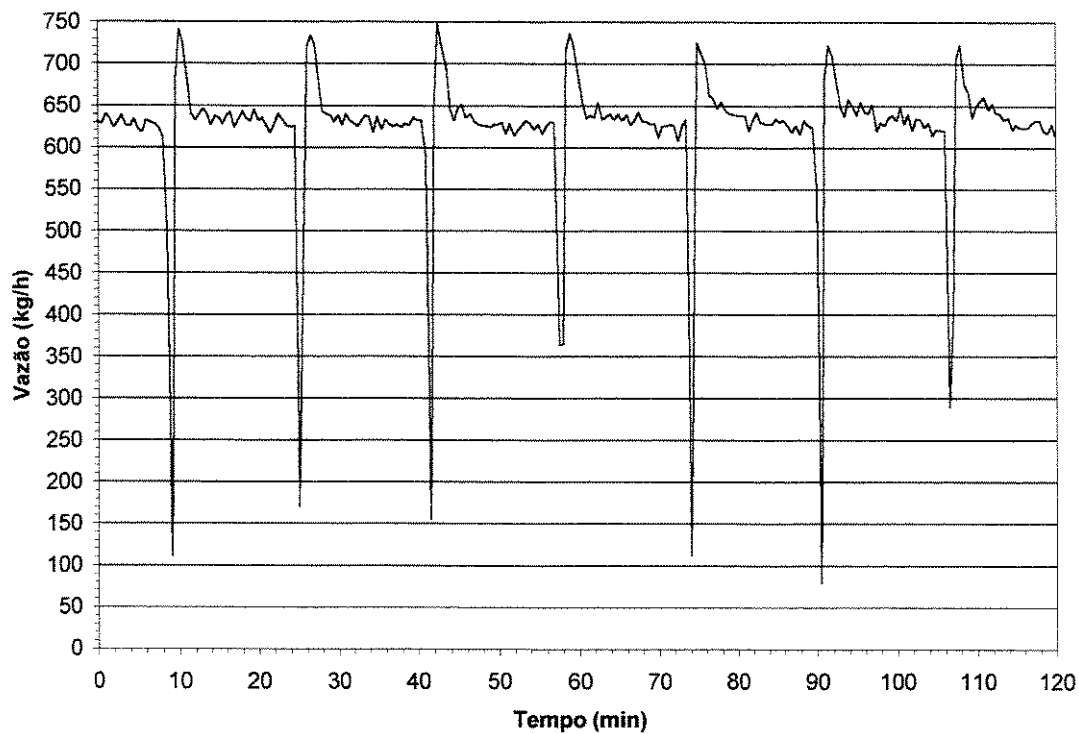


Figura B.54 – Vazão de solução pobre para o experimento 20

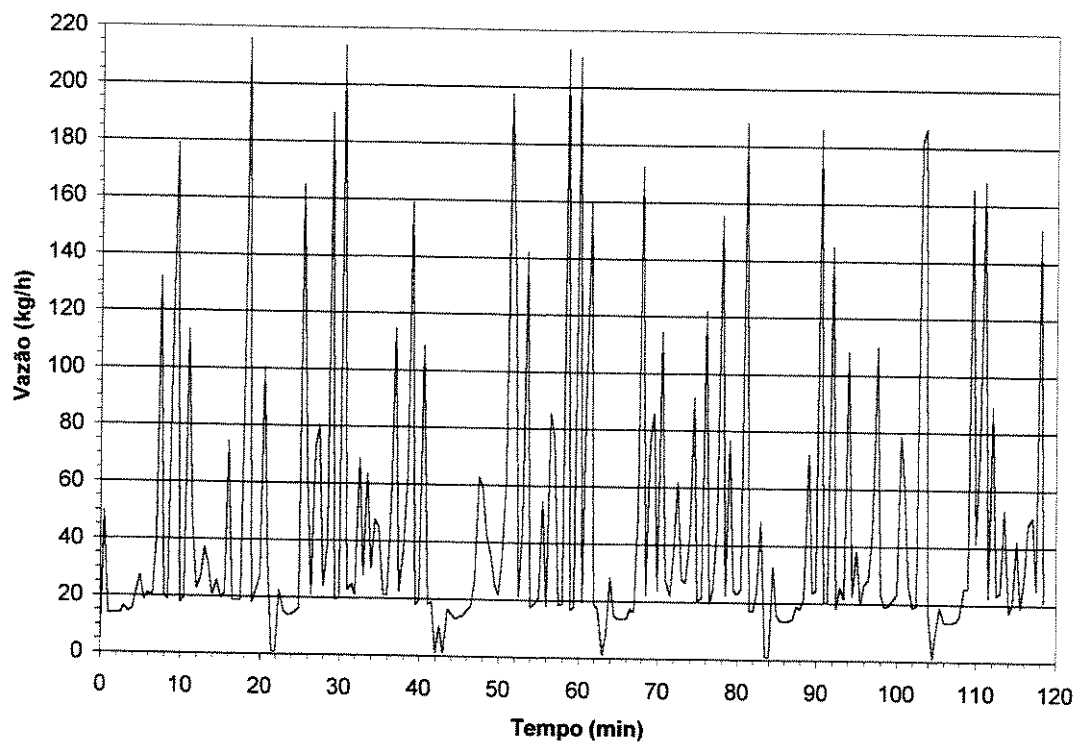


Figura B.55 – Vazão de amônia para o experimento 1

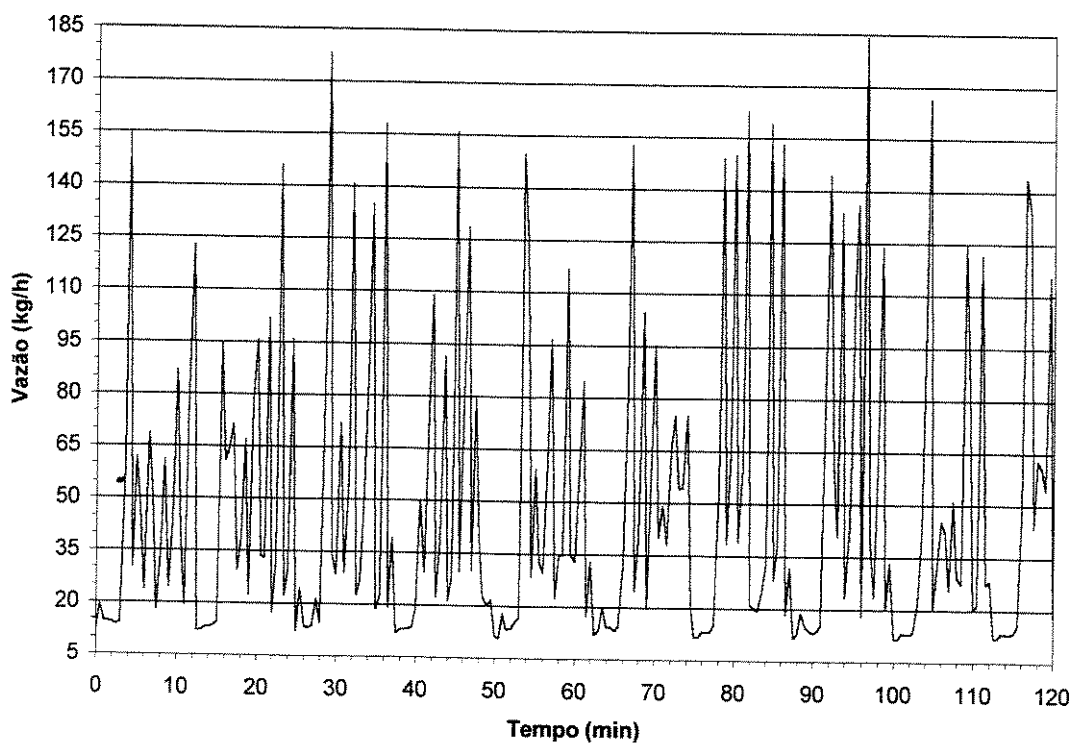


Figura B.56 – Vazão de amônia para o experimento 2

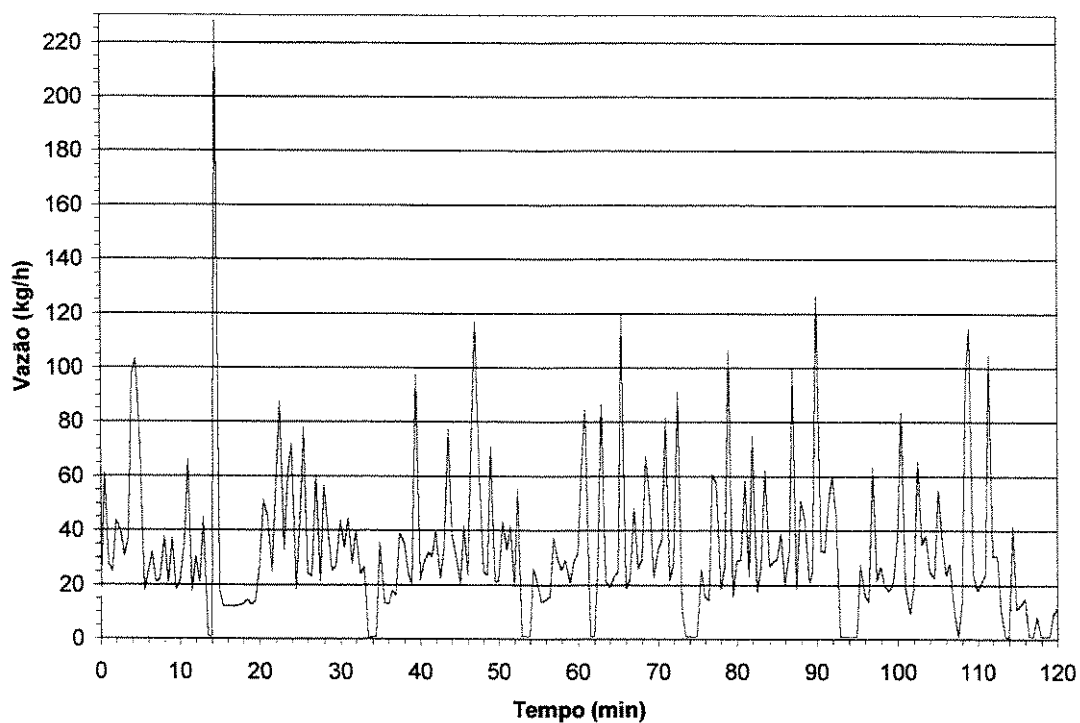


Figura B.57 – Vazão de amônia para o experimento 3

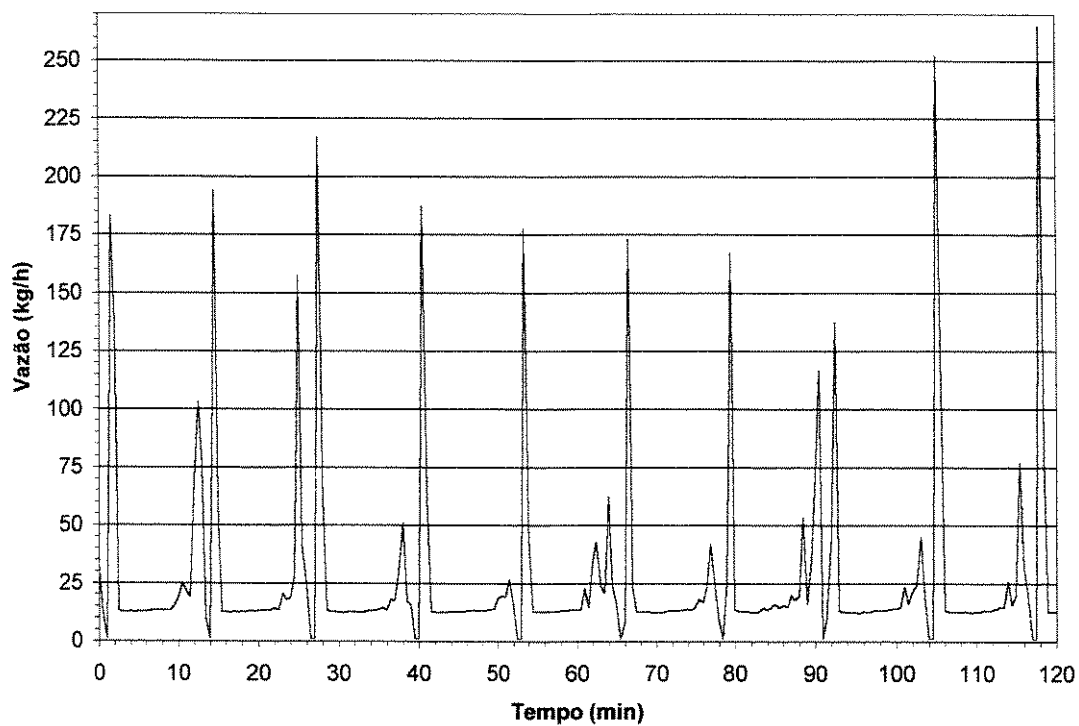


Figura B.58 – Vazão de amônia para o experimento 4

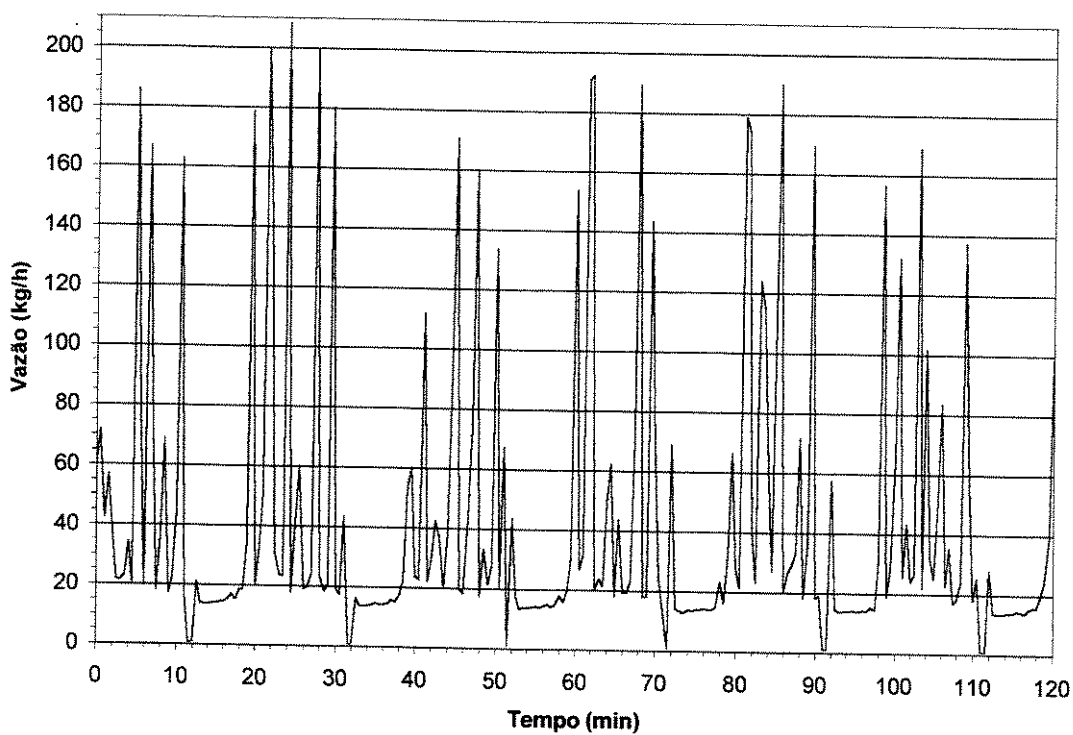


Figura B.59 – Vazão de amônia para o experimento 5

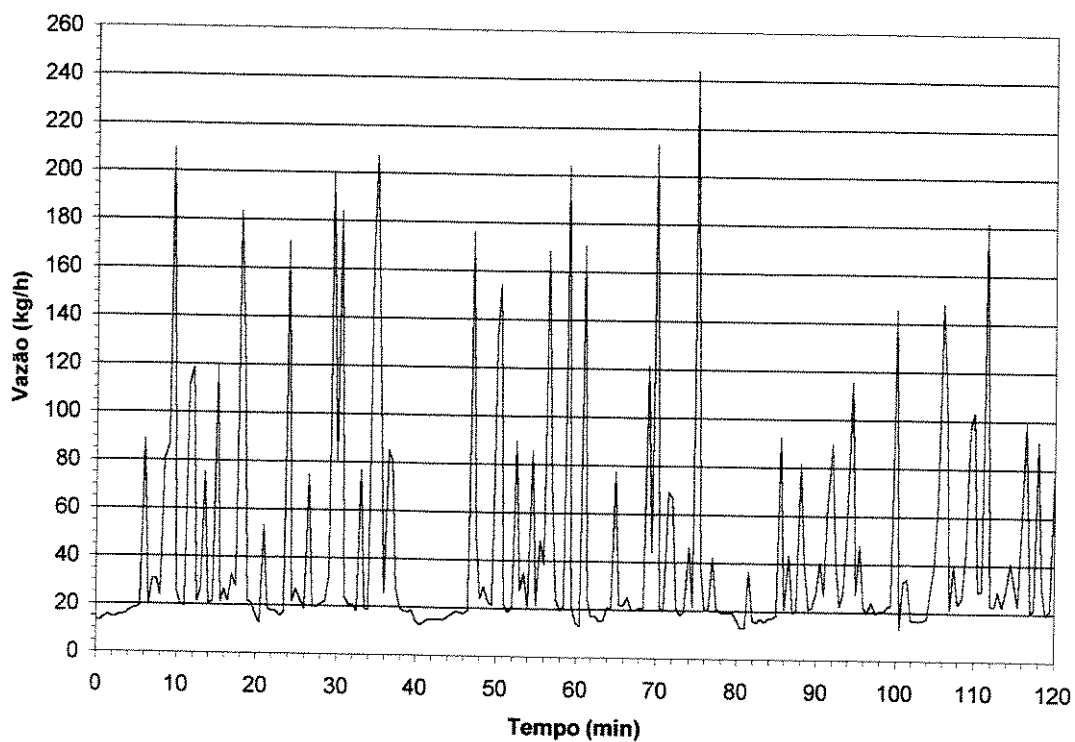


Figura B.60 – Vazão de amônia para o experimento 6

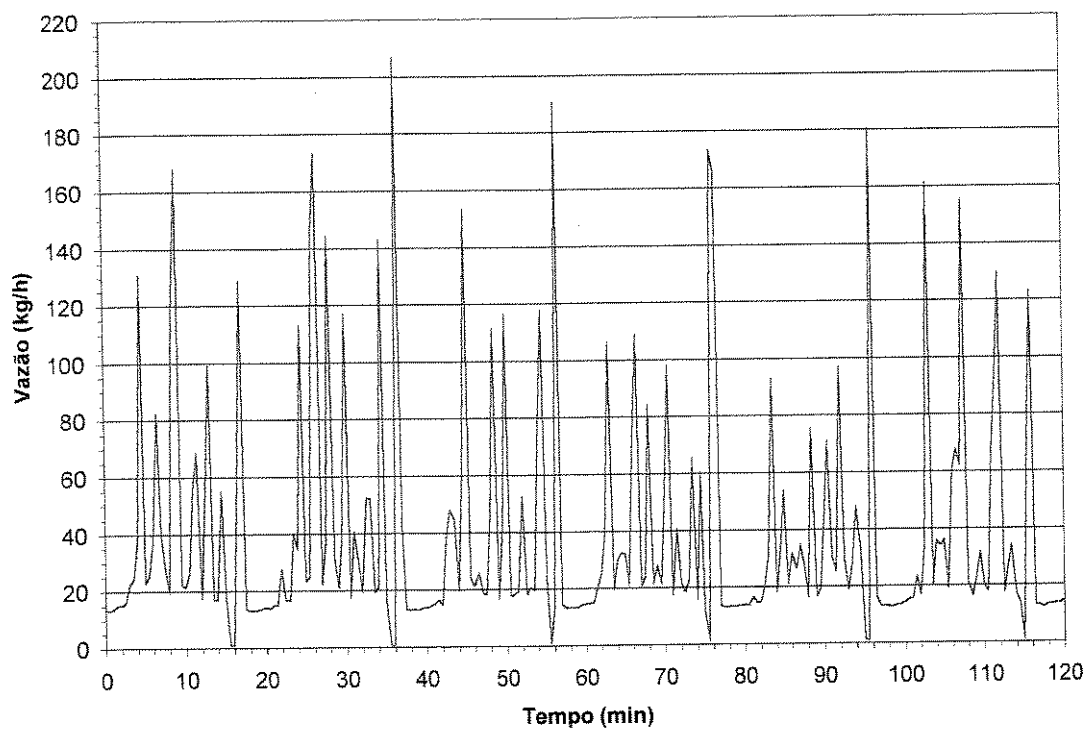


Figura B.61 – Vazão de amônia para o experimento 7

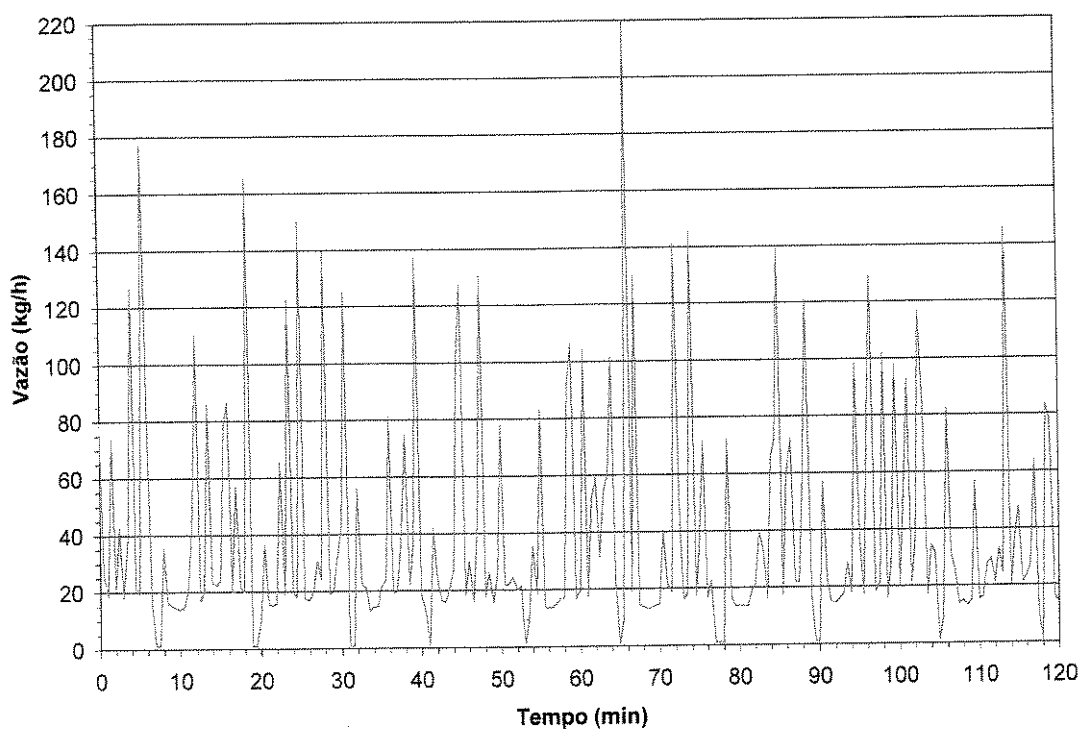


Figura B.62 – Vazão de amônia para o experimento 8

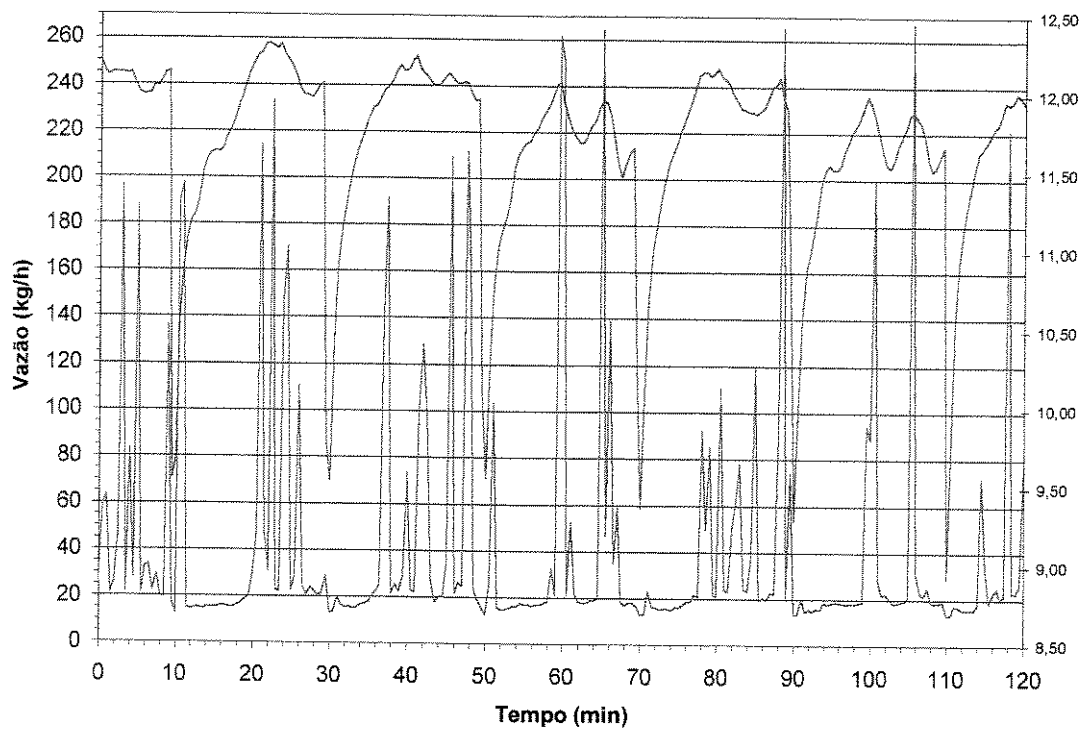


Figura B.63 – Vazão de amônia para o experimento 9

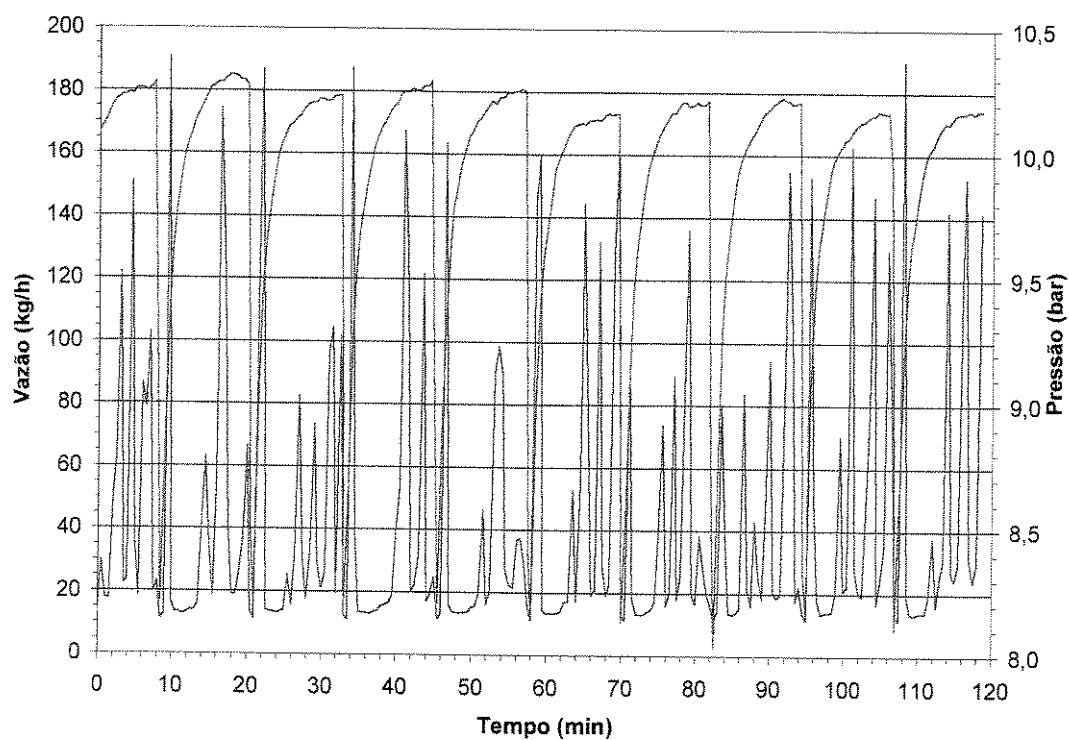


Figura B.64 – Vazão de amônia para o experimento 10

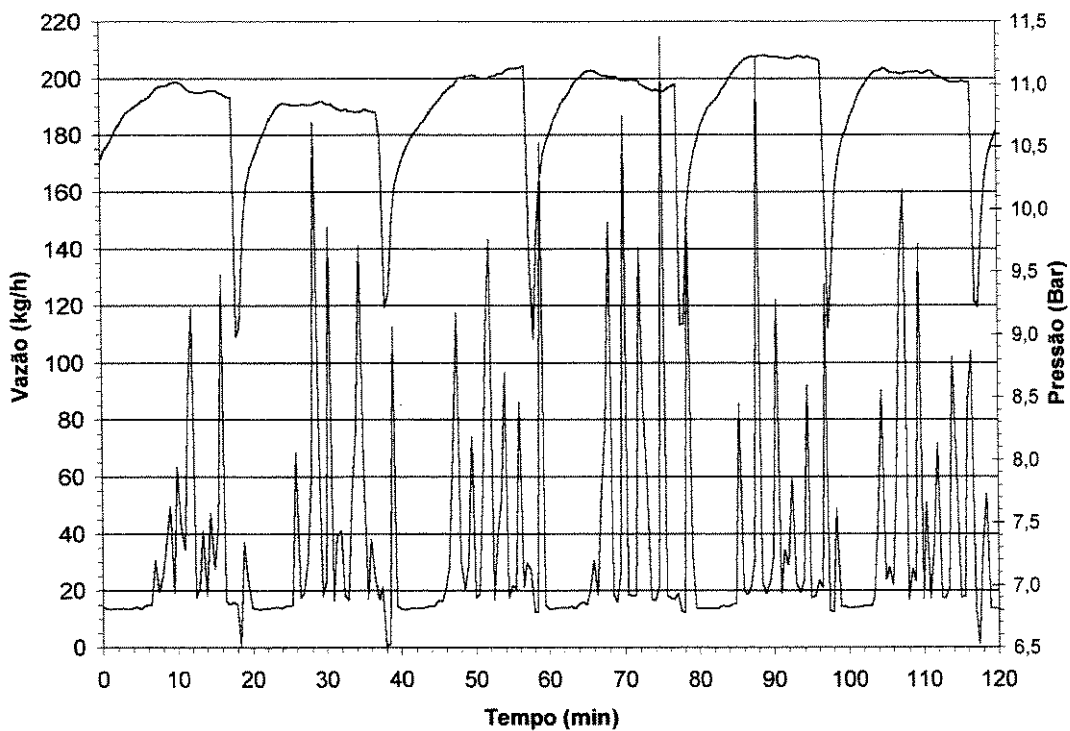


Figura B.65 – Vazão de amônia para o experimento 11

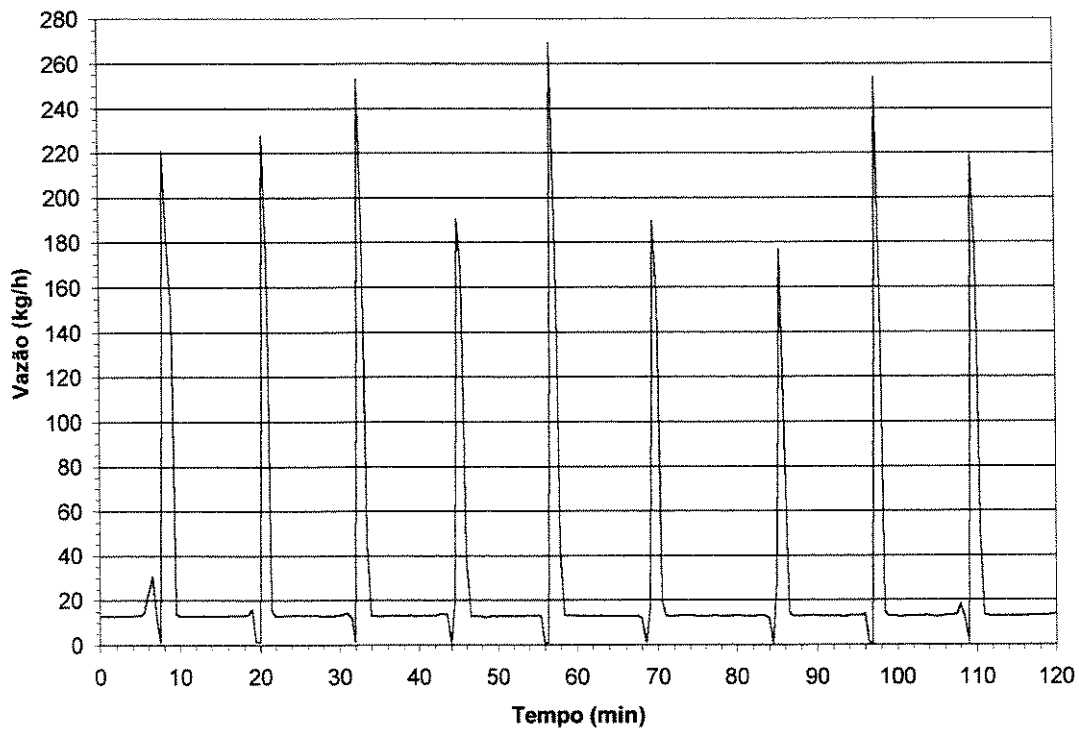


Figura B.66 – Vazão de amônia para o experimento 12

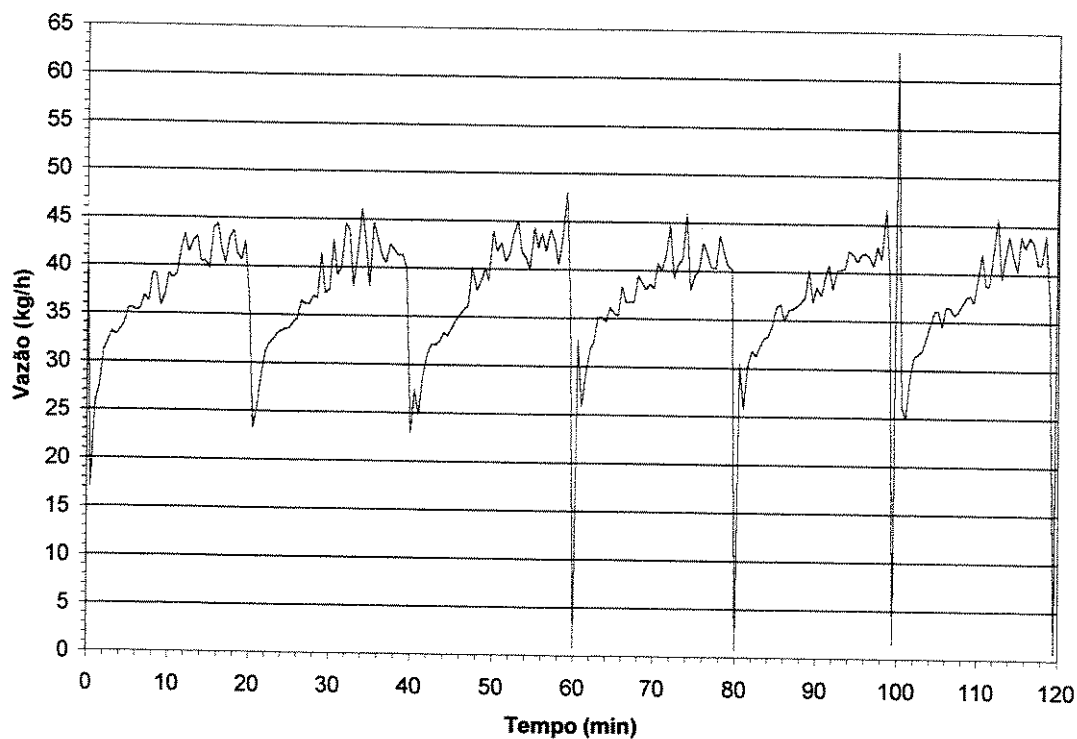


Figura B.67 – Vazão de amônia para o experimento 13

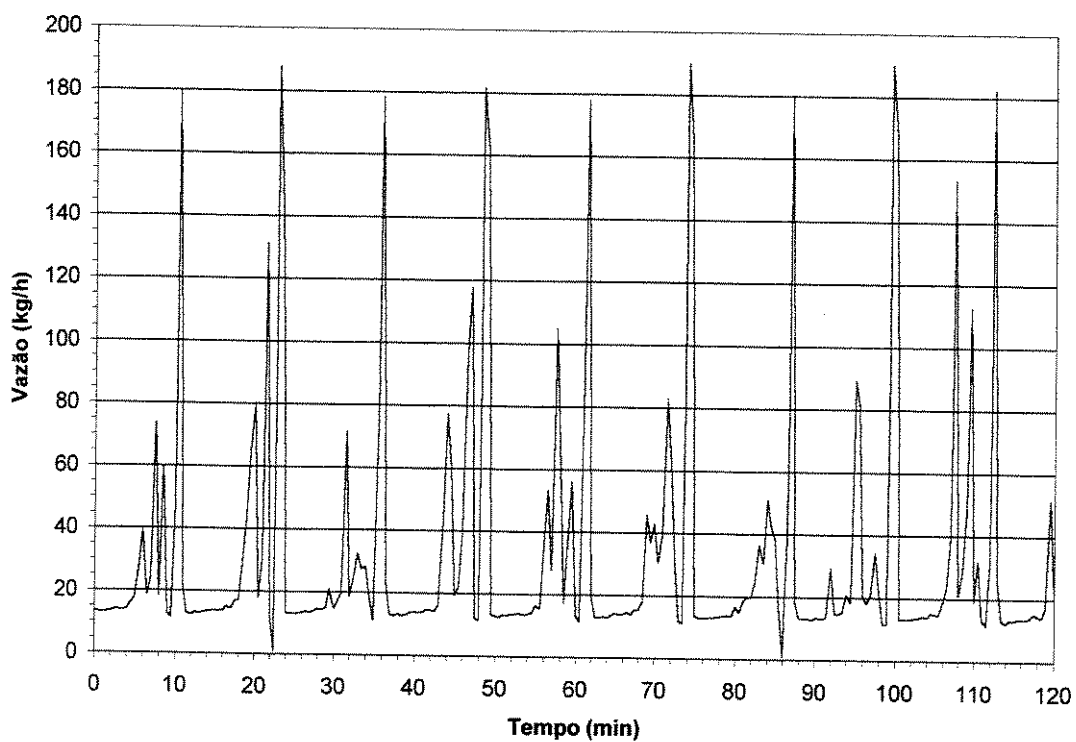


Figura B.68 – Vazão de amônia para o experimento 14

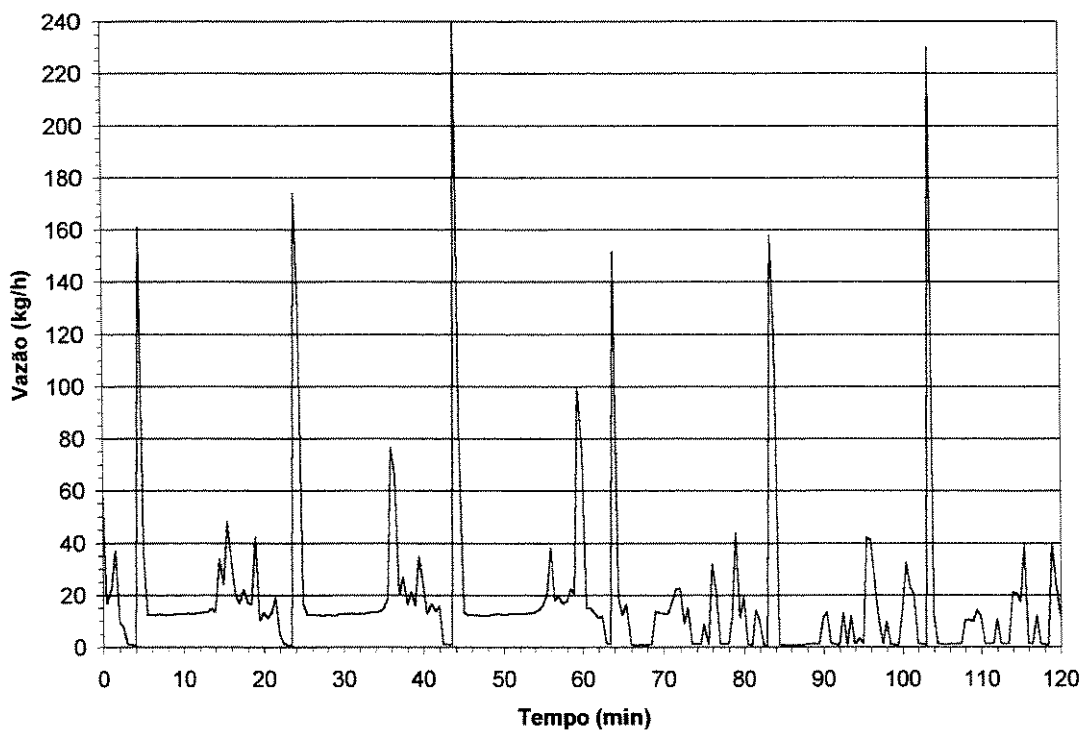


Figura B.69 – Vazão de amônia para o experimento 15

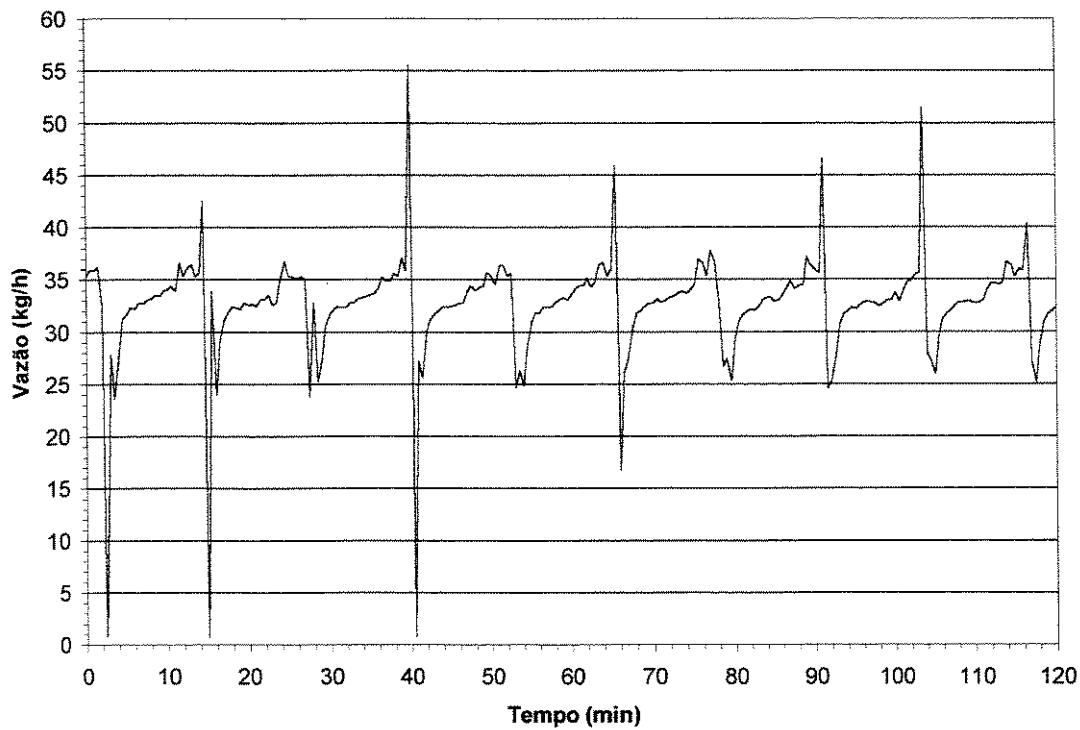


Figura B.70 – Vazão de amônia para o experimento 16

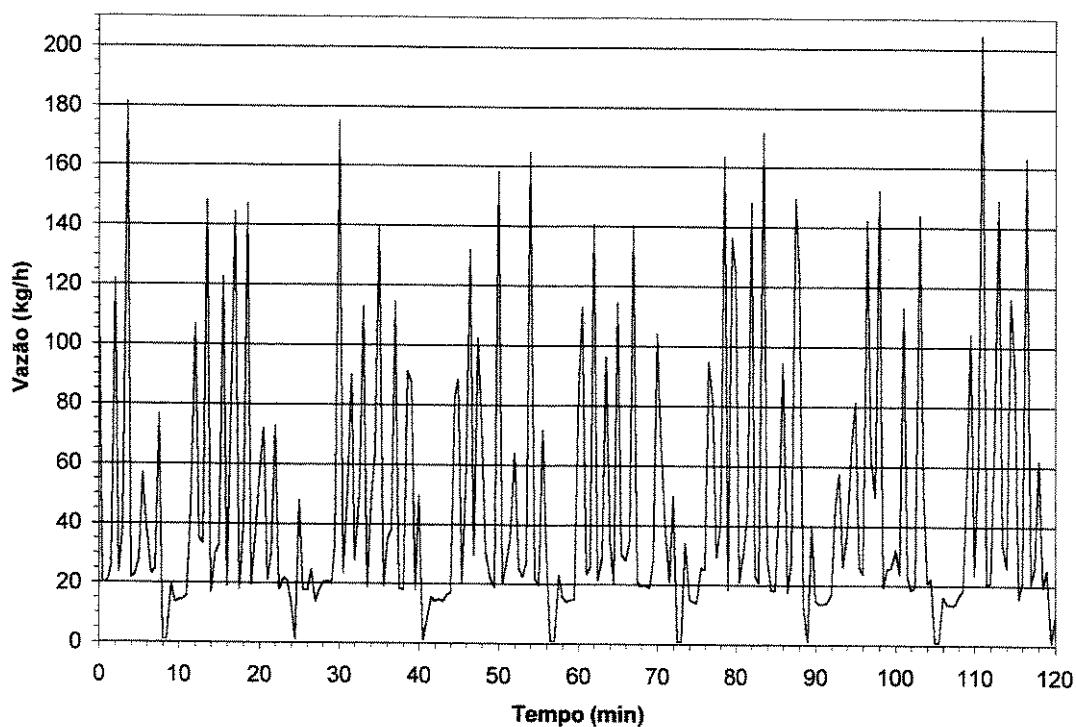


Figura B.71 – Vazão de amônia para o experimento 17

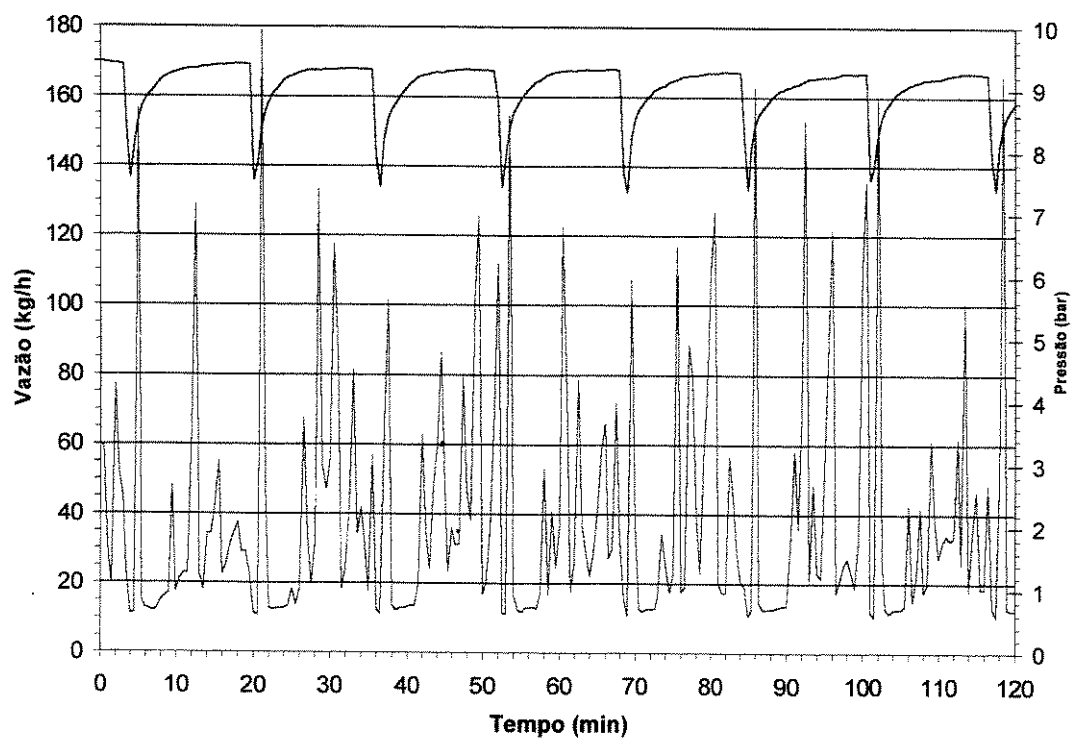


Figura B.72 – Vazão de amônia para o experimento 18

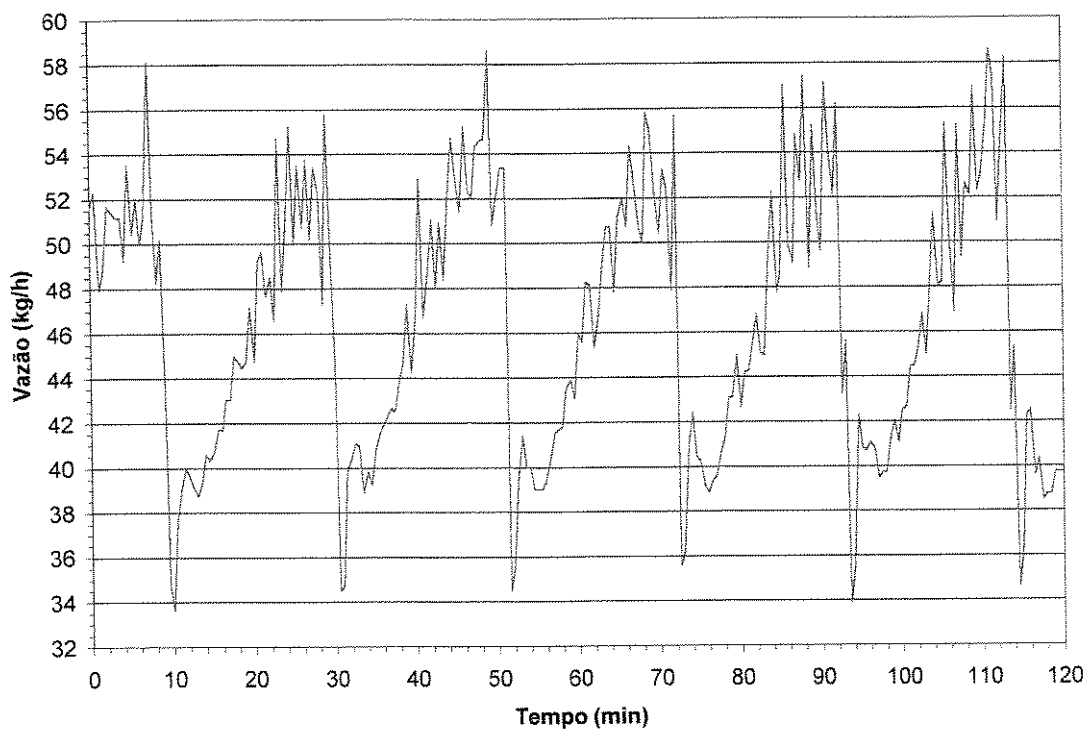


Figura B.73 – Vazão de amônia para o experimento 19

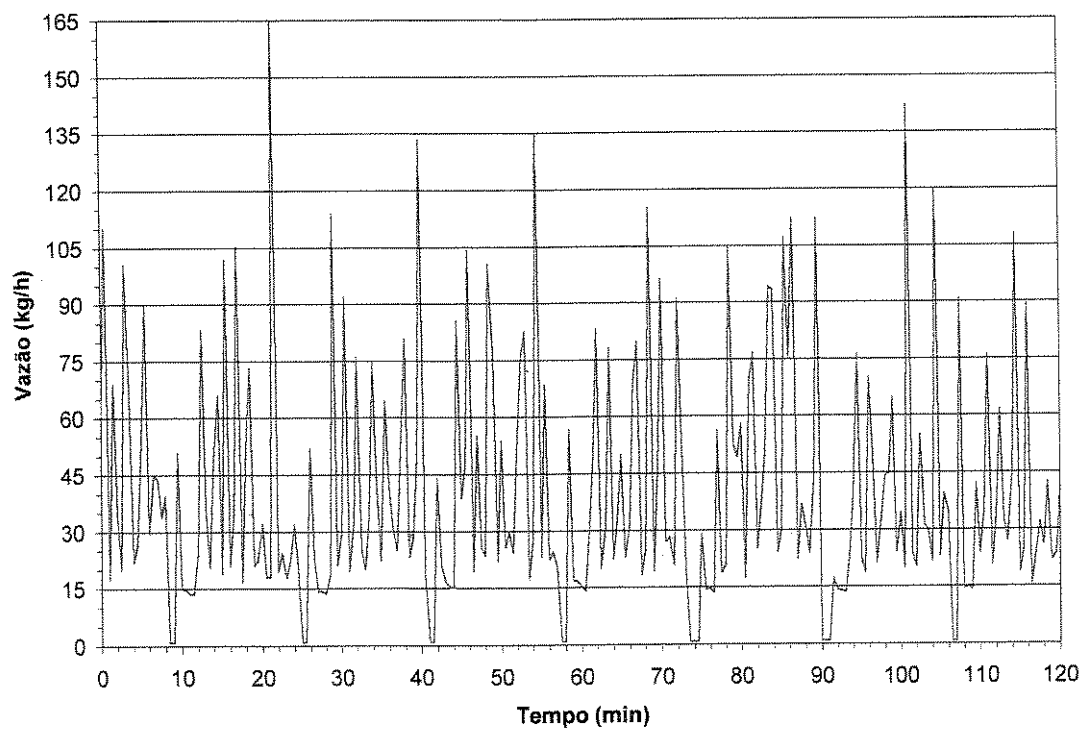


Figura B.74 – Vazão de amônia para o experimento 20

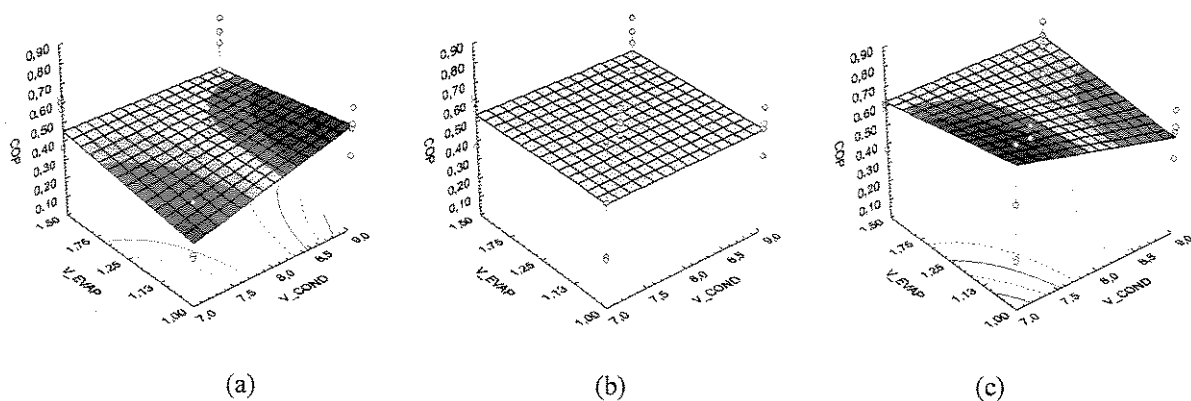


Figura B.75 – Relação entre vazão de água no evaporador, Vazão de água no condensador e o COP para tempo de ciclo de 10 min e para Pressão do vapor igual a (a) 1,5 kgf/cm², (b) 2 kgf/cm², (c) 2,5 kgf/cm²

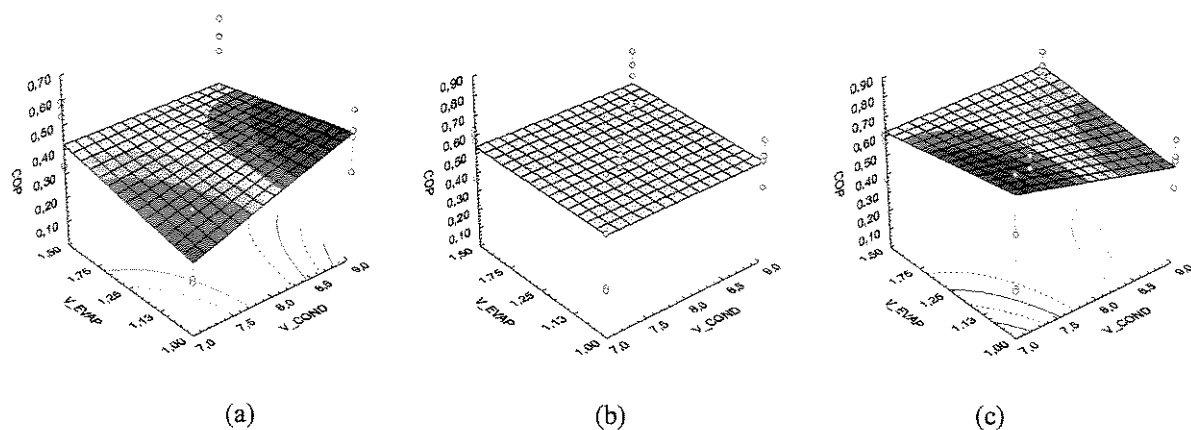


Figura B.76 – Relação entre vazão de água no evaporador, Vazão de água no condensador e o COP para tempo de ciclo de 15 min e para Pressão do vapor igual a (a) 1,5 kgf/cm², (b) 2 kgf/cm², (c) 2,5 kgf/cm²

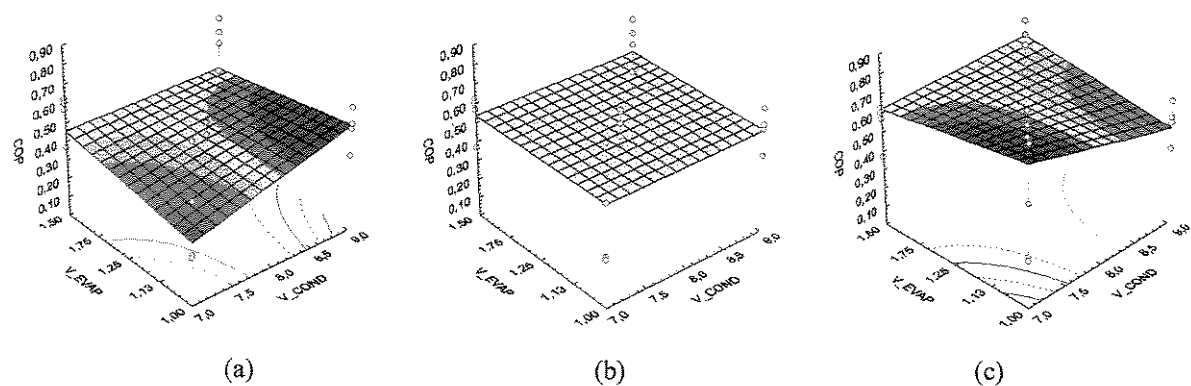


Figura B.77 – Relação entre vazão de água no evaporador, Vazão de água no condensador e o COP para tempo de ciclo de 20 min e para Pressão do vapor igual a (a) 1,5 kgf/cm², (b) 2 kgf/cm², (c) 2,5 kgf/cm²

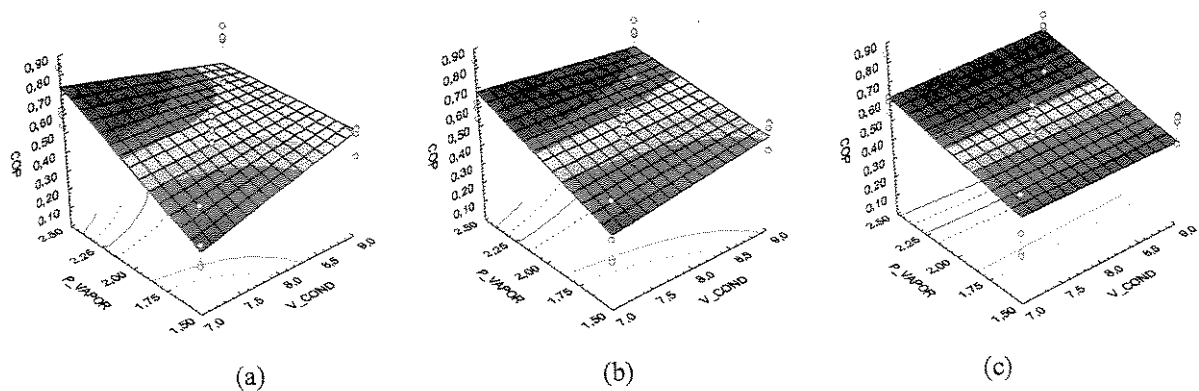


Figura B.78 – Relação entre vazão de água no condensador, pressão de vapor de água no gerador e COP para tempo de ciclo de 10 min e para vazão no evaporador de (a) 1,0 m³/h, (b) 1,25 m³/h e (c) 1,5 m³/h.

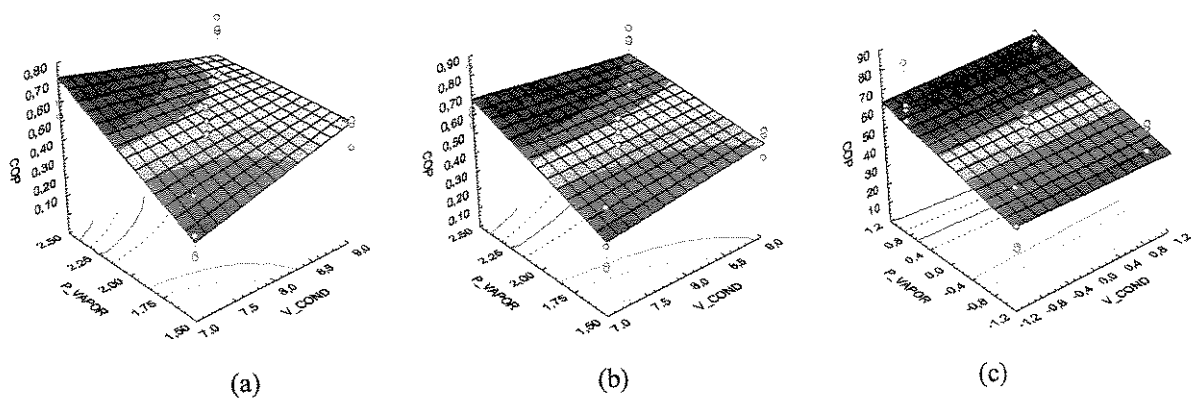


Figura B.79 – Relação entre vazão de água no condensador, pressão de vapor de água no gerador e COP para tempo de ciclo de 15 min e para vazão no evaporador de (a) 1,0 m³/h, (b) 1,25 m³/h e (c) 1,5 m³/h.

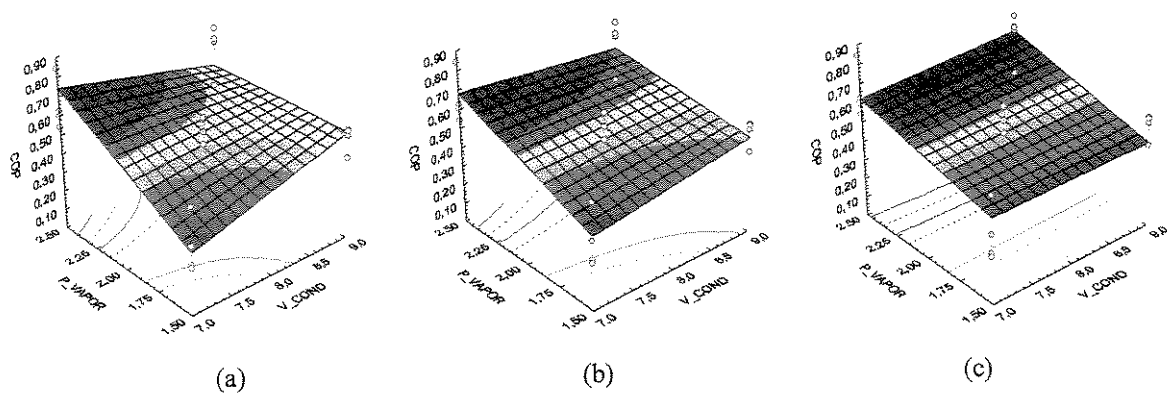


Figura B.80 – Relação entre vazão de água no condensador, pressão de vapor de água no gerador e COP para tempo de ciclo de 20 min e para vazão no evaporador de (a) 1,0 m³/h, (b) 1,25 m³/h e (c) 1,5 m³/h.

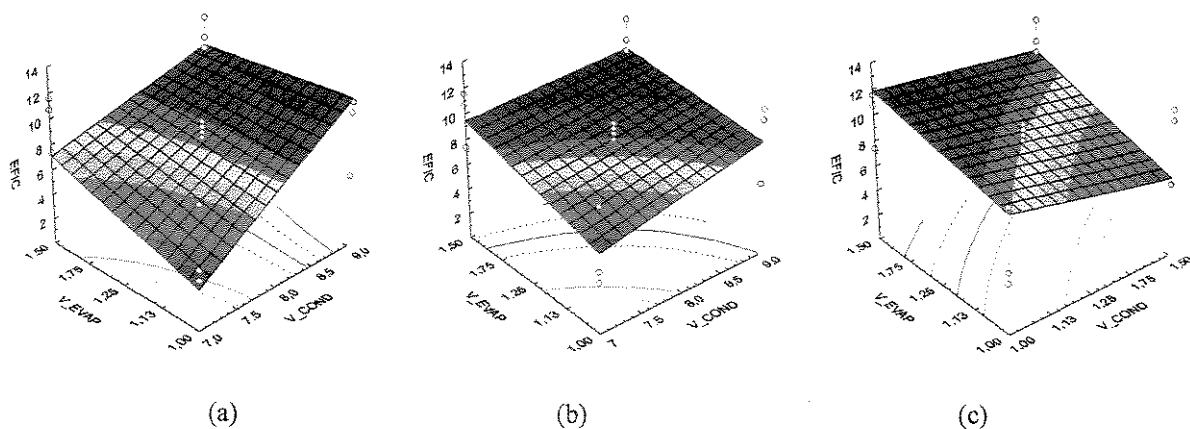


Figura B.81 – Relação entre vazão de água no evaporador, Vazão de água no condensador e eficiência exergética para tempo de ciclo de 10 min e para Pressão do vapor igual a (a) 1,5 kgf/cm², (b) 2 kgf/cm², (c) 2,5 kgf/cm²

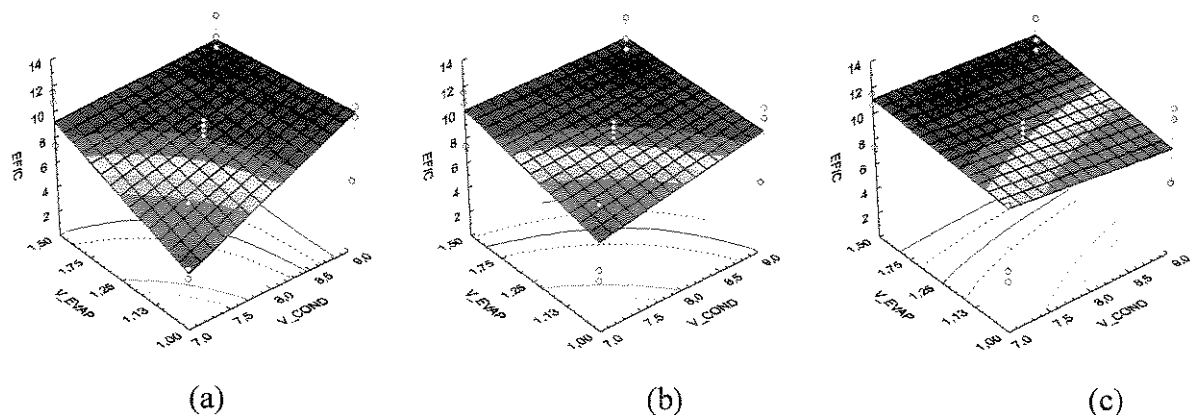


Figura B.82 – Relação entre vazão de água no evaporador, Vazão de água no condensador e eficiência exergética para tempo de ciclo de 15 min; para Pressão do vapor igual a (a) 1,5 kgf/cm², (b) 2,0 kgf/cm² e (c) 2,5 kgf/cm².

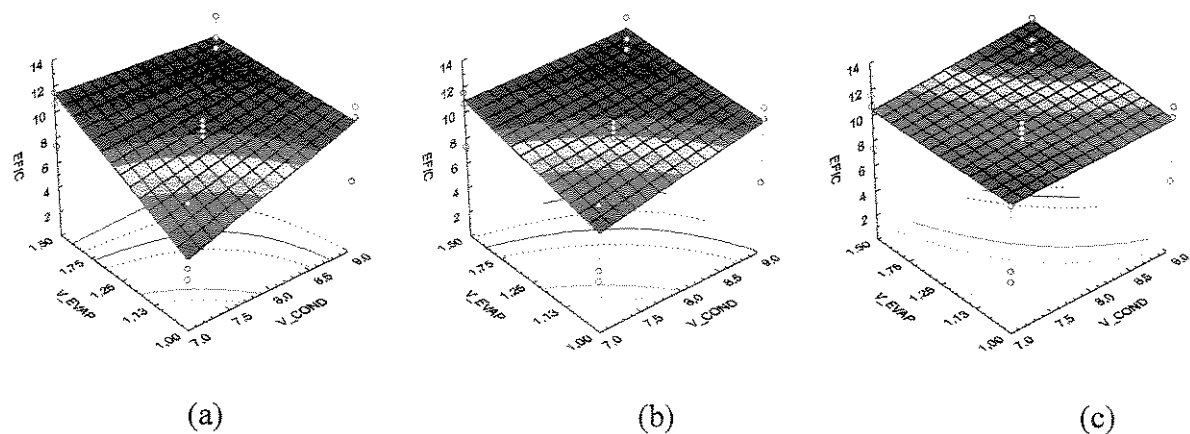


Figura B.83 – Relação entre vazão de água no evaporador, Vazão de água no condensador e eficiência exergética para tempo de ciclo de 20 min e para Pressão do vapor igual a (a) 1,5 kgf/cm², (b) 2,0 kgf/cm² e (c) 2,5 kgf/cm².

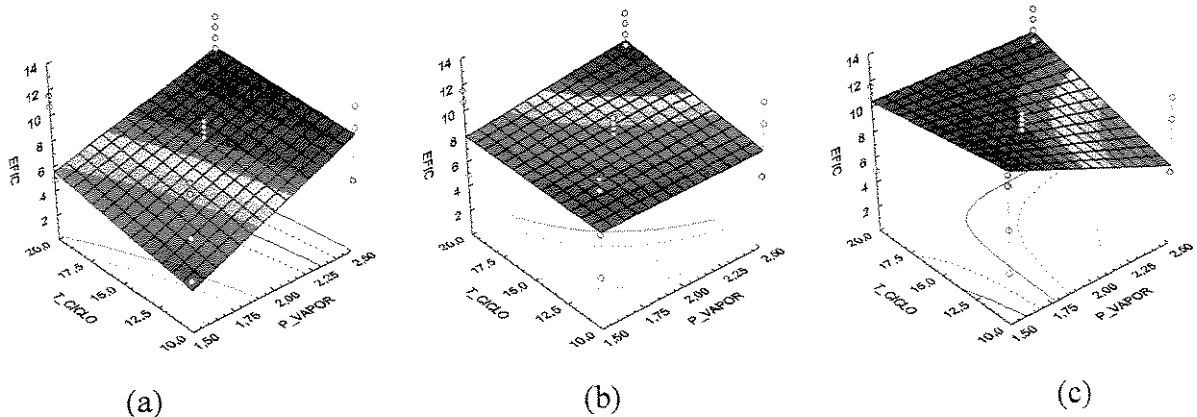


Figura B.84 – Relação entre Pressão do vapor de água no gerador, tempo de ciclo e eficiência exergetica para vazão no evaporador de $1,0 \text{ m}^3/\text{h}$ e para vazão no condensador de (a) $7,0 \text{ m}^3/\text{h}$, (b) $8 \text{ m}^3/\text{h}$ e (c) $9 \text{ m}^3/\text{h}$.

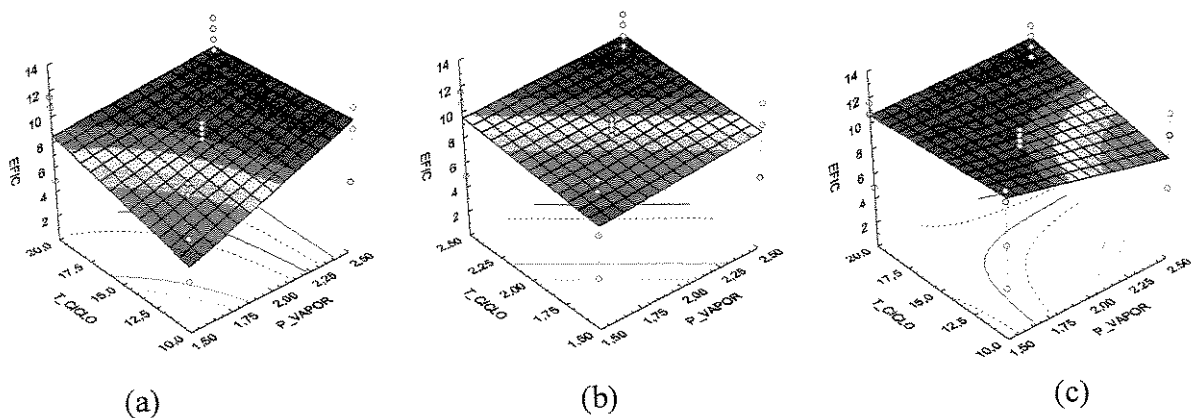


Figura B.85 – Relação entre Pressão do vapor de água no gerador, tempo de ciclo e eficiência exergetica para vazão no evaporador de $1,25 \text{ m}^3/\text{h}$ e para vazão no condensador de (a) $7,0 \text{ m}^3/\text{h}$, (b) $8 \text{ m}^3/\text{h}$ e (c) $9 \text{ m}^3/\text{h}$.

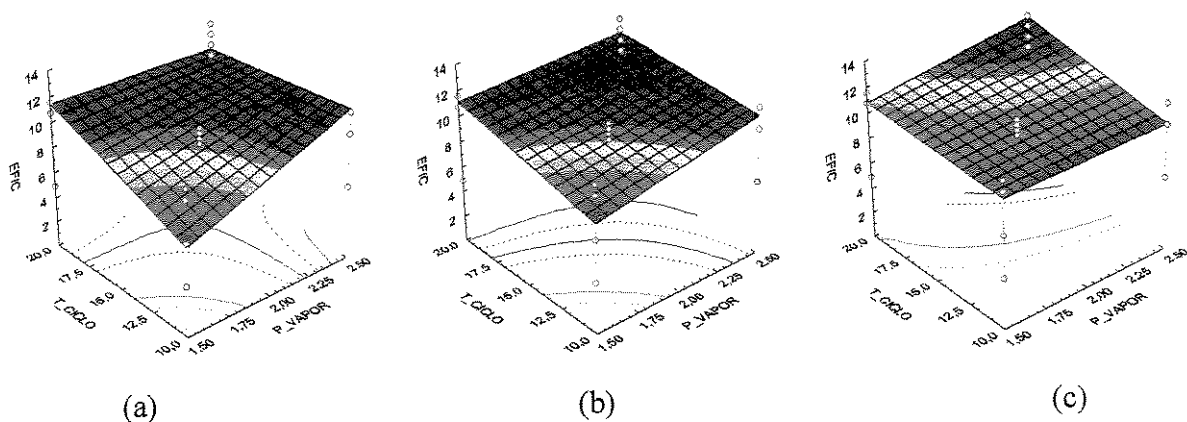


Figura B.86 – Relação entre Pressão do vapor de água no gerador, tempo de ciclo e eficiência exergetica para vazão no evaporador de $1,5 \text{ m}^3/\text{h}$ e para vazão no condensador de (a) $7,0 \text{ m}^3/\text{h}$, (b) $8 \text{ m}^3/\text{h}$ e (c) $9 \text{ m}^3/\text{h}$.

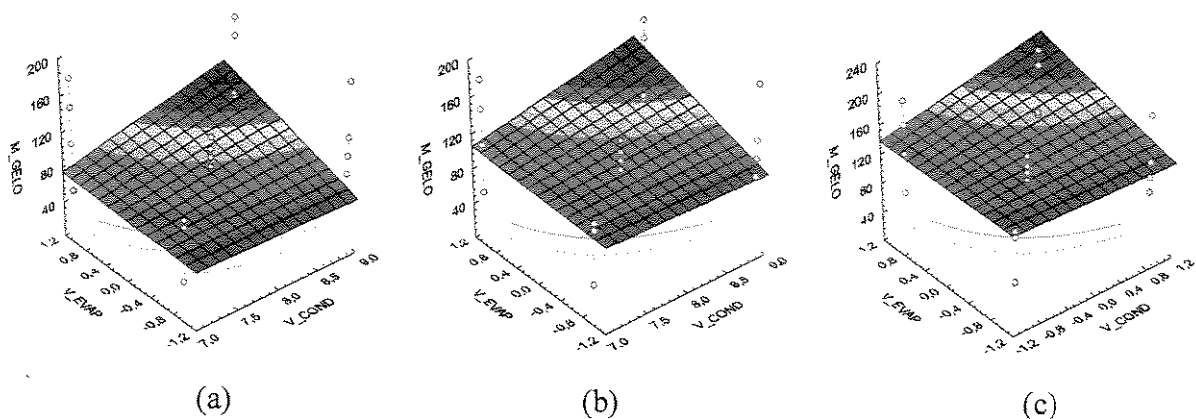


Figura B.87—Relação entre vazão de água no evaporador, vazão de água no condensador e taxa de produção de gelo para tempo de ciclo de 10 min; para Pressão do vapor igual a (a) 1,5 kgf/cm², (b) 2,0 kgf/cm² e (c) 2,5 kgf/cm².

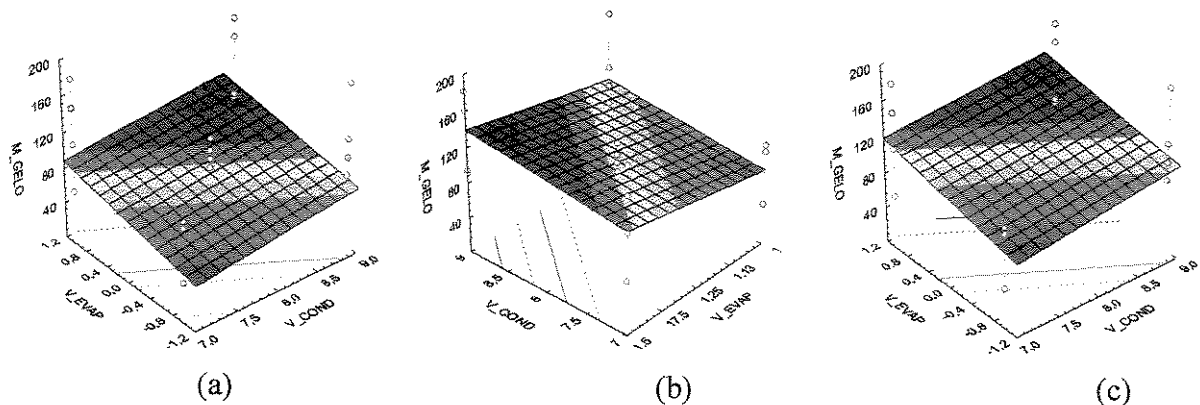


Figura B.88—Relação entre vazão de água no evaporador, vazão de água no condensador e taxa de produção de gelo para tempo de ciclo de 15min; para Pressão do vapor igual a (a) 1,5kgf/cm², (b) 2,0kgf/cm² e (c) 2,5kgf/cm².

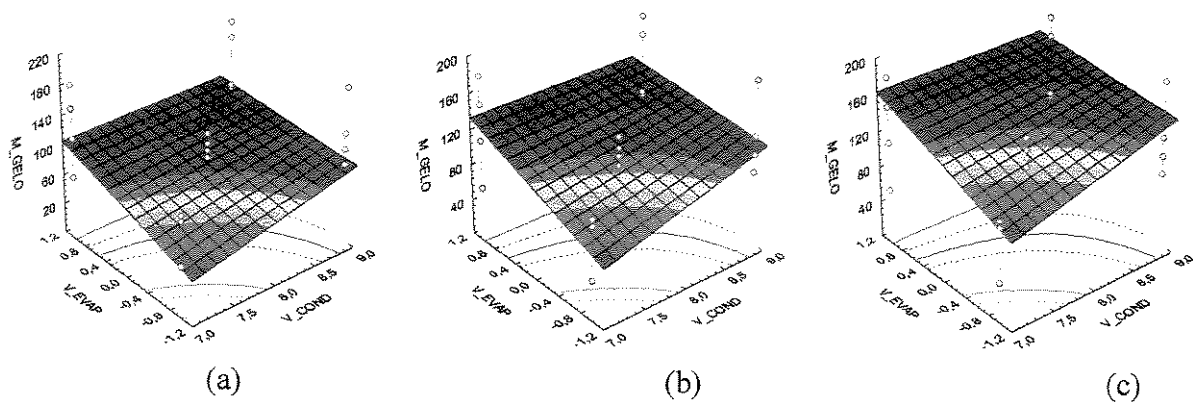


Figura B.89—Relação entre vazão de água no evaporador, vazão de água no condensador e taxa de produção de gelo para tempo de ciclo de 20min; para Pressão do vapor igual a (a) 1,5kgf/cm², (b) 2,0kgf/cm² e (c) 2,5kgf/cm².

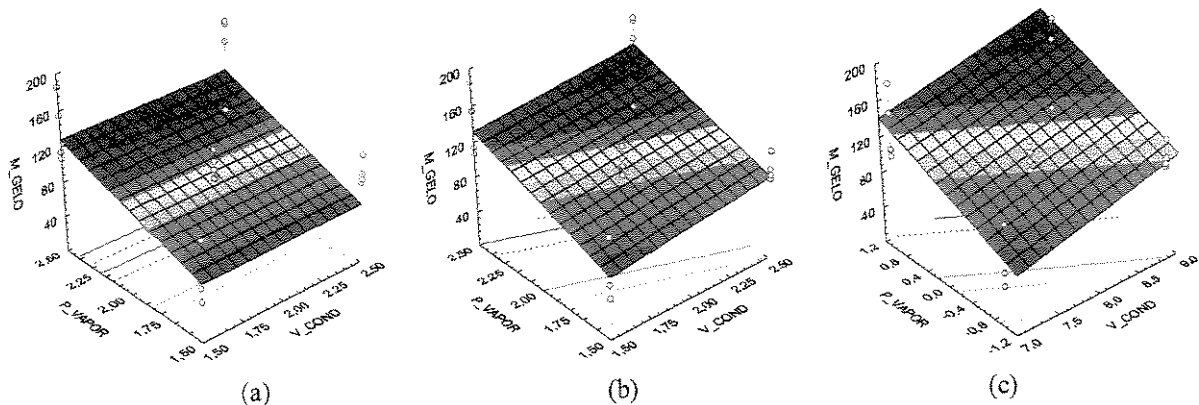


Figura B.90 – Relação entre vazão de água no condensador, pressão de vapor de água no gerador (kgf/cm^2) e taxa de produção de gelo para tempo de ciclo de 10 min e para vazão no evaporador de (a) $1,0\text{m}^3/\text{h}$, (b) $1,25\text{m}^3/\text{h}$ e (c) $1,5\text{m}^3/\text{h}$.

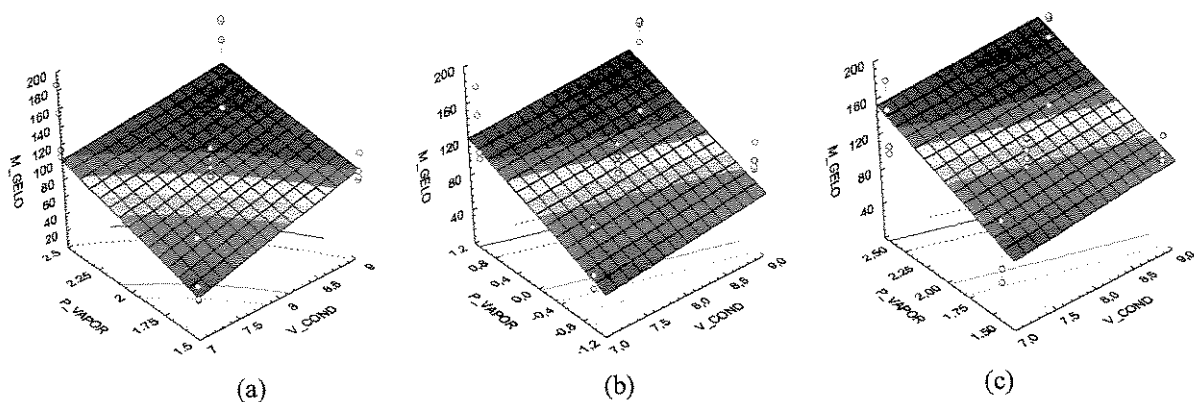


Figura B.91 – Relação entre vazão de água no condensador, pressão de vapor de água no gerador e taxa de produção de gelo para tempo de ciclo de 15 min e para vazão no evaporador de (a) $1,0\text{m}^3/\text{h}$, (b) $1,25\text{m}^3/\text{h}$ e (c) $1,5\text{m}^3/\text{h}$.

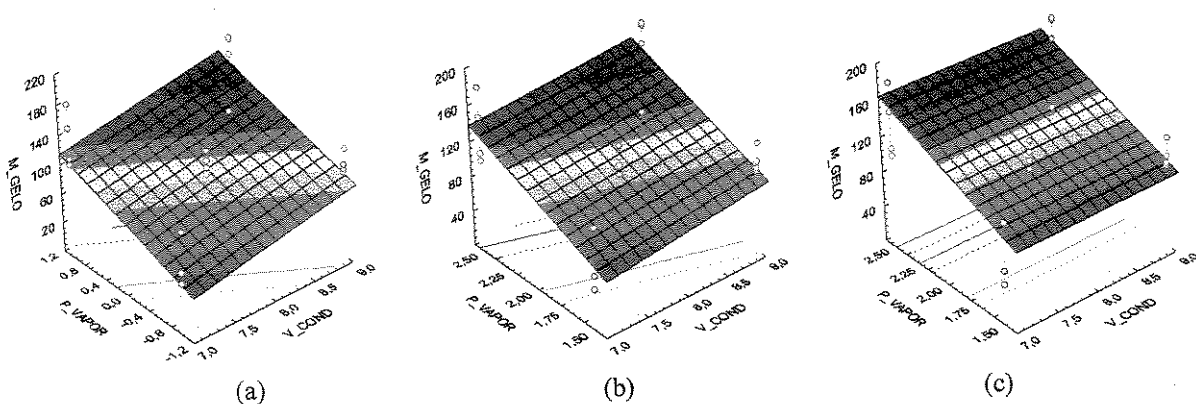


Figura B.92 – Relação entre vazão de água no condensador, pressão de vapor de água no gerador e taxa de produção de gelo para tempo de ciclo de 20 min e para vazão no evaporador de (a) $1,0\text{m}^3/\text{h}$, (b) $1,25\text{m}^3/\text{h}$ e (c) $1,5\text{m}^3/\text{h}$.

Apêndice C

Resultados para cada experimento

As tabelas abaixo mostram valores de interesse no sistema obtidos em cada experimento. A coluna com o símbolo $\dot{Q}$ ou $\dot{W}$ representa que se está considerando o calor trocado ou a potência de acordo como componente em questão.

Os valores dos erros de medida associado a cada grandeza está apresentado no capítulo 4.

A tabela correspondente ao experimento 1 está apresentada no capítulo 5.

Tabela C.1 – Propriedades de interesse das soluções de amônia nos componentes do sistema para experimento 2

Componente			T (°C)	P* (bar)	$\dot{m}$ (kg/h)	h (kJ/kg)	S (KJ/kg-K)	ex (kJ/kg)	ξ	ζ	Δh (kJ/kg)	$\dot{Q}$ ou $\dot{W}$ (kW)	$\Delta \dot{Q}$ (kW)	$\dot{I}$ (kW)	
Evaporador	NH ₃	Entrada	11	10,4	69,0	-3,97	0,1857	263,06	0,9219	L. Sat.	874,33	16,76	0,17	1,31	
		Saída	1	3,0	69,0	870,36	3,4499	164,19	0,9219	0,719					
	água gelo	Entrada	1	1,0	177	4,69	0,0156	4,62			-337,69	-16,59			
		Saída	0	1,0	177	-333,00	-1,2200	35,32							
Resfriador de amônia	Líquido	Entrada	22	10,4	69,0	45,33	0,3559	261,62	0,9219	L. Sat.	-49,30	-0,95	2,17	0,17	
		Saída	11	10,4	69,0	-3,97	0,1857	263,06	0,9219	L. Sat.					
	Vapor	Entrada	1	3,0	69,0	870,36	3,4499	164,19	0,9219	0,719	162,31	3,11			
		Saída	13	3,0	69,0	1032,66	4,0294	153,70	0,9219	0,8122					
Reservatório de amônia		Entrada	28	10,4	69,0	74,53	0,4539	261,61	0,9219	L. Sat.	-853,98	-16,37	0,56	0,0002	
		Saída	22	10,4	69,0	45,33	0,3559	261,62	0,9219	L. Sat.					
Condensador		Entrada	36	10,4	69,0	899,30	3,1579	280,20	0,9219	0,6816	-824,77	-15,81		0,36	
		Saída	28	10,4	69,0	74,53	0,4539	261,61	0,9219						
Coluna + gerador	SR	Entrada	78	10,4	635,4	116,95	0,9679	26,47	0,4216			60,73	-0,61	6,05	
	SP	Saída	106	10,4	566,4	407,62	1,7363	74,69	0,3606	0,1047					
	NH ₃	Saída	36	10,4	69,0	899,30	3,1579	280,20	0,9219	0,6816					
	V. H ₂ O Sat.	Entrada	127	2,5	101,4	2709,48	7,0416	614,60			-2177,78	-61,34			
	Liq. Sat.	Saída	127	2,5	101,4	531,70	1,5972	60,08							
	Resfriador da coluna	Entrada	36	10,4	635,4	-71,62	0,3964	8,28	0,4216		37,72	6,66			
		Saída	45	10,4	635,4	-33,90	0,5167	10,12	0,4216						
	Resfriador de SP		Entrada	52	10,4	566,4	13,72	0,6429	6,76	0,3606		-77,82	-12,24		
Saída			34	10,4	566,4	-64,10	0,3969	2,28	0,3606						
Recuperador de calor	SP	Entrada	96	10,4	566,4	264,63	1,3561	45,03	0,3606	0,036	-254,63	-40,06	-13,44	3,19	
		Saída	51	10,4	566,4	10,00	0,6315	6,45	0,3606						
	SR	Entrada	45	10,4	635,4	-33,90	0,5167	10,12	0,4216		150,85	26,63			
		Saída	78	10,4	635,4	116,95	0,9679	26,47	0,4216						
Absorvedor Reserv. SR	SP	Entrada	51	10,4	566,4	10,00	0,6315	6,45	0,3606		35,46		2,70		
	NH ₃	Entrada	13	3,0	69,0	1032,66	4,0294	153,70	0,9219	0,8122					
	SR	Saída	34	3,0	635,4	-79,81	0,3727	7,17	0,4216						
Bomba	Líquido	Entrada	34	3,0	635,4	-79,81	0,3727	7,17	0,4216		8,19	1,45		0,20	
		Saída	36	10,4	635,4	-71,62	0,3964	8,28	0,4216						

* Para vapor de água a pressão é medida em kgf/cm² pois o manômetro instalado na linha de vapor é calibrado nesta escala.

Tabela C.2 – Propriedades de interesse das soluções de amônia nos componentes do sistema para experimento 3

Componente			T (°C)	P (bar)	$\dot{m}$ (kg/h)	h (kJ/kg)	S (KJ/kg-K)	ex (kJ/kg)	ξ	ζ	Δh (kJ/kg)	$\dot{Q}$ ou $\dot{W}$ (kW)	$\Delta \dot{Q}$ (kW)	$\dot{I}$ (kW)	
Evaporador	NH ₃	Entrada	14	11,0	33,1	8,04	0,2274	262,65	0,9218		924,56	8,50	2,12	0,5337	
		Saída	7	3,4	33,1	932,60	3,6270	173,62	0,9218	0,7532					
	Água	Entrada	0	1,0	68	1,70	0,0065	4,36			-334,70	-6,37			
		Saída	0	1,0	68	-333,00	-1,2200	35,32							
Resfriador de amônia	Líquido	Entrada	22	11,0	33,1	46,59	0,3598	261,72	0,9218		-38,56	-0,35	0,66	0,0352	
		Saída	14	11,0	33,1	8,04	0,2274	262,65	0,9218						
	Vapor	Entrada	7	3,4	33,1	932,60	3,6270	173,62	0,9218	0,7532	110,87	1,02			
		Saída	17	3,4	33,1	1043,46	4,0148	168,85	0,9218	0,8136					
Reservatório de amônia		Entrada	28	11,0	33,1	75,28	0,4560	261,72	0,9218		-573,90	-5,27	0,26	0,0001	
		Saída	22	11,0	33,1	46,59	0,3598	261,72	0,9218						
Condensador		Entrada	33	11,0	33,1	620,49	2,2388	32,95	0,9218	0,4538	-545,21	-5,01		2,1027	
		Saída	28	11,0	33,1	75,28	0,4560	261,72	0,9218						
Coluna + gerador	SR	Entrada	67	11,0	626,2	69,24	0,8268	17,85	0,4081		-35,14	21,70	-4,34	3,5138	
		SP	Saída	88	11,0	593,1	170,18	1,1061	29,23	0,3794					
		NH ₃	Saída	33	11,0	33,1	620,49	2,2388	275,41	0,9218					0,4538
		V. H ₂ O Sat.	Entrada	111	1,5	42,2	2686,49	7,2126	540,63			-2222,92			-26,04
			L. sat.	Saída	111	1,5	42,2	463,56	1,4241	43,54					
		Resfriador da coluna	Entrada	33	11,0	626,2	-82,11	0,36	33,13	0,4081		17,25			3,00
	Saída		37	11,0	626,2	-64,86	0,4143	6,74	0,4081						
	Resfriador de SP		Entrada	44	11,0	593,1	-28,74	0,5191	5,34	0,3794		-50,92	-8,39		
Saída			32	11,0	593,1	-79,66	0,3553	3,24	0,3794						
Recuperador de calor	SP	Entrada	81	11,0	593,1	137,43	1,0147	23,76	0,3794		-164,21	-27,05	-3,73	1,0827	
		Saída	44	11,0	593,1	-26,77	0,5253	5,46	0,3794						
	SR	Entrada	37	11,0	626,2	-64,86	0,41	6,74	0,4081		134,10	23,33			
		Saída	67	11,0	626,2	69,24	0,83	17,85	0,4081						
Absorvedor Reserv. SR	SP	Entrada	44	11,0	593,1	-26,77	0,5253	5,46	0,3794			20,37		3,1329	
	NH ₃	Entrada	17	3,4	33,1	1043,46	4,0148	168,85	0,9218						
	SR	Saída	32	3,4	626,2	-87,32	0,3442	32,10	0,4081						
Bomba	líquido	Entrada	32	3,4	626,2	-87,32	0,3442	32,10	0,4081		5,21	0,91		0,1792	
	líquido	Saída	33	11,0	626,2	-82,11	0,3584	33,13	0,4081						

Tabela C.3 – Propriedades de interesse das soluções de amônia nos componentes do sistema para experimento 4

Componente			T (°C)	P (bar)	$\dot{m}$ (kg/h)	h (kJ/kg)	S (KJ/kg-K)	ex (kJ/kg)	ξ	ζ	Δh (kJ/kg)	$\dot{Q}$ ou $\dot{W}$ (kW)	$\Delta \dot{Q}$ (kW)	$\dot{I}$ (kW)	
Evaporador	NH ₃	Entrada	13	9,9	31,6	5,91	0,2206	262,57	0,9219		965,05	8,48	1,70	0,8030	
		Saída	10	3,4	31,6	970,96	3,7637	171,22	0,9219	0,7760					
	Água	Entrada	1	1,0	73	3,05	0,0096	4,78			-336,05	-6,79			
		Saída	0	1,0	730	-333,00	-1,2200	35,32							
Resfriador de amônia	Líquido	Entrada	22	9,9	31,6	47,58	0,3638	261,54	0,9219		-41,67	-0,37	0,25	0,0142	
		Saída	13	9,9	31,6	5,91	0,2206	262,57	0,9219						
	Vapor	Entrada	10	3,4	31,6	970,96	3,7637	171,22	0,9219	0,7760	70,05	0,62			
		Saída	17	3,4	31,6	1041,01	4,0075	168,58	0,9219	0,8126					
Reservatório de amônia		Entrada	28	9,9	31,6	337,72	1,3256	264,90	0,9219	0,2255	-809,46	-7,12	2,55	0,0296	
		Saída	22	9,9	31,6	47,58	0,3638	261,54	0,9219						
Condensador		Entrada	33	9,9	31,6	857,04	3,0323	32,95	0,9219	0,6520	-519,32	-4,57		2,0390	
		Saída	28	9,9	31,6	337,72	1,3256	264,90	0,9219	0,2255					
Coluna + gerador		SR	Entrada	63	9,9	551,3	48,35	0,7703	19,13	0,4324			21,45	-6,44	4,0429
		SP	Saída	82	9,9	519,6	147,73	1,0507	28,40	0,4026	0,0065				
		NH ₃	Saída	33	9,9	31,6	857,04	3,0323	275,37	0,9219	0,6520				
		V. H ₂ O Sat.	Entrada	111	1,5	45,2	2686,49	7,2126	540,63			-2222,92	-27,89		
		L. sat.	Saída	111	1,5	45,2	463,56	1,4241	43,54						
		Resfriador da coluna	Entrada	34	9,9	551,3	-84,72	0,36	33,13	0,4324		15,52	2,38		
			Saída	37	9,9	551,3	-69,20	0,4067	10,01	0,4324					
		Resfriador de SP		Entrada	46	9,9	519,6	-25,52	0,5382	7,96	0,4026		-60,39		
Saída	32			9,9	519,6	-85,90	0,3446	5,29	0,4026						
Recuperador de calor	SP	Entrada	76	9,9	519,6	108,16	0,9388	22,20	0,4026		-134,69	-19,44	-1,44	0,6688	
		Saída	46	9,9	519,6	-26,53	0,5350	7,89	0,4026						
	SR	Entrada	37	9,9	551,3	-69,20	0,41	10,01	0,4324		117,55	18,00			
		Saída	63	9,9	551,3	48,35	0,77	19,13	0,4324						
Absorvedor Reserv.	SP	Entrada	46	9,9	519,6	-26,53	0,5350	7,89	0,4026			19,42		2,2944	
	NH ₃	Entrada	17	3,4	31,6	1041,01	4,0075	168,58	0,9219	0,8126					
	SR	Saída	32	3,4	551,3	-92,07	0,3348	32,10	0,4324						
Bomba	Líquido	Entrada	32	3,4	551,3	-92,07	0,3348	32,10	0,4324		7,35	1,12		0,1577	
		Saída	33	3,4	551,3	551,29	-84,72	0,3563	33,13	0,4324					

Tabela C.4 – Propriedades de interesse das soluções de amônia nos componentes do sistema para experimento 5

Componente			T (°C)	P (bar)	$\dot{m}$ (kg/h)	h (kJ/kg)	S (KJ/kg-K)	ex (kJ/kg)	ξ	ζ	Δh (kJ/kg)	$\dot{Q}$ ou $\dot{W}$ (kW)	$\Delta \dot{Q}$ (kW)	$\dot{i}$ (kW)
Evaporador	NH ₃	Entrada	11	11,43	75,45	0,62	0,1861	267,56	0,9295	L. sat.	920,61	19,29	2,32	2,3706
		Saída	-1	2,77	75,45	921,23	3,6532	154,45	0,9295	0,7563				
	Água	Entrada	2	1,00	179,56	7,43	0,0257	4,36			-340,43	-16,98		
	Gelo	Saída	0	1,00	179,56	-333,00	-1,2200	35,32						
Resfriador de amônia	Líquido	Entrada	26	11,43	75,45	72,59	0,4327	266,00	0,9295	L. sat.	-71,97	-1,51	1,75	0,1846
		Saída	11	11,43	75,45	0,62	0,1861	267,56	0,9295	L. sat.				
	Vapor	Entrada	-1	2,77	75,45	921,23	3,6532	154,45	0,9295	0,7563	155,30	3,25		
		Saída	13	2,77	75,45	1076,53	4,2088	144,09	0,9295	0,8401				
Reservatório de amônia	Entrada	27	11,43	75,45	77,32	0,4484	266,03	0,9295	L. sat.	-923,24	-19,35	0,10	0,0006	
	Saída	26	11,43	75,45	72,59	0,4327	266,00	0,9295	L. sat.					
Condensador	Entrada	42	11,43	75,45	995,84	3,4274	32,95	0,9295	0,7474	-918,52	-19,25		4,8851	
	Saída	27	11,43	75,45	77,32	0,4484	266,03	0,9295	L. sat.					
Coluna + gerador	SR	Entrada	91	11,43	658,83	194,79	1,1559	29,56	0,3363	L. sat.	46,06	-9,21	7,4738	
	SP	Saída	121	11,43	583,38	375,42	1,5830	61,92	0,2596	0,0128				
	NH ₃	Saída	42	11,43	75,45	995,84	3,4274	296,36	0,9295	0,7474				
	V. H ₂ O Sat.	Entrada	127	2,50	91,37	2709,48	7,04	614,60			-2177,78	-55,27		
	L. Sat.	Saída	127	2,50	91,37	531,70	1,60	60,08						
	Resfriador da coluna	Entrada	41	11,43	658,83	-25,11	0,51	33,13	0,3363	L. sat.	49,28	9,02		
		Saída	53	11,43	658,83	24,17	0,6613	6,40	0,3363	L. sat.				
Resfriador de SP	Entrada	61	11,43	583,38	92,65	0,8095	9,77	0,2596	L. sat.	-91,62	-14,85		1,1575	
	Saída	40	11,43	583,38	1,03	0,5262	2,63	0,2596	L. sat.					
Recuperador de calor	SP	Entrada	110	11,43	583,38	309,11	1,4133	46,22	0,2596	L. sat.	-216,17	-35,03	-3,80	1,6632
		Saída	61	11,43	583,38	92,95	0,8104	9,81	0,2596	L. sat.				
	SR	Entrada	53	11,43	658,83	24,17	0,66	6,40	0,3363	L. sat.	170,62	31,23		
		Saída	91	11,43	658,83	194,79	1,16	29,56	0,3363	L. sat.				
Absorvedor Reserv. SR	SP	Entrada	61	11,43	583,38	92,95	0,8104	9,81	0,2596	L. sat.	43,79		1,2655	
	NH ₃	Entrada	13	2,77	75,45	1076,53	4,2088	144,09	0,9295	0,8401				
	SR	Saída	40	2,77	658,83	-33,66	0,4833	32,10	0,3363	L. sat.				
Bomba	Líquido	Entrada	40	2,77	658,83	-33,66	0,4833	32,10	0,3363	L. sat.	8,56	1,57		0,1885
	Líquido	Saída	41	11,43	658,83	-25,11	0,5074	33,13	0,3363	L. sat.				

Tabela C.5 – Propriedades de interesse da amônia nos componentes do sistema para experimento 6

Componente			T (°C)	P (bar)	$\dot{m}$ (kg/h)	h (kJ/kg)	S (KJ/kg-K)	ex (kJ/kg)	ξ	ζ	Δh (kJ/kg)	$\dot{Q}$ ou $\dot{W}$ (kW)	$\Delta \dot{Q}$ (kW)	$\dot{I}$ (kW)
Evaporador	NH ₃	Entrada	10	11,01	35,84	0,47	0,1724	271,48	0,9360	L. sat.	553,44	5,51	0,11	0,5182
		Saída	0	3,82	35,84	553,91	2,2032	219,43	0,9360	0,4720				
	Água	Entrada	1	1,00	57,45	5,37	0,0181	4,55			-338,37	-5,40		
	Gelo	Saída	0	1,00	57,45	-333,00	-1,2200	35,32						
Resfriador de amônia	Líquido	Entrada	24	11,01	35,84	66,99	0,4016	269,67	0,9360	L. sat.	-66,52	-0,66	3,83	-0,3215
		Saída	10	11,01	35,84	0,47	0,1724	271,48	0,9360	L. sat.				
	Vapor	Entrada	0	3,82	35,84	553,91	2,2032	219,43	0,9360	0,4720	451,66	4,50		
		Saída	10	3,82	35,84	1005,56	3,8324	185,33	0,9360	0,7989				
Reservatório de amônia	Entrada	26	11,01	35,84	75,81	0,4311	269,67	0,9360	L. sat.		-957,06	-9,53	0,09	0,0000
	Saída	24	11,01	35,84	66,99	0,4016	269,67	0,9360	L. sat.					
Condensador	Entrada	40	11,01	35,84	1024,05	3,5223	32,95	0,9360	0,7706		-948,24	-9,44		-2,3568
	Saída	26	11,01	35,84	75,81	0,4311	269,67	0,9360	L. sat.					
Coluna + gerador	SR	Entrada	84	11,01	423,88	224,43	1,2730	40,79	0,4477	0,0619			-0,49	5,6595
	SP	Saída	114	11,01	388,04	603,72	2,2681	116,34	0,4026	0,2136		48,84		
	NH ₃	Saída	40	11,01	35,84	1024,05	3,5223	296,30	0,9360	0,7706				
	V. H ₂ O Sat.	Entrada	127	2,50	81,55	2709,48	7,04163	614,60	1,0000	V. sat.	-2177,78	-49,33		
	L. sat.	Saída	127	2,50	81,55	531,70	1,59718	60,08	0,0000	L. sat.				
	Resfriador da coluna	Entrada	39	11,01	423,88	-62,20	0,43096	33,13	0,4477	L. sat.	54,22	6,38		
		Saída	51	11,01	423,88	-7,98	0,6014	8,65	0,4477	L. sat.				
Resfriador de SP	Entrada	63	11,01	388,04	51,18	0,7720	9,86	0,4026	L. sat.		-109,26	-11,78		0,9285
	Saída	38	11,01	388,04	-58,08	0,4344	1,25	0,4026	L. sat.					
Recuperador de calor	SP	Entrada	102	11,01	388,04	412,93	1,7700	74,05	0,4026	0,1270	-363,63	-39,20	-11,83	3,1572
		Saída	63	11,01	388,04	49,31	0,7664	9,65	0,4026	L. sat.				
	SR	Entrada	51	11,01	423,88	-7,98	0,60	8,65	0,4477	L. sat.	232,40	27,36		
		Saída	84	11,01	423,88	224,43	1,27	40,79	0,4477	0,0619				
Absorvedor Reserv. SR	SP	Entrada	63	11,01	388,04	49,31	0,7664	9,65	0,4026	L. sat.			23,10	0,8943
	NH ₃	Entrada	10	3,82	35,84	1005,56	3,8324	185,33	0,9360	0,7989				
	SR	Saída	38	3,82	423,88	-66,04	0,4214	32,10	0,4477	L. sat.				
Bomba	Líquido	Entrada	38	3,82	423,88	-66,04	0,4214	32,10	0,4477	L. sat.	3,85	0,45		0,1213
	Líquido	Saída	39	11,01	423,88	-62,20	0,4310	33,13	0,4477	L. sat.				

Tabela C.6 – Propriedades de interesse da amônia nos componentes do sistema para experimento 7

Componente			T (°C)	P (bar)	$\dot{m}$ (kg/h)	h (kJ/kg)	S (KJ/kg-K)	ex (kJ/kg)	ξ	ζ	Δh (kJ/kg)	$\dot{Q}$ ou $\dot{W}$ (kW)	$\Delta \dot{Q}$ (kW)	$\dot{I}$ (kW)
Evaporador	NH ₃	Entrada	11	10,37	30,75	-3,91	0,1749	266,35	0,9274	L. Sat.	928,72	7,93	0,28	0,8614
		Saída	3	3,11	30,75	924,81	3,6281	165,50	0,9274	0,7538				
	Água	Entrada	1	1,00	81,22	6,29	0,0215	4,46			-339,29	-7,66		
	Gelo	Saída	0	1,00	81,22	-333,00	-1,2200	35,32						
Resfriador de amônia	Líquido	Entrada	24	10,37	30,75	57,87	0,3878	264,65	0,9274	L. Sat.	-61,78	-0,53	0,60	0,0502
		Saída	11	10,37	30,75	-3,91	0,1749	266,35	0,9274	L. Sat.				
	Vapor	Entrada	3	3,11	30,75	924,81	3,6281	165,50	0,9274	0,7538	132,02	1,13		
		Saída	14	3,11	30,75	1056,83	4,0963	157,92	0,9274	0,8267				
Reservatório de amônia	Entrada	25	10,37	30,75	65,29	0,4128	264,63	0,9274	L. Sat.	-889,14	-7,59	0,06	0,0001	
	Saída	24	10,37	30,75	57,87	0,3878	264,65	0,9274	L. Sat.					
Condensador	Entrada	37	10,37	30,75	947,01	3,3049	32,95	0,9274	0,7172	-881,72	-7,53		1,9789	
	Saída	25	10,37	30,75	65,29	0,4128	264,63	0,9274	L. Sat.					
Coluna + gerador	SR	Entrada	77	10,37	655,00	125,29	0,9712	20,16	0,3561	L. Sat.	28,40	-2,84	4,2937	
	SP	Saída	100	10,37	624,25	248,56	1,2973	39,29	0,3280	0,0082				
	NH ₃	Saída	37	10,37	30,75	947,01	3,3049	284,07	0,9274	0,7172				
	V. H ₂ O Sat.	Entrada	111	1,50	50,58	2686,49	7,2126	540,63			-2222,92			-31,23
	L. sat.	Saída	111	1,50	50,58	463,56	1,4241	43,54						
	Resfriador da coluna	Entrada	37	10,37	655,00	-50,70	0,44	33,13	0,3561	L. Sat.	24,03			4,37
		Saída	43	10,37	655,00	-26,67	0,5146	4,33	0,3561	L. Sat.				
Resfriador de SP	Entrada	49	10,37	624,25	11,60	0,6177	4,95	0,3280	L. Sat.	-61,95	-10,74		0,5789	
	Saída	35	10,37	624,25	-50,36	0,4211	1,61	0,3280	L. Sat.					
Recuperador de calor	SP	Entrada	93	10,37	624,25	203,37	1,1755	30,40	0,3280	L. Sat.	-191,77	-33,25	-5,61	1,5332
		Saída	49	10,37	624,25	11,60	0,6177	4,95	0,3280	L. Sat.				
	SR	Entrada	43	10,37	655,00	-26,67	0,51	4,33	0,3561	L. Sat.	151,95	27,65		
		Saída	77	10,37	655,00	125,29	0,97	20,16	0,3561	L. Sat.				
Absorvedor Reserv. SR	SP	Entrada	49	10,37	624,25	11,60	0,6177	4,95	0,3280	L. Sat.	22,15		3,6326	
	NH ₃	Entrada	14	3,11	30,75	1056,83	4,0963	157,92	0,9274	0,8267				
	SR	Saída	35	3,11	655,00	-61,05	0,4071	32,10	0,3561	L. Sat.				
Bomba	líquido	Entrada	35	3,11	655,00	-61,05	0,4071	32,10	0,3561	L. Sat.	10,35	1,88		0,1874
	líquido	Saída	37	10,37	655,00	-50,70	0,4379	33,13	0,3561	L. Sat.				

Tabela C.7 – Propriedades de interesse da amônia nos componentes do sistema para experimento 8

Componente			T (°C)	P (bar)	$\dot{m}$ (kg/h)	h (kJ/kg)	S (KJ/kg-K)	ex (kJ/kg)	ξ	ζ	Δh (kJ/kg)	$\dot{Q}$ ou $\dot{W}$ (kW)	$\Delta \dot{Q}$ (kW)	$\dot{I}$ (kW)		
Evaporador	NH ₃	Entrada	15	10,50	44,99	16,63	0,2506	264,33	0,9254	L. sat.	904,10	11,30	1,36	1,0027		
		Saída	7	3,74	44,99	920,73	3,5520	184,10	0,9254	0,7437						
	Água	Entrada	1	1,00	106,24	3,94	0,0128	4,69			-336,94	-9,94				
		Saída	0	1,00	106,24	-333,00	-1,2200	35,32								
Resfriador de amônia	Líquido	Entrada	25	10,50	44,99	63,44	0,4102	263,55	0,9254	L. sat.	-46,82	-0,59	1,02	0,0563		
		Saída	15	10,50	44,99	16,63	0,2506	264,33	0,9254	L. sat.						
	vapor	Entrada	7	3,74	44,99	920,73	3,5520	184,10	0,9254	0,7437	128,65	1,61				
		Saída	18	3,74	44,99	1049,38	4,0013	178,82	0,9254	0,8167						
Reservatório de amônia		Entrada	26	10,50	44,99	67,59	0,4241	263,56	0,9254	L. sat.	-894,03	-11,17	0,05	0,0001		
		Saída	25	10,50	44,99	63,44	0,4102	263,55	0,9254	L. sat.						
Condensador		Entrada	38	10,50	44,99	957,47	3,3366	32,95	0,9254	0,7235	-889,89	-11,12		2,8822		
		Saída	26	10,50	44,99	67,59	0,4241	263,56	0,9254	L. sat.						
Coluna + gerador	SR	Entrada	76	10,50	696,70	109,97	0,9419	22,63	0,3958	L. sat.		30,67	-6,13	5,3690		
	SP	Saída	94	10,50	651,70	220,87	1,2373	36,40	0,3592	0,0131						
	NH ₃	Saída	38	10,50	44,99	957,47	3,3366	285,07	0,9254	0,7235						
	V. H ₂ O Sat.	Entrada	111	1,50	59,60	2686,49	7,2126	540,63			-2222,92	-36,80				
		L. sat.	Saída	111	1,50	59,60	463,56	1,4241	43,54							
	Resfriador da coluna	Entrada	38	10,50	696,70	-60,15	0,43	33,13	0,3958	L. sat.	23,71	4,59				
		Saída	43	10,50	696,70	-36,44	0,5013	7,58	0,3958	L. sat.						
Resfriador de SP		Entrada	48	10,50	651,70	-3,16	0,5900	5,36	0,3592	L. sat.	-56,36	-10,20		0,5418		
		Saída	35	10,50	651,70	-59,52	0,4110	2,37	0,3592	L. sat.						
Recuperador de calor	SP	Entrada	88	10,50	651,70	175,12	1,1125	27,86	0,3592	L. sat.	-173,04	-31,33	-2,99	1,0903		
		Saída	49	10,50	651,70	2,08	0,6063	5,75	0,3592	L. sat.						
	SR	Entrada	43	10,50	696,70	-36,44	0,50	7,58	0,3958	L. sat.	146,41	28,33				
		Saída	76	10,50	696,70	109,97	0,94	22,63	0,3958	L. sat.						
Absorvedor e Reserv.	SP	Entrada	49	10,50	651,70	2,08	0,6063	5,75	0,3592	L. sat.		27,09		2,9367		
	NH ₃	Entrada	18	3,74	44,99	1049,38	4,0013	178,82	0,9254	0,8167						
	SR	Saída	35	3,74	696,70	-70,27	0,3955	32,10	0,3958	L. sat.						
Bomba	Líquido	Entrada	35	3,74	696,70	-70,27	0,3955	32,10	0,3958	L. sat.	10,12	1,96		0,1993		
	Líquido	Saída	38	10,50	696,70	-60,15	0,4256	33,13	0,3958	L. sat.						

Tabela C.8 – Propriedades de interesse da amônia nos componentes do sistema para experimento 9

Componente			T (°C)	P (bar)	$\dot{m}$ (kg/h)	h (kJ/kg)	S (KJ/kg-K)	ex (kJ/kg)	ξ	ζ	Δh (kJ/kg)	$\dot{Q}$ ou $\dot{W}$ (kW)	$\Delta \dot{Q}$ (kW)	$\dot{I}$ (kW)	
Evaporador	NH ₃	Entrada	11	12,25	89,39	-4,92	0,1789	264,15	0,9231	L. sat.	878,09	21,80	4,36	2,3246	
		Saída	2	3,19	89,39	873,18	3,4381	170,53	0,9231	0,7186					
	Água	Entrada	2	1,00	183,49	9,20	0,0322	4,19			-342,20	-17,44			
		Saída	0	1,00	183,49	-333,00	-1,2200	35,32							
Resfriador de amônia	Líquido	Entrada	26	12,25	89,39	65,18	0,4194	262,54	0,9231	L. sat.	-70,09	-1,74	2,30	0,2024	
		Saída	11	12,25	89,39	-4,92	0,1789	264,15	0,9231	L. sat.					
	Vapor	Entrada	2	3,19	89,39	873,18	3,4381	170,53	0,9231	0,7186	162,71	4,04			
		Saída	14	3,19	89,39	1035,89	4,0166	160,76	0,9231	0,8130					
Reservatório de amônia		Entrada	28	12,25	89,39	74,86	0,4517	262,60	0,9231	L. sat.	-880,85	-21,87	0,24	0,0015	
		Saída	26	12,25	89,39	65,18	0,4194	262,54	0,9231	L. sat.					
Condensador		Entrada	43	12,25	89,39	946,03	3,2556	32,95	0,9231	0,7071	-871,17	-21,63		5,7020	
		Saída	28	12,25	89,39	74,86	0,4517	262,60	0,9231	L. sat.					
Coluna + gerador	SR	Entrada	88	12,25	610,24	169,68	1,1044	29,28	0,3795	L. sat.		48,68	-12,17	7,4499	
	SP	Saída	119	12,25	520,85	372,92	1,5948	63,63	0,2862	0,0233					
	NH ₃	Saída	43	12,25	89,39	946,03	3,2556	297,77	0,9231	0,7071					
	V. H ₂ O Sat.	Entrada	127	2,50	100,59	2709,48	7,0416	614,60			-2177,78	-60,85			
	L. sat.	Saída	127	2,50	100,59	531,70	1,5972	60,08							
	Resfriador da coluna	Entrada	42	12,25	610,24	-35,85	0,50	33,13	0,3795	L. sat.	43,67	7,40			
		Saída	52	12,25	610,24	7,82	0,6326	8,08	0,3795	L. sat.					
Resfriador de SP		Entrada	64	12,25	520,85	91,71	0,8296	10,57	0,2862	L. sat.	-104,48	-15,12		1,2306	
		Saída	39	12,25	520,85	-12,77	0,5077	2,06	0,2862	L. sat.					
Recuperador de calor	SP	Entrada	107	12,25	520,85	280,84	1,3579	42,19	0,2862	L. sat.	-189,04	-27,35	0,09	0,9811	
		Saída	64	12,25	520,85	91,80	0,8298	10,58	0,2862	L. sat.					
	SR	Entrada	52	12,25	610,24	7,82	0,63	8,08	0,3795	L. sat.	161,86	27,44			
		Saída	88	12,25	610,24	169,68	1,10	29,28	0,3795	L. sat.					
Absorvedor Reserv. SR	SP	Entrada	64	12,25	520,85	92,80	0,8328	10,69	0,2862	L. sat.	47,66			0,0969	
	NH ₃	Entrada	14	3,19	89,39	1036,06	4,0172	160,76	0,9231	0,8130					
	SR	Saída	39	3,19	610,24	-50,19	0,4538	32,10	0,3795	L. sat.					
Bomba	Líquido	Entrada	39	3,19	610,24	-48,17	0,4603	32,10	0,3795	L. sat.	12,33	2,09		0,1746	
	Líquido	Saída	42	12,25	610,24	-35,85	0,4962	33,13	0,3795	L. sat.					

Tabela C.9 – Propriedades de interesse da amônia nos componentes do sistema para experimento 10

Componente			T (°C)	P (bar)	$\dot{m}$ (kg/h)	h (kJ/kg)	S (KJ/kg-K)	ex (kJ/kg)	ξ	ζ	Δh (kJ/kg)	$\dot{Q}$ ou $\dot{W}$ (kW)	$\Delta \dot{Q}$ (kW)	$\dot{I}$ (kW)
Evaporador	NH ₃	Entrada	8	10,23	64,33	-10,7366	0,14091	269,66	0,9322	L. sat.	942,76	16,85	3,37	1,9909
		Saída	0	2,87	64,33	932,0258	3,67666	158,24	0,9322	0,7625				
	Água	Entrada	0	1,00	144,82	2,00	0,0057	4,88			-335,00	-13,48		
		Saída	0	1,00	144,82	-333,00	-1,2200	35,32						
Resfriador de amônia	Líquido	Entrada	21	10,23	64,33	48,27114	0,34603	267,51	0,9322	L. sat.	-59,01	-1,05	1,18	0,1175
		Saída	8	10,23	64,33	-10,7366	0,14091	269,66	0,9322	L. sat.				
	Vapor	Entrada	0	2,87	64,33	932,0258	3,67666	158,24	0,9322	0,7625	125,21	2,24		
		Saída	10	2,87	64,33	1057,24	4,12589	149,52	0,9322	0,8326				
Reservatório de amônia		Entrada	22	10,23	64,33	53,67001	0,36436	267,45	0,9322	L. sat.	-901,00	-16,10		0,0012
		Saída	21	10,23	64,33	48,27114	0,34603	267,51	0,9322	L. sat.				
Condensador		Entrada	35	10,23	64,33	949,2742	3,31085	32,95	0,9322	0,7204	-895,60	-16,00		4,1901
		Saída	22	10,23	64,33	53,67001	0,36436	267,45	0,9322	L. sat.				
Coluna + gerador	SR	Entrada	75	10,23	621,24	112,8038	0,94163	20,53	0,3707	L. sat.		36,31	-7,26	6,1800
	SP	Saída	102	10,23	556,91	250,8755	1,2914	38,12	0,3059	L. sat.				
	NH ₃	Saída	35	10,23	64,33	949,2742	3,31085	284,55	0,9322	0,7204				
	V. H ₂ O Sat.	Entrada	127	2,50	72,02	2709,48	7,0416	614,60			-2177,78	-43,57		
		L. sat.	Saída	127	2,50	72,02	531,70	1,5972	60,08					
	Resfriador da coluna	Entrada	35	10,23	621,24	-62,7945	0,40648	33,13	0,3707	L. sat.	31,44	5,43		
		Saída	43	10,23	621,24	-31,3531	0,50722	5,89	0,3707	L. sat.				
	Resfriador de SP		Entrada	50	10,23	556,91	24,81706	0,64294	5,40	0,3059	L. sat.	-76,67		
Saída			32	10,23	556,91	-51,8497	0,39908	1,44	0,3059	L. sat.				
Recuperador de calor	SP	Entrada	94	10,23	556,91	214,4087	1,19301	30,99	0,3059	L. sat.	-191,49	-29,62	-4,75	1,4555
		Saída	50	10,23	556,91	22,91802	0,63707	5,25	0,3059	L. sat.				
	SR	Entrada	43	10,23	621,24	-31,3531	0,50722	5,89	0,3707	L. sat.	144,16	24,88		
		Saída	75	10,23	621,24	112,8038	0,94163	20,53	0,3707	L. sat.				
Absorvedor Reserv. SR	SP	Entrada	50	10,23	556,91	22,91802	0,63707	5,25	0,3059	L. sat.		35,60		2,0553
	NH ₃	Entrada	10	2,87	64,33	1057,24	4,12589	149,52	0,9322	0,8326				
	SR	Saída	32	2,87	621,24	-76,2936	0,36528	32,10	0,3707	L. sat.				
Bomba	Líquido	Entrada	32	2,87	621,24	-76,2936	0,36528	32,1000	0,3707	L. sat.	13,50	2,33		0,1777
	Líquido	Saída	35	10,23	621,24	-62,7945	0,40648	33,13	0,3707	L. sat.				

Tabela C.10 – Propriedades de interesse da amônia nos componentes do sistema para experimento 11

Componente			T (°C)	P (bar)	$\dot{m}$ (kg/h)	h (kJ/kg)	S (KJ/kg-K)	ex (kJ/kg)	ξ	ζ	Δh (kJ/kg)	$\dot{Q}$ ou $\dot{W}$ (kW)	$\Delta \dot{Q}$ (kW)	$\dot{I}$ (kW)
Evaporador	NH ₃	Entrada	12	11,21	37,05	6,35	0,2054	267,53	0,9299	L. sat.	942,63	9,70	0,53	1,2699
		Saída	-1	2,57	37,05	948,98	3,7809	144,13	0,9299	0,7761				
	Água	Entrada	2	1,00	96,86	7,72	0,0268	4,33			-340,72	-9,17		
		Saída	0	1,00	96,86	-333,00	-1,2200	35,32						
Resfriador de amônia	Líquido	Entrada	25	11,21	37,05	64,86	0,4060	266,21	0,9299	L. sat.	-58,50	-0,60	0,95	0,0858
		Saída	12	11,21	37,05	6,35	0,2054	267,53	0,9299	L. sat.				
	Vapor	Entrada	-1	2,57	37,05	948,98	3,7809	144,13	0,9299	0,7761	150,62	1,55		
		Saída	15	2,57	37,05	1099,60	4,3184	134,48	0,9299	0,8518				
Reservatório de amônia		Entrada	26	11,21	37,05	72,58	0,4319	266,23	0,9299	L. sat.	-919,61	-9,46	0,08	0,0001
		Saída	25	11,21	37,05	64,86	0,4060	266,21	0,9299	L. sat.				
Condensador		Entrada	40	11,21	37,05	984,47	3,3972	32,95	0,9299	0,7406	-911,89	-9,38		2,4008
		Saída	26	11,21	37,05	72,58	0,4319	266,23	0,9299	L. sat.				
Coluna + gerador	SR	Entrada	90	11,21	585,67	198,80	1,1505	29,42	0,3067	L. sat.		30,72	-3,07	4,5020
	SP	Saída	117	11,21	548,62	347,32	1,5155	55,65	0,2647	0,0054				
	NH ₃	Saída	40	11,21	37,05	984,47	3,3972	294,00	0,9299	0,7406				
	V. H ₂ O Sat.	Entrada	111	1,50	54,73	2686,49	7,2126	540,63		L. sat.	-2222,92	-33,79		
		L. sat.	Saída	111	1,50	54,73	463,56	1,4241	43,54					
	Resfriador da coluna	Entrada	40	11,21	585,67	-20,22	0,50	33,13	0,3067	L. sat.	47,99	7,81		
		Saída	51	11,21	585,67	27,77	0,6524	6,89	0,3067	L. sat.				
Resfriador de SP		Entrada	60	11,21	548,62	86,11	0,7947	9,34	0,2647	L. sat.	-93,83	-14,30		-1,0654
		Saída	38	11,21	548,62	-7,72	0,5034	2,35	0,2647	L. sat.				
Recuperador de calor	SP	Entrada	108	11,21	548,62	294,45	1,3788	43,53	0,2647	L. sat.	-205,42	-31,30	-3,48	1,4966
		Saída	61	11,21	548,62	89,03	0,8034	9,66	0,2647	L. sat.				
	SR	Entrada	51	11,21	585,67	27,77	0,65	6,89	0,3067	L. sat.	171,03	27,82		
		Saída	90	11,21	585,67	198,80	1,15	29,42	0,3067	L. sat.				
Absorvedor e Reserv.	SP	Entrada	61	11,21	548,62	89,03	0,8034	9,66	0,2647	L. sat.		29,47		2,3668
	NH ₃	Entrada	15	2,57	37,05	1099,60	4,3184	134,48	0,9299	0,8518				
	SR	Saída	38	2,57	585,67	-28,18	0,4794	32,10	0,3067	L. sat.				
Bomba	Líquido	Entrada	38	2,57	585,67	-28,18	0,4794	32,10	0,3067	L. sat.	7,96	1,29		0,1676
	Líquido	Saída	40	11,21	585,67	-20,22	0,5017	33,13	0,3067	L. sat.				

Tabela C.11 – Propriedades de interesse da amônia nos componentes do sistema para experimento 12

Componente			T (°C)	P (bar)	$\dot{m}$ (kg/h)	h (kJ/kg)	S (KJ/kg-K)	ex (kJ/kg)	ξ	ζ	Δh (kJ/kg)	$\dot{Q}$ ou $\dot{W}$ (kW)	$\Delta \dot{Q}$ (kW)	$\dot{I}$ (kW)		
Evaporador	NH ₃	Entrada	13	10,02	12,65	11,05	0,2214	267,44	0,9304	L. Sat.	956,76	3,36	0,30	0,3000		
		Saída	8	3,70	12,65	967,81	3,7169	182,03	0,9304	0,7751						
	Água	Entrada	1	1,00	32,56	5,12	0,0172	4,58			-338,12	-3,06				
		Saída	0	1,00	32,56	-333,00	-1,2200	35,32								
Resfriador de amônia	Líquido	Entrada	24	10,02	12,65	63,84	0,4023	266,31	0,9304	L. Sat.	-52,79	-0,19	0,13	0,0088		
		Saída	13	10,02	12,65	11,05	0,2214	267,44	0,9304	L. Sat.						
	Vapor	Entrada	8	3,70	12,65	967,81	3,7169	182,03	0,9304	0,7751	89,69	0,32				
		Saída	16	3,70	12,65	1057,49	4,0299	178,40	0,9304	0,8246						
Reservatório de amônia	Entrada	24	10,02	12,65	60,46	0,3909	266,32	0,9304	L. Sat.	3,38	0,01					
	Saída	24	10,02	12,65	63,84	0,4023	266,31	0,9304	L. Sat.							
Condensador	Entrada	35	10,02	12,65	955,11	3,3382	32,95	0,9304	0,7253	-894,64	-3,14		0,8198			
	Saída	24	10,02	12,65	60,46	0,3909	266,32	0,9304	L. Sat.							
Coluna + gerador	SR	Entrada	65	10,02	562,13	56,68	0,7905	16,78	0,4096	L. Sat.		18,92	-1,89	3,2103		
	SP	Saída	84	10,02	549,49	159,93	1,0834	29,74	0,3976	0,0096						
	NH ₃	Saída	35	10,02	12,65	955,11	3,3382	282,24	0,9304	0,7253						
	V. H ₂ O Sat.	Entrada	111	1,50	33,70	2686,49	7,2126	540,63			-2222,92	-20,81				
	L. sat.	Saída	111	1,50	33,70	463,56	1,4241	43,54								
	Resfriador da coluna	Entrada	35	10,02	562,13	-74,06	0,39	33,13	0,4096	L. Sat.	14,70	2,30				
Saída		38	10,02	562,13	-59,36	0,4329	7,37	0,4096	L. Sat.							
Resfriador de SP	Entrada	45	10,02	549,49	-29,41	0,5243	7,10	0,3976	L. Sat.	-54,08	-8,25		0,3545			
	Saída	32	10,02	549,49	-83,48	0,3507	4,78	0,3976	L. Sat.							
Recuperador de calor	SP	Entrada	77	10,02	549,49	113,80	0,9536	22,33	0,3976	L. Sat.	-139,56	-21,30	-3,18	0,8209		
		Saída	45	10,02	549,49	-25,76	0,5358	7,33	0,3976	L. Sat.						
	SR	Entrada	38	10,02	562,13	-59,36	0,43	7,37	0,4096	L. Sat.	116,04	18,12				
		Saída	65	10,02	562,13	56,68	0,79	16,78	0,4096	L. Sat.						
Absorvedor Reserv. SR	SP	Entrada	45	10,02	549,49	-25,76	0,5358	7,33	0,3976	L. Sat.		-0,22		1,7458		
	NH ₃	Entrada	16	3,70	12,65	1057,49	4,0299	178,40	0,9304	0,8246						
	SR	Saída	32	3,70	562,13	-86,69	0,3467	32,10	0,4096	L. Sat.						
Bomba	Líquido	Entrada	32	3,70	562,13	-86,69	0,3467	32,10	0,4096	L. Sat.	12,62	1,97		0,1608		
	Líquido	Saída	35	10,02	562,13	-74,06	0,3854	33,13	0,4096	L. Sat.						

Tabela C.12 – Propriedades de interesse da amônia nos componentes do sistema para experimento 13

Componente			T (°C)	P (bar)	$\dot{m}$ (kg/h)	h (kJ/kg)	S (KJ/kg-K)	ex (kJ/kg)	ξ	ζ	Δh (kJ/kg)	$\dot{Q}$ ou $\dot{W}$ (kW)	$\Delta \dot{Q}$ (kW)	$\dot{I}$ (kW)
Evaporador	NH ₃	Entrada	23	9,64	41,68	55,55	0,3778	265,32	0,9287	L. Sat.	878,07	10,17	1,0167	0,9713
		Saída	6	3,63	41,68	933,61	3,6042	181,42	0,9287	0,7539				
	Água	Entrada	1	1,00	96,05	9,95	0,0166	9,59			-342,95	-9,15		
	Gelo	Saída	0	1,00	96,05	-333,00	-1,2200	35,32						
Resfriador de amônia	Líquido	Entrada	25	9,64	41,68	66,05	0,4132	265,28	0,9287	L. Sat.	-10,51	-0,12	1,84	0,0712
		Saída	23	9,64	41,68	55,55	0,3778	265,32	0,9287	L. Sat.				
	Vapor	Entrada	6	3,63	41,68	933,61	3,6042	181,42	0,9287	0,7539	169,81	1,97		
		Saída	23	3,63	41,68	1103,43	4,1945	175,24	0,9287	0,8445				
Reservatório de amônia		Entrada	29	9,64	41,68	763,15	2,7253	273,02	0,9287	0,5794	-889,05	-10,29	8,07	0,0896
		Saída	25	9,64	41,68	66,05	0,4132	265,28	0,9287	L. Sat.				
Condensador		Entrada	34	9,64	41,68	955,10	3,3522	32,95	0,9287	0,7268	-191,95	-2,22		2,7796
		Saída	29	9,64	41,68	763,15	2,7253	273,02	0,9287	0,5794				
Coluna + gerador	SR	Entrada	67	9,64	630,01	63,97	0,8166	22,09	0,4324	L. Sat.		27,20	-2,72	5,0867
	SP	Saída	83	9,64	588,33	167,28	1,1040	30,99	0,3972	0,0166				
	NH ₃	Saída	34	9,64	41,68	955,10	3,3522	278,04	0,9287	0,7268				
	V. H ₂ O Sat.	Entrada	127	2,50	49,46	2709,48	7,0416	614,60			-2177,78	-29,92		
	L. sat.	Saída	127	2,50	49,46	531,70	1,5972	60,08						
	Resfriador da coluna	Entrada	34	9,64	630,01	-81,87	0,37	33,13	0,4324	L. Sat.	17,69	3,10		
		Saída	38	9,64	630,01	-64,18	0,4229	11,32	0,4324	L. Sat.				
Resfriador de SP		Entrada	44	9,64	588,33	-33,70	0,5108	6,88	0,3972	L. Sat.	-48,53	-7,93	0,3320	
		Saída	33	9,64	588,33	-82,24	0,3548	4,85	0,3972	L. Sat.				
Recuperador de calor	SP	Entrada	78	9,64	588,33	119,28	0,9692	23,19	0,3972	L. Sat.	-149,16	-24,38	-1,95	0,7416
		Saída	45	9,64	588,33	-29,88	0,5228	7,12	0,3972	L. Sat.				
	SR	Entrada	38	9,64	630,01	-64,18	0,42	11,32	0,4324	L. Sat.	128,14	22,43		
		Saída	67	9,64	630,01	63,97	0,82	22,09	0,4324	L. Sat.				
Absorvedor Reserv. SR	SP	Entrada	45	9,64	588,33	-29,88	0,5228	7,12	0,3972	L. Sat.		23,57	2,4258	
	NH ₃	Entrada	23	3,63	41,68	1103,43	4,1945	175,24	0,9287	0,8445				
	SR	Saída	33	3,63	630,01	-89,57	0,3429	32,10	0,4324	L. Sat.				
Bomba	Líquido	Entrada	33	3,63	630,01	-89,57	0,3429	32,10	0,4324	L. Sat.	7,69	1,35	0,1803	
	Líquido	Saída	34	9,64	630,01	-81,87	0,3657	33,13	0,4324	L. Sat.				

Tabela C.13 – Propriedades de interesse da amônia nos componentes do sistema para experimento 14

Componente			T (°C)	P (bar)	$\dot{m}$ (kg/h)	h (kJ/kg)	S (KJ/kg-K)	ex (kJ/kg)	ξ	ζ	Δh (kJ/kg)	$\dot{Q}$ ou $\dot{W}$ (kW)	$\Delta \dot{Q}$ (kW)	$\dot{I}$ (kW)
Evaporador	NH ₃	Entrada	10	10,23	37,83	-5,67	0,1721	265,42	0,9257	L. Sat.	966,25	10,15	2,03	1,0934
		Saída	5	3,08	37,83	960,58	3,7619	161,38	0,9257	0,7753				
	Água	Entrada	1	1,00	86,70	4,32	0,0142	4,65			-337,32	-8,12		
		Gelo	Saída	0	1,00	86,70	-333,00	-1,2200	35,32					
Resfriador de amônia	Líquido	Entrada	21	10,23	37,83	44,29	0,3451	263,81	0,9257	L. Sat.	-49,96	-0,53	0,36	0,030
		Saída	10	10,23	37,83	-5,67	0,1721	265,42	0,9257	L. Sat.				
	Vapor	Entrada	5	3,08	37,83	960,58	3,7619	161,38	0,9257	0,7753	84,51	0,89		
		Saída	13	3,08	37,83	1045,08	4,0603	156,93	0,9257	0,8202				
Reservatório de amônia		Entrada	23	10,23	37,83	52,15	0,3718	263,72	0,9257	L. Sat.	-829,19	-8,71	0,08	0,0009
		Saída	21	10,23	37,83	44,29	0,3451	263,81	0,9257	L. Sat.				
Condensador		Entrada	34	10,23	37,83	873,48	3,0738	32,95	0,9257	0,6632	-821,33	-8,63		2,4251
		Saída	23	10,23	37,83	52,15	0,3718	263,72	0,9257	L. Sat.				
Coluna + gerador	SR	Entrada	69	10,23	613,44	78,74	0,8515	18,02	0,3955	L. Sat.		26,30	-5,26	5,2209
	SP	Saída	91	10,23	575,61	191,01	1,1568	30,61	0,3606	0,0018				
	NH ₃	Saída	34	10,23	37,83	873,48	3,0738	279,44	0,9257	0,6632				
	V. H ₂ O Sat.	Entrada	127	2,50	52,18	2709,48	7,0416	614,60			-2177,78	-31,56		
		L. sat.	Saída	127	2,50	52,18	531,70	1,5972	60,08					
	Resfriador da coluna	Entrada	35	10,23	613,44	-72,25	0,39	33,13	0,3955	L. Sat.	23,35	3,98		
Saída		40	10,23	613,44	-48,90	0,4617	6,60	0,3955	L. Sat.					
Resfriador de SP		Entrada	50	10,23	575,61	3,96	0,6129	5,73	0,3606	L. Sat.	-73,04	-11,68		0,6127
		Saída	33	10,23	575,61	-69,08	0,3808	1,90	0,3606	L. Sat.				
Recuperador de calor	SP	Entrada	85	10,23	575,61	158,51	1,0670	24,89	0,3606	L. Sat.	-161,19	-25,77	-4,02	1,1984
		Saída	48	10,23	575,61	-2,68	0,5923	5,24	0,3606	L. Sat.				
	SR	Entrada	40	10,23	613,44	-48,90	0,46	6,60	0,3955	L. Sat.	127,64	21,75		
		Saída	69	10,23	613,44	78,74	0,85	18,02	0,3955	L. Sat.				
Absorvedor Reserv. SR	SP	Entrada	48	10,23	575,61	-2,68	0,5923	5,24	0,3606	L. Sat.		24,09		2,9837
	NH ₃	Entrada	13	3,08	37,83	1045,08	4,0603	156,93	0,9257	0,8202				
	SR	Saída	33	3,08	613,44	-79,42	0,3658	32,10	0,3955	L. Sat.				
Bomba	líquido	Entrada	33	3,08	613,44	-79,42	0,3658	32,10	0,3955	L. Sat.	7,18	1,22		0,1755
	líquido	Saída	35	10,23	613,44	-72,25	0,3865	33,13	0,3955	L. Sat.				

Tabela C.14 – Propriedades de interesse da amônia nos componentes do sistema para experimento 15

Componente			T (°C)	P (bar)	$\dot{m}$ (kg/h)	h (kJ/kg)	S (KJ/kg-K)	ex (kJ/kg)	ξ	ζ	Δh (kJ/kg)	$\dot{Q}$ ou $\dot{W}$ (kW)	$\Delta \dot{Q}$ (kW)	$\dot{I}$ (kW)		
Evaporador	NH ₃	Entrada	14	9,68	15,64	-0,90	0,2194	256,09	0,9103	L. Sat.	918,66	3,99	2,63	0,3711		
		Saída	9	3,43	15,64	917,76	3,5871	170,69	0,9103	0,7401						
	Água	Entrada	1	1,00	14,42	7,68	0,0266	4,33			-340,68	-1,37				
		Saída	0	1,00	14,42	-333,00	-1,2200	35,32								
Resfriador de amônia	Líquido	Entrada	24	9,68	15,64	46,73	0,3825	255,09	0,9103	L. Sat.	-47,62	-0,21	0,19	0,0102		
		Saída	14	9,68	15,64	-0,90	0,2194	256,09	0,9103	L. Sat.						
	Vapor	Entrada	9	3,43	15,64	917,76	3,5871	170,69	0,9103	0,7401	92,05	0,40				
		Saída	18	3,43	15,64	1009,81	3,9071	167,33	0,9103	0,7894						
Reservatório de amônia		Entrada	29	9,68	15,64	508,75	1,9139	260,55	0,9103	0,3764	-746,98	-3,25	2,01	0,0237		
		Saída	24	9,68	15,64	46,73	0,3825	255,09	0,9103	L. Sat.						
Condensador		Entrada	33	9,68	15,64	793,71	2,8492	32,95	0,9103	0,6057	-284,96	-1,24		0,9889		
		Saída	29	9,68	15,64	508,75	1,9139	260,55	0,9103	0,3764						
Coluna + gerador	SR	Entrada	61	9,68	516,94	40,75	0,7457	16,88	0,4206	L. Sat.			-3,47	3,0948		
		Saída	80	9,68	501,30	125,47	0,9889	25,16	0,4053	L. Sat.						
	NH ₃	Saída	33	9,68	15,64	793,71	2,8492	266,64	0,9103	0,6057						
		Entrada	111	1,50	30,01	2686,49	7,2126	540,63								
	L. sat.	Entrada	111	1,50	30,01	463,56	1,4241	43,54			-2222,92	-18,53				
		Saída	111	1,50	30,01	463,56	1,4241	43,54								
	Resfriador da coluna	Entrada	33	9,68	516,94	-86,95	0,35	33,13	0,4206	L. Sat.	14,12	2,03				
		Saída	36	9,68	516,94	-72,84	0,3925	8,60	0,4206	L. Sat.						
Resfriador de SP		Entrada	44	9,68	501,30	-33,42	0,5143	7,78	0,4053	L. Sat.	-50,51	-7,03		0,2995		
		Saída	33	9,68	501,30	-83,93	0,3520	5,63	0,4053	L. Sat.						
Recuperador de calor	SP	Entrada	72	9,68	501,30	92,19	0,8935	20,30	0,4053	L. Sat.	-123,05	-17,14	-0,82	0,5342		
		Saída	45	9,68	501,30	-30,86	0,5223	7,93	0,4053	L. Sat.						
	SR	Entrada	36	9,68	516,94	-72,84	0,39	8,60	0,4206	L. Sat.	113,59	16,31				
		Saída	61	9,68	516,94	40,75	0,75	16,88	0,4206	L. Sat.						
Absorvedor Reserv. SR	SP	Entrada	45	9,68	501,30	-30,86	0,5223	7,93	0,4053	L. Sat.		12,66		2,7778		
	NH ₃	Entrada	18	3,43	15,64	1009,81	3,9071	167,33	0,9103	0,7894						
	SR	Saída	33	3,43	516,94	-87,51	0,3472	32,10	0,4206	L. Sat.						
Bomba	líquido	Entrada	33	3,43	516,94	-87,51	0,3472	32,10	0,4206	L. Sat.	0,55	0,08		0,1479		
	líquido	Saída	33	9,68	516,94	-86,95	0,3466	33,13	0,4206	L. Sat.						

Tabela C.15 – Propriedades de interesse da amônia nos componentes do sistema para experimento 16

Componente			T (°C)	P (bar)	$\dot{m}$ (kg/h)	h (kJ/kg)	S (KJ/kg-K)	ex (kJ/kg)	ξ	ζ	Δh (kJ/kg)	$\dot{Q}$ ou $\dot{W}$ (kW)	$\Delta \dot{Q}$ (kW)	$\dot{I}$ (kW)
Evaporador	NH ₃	Entrada	21	9,10	35,39	37,48	0,3382	259,05	0,9175	L. Sat.	827,90	8,14	6,67	0,7875
		Saída	5	3,53	35,39	865,38	3,3837	178,94	0,9175	0,7085				
	Água	Entrada	1	1,00	15,48	7,68	0,0266	4,33			-340,68	-1,46		
		Saída	0	1,00	15,48	-333,00	-1,2200	35,32						
Resfriador de amônia	Líquido	Entrada	23	9,10	35,39	48,18	0,3745	258,94	0,9175	L. Sat.	-10,70	-0,11	1,73	0,0776
		Saída	21	9,10	35,39	37,48	0,3382	259,05	0,9175	L. Sat.				
	Vapor	Entrada	5	3,53	35,39	865,38	3,3837	178,94	0,9175	0,7085	186,63	1,83		
		Saída	20	3,53	35,39	1052,01	4,0365	170,94	0,9175	0,8136				
Reservatório de amônia		Entrada	26	9,10	35,39	508,32	1,9111	260,94	0,9175	0,3789	-801,37	-7,88	4,52	0,0197
		Saída	23	9,10	35,39	48,18	0,3745	258,94	0,9175	L. Sat.				
Condensador		Entrada	31	9,10	35,39	849,54	3,0394	32,95	0,9175	0,6516	-341,23	-3,35		2,2413
		Saída	26	9,10	35,39	508,32	1,9111	260,94	0,9175	0,3789				
Coluna + gerador	SR	Entrada	61	9,10	632,99	38,21	0,7399	19,41	0,4289	L. Sat.		22,06	-4,41	4,0051
	SP	Saída	79	9,10	597,60	123,03	0,9808	25,12	0,4000	0,0010				
	NH ₃	Saída	31	9,10	35,39	849,54	3,0394	265,77	0,9175	0,6516				
	V. sat.	Entrada	111	1,50	42,86	2686,49	7,2126	540,63			-2222,92	-26,47		
	L. sat.	Saída	111	1,50	42,86	463,56	1,4241	43,54						
	Resfriador da coluna	Entrada	31	9,10	632,99	-93,68	0,33	33,13	0,4289	L. Sat.	15,25	2,68		
		Saída	35	9,10	632,99	-78,43	0,3764	11,12	0,4289	L. Sat.				
Resfriador de SP		Entrada	40	9,10	597,60	-48,84	0,4639	7,36	0,4000	L. Sat.	-45,04	-7,48		0,2460
		Saída	30	9,10	597,60	-93,88	0,3178	5,88	0,4000	L. Sat.				
Recuperador de calor	SP	Entrada	74	9,10	597,60	98,50	0,9106	21,51	0,4000	L. Sat.	-146,99	-24,40	-3,89	0,8895
		Saída	40	9,10	597,60	-48,49	0,4650	7,38	0,4000	L. Sat.				
	SR	Entrada	35	9,10	632,99	-78,43	0,38	11,12	0,4289	L. Sat.	116,64	20,51		
		Saída	61	9,10	632,99	38,21	0,74	19,41	0,4289	L. Sat.				
Absorvedor Reserv. SR	SP	Entrada	40	9,10	597,60	-48,49	0,4650	7,38	0,4000	L. Sat.		19,89		2,7383
	NH ₃	Entrada	20	3,53	35,39	1052,01	4,0365	170,94	0,9175	0,8136				
	SR	Saída	30	3,53	632,99	-100,05	0,3078	32,10	0,4289	L. Sat.				
Bomba	Líquido	Entrada	30	3,53	632,99	-100,05	0,3078	32,10	0,4289	L. Sat.	6,38	1,12		0,1811
	Líquido	Saída	31	9,10	632,99	-93,68	0,3267	33,13	0,4289	L. Sat.				

Tabela C.16 – Propriedades de interesse da amônia nos componentes do sistema para experimento 17

Componente			T (°C)	P (bar)	$\dot{m}$ (kg/h)	h (kJ/kg)	S (KJ/kg-K)	ex (kJ/kg)	ξ	ζ	Δh (kJ/kg)	$\dot{Q}$ ou $\dot{W}$ (kW)	$\Delta \dot{Q}$ (kW)	$\dot{I}$ (kW)		
Evaporador	NH ₃	Entrada	14	10,85	49,20	16,66	0,2292	270,73	0,9360	L. Sat.	957,46	13,09	3,14	1,4669		
		Saída	3	3,07	49,20	974,12	3,8006	163,40	0,9360	0,7874						
	Água	Entrada	2	1,00	105,41	6,63	0,0227	4,43			-339,63	-9,94				
		Saída	0	1,00	105,41	-333,00	-1,2200	35,32								
Resfriador de amônia	Líquido	Entrada	24	10,85	49,20	66,26	0,3991	269,67	0,9360	L. Sat.	-49,59	-0,68	1,05	0,0803		
		Saída	14	10,85	49,20	16,66	0,2292	270,73	0,9360	L. Sat.						
	Vapor	Entrada	3	3,07	49,20	974,12	3,8006	163,40	0,9360	0,7874	126,49	1,73				
		Saída	16	3,07	49,20	1100,61	4,2481	156,46	0,9360	0,8535						
Reservatório de amônia		Entrada	25	10,85	49,20	72,07	0,4186	269,67	0,9360	L. Sat.	-935,57	-12,79	0,08	0,0001		
		Saída	24	10,85	49,20	66,26	0,3991	269,67	0,9360	L. Sat.						
Condensador		Entrada	39	10,85	49,20	1001,83	3,4564	32,95	0,9360	0,7561	-929,76	-12,71		3,2351		
		Saída	25	10,85	49,20	72,07	0,4186	269,67	0,9360	L. Sat.						
Coluna + gerador	SR	Entrada	84	10,85	645,90	156,80	1,0564	25,06	0,3479	L. Sat.			-7,37	5,6401		
		Saída	109	10,85	596,70	309,37	1,4410	50,55	0,2994	0,0141						
	NH ₃	Saída	39	10,85	49,20	1001,83	3,4564	293,72	0,9360	0,7561		36,84				
		V. H ₂ O Sat.	Entrada	120	2,00	72,39	2699,44	7,2126	553,59							
	L. sat.	Saída	120	2,00	72,39	501,18	1,5203	52,50			-2198,26	-44,20				
		Resfriador da coluna	Entrada	38	10,85	645,90	-42,47	0,46	3,79	0,3479					L. Sat.	
		Saída	47	10,85	645,90	-6,65	0,5729	5,77	0,3479	L. Sat.	35,82	6,43				
		Resfriador de SP	Entrada	55	10,85	596,70	46,28	0,7037	19,68	0,2994					L. Sat.	
		Saída	37	10,85	596,70	-28,04	0,4707	2,43	0,2994	L. Sat.	-74,33	-12,32		2,8592		
		Recuperador de calor	SP	Entrada	100	10,85	596,70	248,16	1,2800	37,35					0,2994	L. Sat.
Recuperador de calor	SP	Saída		55	10,85	596,70	48,05	0,7091	7,45	0,2994	L. Sat.	-200,11	-33,17	-3,84	1,4949	
		SR	Entrada	47	10,85	645,90	-6,65	0,57	-6,63	0,3479	L. Sat.					
			Saída	84	10,85	645,90	156,80	1,06	12,66	0,3479	L. Sat.	163,45	29,33			
		SR	Entrada	55	10,85	596,70	48,05	0,7091	7,45	0,2994	L. Sat.					
Absorvedor Reserv. SR	NH ₃	Entrada	16	3,07	49,20	1100,61	4,2481	156,46	0,9360	0,8535		31,58		2,3862		
	SR	Saída	37	3,07	645,90	-47,81	0,4451	32,10	0,3479	L. Sat.						
		Bomba	Líquido	Entrada	37	3,07	645,90	-47,81	0,4451	32,10					0,3479	L. Sat.
	Líquido	Saída	38	10,85	645,90	-42,47	0,4593	3,79	0,3479	L. Sat.						

Tabela C.17 – Propriedades de interesse da amônia nos componentes do sistema para experimento 18

Componente			T (°C)	P (bar)	$\dot{m}$ (kg/h)	h (kJ/kg)	S (KJ/kg-K)	ex (kJ/kg)	ξ	ζ	Δh (kJ/kg)	$\dot{Q}$ ou $\dot{W}$ (kW)	$\Delta \dot{Q}$ (kW)	$\dot{I}$ (kW)	
Evaporador	NH ₃	Entrada	7	9,30	32,70	-16,01	0,1231	269,71	0,9320		917,66	8,33	2,25	0,9851	
		Saída	-1	2,88	32,70	901,65	3,5647	161,25	0,9320						
	Água	Entrada	0	1,00	65,50	1,40	0,0013	5,59			-334,40	-6,08			
		Saída	0	1,00	65,50	-333,00	-1,2200	35,32							
Resfriador de amônia	Líquido	Entrada	17	9,30	32,70	31,89	0,2909	267,58	0,9320		-47,90	-0,44	0,78	0,0738	
		Saída	7	9,30	32,70	-16,01	0,1231	269,71	0,9320						
	Vapor	Entrada	-1	2,88	32,70	901,65	3,5647	161,25	0,9320		134,13	1,22			
		Saída	8	2,88	32,70	1035,78	4,0490	150,98	0,9320						
Reservatório de amônia		Entrada	18	9,30	32,70	36,74	0,3075	267,46	0,9320		-813,99	-7,39	0,04	0,0011	
		Saída	17	9,30	32,70	31,89	0,2909	267,58	0,9320						
Condensador		Entrada	29	9,30	32,70	845,88	3,0023	32,95	0,9320		-809,13	-7,35		2,1299	
		Saída	18	9,30	32,70	36,74	0,3075	267,46	0,9320						
Coluna + gerador	SR	Entrada	63	9,30	592,38	55,78	0,7817	17,27	0,3878				24,59	-4,92	4,5375
	SP	Saída	87	9,30	559,68	167,79	1,0912	26,24	0,3560						
	NH ₃	Saída	29	9,30	32,70	845,88	3,0023	273,16	0,9320						
	V. H ₂ O Sat.	Entrada	120	2,00	48,32	2699,44	7,2126	553,59			-2198,26	-29,51			
	L. sat.	Saída	120	2,00	48,32	501,18	1,5203	52,50							
	Resfriador da coluna	Entrada	30	9,30	592,38	-89,60	0,33	33,13	0,3878		20,68	3,40			
		Saída	35	9,30	592,38	-68,91	0,3947	7,97	0,3878						
Resfriador de SP		Entrada	43	9,30	559,68	-25,49	0,5187	3,67	0,3560		-64,48	-10,02		0,3392	
		Saída	28	9,30	559,68	-89,98	0,3097	1,49	0,3560						
Recuperador de calor	SP	Entrada	80	9,30	559,68	137,87	1,0073	21,35	0,3560		-169,03	-26,28	-5,76	1,2666	
		Saída	42	9,30	559,68	-31,16	0,5007	3,36	0,3560						
	SR	Entrada	35	9,30	592,38	-68,91	0,39	7,97	0,3878		124,69	20,52			
		Saída	63	9,30	592,38	55,78	0,78	17,27	0,3878						
Absorvedor Reserv. SR	SP	Entrada	42	9,30	559,68	-31,16	0,5007	3,36	0,3560				21,02	3,3885	
	NH ₃	Entrada	8	2,88	32,70	1035,78	4,0490	150,98	0,9320						
	SR	Saída	28	2,88	592,38	-100,01	0,2951	32,10	0,3878						
Bomba	Líquido	Entrada	28	2,88	592,38	-100,01	0,2951	32,10	0,3878		10,41	1,71		0,1695	
	Líquido	Saída	30	9,30	592,38	-89,60	0,3271	33,13	0,3878						

Tabela C.18 – Propriedades de interesse da amônia nos componentes do sistema para experimento 19

Componente			T (°C)	P (bar)	$\dot{m}$ (kg/h)	h (kJ/kg)	S (KJ/kg-K)	ex (kJ/kg)	ξ	ζ	Δh (kJ/kg)	$\dot{Q}$ ou $\dot{W}$ (kW)	$\Delta \dot{Q}$ (kW)	$\dot{I}$ (kW)
Evaporador	NH ₃	Entrada	8	10,19	47,36	6,11	0,1509	283,53	0,9554	L. Sat.	1189,85	15,65	7,36	1,3320
		Saída	24	3,75	47,36	1195,97	4,4813	182,27	0,9554	0,9054				
	Água	Entrada	0	1,00	89,31	1,37	0,0034	4,95			-334,37	-8,30		
	Gelo	Saída	0	1,00	89,31	-333,00	-1,2200	35,32						
Resfriador de amônia	Líquido	Entrada	27	10,19	47,36	371,51	1,3739	284,30	0,9554	0,2362	-365,39	-4,81	-5,26	0,0059
		Saída	8	10,19	47,36	6,11	0,1509	283,53	0,9554	L. Sat.				
	Vapor	Entrada	24	3,75	47,36	1195,97	4,4813	182,27	0,9554	0,9054	-34,74	-0,46		
		Saída	18	3,75	47,36	1161,23	4,3638	182,58	0,9554	0,8923				
Reservatório de amônia	Entrada	28	10,19	47,36	601,07	2,1341	287,21	0,9554	0,4310	-229,56	-3,02	-3,59	0,0383	
	Saída	27	10,19	47,36	371,51	1,3739	284,30	0,9554	0,2362					
Condensador	Entrada	37	10,19	47,36	1103,69	3,7826	32,95	0,9554	0,8351	-502,62	-6,61		3,3446	
	Saída	28	10	47	601,07	2,1341	287,21	0,9554	0,4310					
Coluna + gerador	SR	Entrada	75	10,19	620,65	102,85	0,9235	22,06	0,4028	L. Sat.		35,24	-8,81	6,0252
	SP	Saída	95	10,19	573,30	241,49	1,2924	39,95	0,3572	0,0244				
	NH ₃	Saída	37	10,19	47,36	1103,69	3,7826	298,31	0,9554	0,8351				
	V. H ₂ O Sat.	Entrada	120	2,00	72,15	2699,44	7,2126	553,59			-2198,26	-44,06		
	L. sat.	Saída	120	2,00	72,15	501,18	1,5203	52,50						
	Resfriador da coluna	Entrada	37	10,19	620,65	-62,21	0,42	33,13	0,4028	L. Sat.	23,13	3,99		
		Saída	43	10,19	620,65	-39,07	0,4954	7,77	0,4028	L. Sat.				
	Resfriador de SP	Entrada	49	10,19	573,30	-0,51	0,5973	5,20	0,3572	L. Sat.	-57,43	-9,15		
Saída		36	10,19	573,30	-57,93	0,4151	2,10	0,3572	L. Sat.					
Recuperador de calor	SP	Entrada	87	10,19	573,30	167,75	1,0913	26,17	0,3572	L. Sat.	-169,18	-26,94	-2,47	0,8858
		Saída	49	10,19	573,30	-1,43	0,5945	5,14	0,3572	L. Sat.				
	SR	Entrada	43	10,19	620,65	-39,07	0,50	7,77	0,4028	L. Sat.	141,92	24,47		
		Saída	75	10,19	620,65	102,85	0,92	22,06	0,4028	L. Sat.				
Absorvedor Reserv. SR	SP	Entrada	49	10,19	573,30	-1,43	0,5945	5,14	0,3572	L. Sat.		27,27		2,3146
	NH ₃	Entrada	18	3,75	47,36	1161,23	4,3638	182,58	0,9554	0,8923				
	SR	Saída	36	3,75	620,65	-70,90	0,3959	32,10	0,4028	L. Sat.				
Bomba	líquido	Entrada	36	3,75	620,65	-70,90	0,3959	32,10	0,4028	L. Sat.	8,70	1,50		0,1776
	líquido	Saída	37	10,19	620,65	-62,21	0,4216	33,13	0,4028	L. Sat.				

Tabela C.19 – Propriedades de interesse da amônia nos componentes do sistema para experimento 20

Componente			T (°C)	P (bar)	$\dot{m}$ (kg/h)	h (kJ/kg)	S (KJ/kg-K)	ex (kJ/kg)	ξ	ζ	Δh (kJ/kg)	$\dot{Q}$ ou $\dot{W}$ (kW)	$\Delta \dot{Q}$ (kW)	$\dot{I}$ (kW)	
Evaporador	NH ₃	Entrada	13	9,82	39,48	4,35	0,2075	264,88	0,9257	L. Sat.	867,35	9,51	2,19	0,8541	
		Saída	5	3,73	39,48	871,69	3,3778	187,00	0,9257	0,7114					
	Água	Entrada	1	1,00	78,20	4,19	0,0138	4,67			-337,19	-7,32			
		Saída	0	1,00	78,20	-333,00	-1,2200	35,32							
Resfriador de amônia	Líquido	Entrada	23	9,82	39,48	52,80	0,3742	263,65	0,9257	L. Sat.	-48,45	-0,53	1,05	0,0692	
		Saída	13	9,82	39,48	4,35	0,2075	264,88	0,9257	L. Sat.					
	Vapor	Entrada	5	3,73	39,48	871,69	3,3778	187,00	0,9257	0,7114	144,58	1,59			
		Saída	14	3,73	39,48	1016,27	3,8880	179,46	0,9257	0,8002					
Reservatório de amônia		Entrada	28	9,82	39,48	474,81	1,7745	268,16	0,9257	0,3407	-820,75	-9,00	4,63	0,0495	
		Saída	23	9,82	39,48	52,80	0,3742	263,65	0,9257	L. Sat.					
Condensador		Entrada	33	9,82	39,48	873,55	3,0857	32,95	0,9257	0,6655	-398,75	-4,37		2,5797	
		Saída	28	9,82	39,48	474,81	1,7745	268,16	0,9257	0,3407					
Coluna + gerador	SR	Entrada	67	9,82	660,35	68,56	0,8251	17,02	0,4074	L. Sat.		28,68	-5,74	4,8808	
	SP	Saída	88	9,82	620,87	183,68	1,1420	29,37	0,3744	0,0100					
	NH ₃	Saída	33	9,82	39,48	873,55	3,0857	275,96	0,9257	0,6655					
	V. H ₂ O Sat.	Entrada	120	2,00	56,37	2699,44	7,2126	553,59			-2198,26	-34,42			
		L. sat.	Saída	120	2,00	56,37	501,18	1,5203	52,50						
	Resfriador da coluna	Entrada	33	9,82	660,35	-82,16	0,36	33,13	0,4074	L. Sat.	19,75	3,62			
		Saída	38	9,82	660,35	-62,40	0,4225	6,09	0,4074	L. Sat.					
	Resfriador de SP		Entrada	44	9,82	620,87	-26,61	0,5241	3,31	0,3744	L. Sat.	-51,49			-8,88
Saída			32	9,82	620,87	-78,10	0,3586	1,16	0,3744	L. Sat.					
Recuperador de calor	SP	Entrada	82	9,82	620,87	143,10	1,0293	22,39	0,3744	L. Sat.	-171,68	-29,61	-5,59	1,3064	
		Saída	43	9,82	620,87	-28,58	0,5178	3,19	0,3744	L. Sat.					
	SR	Entrada	38	9,82	660,35	-62,40	0,42	6,09	0,4074	L. Sat.	130,97	24,02			
		Saída	67	9,82	660,35	68,56	0,83	17,02	0,4074	L. Sat.					
Absorvedor Reserv. SR	SP	Entrada	43	9,82	620,87	-28,58	0,5178	3,19	0,3744	L. Sat.		22,15		3,3689	
	NH ₃	Entrada	14	3,73	39,48	1016,27	3,8880	179,46	0,9257	0,8002					
	SR	Saída	32	3,73	660,35	-86,88	0,3453	32,10	0,4074	L. Sat.					
Bomba	Líquido	Entrada	32	3,73	660,35	-86,88	0,3453	32,10	0,4074	L. Sat.	4,72	0,87		0,1889	
	Líquido	Saída	33	9,82	660,35	-82,16	0,3585	33,13	0,4074	L. Sat.					