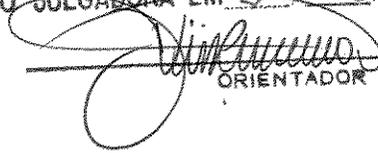


ESTE EXEMPLAR CORRESPONDE A REDAÇÃO FINAL DA
TESE DEFENDIDA POR Rafael Lincoln
Pratts Milanés E APROVADA PELA
COMISSÃO JULGADORA EM 27/08/97.


ORIENTADOR

**UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA**

Melhoramento de um Sistema de Refrigeração por Absorção Água - Amônia para a Fabricação de Gelo

Autor: **Rafael Lincoln Pratts Milanés.**
Orientador: **Prof. Dr. José Tomaz Vieira Pereira**

9808085
P889m

33111/BC

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

P889m Pratts Milanés, Rafael Lincoln
Melhoramento de um sistema de resfriamento por
absorção água-amônia para a fabricação de gelo.--
Campinas, SP: [s.n.], 1997.

Orientador: José Tomaz Vieira Pereira.
Dissertação (mestrado) - Universidade Estadual de
Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica.

1. Refrigeração. 2. Absorção. 3. Gelo. I. Pereira, José
Tomaz Vieira. II. Universidade Estadual de Campinas.
Faculdade de Engenharia Mecânica. III. Título.

**UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
PLANEJAMENTO DE SISTEMAS ENERGÉTICOS**

**Melhoramento de um Sistema de
Refrigeração por Absorção Água - Amônia
para a Fabricação de Gelo**

**Autor: Rafael Lincoln Pratts Milanés.
Orientador: Prof. Dr. José Tomaz Vieira Pereira.**

**Curso: Engenharia Mecânica
Área de Concentração: Planejamento de Sistemas Energéticos**

**Dissertação de mestrado apresentado à comissão de Pós Graduação da Faculdade de Engenharia Mecânica,
como requisito para a obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.**

**Campinas, S.P. - Brasil
1997**



**UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
DEPARTAMENTO DE ENERGIA**

DISERTAÇÃO DE MESTRADO

**Melhoramento de um Sistema de
Refrigeração por Absorção Água-Amônia,
para a Fabricação de Gelo**

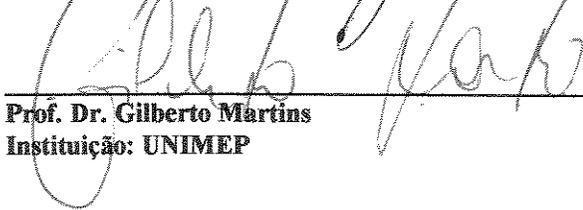
Autor: Rafael Lincoln Pratts Milanés
Orientador: Prof. Dr. José Tomaz Vieira Pereira



Prof. Dr. José Tomaz Vieira , Presidente
Instituição: UNICAMP



Prof. Dr. José/Ricardo Figueiredo
Instituição: UNICAMP



Prof. Dr. Gilberto Martins
Instituição: UNIMEP

Campinas, Agosto de 1997

Dedicatória:

Dedico este trabalho à quem fora meu professor e amigo Fernando Brossard Pérez.

Agradecimentos

Ao meu orientador, por sua paciência e praticidade.

A minha família, especialmente aos meus pais, por ter me ensinado as coisas que não se aprendem nas escolas.

A MADEF SA na pessoa de Ingo Muhle.

A INSTAFRIG pela colaboração e ajuda

A meus amigos.

*É triste pensar que a natureza fala,
e o gênero humano não escuta.*

Victor Hugo.

Sumário

Dedicatória

Agradecimentos

Sumário

Índice

Lista de Figuras

Lista de Tabelas

Nomenclatura

Resumem

Abstract

Capítulo 1. Introdução 1

Capítulo 2. Revisão Bibliográfica 8

Capítulo 3. Metodologia 30

Capítulo 4. Resultados 73

Capítulo 5. Conclusões 84

Referências Bibliográficas 86

Apêndice A

Apêndice B

Apêndice C

Índice

Capítulo 1. Introdução	1
1.1 Estado da Tecnologia de Absorção no País	3
1.2 Aspectos a Tratar na Avaliação do Sistema de Refrigeração HC da UNICAMP	6
Capítulo 2. Revisão Bibliográfica	7
2.1 Antecedentes Históricos	7
2.2 Características dos Sistemas de Absorção	9
2.2.1 <i>Principais Vantagens</i>	9
2.2.2 <i>Principais Desvantagens</i>	11
2.3 A Absorção dentro da Cogeração	11
2.3.1 <i>Cogeração</i>	11
2.3.2 <i>Potencialidade do Uso dos Sistemas da Absorção em Cogeração no Brasil</i>	13
2.4 A Amônia como Refrigerante	15
2.4.1 <i>Situação Atual dos Refrigerantes</i>	15
2.4.2 <i>Riscos do Uso da Amônia</i>	17
2.5 Avaliação Termodinâmica	19
2.6 Eficiência dos Ciclos de Absorção	20
2.6.1 <i>Eficiência Energética</i>	20
2.6.2 <i>Eficiência Exergética</i>	21
2.7 Parâmetros de Projeto de Sistema de Absorção do HC da UNICAMP	22
2.8 Trabalhos Desenvolvidos sobre o Tema	23
2.9 Cálculo Verificativo de Trocadores de Calor	26
2.9.1 <i>Cálculo da Diferencia Média de Temperatura</i>	27
2.9.2 <i>Efectividade de um Trocador de Calor</i>	28

2.9.3	<i>Análise Exergética</i>	29
-------	---------------------------	----

Capítulo 3. Metodologia	30
--------------------------------	----

3.1	Descrição do Sistema de Absorção Instalado na UNICAMP	30
-----	---	----

3.1.1	<i>Pontos de Medição do Sistema</i>	34
-------	-------------------------------------	----

3.1.2	<i>Descrição dos Processos</i>	36
-------	--------------------------------	----

3.2	Descrição do Sistema de Aquisição de Dados	52
-----	--	----

3.2.1	<i>Medição de Temperatura, Vazão, Pressão e Concentração</i>	53
-------	--	----

3.3	Cálculo das Propriedades Termodinâmicas da Mistura	57
-----	--	----

3.4	Metodologia de Avaliação Termodinâmica	61
-----	--	----

Capítulo 4. Resultados	73
-------------------------------	----

4.1	Balanco Energético por Equipamentos e do Sistema	73
-----	--	----

4.2	Balanco Exergético por Equipamentos e do Sistema	76
-----	--	----

4.3	Comportamento do Sistema a Diferença e Valores de Concentração Total	79
-----	--	----

4.4	Cálculo para Troca Térmica	80
-----	----------------------------	----

4.5	Factibilidade de Recuperação do Calor de Retificação com Solução Rica	81
-----	---	----

Capítulo 5. Conclusões	83
-------------------------------	----

Referências Bibliográficas	85
-----------------------------------	----

Apêndice A

Apêndice B

Apêndice C

Lista de Figuras

Figura 1. Comportamento do COP vs. Temperaturas de Evaporação	10
Figura 2. Efeito dos Refrigerantes sobre ODP e GW	16
Figura 3. Processo de Descongelamento	33
Figura 4. Processo no Condensador	36
Figura 5. Processo no Sub-resfriador	37
Figura 6. Processo na Válvula de Expansão	39
Figura 7. Processo no Evaporador	41
Figura 8. Processo Ideal de Absorção	42
Figura 9. Processo no Absorvedor	44
Figura 10. Conjunto Gerador-Coluna de Retificação	46
Figura 11. Linha Principal de Retificação	47
Figura 12. Processo no Conjunto Gerador-Coluna	49
Figura 13. Processo no Pré-aquecedor de Solução Rica	52
Figura 14. Determinação do Estados da Mistura	58
Figura 15. Volume de Controle Grupo Gerador-Coluna	62
Figura 16. Volume de Controle do Evaporador	63
Figura 17. Volume de Controle do Sub-resfriador	65
Figura 18. Volume de Controle do Absorvedor	66
Figura 19. Volume de Controle do Condensador	67
Figura 20. Volume de Controle do Sub-resfriador de Solução Pobre	68
Figura 21. Volume de Controle do Pré-aquecedor de Solução Rica	69
Figura 22. Volume de Controle da Válvula de Expansão de Amônia	70
Figura 23. Volume de Controle do Condensador Evaporativo	71
Figura 24. Diagrama de Grassman para o Balanço Energético	76
Figura 25. Diagrama de Grassman para o Balanço Exergético	78

Lista de Tabelas

	Pág.
Tabela 1. Potência de Grupos Geradores no Estado do Amazonas	14
Tabela 2. Potencial de Aplicação da Absorção nos Setores da Economia	15
Tabela 3. Efeitos Físicos Causados pela Amônia em Seres Humanos	18
Tabela 4. Coeficientes Globais e Calor Trocado de Projeto para cada Equipamento do Sistema	23
Tabela 5. Estado da Mistura	24
Tabela 6. Propriedades Termodinâmicas Totais Determinadas pelo AQUAM 92	24
Tabela 7. Balanço de Energia, Massa e Espécies Químicas no Sub-resfriador de Líquido	25
Tabela 8. Balanço de Energia, Massa e Espécies Químicas no Pré-aquec. de Sol. Rica	25
Tabela 9. Áreas de Troca Térmica de cada Equipamento	32
Tabela 10. Dados Tomados	56
Tabela 11. Estado da Mistura	59
Tabela 12. Propriedades Termodinâmicas Específicas da Mistura	60
Tabela 13. Propriedades Termodinâmicas Totais	61
Tabela 14. Balanço de Energia, Massa e Espécies Químicas no Evaporador	73
Tabela 15. Balanço de Energia, Massa e Espécies Químicas no Sub-resfriador de Líquido	73
Tabela 16. Balanço de Energia, Massa e Espécies Químicas no Absorvedor	74
Tabela 17. Balanço de Energia, Massa e Espécies Químicas no Conjunto Gerador-Coluna	74
Tabela 18. Balanço de Energia, Massa e Espécies Químicas no Pré-aquecedor de Solução Rica	74
Tabela 19. Balanço de Energia, Massa e Espécies Químicas no Pré-resfriador de Solução Pobre	74
Tabela 20. Balanço de Energia, Massa e Espécies Químicas no Condensador	75
Tabela 21. Balanço Energético do Sistema	75
Tabela 22. Balanço Exergético do Sistema	77
Tabela 23: Comparação dos Resultados	78
Tabela 24. Eficiência do Sistema por Resfriamento por Absorção	79
Tabela 25. Parâmetros de Funcionamento do Evaporador para Diferentes Valores de Concentração Total	79
Tabela 26. Diferenças Médias de Temperatura, Efetividade e Coeficiente Global de Troca Térmica dos Equipamentos do Sistema	80

Nomenclatura

Letras Latinas

- A- Área de transferência de calor (m^2)
- b- Espessura (m)
- c- Calor específico (KJ/Kg °C)
- Cp- Calor específico a pressão constante (KJ/ kg-K).
- d- Diâmetro do tubo (m)
- d_i - Diâmetro interior do tubo
- D- Diâmetro do casco (m)
- De- Diâmetro exterior de casco
- Df- Diâmetro de feche do tubo
- Di- Diâmetro interior do casco
- e- Espessura (m)
- e_t - Espessura dos espelhos (m)
- ex-Exergia específica (KJ/kg).
- Ex-Fluxo de exergia (KJ/s).
- f- Razão de circulação
- f_a - Fluxo máximo de solução rica para processo de retificação
- f_d -Coeficiente de atrito de Darcy (-)
- f_i -Coeficiente de atrito por fora do feixe de tubos ideal (-)
- f_f - Escoamento laminar
- F-Fator de correção
- F_c -Fração do número total de tubos que esta em escoamento cruzado puro (-).
- F_{sbp} -Fração da área do escoamento cruzado em que ocorrem as correntes C e B (-).
- F_c -Fração de tubos em uma janela (-).
- G- Coeficiente de correção para o coeficiente de película
- h- Entalpia específica
- h_c - Coeficiente de película
- h_{ideal} -Coeficiente de película para o escoamento cruzado através de um feixe de tubos ideal
- H-Fluxo de entalpia (kW).
- I-Irreversibilidades.
- J_C -Efeito do escoamento pela janela (-)
- J_D -Efeito do desvio pela folga feixe de tubo-casco (-)
- J_L -Efeito dos vazamentos chicana-casco e chicana-tubos
- J_r -Para uso em escoamento laminar (-)
- J_s -Efeito do espaçamento das chicanas (-)
- J_i -Fator de Colburn (-)
- K- Coeficiente de condutividade térmica ($w/m^{\circ}C$)
- l- Separação entre as chicanas adjacentes (m)
- l_1 -Separação entre a chicana e o espelho frontal (m)
- l_2 -Separação entre a chicana de saída e o espelho de saída (m)
- L-Conteúdo de líquido na mistura
- Lt-Comprimento dos tubos entre as superfícies internas dos espelhos (m)
- m-Fluxo de massa (kg/s).
- M-Quantidade de energia
- n-Quantidade (-)
- n_t - Número de tubos
- N_u - Número adimensional de Nusselts (-)

N_b - Número de chicanas (-)
 N_p - Número de espaços existentes no feixe tubular (-)
 N_{ss} - Número de pares de tiras selantes (-)
 N_c - Número de fileiras de tubos cruzados (-)
 N_{cw} - Número de fileiras de tubos efectivamente cruzados, em cada janela (-)
 N_{ct} - Número de fileiras de tubos cruzados ao longo de todo o trocador (-)
 p -Passo dos tubos (m).
 P_p Passo paralelo dos tubos (m).
 P_n Passo normal dos tubos (m).
 P -Pressão (MPa).
 P_r -Número adimensional de Prandtl (-)
 P_t - Pressão média no tubo
 PF - Coeficiente de correção para o LMTD
 \dot{q} -Taxa de calor (w/m^2)
 Q -Fluxo de calor (w).
 r -Raio (m)
 R -Resistência de depósito
 RF - Coeficiente de correção para o LMTD
 RR -Razão de refluxo
 R_c - Número adimensional de Reynolds (-)
 s -Entropia específica (KJ/kg - K).
 S -Fluxo de entropia (KJ/s).
 S_M -Área da passagem no feixe de tubos (m^2)
 SP -Solução pobre.
 SR -Solução rica.
 S_{sb} -Área da seção de vazamento casco-chicana (m^2).
 S_b -Área da seção por onde escoa a seção desviada do escoamento (m^2).
 S_{wg} -Área total da janela (m^2).
 S_{wt} -Área da janela ocupada pelos tubos (m^2).
 t - Temperatura ($^{\circ}C$)
 t_c - Temperatura de fluido frio
 t_h - temperatura de fluido quente
 t_v -Temperatura de saturação no vapor, para uma dada P e concentração total ξ ($^{\circ}C$).
 t_l - Temperatura de saturação no líquido, para uma dada P e concentração total ξ ($^{\circ}C$).
 T -Temperatura absoluta (K).
 U -Coeficiente global de troca térmica (w/m^2 $^{\circ}C$)
 v -Fluxo volumétrico (m^3/s).
 V -Conteúdo de vapor na mistura
 V_{bT} -Velocidade média nos bocais (m/s)
 V_t - Velocidade média no tubo
 X -Concentração no líquido da mistura (massa de líquido/massa total da mistura).
 Y -Concentração no vapor da mistura (massa de vapor/massa total da mistura).
 Z - Grau de eficiência
 w -Comprimento (m)
 W -Trabalho (kJ).

Letras Gregas

α -Coeficiente de troca térmica ($w/m^{\circ}C$)

Δ - Variação.

ΔP_{cr} - Perda de pressão em todos os escoamentos cruzados (MPa).

ΔP_{bi} - Perda de pressão em um feixe de tubos ideal (Mpa).

ΔP_{bt} - Perda de carga nos bocais

ΔP_e - Perda de carga por expansão

ΔP_f - Perda de carga por atrito

ΔP_t - Perda de carga total

ΔP_w - Perda de pressão no escoamento pela janela (MPa).

ΔP_{wi} - Perda de pressão numa janela, onde não há vazamentos e desvios (MPa).

ΔT_m - Diferença média de temperatura

η - Eficiência

ξ - Concentração total de amônia.

ϵ - Efectividade de trocador de calor

ρ - Densidade (kg/m^3).

δ - Folga

v - Volume específico.

Ψ - Eficiência exergetica (%).

μ_c - Viscosidade absoluta a temperatura média da pared

μ_{te} - Viscosidade absoluta a temperatura média do fluido

Subscritos

a-Absorvedor.

ae-Agua de resfriamento

ag-Agua.

am-Amônia

ar-Ar.

b- Bomba

c-Condensador.

CE-Condensador evaporativo.

D- Desorção

E-Evaporador.

Ex- Exergia

ea-Equipos auxiliares

ft- Fonte térmica

G- Gerador

g-Gelo.

gc-Gerador-Coluna.

int-Interna

L- Líquido

o-Estado de referência.

oa-Sub-resfriamento na solução rica no absorvedor

oe-Sem sub-resfriamento

p- Pressão

psr-Pré-aquecedor de solução rica.

prsp-Pré-resfriador de solução pobre.

r- Referência

R- Retificador

S- Entropia

s- saturada
SP-Solução pobre.
SR-Solução rica.
sr-Sub-resfriador.
t- Temperatura
tb-Tubo
tc-Troca térmica
v- Vapor
vc-Volume de controle
ve-Válvula de expansão.
w- Trabalho
 ΔS_a -Variação de entropia no absorvedor
 ΔS_e -Variação de entropia no evaporador
 ΔS_{gc} - Variação de fluxo de entropia do grupo gerador-coluna
 ΔE_x - Variação de energia no absorvedor
 ΔE_{x_e} - Variação de exergía no evaporador
 $\Delta E_{x_{gc}}$ -Variação de fluxo de exergía do grupo gerador-coluna

Superescritos

. - Fluxo.
q- Taxa de calor
'- 1º tipo
"- 2º tipo

Abreviaturas

DMLT- Diferencia média logarítmica de temperatura
KW- Kilo-watts
KW/K- Kilo-watts por Kelvin
Kcal/h- Kilo-calorias por hora
Kg/ciclo-Kilograma por ciclo
Kg/h- Kilograma por hora
mA- Mili-amperes
ms- Mili-segundo
ppm- Parte por milhão
TR- Toneladas de refrigeração
UV- Umidade absoluta
V- Voltio
°C- Graus centígrados

Siglas

ASHRAE - American Society Heating, Refrigeration and Engineers
CFCs- Cloro, Fluor, Carbonetos
COP- Coeficiente de desempenho
HCFC- Hidro Cloro Fluor Carbonetos
FAO- Food and Agricultural Organization
GGD 0520- Tipo do gerador de gelo
GWP- Global Warming Potencial
ODP- Ozonio Destruction Potencial
MADEF SA- Máquinas de Frio. Sociedade Anônima
TEMA - Tubular Exchanger Manufacturers Association.
UFRGS- Universidade Federal de Rio Grande do Sul

Resumo

PRATTS, Rafael Lincoln, *Melhoramentos de um Sistema de Resfriamento por Absorção Água Amônia, para a fabricação de Gelo*, Campinas,: Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 1997. 100 p. Tese (Mestrado)

Neste trabalho tenta-se determinar as melhorias tecnológicas que devem ser feitas em um sistema de refrigeração por absorção que usa o par água-amônia como refrigerante para a fabricação de gelo. O estudo é feito sobre uma planta desse tipo que se encontra atualmente na área de serviços do Hospital das Clínicas da UNICAMP e que foi doada a esta Universidade pela empresa MADEF S.A., produtora deste tipo de fábrica no país.

Foram usadas as avaliações energéticas e exergéticas, conjuntamente com o cálculo verificativo de trocadores de calor. Para conseguir isso instalou-se um sistema de aquisição de dados via computador, através do qual obtivemos os valores de pressão e temperatura da solução em diversos pontos, definidos geralmente pela entrada e saída de cada equipamento. Com estes dados determinou-se as propriedades termodinâmicas em cada ponto, com ajuda do software AQUAM, e do diagrama entalpia vs. exergia de Merkel-Bonsjakovich.

A partir das avaliações energéticas e exergéticas, conseguiu-se determinar os pontos fracos do sistema, verificando os valores das irreversibilidades de cada equipamento pela aplicação do conceito de geração de entropia (Teorema de Gouy-stodola), metodologia válida para a análise de qualquer tipo de sistema.

O sistema avaliado apresentou um coeficiente de operação de 0.42; as maiores irreversibilidades, 32 %, no conjunto gerador coluna de retificação; a maior eficiência exergética, 81 %, no pré-aquecedor de solução rica; e a menor, 14.29 % , no sub-resfriador de líquido.

Os cálculos realizados indicam o subdimensionamento do absorvedor, do pré-resfriador de solução pobre, e do condensador evaporativo, pouco tempo de congelamento, baixa concentração de amônia no evaporador, dimensões excessivas da válvula de pressão constante e grandes perdas de calor.

Palavras-chave:

- Refrigeração, absorção, gelo.

Abstract

PRATTS, Rafael Lincoln, *Melhoramentos de um Sistema de Resfriamento por Absorção Água Amônia, para a fabricação de Gelo*, Campinas,: Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 1997. 100 p. Tese (Mestrado)

It is focused the technological developments that must be done on absorption freezing systems using the couple water-ammonia as absorber refrigerant for ice industries. This study was made over this kind of plant which actually is found in the service area of Hospital das Clínicas/HC in UNICAMP. That plant was freely given to this University by MADEF S.A., producer of this kind of industry in Brazil.

Energetic and exergetic evaluations were used jointly to verificative account of heat exchangers. to achieve this goal it was installed a data acquisition system by means of computer through which we got the pressure and temperature values of the solution in different points, generally defined by input and output of each equipment. Using this data, it was determined the thermodynamics properties in each point, with AQUAM software help as well as enthalpy exergy diagram of Merkel and Bonsjakovic.

Since the exergetic and energetic evaluations, it was found the weak points of the system verifying irreversibility values of each equipment by applying the entropy theory concept (Gouy-Stodola's Theorem), which is considered an appropriate methodology to analyze any kind of system.

The evaluated system presented a coefficient of performance, COP of 0,42, major irreversibilities representing 32% on the generator complex rectifying column, a major exergetic efficiency, 81%, in rich solution pre-heating and the minor, 14,29%, in the liquid sub-cooling.

The calculated values indicate the absorber subdimension of the weak solution pre-cooling and of the evaporative condensation, little time of cooling, low ammonia concentration in the evaporator, excessive size of the constant pressure valve and great heat losses.

Key-words:

- *Refrigeration, absorption, ice.*

1. INTRODUÇÃO

Devido à extensão do território brasileiro e as condições climáticas, a refrigeração representa uma questão crítica, colocando a indústria de alimentos em uma situação difícil, uma vez que a refrigeração é o único método conhecido que conserva os produtos com características similares a seu estado original, ou seja, com sua aparência, valor nutritivo e sabor, retardando o processo de maturação, o que permite seu consumo muito tempo depois de sua colheita.

O Brasil encontra-se entre os maiores produtores mundiais de frutas tropicais. No ano de 1991 a produção nacional de frutas foi estimada em 25 milhões de toneladas, o que representa, segundo a FAO, 7% da produção mundial. As perdas pós colheita no Brasil estão entre 30% e 40% o que representa uma perda de 7,5 a 10 milhões de toneladas por ano, só de frutas, por causa da falta de refrigeração. Se não ocorressem essas perdas o país poderia ter faturado 2,8 bilhões de dólares a mais (Neves, 1993).

Para dotar o país de uma boa “rede de frio” serão necessários investimentos em equipamentos e energia, e também em educação, para se criar uma cultura adequada a esta realidade. A idéia, neste trabalho, é explorar uma alternativa que, além de propiciar uma utilização mais eficiente da energia, permita instalar sistemas de refrigeração em regiões não servidas pela rede elétrica.

Está sendo generalizado o conceito de que o uso adequado da energia requer que as diferentes demandas sejam supridas com fontes energéticas de qualidade compatível, como por exemplo, o resfriamento ou a refrigeração de um espaço poderia ser feito a partir de fontes de calor de baixo potencial tais como o calor residual de indústrias e de usinas de potência. Também a luta contra a contaminação ambiental faz com que se volte a pensar nos sistemas de refrigeração que trabalham sob os princípios químicos de sorção, empregando substâncias inócuas para o meio ambiente, evitando o efeito maligno dos freons. Convém notar neste sentido que a amônia aparece como um dos refrigerantes com maior potencial de utilização em grande escala.

Devido à crise dos CFCs na refrigeração, ao custo cada vez mais elevado da energia elétrica e ao fato de o Brasil ser um país em desenvolvimento -onde por exemplo, mesmo no Estado de São Paulo só 70% das propriedades rurais são servidas pela rede de distribuição de energia elétrica sendo nos outros Estados em média só 10%- os sistemas de absorção representam a melhor alternativa para a produção de frio nessas regiões. Além disso encontram-se disponíveis muitas fontes de energia de baixo potencial (fontes térmicas de temperaturas relativamente baixas) tais como gases de descarga de motores de combustão interna, gases de exaustão da combustão de lenha, de gás natural, óleo combustível, casca de produtos, etc. Essas fontes, em geral de custo nulo ou muito baixo, poderiam ser utilizadas para acionar esse tipo de sistemas.

No atual contexto energético do Brasil, e de muitos países em vias de desenvolvimento, o emprego das máquinas térmicas por absorção figuram como uma opção promissória.

As instalações frigoríficas por absorção, além de permitirem uma utilização nobre para essas fontes energéticas, só precisam de 5 a 10% da energia elétrica que usa um sistema por compressão mecânica da mesma capacidade frigorífica. Por essa razão esses sistemas são indicados para uso de fontes térmicas de rejeito. Os sistemas de refrigeração por absorção são colocados, em todos os esquemas imagináveis de recuperação de calor, como o degrau final da escada já que são capazes de transformar essa energia térmica (já inútil para a maioria dos processos) em frio.

Os sistemas de refrigeração por absorção e adsorção foram desenvolvidos em momentos em que a humanidade tinha dificuldades com o suprimento de energia. Com o desenvolvimento tecnológico e a exploração de grandes jazidas de combustíveis fósseis, esses sistemas deixaram de ser interessantes e o estudo sobre eles ficou estagnado até o momento em que o custo do suprimento energético passou a ser determinante. Além disso a necessidade de uso mais eficiente da energia disponível converte-se em um fator relevante, sendo os sistemas por cogeração os encarregados de consegui-lo. Estudos realizados na Universidade de Arizona dos Estados Unidos mostram que 30% das necessidades de incremento na produção de energia elétrica por ano, a nível mundial, poderiam ser evitadas com a adoção de tecnologias de uso final mais eficientes, evitando a implantação de novas usinas geradoras de eletricidade, permitindo grandes economias, e conseqüentemente diminuindo a ação devastadora do homem sobre o meio ambiente.

No Brasil, sistemas de refrigeração por absorção são fabricados pela empresa MADEF SA (única produtora no país), de grande experiência neste campo, o que permite ter essa tecnologia disponível em nível nacional.

O presente trabalho procura o aperfeiçoamento de uma máquina por absorção para a produção de gelo, que opera utilizando o par água-amônia. Essa máquina é de pequeno porte, mas pode ser considerada como um protótipo industrial. O diagrama monolinear do sistema de absorção instalado no Hospital das Clínicas/HC da UNICAMP aparece no apêndice A.

A máquina foi projetada e construída pela MADEF SA para cogeração com o motor de combustão interna de um barco pesqueiro. Por uma série de problemas operacionais do próprio barco o projeto não foi bem sucedido, e a máquina foi preparada para trabalhar de forma estacionária, sendo doada à UNICAMP para estudos de aperfeiçoamento e divulgação desta tecnologia.

Atualmente a máquina encontra-se no setor de serviços do HC da UNICAMP. O projeto original previa o uso de gases de exaustão no gerador de amônia (expulsor), mas por simplicidade encontra-se consumindo vapor de água (com o mesmo trocador), usando uma parte do vapor gerado nas caldeiras.

O presente estudo forma parte de um projeto geral, relacionado com a otimização, aperfeiçoamento, utilização racional e aplicação prática dessa tecnologia. Outros trabalhos estão sendo desenvolvidos sobre esta instalação. Assim, existem alguns referidos às análises detalhadas do absorvedor e do grupo gerador-coluna-retificador, por serem os componentes mais complexos da instalação, outros à cogeração com motores de combustão interna e produção de eletricidade e, por último, estudos de sensibilidade do sistema em relação à variação dos parâmetros externos.

Embora as primeiras referências a respeito desses sistemas tenham surgido no século passado e apesar do grande leque de aplicações destas tecnologias, não se deve esquecer que estas baseiam-se em princípios físico-químicos complexos pelo que ainda restam muitos problemas técnicos por resolver para sua total disseminação.

1.1 Estado da tecnologia de absorção no país

Devido a que os sistemas de absorção no país são desenvolvidos só pela MADEF SA, o estado dessa tecnologia no país pode-se avaliar apartir dos sistemas construídos e instalados por esta ^(*) :

^(*) Dados fornecidos pela MADEF SA.

- 1.- Frigorífico Amaral, Indústria da pesca. 1971. Rio Grande do Sul.
1ª etapa a -35 °C : 100 TR.
2ª etapa a -15 °C : 84 TR.
Fonte de aquecimento: Inicialmente óleo combustível, depois lenha.

- 2.- Friopesca (Moto importadora). 1971. Manaus.
1ª etapa: -15 °C , 20 TR.
Fonte de aquecimento: Óleo combustível.

- 3.- Cocam (Mattarazo). Indústria de leofilização de café. 1974.
Catanduva. São Paulo.
1ª etapa: -55 °C , 250 TR.
2ª etapa: -45 °C , 250 TR.
3ª etapa: -17 °C , 84 TR.
Fonte de aquecimento: Óleo combustível.

- 4.- Lioval. 1976. Morretes. Paraná.
1ª etapa: -35 °C , 140 TR.
Fonte de aquecimento: Vapor de água.

- 5.- UFRGS. 1976. Porto Alegre.
1ª etapa: -10 °C , 10 TR.
Fonte de aquecimento: Energia solar (instalação para testes).

- 6.- Indústria de pescados Kowalsky. 1988. Itajaí. SC.
1ª etapa: -35 °C , 12 TR.
Fonte de aquecimento: Gases de descarga do motor de propulsão do barco.

- 7.- Furtado SA. Indústria de pesca. 1988. SC.
1ª etapa: -40 °C , 140 TR.
2ª etapa: -15 °C , 300 TR.
Fonte de aquecimento: Vapor.

8.- Coqueiro alimentos Ltda. 1989. Itajaí. SC.

1ª etapa: -35 °C, 12 TR.

Fonte de aquecimento: GLP.

9.- Frigorífico Extremo Sul. 1989. Pelotas. RS.

1ª etapa: -35 °C, 340 TR.

2ª etapa: -10 °C: 340 TR.

Fonte de aquecimento: Vapor, produzido a partir de queima de casca de arroz.

10.- Frigorífico Paulo Adriano. 1990. RS.

1ª etapa: -35 °C, 12 TR.

Fonte de aquecimento: Vapor.

11.- UNICAMP. 1993. Campinas.SP.

1ª etapa: -10 °C, 7 TR.

Fonte de aquecimento: Vapor, produzido a partir de óleo BPF.

De todas estas mantêm-se só duas (9 e 11) em operação, e uma delas é a instalação experimental existente no HC da UNICAMP, e o sistema instalado no frigorífico Extremo Sul. As outras foram abandonadas ou substituídas por sistemas de compressão, o que poderia ter sua base no desconhecimento sobre este tipo de sistema.

O sistema instalado no frigorífico (9) substituiu dez compressores tipo parafuso de 75 KW cada um, aproveitando todo o circuito de amônia existente (evaporadores, condensadores, vasos intermediários, bombas de circulação de amônia, tubulações, etc), o que permitiu um ganho considerável. O investimento feito por essa empresa teve o tempo de retorno de um ano, só com a redução de gastos com a energia elétrica, consumida pelos compressores que existiam anteriormente.

Como pode ser avaliado, essa empresa tem realizado um amplo trabalho nessa área, sendo de grande interesse a ampliação do horizonte de emprego dessa tecnologia, partindo do melhoramento do projeto dos equipamentos do sistema, visando o incremento de sua eficiência.

No Brasil, além das instalações citadas (segundo a informação que dispomos), em 1992 foi aberto o Ilha Shopping Center, no Rio de Janeiro, onde é praticada a cogeração usando uma máquina de absorção de 1200 TR da Springer Carrier, sendo a unidade geradora de energia elétrica de 950 Kw. Outra unidade foi montada para o condicionamento de ar e aquecimento (bomba de calor em ciclo inverso) em outro Shopping Center em Rio Grande do Sul com capacidade de 800 TR, importada da Coreia em 1994. Segundo a empresa que projetou o sistema de cogeração o Estado poupa recursos na medida em que incentiva empreendimentos desse tipo.

Esses dados apresentam o que poderia ser o começo do uso dos sistemas de absorção em grande escala, com a única desvantagem de esses equipamentos serem importados apesar de que no país existem todas as condições para fabricá-los garantindo seu funcionamento.

1.2 Aspectos a tratar na avaliação do sistema de refrigeração do Hospital das Clínicas da UNICAMP

O sistema em estudo apresenta características constructivas que o diferenciam dos outros equipamentos por absorção, e que consideramos a mais importantes a serem tratadas na sua avaliação:

- 1.- Uso da solução forte para a recuperação do calor de retificação.
 - a.- Presença do sub-resfriador de solução pobre.
 - b.- Fluxo de calor no expulsor.
 - c.- Condensador de refluxo.
- 2.- Sub-resfriamento da solução forte no absorvedor.
 - a.- Cavitação da bomba.
 - b.- Calor rejeitado no absorvedor.
- 3.- Purga de líquido no evaporador.
 - a.- Desbalanço no funcionamento.
 - b.- Perda de capacidade de resfriamento.
 - c.- Descongelamento ineficiente.
- 4.- Tempo de congelamento.
- 5.- Processo de descongelamento.
 - a.- Diminuição da pressão no expulsor.

b.- Arraste de água.

6.- Concentração dos vapores de amônia na saída da torre de retificação.

a.- Relação custo/pureza.

2. Revisão Bibliográfica

2.1 Antecedentes Históricos

A idéia da refrigeração química surgiu em 1824, quando Faraday sugeriu o desenvolvimento de uma unidade de refrigeração onde uma reação entre amônia (NH_3) e cloreto de prata (AgCl) foi usada para obter a vaporização da amônia líquida para produzir efeito frigorífico. A partir de então diversos pares de substâncias foram experimentadas para obter uma maior eficiência térmica.

O sistema de refrigeração por absorção mais conhecido é aquele que emprega o par água - amônia, devido a sua maior faixa de aplicações e amplo regime de trabalho.

A tecnologia de absorção teve seu grande desenvolvimento a partir de 1850 com os trabalhos de **Ferdinand Carré**. De 1859 até 1862 foram registradas diversas patentes, sendo construídos alguns sistemas para a fabricação de gelo e para aplicação em processos industriais **Stephan (1983)**.

A partir de 1880, com o desenvolvimento da refrigeração por compressão a vapor de **Carlos Linde**, nos Estados Unidos, os sistemas por absorção tornaram-se menos atrativos. Somente em épocas quando o custo da energia aumentava, como depois da Primeira Guerra Mundial, e a necessidade de aproveitamento de rejeitos energéticos era importante, os sistemas de absorção começaram a ser utilizados em grande escala. Esse fato é importante de ressaltar, pois a mesma situação começa a aparecer, atualmente, no perfil energético do Brasil e, dessa forma, devemos estar preparados com uma tecnologia pronta para ser utilizada, permitindo o uso de fontes energéticas de baixo custo ou de rejeitos térmicos.

Na Suécia, por volta de 1930, foi desenvolvido o refrigerador Eletrolux (absorção água-amônia com gás inerte), de uso doméstico baseado na patente de **Planten-Munters**. Essa patente caducou durante a Segunda Guerra Mundial. Na década de 50 **Stierlin** conseguiu fabricar um sistema de maior eficiência, provocando uma nova abertura do mercado. Esse de tipo sistema, devido a sua capacidade, é utilizado em aparelhos como refrigeradores e frigo-bares. A empresa Eletrolux fabrica

aproximadamente um milhão desses aparelhos por ano, 80% da produção mundial, (Almén, 1996).

Os princípios teóricos dos sistemas de absorção foram estabelecidos a partir dos trabalhos de **Merkel e Bosnjakovic**, com o diagrama Entalpia vs. Concentração e os estudos de **Nesselman e Alterkirch (1930)**. Com base nesses trabalhos **Niebergall (1938)** estabeleceu os métodos de avaliação para esses ciclos.

A história mais detalhada desses sistemas pode ser encontrada nos trabalhos de **Plank (1959)**, e de **Stephan (1983)**. Recentemente, foi despertado um novo interesse por essa tecnologia, fato que poderia ser atribuído à possibilidade que brinda a absorção ao seu emprego em esquemas de cogeração, com o uso de fontes de baixo potencial (baixa temperatura). Atualmente empresas como a Trane Co., Carrier e York nos EUA, associadas a grandes empresas japonesas, mostram uma alta tecnologia nesse setor. Outros autores, como **Eames (1995)**, explicam que o atual interesse por essa tecnologia se deve ao incremento do preço da energia elétrica.

2.2 Características dos Sistemas de Absorção

As instalações por absorção tem a grande vantagem de utilizar uma fonte térmica de baixo potencial como fonte principal de energia. Esses sistemas são justificáveis só quando se dispõe de fontes de energia térmica de baixo custo. Esse tipo de instalação se distingue das instalações por compressão pela ausência de compressores, o que representa uma vantagem insuperável.

2.2.1 Principais Vantagens

- a) Consome de 5 - 10% da energia elétrica de uma instalação por compressão de igual capacidade frigorífica, **MADEF (1980)**.
- b) Flexibilidade energética: o qual é o ponto mais favorável, devido a sua capacidade de se adaptar a diferentes fontes de energia.
- c) Rendimento quase constante a baixas temperaturas. **Threkerel (1978)** mostra as variações do COP vs temperatura de evaporação, para sistemas a

compressão na figura 1. Nessa foram incluídas mais duas curvas: o COP de Sistemas a compressão considerando a eficiência de plantas térmicas e o COP de sistema de absorção água amônia.

Pode-se observar que as variações do COP para sistemas a compressão são realmente sensíveis, já para sistemas por absorção a variação é menos acentuada, apesar de não deixar de serem menores os valores absolutos. Temos que aclarar que os ciclos de calor e potência, nos sistemas por absorção encontram-se juntos, o que não acontece com os sistemas a compressão.

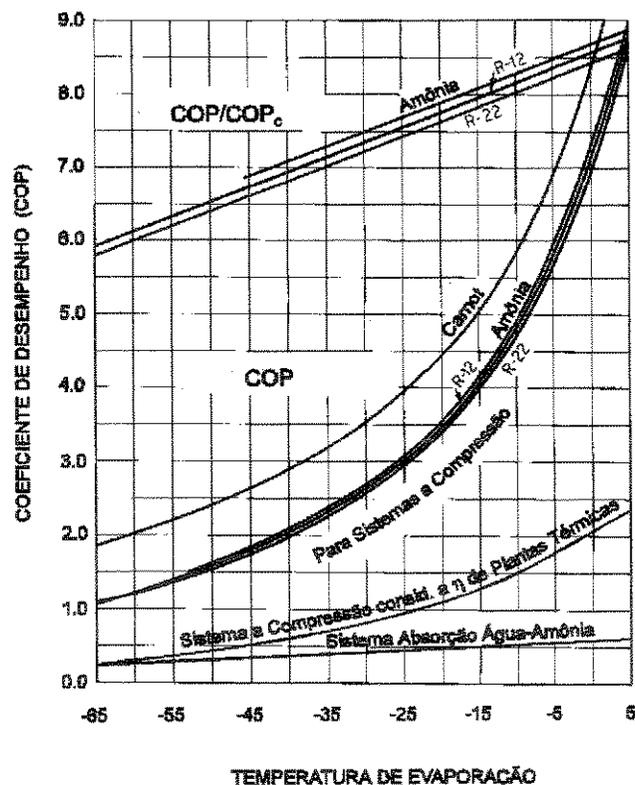


Figura 1: Comportamento do COP vs Temperaturas de Evaporação

Fonte: Threkerel, (1978).

A curva imediatamente superior à dos sistemas de absorção é uma representação de qual seria o COP dos sistemas a compressão considerando uma eficiência do 30%, das plantas termoeletricas, levando em conta as perdas por transmissão.

d) Manutenção reduzida. Devido ao fato dos sistemas por absorção serem máquinas térmicas, e a maioria de seus componentes ser trocadores de

calor (85%), a manutenção é mínima quando comparados com sistemas a compressão.

- e) Os trocadores de calor não têm sua capacidade afetada pela presença de óleo nas tubulações.
- f) Investimento geralmente da mesma ordem que para instalações a compressão, sem levar em conta as necessidades de subestação elétrica para os compressores e caldeiras para o sistema a absorção. Isso varia muito, de fabricante para fabricante, necessitando portanto uma análise especial para o julgamento definitivo.
- g) Baixo nível de ruído.

2.2.2 Principais Desvantagens

- a) Não há tradição de uso desta tecnologia no Brasil.
- b) Os equipamentos tendem a ser mais pesados e ocupar maiores espaços.
- c) A tecnologia só torna-se viável quando há disponibilidade de uso de fontes térmicas de baixo custo.
- d) Pouco conhecimento sobre a amônia.
- e) Do ponto de vista econômico sua aplicação depende da proporção entre as tarifas elétricas (muito baixas no Brasil), com o valor dos combustíveis usados comumente. No apêndice C aparecem as tarifas de energia elétrica cobradas pelas Companhias distribuidoras do estado de São Paulo.
- f) Calor adicional: O rejeito térmico é maior que nos sistemas a compressão devido à presença do absorvedor e o condensador de refluxo, o que implica uma necessidade de água de arrefecimento de 2 a 3 vezes maior.

As características da operação dos sistemas por absorção são descritas por vários autores como Koskhin (1956), Figueiredo (1980), Halász (1989), Cortez (1995), Da Silva (1994).

2.3 A Absorção dentro da Cogeração

2.3.1 Cogeração

Os primeiros sistemas de cogeração instalados nos Estados Unidos datam da primeira década desse século, quando o fornecimento de energia proveniente de grandes centrais não era comum. Essa situação perdurou até a década de 40, quando a cogeração chegou a representar 50% de toda a energia elétrica gerada em países como os Estados Unidos.

Com a proliferação das grandes centrais elétricas que conseguiam fornecer energia abundante e barata, foram gradualmente perdendo participação os sistemas de cogeração. No entanto essa situação começou a ser modificada a partir da crise do petróleo em 1973, que criou a necessidade de mudar rapidamente o quadro energético, pelo que diversos países criaram programas de conservação energética.

No ano de 1992 a cogeração ocupava uma porcentagem importante dentro da produção total de energia em vários países; por exemplo: na Dinamarca representava 27,5%, e na Holanda 20%, outros países com pouca disponibilidade de combustíveis fósseis desenvolvem programas que incentivam a cogeração.

Os motores de combustão interna utilizados em grupos geradores para a cogeração encontram-se disponíveis no mercado, sendo que vários fabricantes dispõem de modelos preparados para tal propósito.

Em geral os grupos geradores apresentam uma eficiência elétrica maior que uma turbina a gás, conseguindo converter ao redor de 32% da energia do combustível em energia elétrica, enquanto as turbinas conseguem tipicamente de 22% a 30% (turbinas de grande porte conseguem eficiência de até 40%).

Os motores de combustão interna para serem empregados na cogeração devem ter características específicas, principalmente devido à operação em regime contínuo e ao sistema de resfriamento adequado por serem estacionários.

Um aspecto importante a assinalar é a possibilidade de que os motores de combustão interna permitem recuperar uma grande parte do calor rejeitado, ao contrário das turbinas a gás onde só é possível recuperar o calor rejeitado com os gases de escape. Por isso a recuperação do calor de rejeito dos motores permite a flexibilidade de esquemas de recuperação, como os citados a seguir:

- a) sistemas de água quente a baixa temperatura;
- b) sistema de água quente a alta temperatura;

- c) sistema de água quente de alta temperatura e de vapor de baixa pressão; e
- d) sistemas tipo “ebullient-cooling”, com geração direta de vapor de baixa pressão.

Esses diversos esquemas, do ponto de vista da recuperação, dividem-se em:

- a) sistemas que recuperam as perdas por convecção e radiação;
- b) sistemas que recuperam as perdas pelos gases de exaustão; e
- c) sistemas que recuperam as perdas por convecção e radiação conjuntamente com as perdas pelos gases de exaustão.

Segundo Larry Good, presidente da Associação dos Engenheiros da Energia (AEE) dos EUA, tem se conseguido recuperar 65% da energia térmica total rejeitada pelo motor (recuperando tanto as perdas nos gases de escape como por convecção e radiação), alcançando eficiência total de 76% e, nos sistemas onde são recuperadas só as perdas nos gases de escape, têm se conseguido eficiência de recuperação do calor dos gases de escape de 85%, conseguindo assim uma eficiência total de 57%.

Atualmente existe tecnologia desse tipo disponível no mercado mundial, como grupos geradores que além de gerar potência elétrica produzem água quente.

2.3.2 Potencialidade do Uso dos Sistemas de Absorção em Cogeração no Brasil

Grande parte do território brasileiro não é servida pela rede elétrica interligada, principalmente em regiões Norte e Centro-Oeste. Nesses lugares a eletricidade é gerada por grupos motogeradores a óleo diesel, com potência do gerador variando de 48 e 2520 KW de cada grupo. Essa grande variedade de potências individuais permite a ampliação da capacidade de forma modular de acordo com a demanda.

Para se calcular a capacidade de produção de frio a partir da recuperação do calor dos gases de escape em motores de combustão interna, **Hufford (1992)** realizou alguns estudos fixando a temperatura de saída dos gases em 190 °C mantida neste nível para evitar processos de condensação. Outro parâmetro que ele fixa é a temperatura de projeto não exceder, em nenhum caso, 871 °C.

$$Capacidade(KW) = 1.12M(T_{ENT} - T_{SAL})0.97COP$$

Onde:

M: Vazão mássica dos gases de escape (Kg/s).

1.12: Calor específico médio dos gases de escape em KJ/s.

T_{ENT} : Temperatura de entrada dos gases (K).

T_{SAL} : Temperatura de saída dos gases (K), não pode ser inferior a 463 K.

0,97: Coeficiente que considera as perdas por transmissão.

Os sistemas de absorção de duplo estágio foram desenvolvidos para conseguir a recuperação das perdas por convecção e radiação e as perdas com os gases de escape, aproveitando os dois níveis de temperatura existentes.

Como forma de ilustração e tomando como base o interior do Estado do Amazonas, na tabela 1, mostramos as capacidades existentes por comunidades, e a capacidade do sistema de absorção a ser instalado:

Tabela 1. Potência de Grupos Geradores no Estado do Amazonas

Potência instalada (KW)	Número de comunidades	Potência média (KW)	Consumo de Diesel (m ³ /mês)	Potência frigorífica (TR)
até 500	40	297	525	70
500 - 1000	17	555	705	70 - 140
1000 - 2000	8	1484	822	140 - 280
2000 - 5000	7	2864	1532	280 - 700
5000 - 10000	3	6495	1409	700 - 1400
mais de 10000	1	12200	681	mais de 1400

Fonte: CEAM. Companhia Energética do Estado do Amazônia. 1990.

Nessas regiões o armazenamento e a conservação de alimentos constitui um problema sério e difícil de resolver, pelo qual os sistemas de absorção representam uma boa possibilidade de solução. Um terço da energia consumida por esses motores (comparável com a energia elétrica produzida) é jogada fora com os gases de exaustão, a qual poderia ser recuperada com o uso da absorção permitindo, além de obter frio, incrementar a eficiência global do sistema.

Apesar de todas as vantagens que apresenta o uso do gás de escape de motores a Diesel, tem sido registrados problemas com entupimentos e corrosão. Indicando haver necessidade de aprimoramento tecnológico para essas aplicações.

Na tabela 2, mostra-se uma análise feita por Cortez (1994) quanto às possibilidades de uso desses sistemas em outros setores da economia.

Tabela 2. Potencial de Aplicação da Absorção nos Setores da Economia

Setor da economia	Atividade	Processo	Fontes de calor disponíveis
Primário	Hortifrutigranjeiros	Resfriamento de produtos, estocagem frigorífico.	Lenha, resíduos agrícolas e biogás
Secundário	Usinas de açúcar e álcool, indústria de papel e celulose, indústrias têxtil, química e petroquímica Indústria de alimentos, laticínios e abatedores, indústria de bebidas.	Resfriamento de dornas de fermentação. Congelamento e estocagem de produtos. Resfriamento de fluxos. Câmaras frias e acondicionamento de ar	Aproveitamento das fontes usuais de energia via cogeração. Gás natural, resíduos agro-industriais. Aproveitamento das fontes usuais, via cogeração
Terciário	Restaurantes, padarias, hotéis, hospitais e centros comerciais.	Câmaras frigoríficas. Acondicionamento de ar. Produção de gelo. Água fria.	Lenha. Gás natural. Gases de exaustão.

Fonte: Cortez 1994

Além dos centros comerciais, os hospitais também destacam-se por serem excelentes candidatos para o uso de sistemas de absorção em cogeração para o acondicionamento de ar. Esses são estabelecimentos do setor terciário onde a tecnologia de absorção apresenta maior viabilidade.

2.4 A Amônia como Refrigerante

2.4.1 Situação Atual dos Refrigerantes

Os CFCs são considerados as principais causas da destruição da camada de ozônio, provocando o incremento da incidência dos raios ultravioletas sobre a Terra e consequentemente o desequilíbrio do ecossistema. Por isso em 1985 foi celebrado o Congresso de Viena onde se começou a tratar o problema. Como resultado das investigações no Protocolo de Montreal em 1987, determinou-se a redução da produção de CFCs e HCFCs em 50 %, com uma gradual diminuição a partir desse valor. Para o Brasil foi determinado para o ano 2010 a eliminação do uso dos HCFCs, sendo instituída no ano corrente no estado de São Paulo uma lei que impede as empresas públicas o uso desses refrigerantes a partir deste ano.

Essa situação mudou o espectro da refrigeração, provocando a necessidade da procura de substitutos para o atual grupo dos freons. Pelos trabalhos realizados, já foram dadas algumas soluções como o refrigerante 134a substituto do R12, e em geral já se tem os substitutos para os outros integrantes do grupo como do R22.

A situação com os atuais refrigerantes tem grande impacto sobre a tecnologia da refrigeração, já que implica mudanças nos novos equipamentos. O principal problema a enfrentar tem a ver com o uso de um novo tipo de óleo lubrificante de base sintética, incompatível com os existentes, para os refrigerantes usados na atualidade.

Os novos substitutos padecem de uma outra imperfeição que é sua influência sobre o incremento do efeito estufa. Esses dois efeitos são avaliados pelos termos de Potencialidade de Destruição da Camada de Ozônio (ODP), e pela Potencialidade de Produção do Efeito Estufa (GWE), outros termos usados são o Global Warming Potential (GWP) e o Total Equivalent Warming Impact (TEWI) que avalia o conjunto desses dois efeitos.

A seguir a figura 2 mostra um gráfico que avalia a influência dos refrigerantes sobre esses dois fatores:

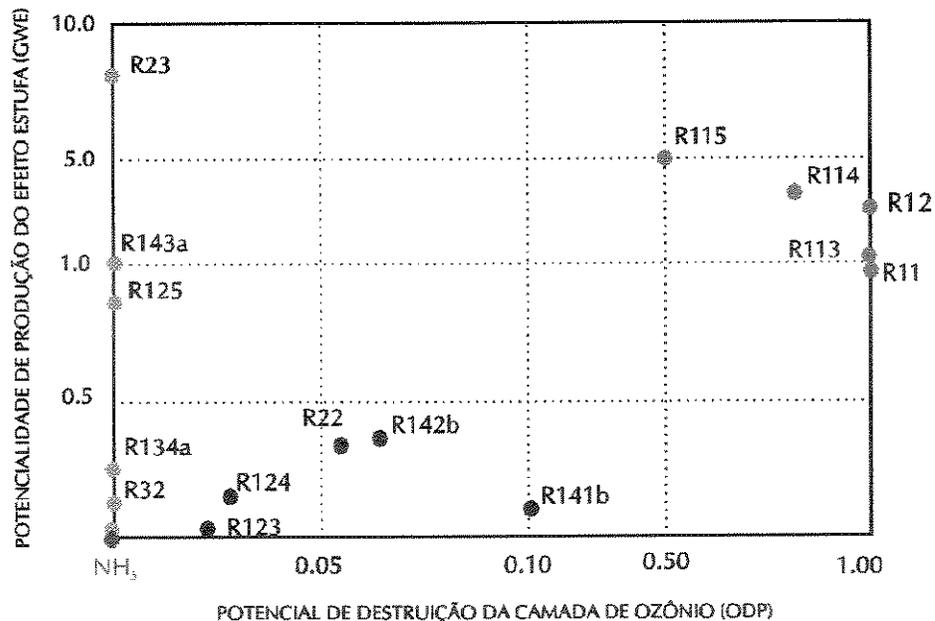


Figura 2. Efeito dos Refrigerantes sobre ODP e o GWP

Fonte: Palestra oferecida por Krause no CIAR III

Nessa figura observa-se que a amônia aparece como o único refrigerante de ação nula sobre a camada de ozônio.

2.4.2 Riscos do Uso da Amônia

Com as leis e regulamentações existentes internacionalmente que cuidam do meio ambiente, a amônia com seu odor e sua imagem pública desfavorável é sempre a primeira na lista das substâncias reguladas. Com o conhecimento atual sobre suas propriedades esses tabus devem mudar.

O homem produz atualmente cerca de 120 milhões de toneladas de amônia por ano, destas 98 a 99% na forma de fertilizantes e como produto para a indústria química, a parte restante (1 - 2%) é utilizado para a refrigeração (**Lindborg 1996**). Essa pequena porcentagem encontra-se dividida em sua maior proporção entre grandes fábricas que utilizam a amônia como refrigerante. A maioria das referências negativas sobre a amônia, relacionadas com acidentes não são em sistemas de refrigeração, mas aparentemente por serem esses os mais conhecidos, fica sobre eles a preocupação da população.

Um dos problemas mais freqüentes com a amônia são os vazamentos em grande quantidade do produto. Nesse sentido foram feitos estudos abrangentes sobre as conseqüências das emissões de recipientes sob pressão de ruptura e especialmente de recipientes sob alta pressão. As leis, normas e códigos asseguram que esses recipientes raramente falham quando tais códigos são respeitados. Pelas estatísticas existentes, os acidentes acontecidos em sistemas de refrigeração por amônia, acontecem na parte de baixa pressão do sistema (aparentemente por se prestar maior atenção à parte de alta pressão).

Pelos estudos realizados determinou-se que os vazamentos são causados geralmente por:

- falha operacional;
- vedações instaladas incorretamente ou material de vedação inadequado;
- soldas de má qualidade;
- dano decorrente da corrosão;
- falha interna pelo processo;
- combinações entre falhas do processo e alguma outra causa; e
- dano físico exterior.

Independentemente da causa do vazamento, eles emitem vapor de amônia e/ou líquido, mas todos por tempo restrito. Um recipiente que apresenta vazamento de vapores de amônia

só dispersa de 10 - 15% de seu conteúdo, **Lindborg (1996)**. A amônia liberada é diluída rapidamente no ar e dispersada para as camadas mais altas. A 100-200 m do lugar de um vazamento grande, da ordem de 2 - 4 Kg/s, poderá ser percebido seu odor pungente característico, que causará ansiedade, mas é totalmente inofensivo.

Em sistemas de refrigeração a maior parte dos vazamentos ocorrem em zonas ventiladas ou ao ar livre, significa que as áreas vizinhas experimentarão o vazamento como dispersão dos vapores. Nas imediações a situação poderia ficar perigosa, mas qualquer problema pode ser resolvido com água, devido à grande afinidade que esses compostos tem entre sim.

Tabela 3. Efeitos Físicos Causados pela Amônia em Seres Humanos

Concentração de amônia no ar (ppm)	Efeitos sobre seres humanos desprotegidos	Tempo de exposição permitido sem dano.
5	Em baixas temperaturas abaixo de 0°C, pessoas sensíveis poderiam sentir.	Ilimitado
20	O cheiro é percebido pela maioria das pessoas.	Ilimitado
50	O cheiro é característico e as pessoas não habituadas reagem.	O permitido por norma na maioria dos países são 8 horas por dia.
100	Não causa efeitos perigosos em pessoas saudáveis, mas pode causar ansiedade em pessoas inexperientes.	Não permanecer mais que o necessário.
300	Pessoas habituadas não suportam e pessoas não habituadas podem entrar em pânico.	Não permanecer.
400 -700	Irritação imediata nos olhos, nariz e órgãos respiratórios, Pessoas acostumadas não podem permanecer.	Em circunstâncias normais de saúde não causa sérios problemas no período de uma hora.
1700	Tosse, câibras e sérias irritações no nariz olhos e órgãos respiratórios.	Exposição de 30 min pode causar lesões sérias.
2000 - 5000	Tosse, câibras e sérias irritações no nariz olhos e órgãos respiratórios.	Pode provocar a morte em 30 min ou menos.
7000	Paralisia e asfixia.	Letal em poucos minutos.

Fonte: Lindborg 1996

A tabela 3 se refere a pessoas totalmente desprotegidas. Até uma concentração de 300 ppm a amônia resulta inofensiva para a vida humana, isso possibilita tomar as medidas necessárias para evitar a ocorrência de um acidente. A amônia por seu cheiro, começa a ser perceptível pelo homem a partir de 20 - 50 ppm (dependendo do estado de saúde do indivíduo). Isso representa uma grande vantagem já que essa pequena e perceptível concentração possibilita o alerta de perigo em tempo, permitindo a saída das pessoas da área afetada. A presença da amônia também pode ser detectada pela aparição de uma nuvem branca em espaços confinados.

2.5 Avaliação Termodinâmica

As avaliações termodinâmicas dos sistemas têm sido empregadas há muito tempo para determinar o comportamento e eficácia com que são realizadas as transformações energéticas em ciclos de potência. A avaliação de sistemas de refrigeração pela primeira lei é importante, mas só quantifica a eficiência com que são realizadas as transformações energéticas, sem ter em conta a qualidade da energia que está sendo transformada. Por exemplo, não distingue a diferença entre uma fonte térmica (vapor de água a alta pressão) e uma fonte de trabalho elétrico (motores elétricos). Do ponto de vista da análise de sistemas de refrigeração, a avaliação pela primeira lei ainda traz menos informação, aparecendo o termo do COP, que dá a quantidade de energia térmica que podemos retirar de uma fonte fria, entregando uma determinada quantidade de trabalho mecânico, sem fazer diferença entre uma e outra.

Nos sistemas de absorção, a situação é ainda mais crítica, uma vez que esses sistemas utilizam como fontes de energia 90% de energia térmica e 10% de mecânica, e nos cálculos pela primeira lei essas duas formas de energia entram como se fossem da mesma qualidade. Para esses casos é necessária a avaliação pela segunda lei (avaliação exergetica), complementando a avaliação pela primeira lei, conseguindo assim a determinação das irreversibilidades em cada equipamento do sistema. Isso permite, além de saber quais são suas causas, saber a eficiência nas transformações da qualidade das fontes energéticas envolvidas no processo, determinando os pontos do sistema onde se deve atuar para melhorar seu desempenho termodinâmico. A avaliação pela primeira lei é descrita

por diversos autores, no entanto o uso da segunda lei nem sempre é verificado. No Handbook da ASHRAE é apresentada só a avaliação exergética de ciclos de compressão.

A análise pela segunda lei tem sido reportada por vários autores. **Jordan (1985)** apresenta uma metodologia para a avaliação exergética dos sistemas por absorção; **Szargut (1988)** descreve a metodologia para o cálculo dos fluxos e variações de exergia em cada componente do sistema; **Kotas (1985)** descreve detalhadamente as irreversibilidades associadas aos processos de separação, mistura, troca de calor e de processos de expansão; **Karakas et al (1990)** apresenta uma análise de segunda lei comparando os pares refrigerantes água-amônia e brometo de lítio-água operando num sistema de absorção com coletores solares; **Ataer et al (1991)** faz um estudo exergético comparativo entre os diversos esquemas que podem apresentar os sistemas de absorção água-amônia; **Da Silva (1993)** fez uma avaliação energética e exergética do sistema de absorção em estudo (UNICAMP) tomando como base o cálculo das propriedades da solução água-amônia do software AQUAM; **Eames (1995)** aplica a segunda lei a um ciclo de uma etapa, apresentando os resultados em um novo formato gráfico que permite determinar quais são os fatores que mais afetam o desempenho de cada equipamento que compõe o sistema.

A metodologia de Eames será a empregada em nosso trabalho devido à facilidade que oferece para determinar a magnitude de cada uma das irreversibilidades presentes em cada equipamento do sistema.

2.6 Eficiência dos Ciclos de Absorção

Como já foi dito serão aplicadas as análises pela primeira e segunda lei ao sistema em estudo.

2.6.1 Eficiência Energética

O ciclo teórico ideal de um sistema por absorção pode ser definido a partir de um ciclo de Carnot dadas as temperaturas do água de resfriamento (T_{ae}), do gerador (T_G), e a do evaporador (T_E).

$$COP_{ideal} = \frac{T_E \times (T_G - T_{ae})}{(T_{ae} - T_E) \times T_G} \quad (1)$$

Em um ciclo real a expressão fica como segue:

$$COP_{real} = \frac{\dot{Q}_E}{\dot{Q}_G} \leq COP_{ideal} \quad (2)$$

A igualdade (2) anterior tem validade para um processo reversível. Os valores de temperatura de operação do sistema não são aleatórios, fazendo com que o COP não seja maior que 0,7 para sistemas de um estágio. Os valores de COP descritos na literatura para Chillers de absorção (água-brometo de lítio) chegam a 0,47, sendo até de 0,89 para sistemas com aquecimento direto a gás, **Carvalho (1990)**. Para os ciclos comuns de um estágio de sistemas água-amônia os valores de COP tendem a ser mais baixos, na ordem de 0,4 a 0,5, devido às irreversibilidades que ocorrem na separação e retificação da mistura. Para os ciclos de compressão valores de 1,7 a 3,4 são descritos, **ASHRAE (1986)**.

2.6.2 Eficiência Exergética

As análises de segunda lei podem ser efetuadas a partir do cálculo da eficiência exergética de primeiro tipo ou racional (ϕ') e/ou a eficiência exergética de segundo tipo (ϕ''). Em nosso caso nos interessa saber a eficiência com que a energia é transformada de qualidade quantificando a parte dessa que se destrói e determinando as irreversibilidades que ocorrem em cada equipamento, identificando as partes dessas que poderiam ser diminuídas.

- Eficiência exergética de primeiro tipo ou racional:

$$\phi' = (\text{Variação desejada de exergia}) / (\text{Consumo de energia necessário para o processo}) \quad (3)$$

- Eficiência exergética de segundo tipo:

$$\phi'' = (\text{Exergia dos produtos de saída do V.C.}) / (\text{Exergia dos produtos de entrada ao V.C.}) \quad (4)$$

Irreversibilidades relativas:

$$I_{total} = \dot{I}_1 + \dot{I}_2 + \dot{I}_3 + \dots + \dot{I}_n = \sum_{j=1}^{j=n} \dot{I}_j \quad (5)$$

$$\frac{\dot{I}_1}{I_{total}} + \frac{\dot{I}_2}{I_{total}} + \frac{\dot{I}_3}{I_{total}} + \dots + \frac{\dot{I}_n}{I_{total}} = 1 \quad (6)$$

A eficiência exergética de primeiro tipo, válida para sistemas e volumes de controle, serve para avaliar o objetivo do projeto e pode ser usada para processos em regime transiente, mas necessita a definição de um produto exergético útil e não pode ser aplicada a processos puramente dissipativos. A eficiência exergética de segundo tipo avalia a destruição interna de exergia, é válida só para volumes de controle em regime permanente e pode ser aplicada a processos dissipativos.

O termo de irreversibilidades relativas serve para avaliar a influência de cada subsistema, no volume de controle analisado, permitindo determinar a relação entre elas e, em caso de modificações tecnológicas no volume de controle, para avaliar como a modificação de um subsistema afeta o balanço total.

Szargut (1988) apresenta uma análise da influência da irreversibilidade da transferência de calor na eficiência exergética de sistemas de absorção. Para um ciclo de absorção de um estágio que opere sobre um ciclo ideal, as irreversibilidades serão consequência só da diferença finita de temperaturas entre a fonte de calor e o fluido de trabalho, obtendo-se a seguinte equação:

$$COP_{ideal} = \frac{(T_G - T_0 - 2 \times \Delta T) \times (T_E - \Delta T) \times (T_0 - T_E) \times T_0}{(T_0 - T_E + 2 \times \Delta T) \times (T_G - \Delta T) \times (T_G - T_0) \times T_E} \quad (7)$$

Essa equação oferece o máximo valor possível para um ciclo de absorção. **Auracher (1979)** apresenta valores característicos para sistemas de refrigeração por compressão mecânica a R-12. Os valores calculados são um COP de 3 e eficiência exergética de 0,44. As maiores irreversibilidades são: no compressor 23%, na válvula de expansão 14%, e no condensador 8%.

Szargut (1988) mostra uma forma de avaliação exergética de um sistema de resfriamento por absorção de um estágio com capacidade frigorífica de 140 KW e temperatura de evaporação de -33 °C, sendo o COP calculado de 0,39 e a eficiência exergética de 8%.

2.7 Parâmetros de Projeto do Sistema de Absorção do HC da UNICAMP

Dados utilizados no projeto:

- capacidade nominal de refrigeração: 23.5 KW;

- temperatura de evaporação: $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$, $0,28\text{ MPa}$;
- temperatura de condensação: $(35 - 36)\text{ }^{\circ}\text{C}$;
- temperatura da solução rica depois do absorvedor: $35\text{ }^{\circ}\text{C}$;
- temperatura da solução pobre depois do resfriador: $35\text{ }^{\circ}\text{C}$;
- temperatura da solução pobre na saída do expulsor: $116\text{ }^{\circ}\text{C}$;
- concentração da solução rica: 38% ;
- concentração da solução pobre: 30% ;
- razão de circulação: $8,75$ (Kg de solução rica/Kg de amônia produzida);
- vazão de amônia: 75 Kg/h ; e
- COP de $0,52$.

Tabela 4. Coeficientes Globais e Calor Trocado de Projeto em cada Equipamento.

Equipamento	Coeficiente Global de Troca Térmica ($\text{W/m}^2 - ^{\circ}\text{C}$)	Calor Trocado (KW)
Expulsor	600	47,00
Condensador	480	25,00
Evaporador	240 - 1430	24,80
Absorvedor	480	40,00
Pré-Aquecedor de Sol. Rica	1430	57,50
Subresfriador de líquido	60	1,56
Resfriador de Sol. Pobre	480	-
Retificador	300	8,05

Os valores acima apresentados foram os utilizados pelo Departamento de Projeto da MADEF SA, para a construção do Sistema de Absorção do HC.

2.8 Trabalhos Desenvolvidos sobre o Tema

Avaliações pela primeira e segunda lei da termodinâmica, sobre sistemas de refrigeração por absorção, são mostradas por vários autores como **Figueiredo (1980)**, **Szargut (1988)**, **Halaz (1989)**, mas sempre sobre sistemas teóricos. Análise aplicadas a sistemas reais e especificamente ao sistema em estudo foi realizada por **Da Silva (1994)**, considerando:

- regime permanente;
- processo adiabático nas válvulas de expansão;
- concentração total dos vapores de amônia igual a 1; e
- não são consideradas as perdas de carga e calor em cada equipamento.

Tabela 5. Estado da Mistura

Ponto	Pressão (MPa)	Temp. (°C)	Conc. (%)	Vazão (Kg/s)	Ponto	Pressão (MPa)	Temp. (°C)	Conc. (%)	Vazão (Kg/s)
1	1,297	111,01	92,12	-	14	1,297	-	-	-
2	1,297	40,07	100	73,84	15	1,297	43,30	38,0	727,82
3	1,118	27	100	73,84	16	1,297	92,03	38,0	727,82
4	1,118	27	100	73,84	17	1,297	-	38,0	-
5	1,118	12,5	100	73,84	18	1,407	113,10	31,0	653,98
6	0,3367	-6,33	100	73,84	19	0,307	89,70	31,0	653,98
7	0,3367	-6,35	100	73,84	20	0,307	52,5	31,0	653,98
8	0,307	13,8	100	73,84	21	0,307	35,90	31,0	653,98
9	0,307		38,0	-	22	0,278	127,0	-	96,06
10	0,307	34,60	38,0	727,82	23	0,278	127,0	-	96,06
11	0,307	34,60	38,0	727,82	24	1,013	22,5	-	96,06
12	1,297	34,70	38,0	727,82	25	1,013	0,00	-	172,80
13	1,297	34,70	38,0	727,82	26	1,013	30,0	-	172,80

Fonte: Da Silva, 1994.

Tabela 6. Propriedades Termodinâmicas Totais Determinadas pelo AQUAM 92.

Ponto	H (KW)	S (KW/K)	Ex (KW)	Ponto	H (KW)	S (KW/K)	Ex (KW)
1	-	-	-	14	-	-	-
2	26,86	0,088	413,52	15	-9,938	0,082	1512,89
3	2,634	0,009	412,85	16	33,849	0,207	-1519,24
4	2,634	0,009	412,85	17	-	-	-
5	1,219	0,0042	412,87	18	56,133	0,251	1115,67
6	1,219	0,0046	412,76	19	-	-	-
7	25,721	0,096	409,89	20	2,755	0,105	1105,66
8	26,796	0,101	409,54	21	-10,619	0,064	1104,52
9	-	-	-	22	72,626	0,187	16,921
10	-18,053	0,057	1512,08	23	14,687	0,043	1,725
11	-18,053	0,057	1512,09	24	4,897	0,017	0,00016
12	17,708	0,058	1512,35	25	-16,00	-0,058	1,688
13	17,708	0,058	1512,35	26	4,7257	0,0166	0,0022

Fonte: Da Silva, 1994.

A análise feita nesse trabalho apresenta as seguintes características:

- pela forma do diagrama entalpia vs concentração, da mistura água-amônia, não é recomendável assumir a concentração total do vapor na saída da torre como 1 pois, dentro da zona de altos valores de concentração desse diagrama, uma mínima variação da concentração total implica em valores de propriedades termodinâmicas muito diferentes;
- os testes foram realizados com a válvula de secagem de amônia fechada, o que provoca desestabilização no funcionamento do sistema e que, portanto, poderia falsear as medições;
- os resultados apresentam um desbalanço no processo de troca térmica no sub-resfriador de líquido e no pré-aquecedor de solução rica. O calor absorvido pelos vapores de amônia no subresfriador é menor que o calor cedido pela amônia líquida do condensador, o que não é possível de ocorrer. O mesmo acontece com a solução rica no pré-aquecedor, onde essa absorve maior quantidade de calor que a solução pobre.

Tabela 7. Balanço de Energia, Massa e Espécies Químicas no Sub-resfriador de Líquido

SUB-RESFRIADOR DE LÍQUIDO								
	ENERGIA (KW)		FLUXO (Kg/h)			ESPÉCIES QUÍMICAS (Kg/h)		
		Ganhos	Entrada	Saída	Dif.(%)	Entrada	Saída	Dif.(%)
LÍQUIDO	1,410		73,84	73,84	0,00	73,84	73,84	0,00
VAPOR	1,045	-0,36	73,84	73,84	0,00	73,84	73,84	0,00

Fonte: Da Silva, 1994.

Tabela 8. Balanço de Energia, Massa e Espécies Químicas no Pré-aquec. de Sol. Rica

PRÉ-AQUECEDOR DE SOLUÇÃO RICA								
	ENERGIA (KW)		FLUXO (Kg/h)			ESPÉCIES QUÍMICAS (Kg/h)		
		Ganhos	Entrada	Saída	Dif.(%)	Entrada	Saída	Dif.(%)
SOL. RICA	43.787		727,82	727,82	0,00	276,57	276,57	0,00
SOL. POBRE	40,218	-3.569	653,98	653,98	0,00	202,72	202,72	0,00

Fonte: Da Silva, 1994.

- segundo os dados da tabela 5, acontece uma queda de pressão entre os pontos 18 e 19, indicando a presença de uma válvula de expansão, a qual não se encontra nessa posição no sistema, e sim na entrada da solução pobre no absorvedor no ponto 21.

2.9 Cálculo Verificativo de Trocadores de Calor

A verificação de um trocador de calor consiste, basicamente, na avaliação do desempenho termohidráulico de um equipamento de troca térmica já projetado, podendo-se concluir através dos resultados do cálculo, acerca da habilidade da unidade em efetuar a troca térmica desejada, e da possibilidade de atender alguma modificação nas condições do projeto iniciais, assim como as outras condições de operação projetadas. A metodologia do cálculo verificativo dos trocadores de calor, têm como base os métodos de projetos empregados para sua construção.

O estudo de trocadores de calor de casco e tubo, sobre bases científicas da troca térmica, iniciou-se por volta dos anos 30 (**Taborek, 1983**), como resultados de pesquisas isoladas em várias universidades. Foi **Donohue (1955)** quem consolidou os estudos realizados na forma de um método. **Kern (1950)** modificou o método de Danohue, considerando o projeto de um trocador de casco e tubo como um todo, levando em conta as considerações de construção, escoamento nos tubos, formação de depósitos, diferença média de temperatura, e o escoamento pelo casco, esse método tornou-se o padrão para o projeto termohidráulico de trocadores de calor de casco e tubo, sendo ainda hoje (**Crane 1983**), o método mais divulgado na literatura aberta.

Depois disso, o próximo passo foi dado por **Tinker (1958)**, que já tinha sugerido em 1947 o conceito da subdivisão do escoamento do lado do casco em quatro correntes principais: a corrente cruzada pura, a do vazamento casco-chicana, a do vazamento tubo-chicana, e a do desvio do feixe pela folga entre o feixe e o casco, cada uma com suas próprias características de troca de calor e de perda de carga, questão que permitia fazer uma avaliação precisa do trocador.

O modelo proposto por **Tinker (1958)**, requeria de solução por tentativas, já que as resistências encontradas são funções das velocidades dos escoamentos, nenhuma das quais é conhecida a priori na realização de um projeto de trocador. Esse autor simplificou o método deixando-o na forma iterativa, apresentando uma nova variante em 1958, não obstante o método permanecia complicado e não se tornou muito popular. No entanto toda pesquisa e metodologia posterior, relativa ao escoamento pelo casco, foi influenciada por seu modelo.

A partir da iniciativa de Colburn um grande projeto de pesquisa foi realizado na Universidade de Delaware nos Estados Unidos, entre 1948 e 1959. Este consistiu de várias pesquisas independentes relacionadas com o escoamento do lado do casco. Os resultados foram avaliados e reformulados por Bell, sendo publicados em 1960 (Bell, 1960), servindo mais tarde como relatório final do projeto Delaware (Bell, 1963).

O método apresentado por Bell, reconhece em princípio, os escoamentos parciais do modelo de corrente definidos por Tinker, mas para evitar procedimentos de cálculos iterativos, a inclusão dos efeitos de interação das correntes foram substituídos por fatores independentes de correção.

A partir de Bell o desenvolvimento científico da transferência de calor aplicada aos trocadores passou a ser realizado nas indústrias e em centros de pesquisas privados, resultando a suspensão da divulgação dos conhecimentos adquiridos e do intercâmbio científico. Hoje os métodos mais aperfeiçoados de projetos de trocadores pertencem a centros privados e só podem ser adquiridos por contrato mediante pagamento (Taborek 1980).

A metodologia do cálculo verificativo para trocadores de casco e tubo sem mudança de fase aparece no apêndice B.

Para avaliar o desempenho dos trocadores de calor são usados os conceitos de efetividade e eficiência exergetica. A efetividade é uma ferramenta útil para determinar o funcionamento do trocador frente a variações dos parâmetros do projeto, conseguindo saber quais serão os valores de temperaturas terminais para o novo caso. Outra forma de avaliação é o coeficiente global de troca térmica real, determinada experimentalmente e que comparada com os valores de projeto fornecem uma medida do seu desempenho.

2.9.1 Cálculo da Diferença Média de Temperatura

A diferença média de temperatura (ΔT_m), é uma magnitude que tem em conta as diferenças entre as temperaturas dos fluidos que trocam calor, a estrutura do trocador e os coeficientes de troca térmica. De forma geral a ΔT_m é um produto da diferença média logarítmica de temperatura (DMLT) e um fator de correção F.

$$\Delta T_m = F(PF,RF) \times DMLT$$

O valor da DMLT é calculado tomando como referência o arranjo a contracorrente do trocador em estudo e, portanto, será o maior valor de diferença de temperatura que poderia obter-se. Dito valor é corrigido pelo fator F, que depende, por sua vez, dos parâmetros PF e RF.

$$RF = \frac{t_{h1} - t_{h2}}{t_{c2} - t_{c1}} \quad (7a)$$

$$PF = \frac{t_{c2} - t_{c1}}{t_{h1} - t_{c1}} \quad (7b)$$

Existem gráficos e expressões disponíveis para a determinação do coeficiente de correção F, para vários tipos de trocadores, estes encontram-se em função dos parâmetros R e P. Gráficos deste tipo são apresentados por **Bowman (1940)**. Também os valores da diferença média de temperatura podem ser obtidos diretamente em gráficos desenvolvidos por Mueller (1940), para cada tipo de trocador e escoamento.

O fator de correção F serve para realizar uma avaliação das condições de operação do trocador:

- Não se recomenda usar um trocador para condições nas quais $F < 0,75$, por razões de eficiência do processo.
- Recomenda-se que um outro tipo de trocador, ou vários trocadores do mesmo tipo sejam colocados em série, quando os valores das temperaturas terminais são tais que os valores obtidos para PF e RF não permitem ter uma solução para F. Esta situação pode acontecer quando há cruzamentos de temperaturas, ou seja, a temperatura de saída do fluido frio é superior à temperatura de saída do fluido quente.
- Devido ao formato das curvas de F, poderiam se cometer erros consideráveis.
- Quando uma das temperaturas dos fluidos permanece constante, $F = 1$.

2.9.2 Efetividade de um Trocador de Calor

Este conceito permite ter uma expressão da taxa de transferência de calor que não envolve as temperaturas de saída:

$$\varepsilon = \frac{q}{q_{\max}} \quad (7c)$$

Esta expressão admite que não hajam perdas ou ganhos de calor do ambiente e pode ter duas formulações diferentes em função das temperaturas dos fluidos envolvidos:

$$1) \quad (m c)_{\min} = m_h c_h$$

$$\varepsilon = \frac{t_{h1} - t_{h2}}{t_{h1} - t_{c1}} \quad (7d)$$

$$2) \quad (m c)_{\min} = m_c c_c$$

$$\varepsilon = \frac{t_{c2} - t_{c1}}{t_{h1} - t_{c1}} \quad (7e)$$

A efetividade pode ser calculada a partir de parâmetros que não envolvem as temperaturas dos fluidos, estes são o número de unidades de transferência de calor (NTU) e C:

$$N_{tu} = \frac{UA}{(m c)_{\min}} \quad (7f)$$

$$C = \frac{(m c)_{\min}}{(m c)_{\max}} \quad (7g)$$

Existem disponíveis expressões e gráficos das dependências entre ε a NTU, C e o arranjo do trocador, estas podem ser encontradas em **Keys (1964)**.

Para alguns trocadores quando C é zero:

$$\varepsilon = 1 - e^{-N_{tu}} \quad (7h)$$

Isto acontece quando:

- há mudança de fase;
- com fluidos com grande diferença entre suas capacidades térmicas totais, como entre a água e o ar, onde $(C_{\min} / C_{\max}) \cong 0$.

2.9.3 Análise Exergética

Pode ser realizada a partir da determinação da eficiência racional de primeiro tipo, aplicável a aqueles processos de troca térmica, onde obtem-se um produto exergético útil, usando a variação de exergia de um dos fluidos. No caso dos processos de troca térmica puramente dissipativos é usado o conceito de eficiência exergética de segundo tipo. Ambos valores são uma medida das eficiências do processo de transferência de calor.

3. Metodologia

3.1 Descrição do Sistema de Absorção Instalado na UNICAMP

O sistema de refrigeração por absorção instalado no HC da UNICAMP foi projetado e construído pela empresa MADEF SA, sediada em Canoas, RS. O sistema opera com o par água-amônia como fluido de trabalho e utiliza como fonte de calor vapor de água, de processo, gerado nas caldeiras a BPF, do Hospital das Clínicas.

As principais características do sistema são descritas a seguir:

- capacidade nominal de refrigeração: 24 KW;
- temperatura de evaporação: -10 °C;
- condensador, absorvedor e resfriador de solução pobre refrigerados através de um condensador evaporativo;
- uso de energia térmica: 48 KW a 110 °C;
- potência elétrica instalada (380 V - trifásico):
 - bomba de solução: 0,75 KW;
 - bomba d'água do condensador: 0,38 KW;
 - ventilador do condensador: 0,75 KW;
 - bomba d'água do gerador de gelo: 0,38 KW;
 - britador de gelo: 0,75 KW;
- evaporador: inundado, para produção de gelo em escama;
- capacidade nominal: 20 Kg/ciclo;
- duração do período de congelamento: 9 minutos;
- descongelamento: por gás quente;
- duração do período de descongelamento: 1 minuto;
- espessura do gelo: 5 a 6 mm.

As características construtivas dos equipamentos são descritas a seguir:

- *Evaporador*: modelo GGD 0520, com 5 tubos anulares de 2 metros de comprimento, e diâmetro exterior de 100 mm com 5 mm de espessura;

- *Absorvedor, Condensador e Resfriador de Solução Pobre*: tipo serpentina, colocados dentro de um condensador evaporativo CE 70;
- *Expulsor*: tipo casca-tubo, com solução de amônia por fora, e vapor d'água por dentro dos, com 130 tubos de 25,4 mm de diâmetro exterior ;
- *Pré-aquecedor de Solução Rica*: tipo tubo concêntrico, com solução pobre por dentro dos tubos, com três tubos internos, a contracorrente;
- *Coluna de Retificação*: retificação feita com a solução rica em um trocador de calor casca e tubo, onde a solução rica está por fora e o vapor de amônia sobe por entre os tubos preenchidos com anéis Rashing de aço. A coluna possui um controle de nível para manter a solução rica estável dentro do conjunto;
- *Sub-resfriador*: tipo casco e tubo, com a amônia líquida por dentro, e vapor de amônia por fora, com 12 tubos, 5 passos pelo líquido, aletas externas e enchimento interno nos tubos;
- *Bomba de Solução*: marca HIDROMAR, modelo BH 6100, reciprocante, com três pistões niquelados e válvulas com assento de teflon;
- *Medidor de Vazão de Solução Rica*: tipo orifício, diâmetro de 10 mm.

Dimensões dos equipamentos:

- *Evaporador*: 1060 x 3820x70 mm;
- *Condensador Evaporativo*: 510 x 1010 x 2060 mm;
- *Gerador*: Ø 385 x 1030 mm;
- *Reservatório de Solução Rica*: Ø 314 x 2000 mm;
- *Reservatórios de Líquido*: Ø 6'' x 1200 mm;
- *Coluna de Retificação*: Ø 250 x Ø 314 x 1870 mm;
- *Pré-aquecedor de Solução Rica*: 160 x 585 x 3155 mm;
- *Bomba de Solução Rica*: Ø 75 mm (polia motor) e Ø 290 mm (polia bomba);
- *Sub-resfriador*: Ø 4'' x 1330 mm.

As áreas de troca térmica de cada equipamento são mostradas na tabela 9.

Tabela 9. Áreas de Troca Térmica de cada Equipamento

Equipamento	Área de troca térmica (m ²)
Expulsor	10,6
Retificador	2,4
Condensador	10
Evaporador	6
Absorvedor	15
Pré. aq. sol. rica	3,12
Sub-resfriador	2,60
Resf. sol. pobre	2,5

Fonte: MADEF SA, 1997.

O ciclo de congelamento é controlado por um relê temporizador de 10 minutos, que mantém, durante 9 minutos, aberta a válvula solenóide da linha de amônia líquida e fechada a válvula solenóide da linha de gás quente, para o processo de congelamento. O minuto restante é usado para o descongelamento invertendo-se a posição das válvulas solenóides e passando vapor de amônia a alta pressão. A amônia provem dos receptores de líquido e do próprio condensador, entrando nos tubos de congelamento pela parte inferior. Devido à presença de condutos internos, a amônia líquida que se encontra dentro dos tubos é empurrada para a parte superior do evaporador.

A condensação do gás quente no interior dos tubos provoca a liberação de calor que desprende o gelo formado na parte externa do tubo. Ao final do processo a posição das válvulas solenóides inverte-se novamente, iniciando um novo período de congelamento. Para evitar que haja uma queda de pressão na coluna de retificação, que prejudicaria a estabilidade do processo de separação e retificação, existe, no topo da coluna, uma válvula de pressão constante que, durante o ciclo de descongelamento, deve manter a pressão da coluna estável.

A queda da pressão dentro da coluna (devido a desperfeitos na válvula de pressão constante) provoca uma diminuição marcada na concentração dos vapores de amônia na saída da torre, além do possível arrastre de líquido por incremento das velocidades de circulação, o que é muito prejudicial para o processo. A figura 3 representa esse fenômeno, a concentração $\xi_{\text{Estável}}$ é o valor da concentração total em regime estável durante o descongelamento ao cair a pressão, a concentração de saída passa a ser $\xi_{\text{Desc.}}$, aumentando significativamente o conteúdo de água na mistura. Também o líquido em equilíbrio com este vapor tem uma concentração muito baixa $X_{\text{Desc.}}$, o que, em caso de arrastre, afetaria ainda mais o processo.

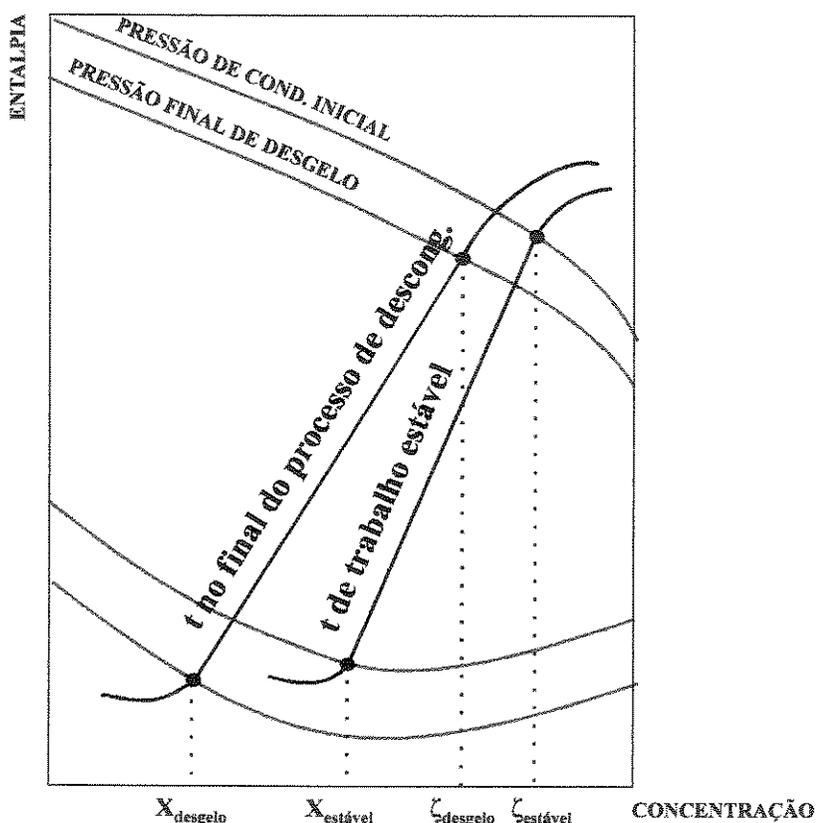


Figura 3. Processo de Descongelamento

Esse tipo de descongelamento afeta também o desempenho do evaporador, provocando variações contínuas da temperatura e incrementando a quantidade de água. Também é notável sua influência no funcionamento da bomba de solução que, no final do processo de descongelamento, começa a cavitatar devido ao incremento brusco da concentração da solução rica no absorvedor.

Outro detalhe importante no evaporador é a necessidade de um sistema de retirada de água ou “secagem de amônia”. Devido à presença de água na amônia que circula pelo evaporador, a temperatura de evaporação não é constante e, por conseguinte, a concentração dos vapores na saída também varia. Isso faz com que a vazão de vapores de amônia na saída do evaporador diminua continuamente, pelo que é necessário uma purga contínua de solução, desde o evaporador, para garantir a estabilidade do sistema. Este fluxo é fixado por um orifício calibrado existente na tubulação do dreno. A amônia líquida, então, evapora-se no sub-resfriador aumentando o efeito de sub-resfriamento. Aparentemente isto seria bom, mas afeta a capacidade frigorífica, que fica menor devido a essa quantidade de amônia que sai com o líquido, e que não absorve calor dentro do evaporador. Este sistema é indispensável pois,

como a retificação nunca será perfeita, haverá sempre uma pequena quantidade de água que tenderá a acumular-se no evaporador.

3.1.1 Pontos de Medição do Sistema

Para a realização das avaliações foi necessária a determinação de alguns pontos de medição na instalação de resfriamento (Apêndice A). Esses foram definidos na entrada e saída de cada um dos equipamentos, determinando assim o volume de controle a estudar em cada caso.

- Ponto 1:** Vapor saturado de amônia, em equilíbrio com a solução pobre que sai do gerador (Ponto 18).
- Ponto 2:** Vapor de amônia retificado e saturado com concentração próxima a 1.
- Ponto 3:** Líquido saturado ou subresfriado na saída do condensador (dependendo das condições), com igual concentração total a da saída da torre de retificação (Ponto 2).
- Ponto 4:** Saída do reservatório do líquido, em condições iguais ao ponto 3. Em alguns momentos a temperatura deste ponto poderia ser ligeiramente inferior a do ponto 3. Esse ponto representa também o estado da mistura na entrada do sub-resfriador.
- Ponto 5:** Solução líquida na saída do sub-resfriador e entrada da válvula de expansão.
- Ponto 6:** Líquido expandido na saída da válvula de expansão, entrada do evaporador.
- Ponto 7L:** Solução líquida na saída do evaporador em equilíbrio com o vapor 7V.
- Ponto 7V:** Vapor saturado de amônia na saída do evaporador.
- Ponto 7:** Entrada da solução, proveniente do evaporador, ao sub-resfriador.
- Ponto 8:** Solução aquecida na saída do sub-resfriador de líquido. Neste ponto foi colocado um sensor de pressão. Esta posição não é recomendável para a determinação da temperatura de evaporação devido a grande perda de carga que introduz o sub-resfriador.
- Ponto 9:** Entrada da solução pobre no absorvedor.
- Ponto 10:** Saída do reservatório da solução rica formada no absorvedor. A pressão neste ponto foi medida com um manômetro tipo Bourdon, *in situ*.

- Ponto 11:** Sucção da bomba de solução. Os parâmetros neste ponto foram considerados iguais ao ponto 10, desconsiderando as perdas de carga nos filtros de solução rica.
- Ponto 12:** Saída da bomba de solução rica.
- Ponto 13:** Entrada da solução rica no retificador. Os parâmetros aqui são iguais ao do ponto 12, exceto a vazão que está condicionada ao comportamento da torre. Nos testes a vazão foi a mesma do ponto 12.
- Ponto 13a:** Conexão (Bypass), entre a entrada e saída da solução rica da torre de retificação. Os parâmetros deste ponto são considerados iguais a 12, exceto a vazão que se encontra dividida com o ponto 13.
- Ponto 14:** Saída da solução rica da torre de retificação.
- Ponto 15:** Ponto de mistura entre a fração de solução rica que sai do gerador (Ponto 14), e a outra fração de solução rica que não circula por este (Ponto 13a). Durante as experiências toda a vazão de solução rica circulou pela torre de retificação. Este ponto é considerado na entrada da solução no pré-aquecedor de solução rica (Trocador de calor solução - solução).
- Ponto 16:** Saída da solução rica do trocador solução - solução, e entrada no gerador de vapores de amônia.
- Ponto 17:** Entrada da solução rica no expulsor.
- Ponto 18:** Saída da solução pobre do gerador, em equilíbrio com o vapor de amônia de saída do gerador.
- Ponto 19:** Entrada da solução pobre no trocador de calor solução - solução.
- Ponto 20:** Saída da solução pobre do trocador de calor solução - solução e entrada no pré-resfriador de solução pobre.
- Ponto 21:** Saída de solução pobre do pré-resfriador.
- Ponto 22:** Entrada de vapor de água no gerador de amônia.
- Ponto 23:** Saída de condensado do gerador.
- Ponto 24:** Entrada de água no evaporador para a fabricação de gelo.
- Ponto 25:** Saída de gelo produzido no evaporador.
- Ponto 26:** Água no condensador evaporativo.

3.1.2 Descrição dos Processos

a) Condensador

O vapor refrigerante saindo do gerador é liqüefeito sem nenhuma mudança na concentração total da mistura (ξ), a concentração da solução no ponto 3 (ξ_3) é igual a concentração no ponto 2 (ξ_2). Esse vapor no estado 2 é condensado num processo onde as primeiras gotas aparecem no estado de saturação a temperatura T no ponto b, enquanto as últimas moléculas de vapor no estado gasoso condensam com temperatura T no ponto d, ou seja, o processo de condensação ocorre entre os estados 2 e 3, como aparece na figura 4.

O vapor no estado 2 pode estar saturado (b) ou superaquecido (a) respeito à pressão de condensação. Caso estiver superaquecido este deve-se resfriar, inicialmente, até o estado (b).

A condensação do vapor é então um processo onde a concentração total da mistura é invariável devido à conservação de ambas espécies químicas sendo, portanto, um processo não isotérmico.

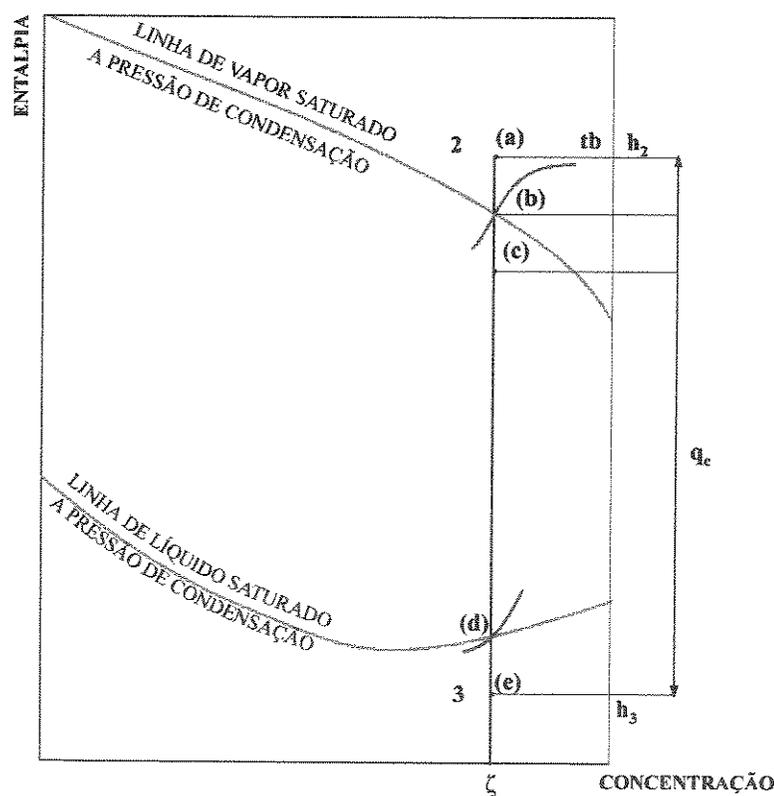


Figura 4. Processo no Condensador

Geralmente no final do processo de condensação, estado 3, o líquido está com certo nível de sub-resfriamento, que pode ser alcançado no condensador ou no receptor de amônia. Este sub-resfriamento (e) garante uma maior capacidade no processo de evaporação ao garantir uma temperatura menor na entrada do sub-resfriador de amônia e uma menor quantidade de vapor após a válvula de expansão do evaporador. O calor de condensação é:

$$q_c = \dot{h}_2 - h_3 \quad (8)$$

b) Sub-resfriador de Líquido

No sub-resfriador o líquido refrigerante, antes de alcançar a válvula de expansão, é resfriado de T_4 a T_5 , enquanto o vapor na saída do evaporador se aquece de T_7 a T_8 sem que haja nenhuma alteração na concentração total dos fluidos que trocam calor. Na figura 5, o efeito de pré-resfriamento da solução pode ser observado, a evaporação terá início com uma mistura de menor conteúdo de vapor que anteriormente.

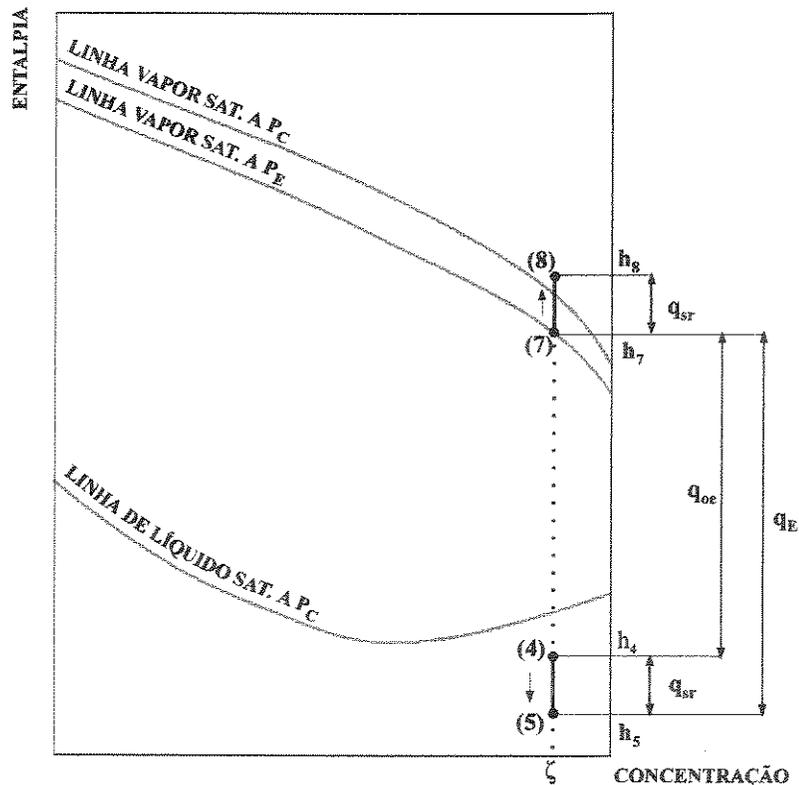


Figura 5. Processo no Sub-resfriador

O resfriamento do líquido depende da razão entre o calor específico do vapor e do líquido. Com amônia como refrigerante, $C_{pV}/C_{pL} \sim 0,5$, o resfriamento obtido na solução deve ser metade do aquecimento do vapor, significando que, de forma aproximada, devemos encontrar que:

$$\Delta T_L = 0,5\Delta T_V \quad (9)$$

A solução não pode ser resfriada a uma temperatura abaixo de T_7 , e o vapor não pode ser aquecido a uma temperatura superior a T_4 . **Plank (1965)** obteve uma relação entre a entalpia do vapor e o calor específico do líquido que permite determinar a temperatura que será obtida no resfriador pelo líquido, com o qual podemos ter uma boa aproximação prática, do comportamento do trocador. Calculando o resfriamento máximo do líquido:

$$\Delta h_L = C_{pL} (T_4 - T_7) \quad (10)$$

O calor máximo absorvido pelo vapor:

$$\Delta h_V = (h_8 - h_7) \quad (11)$$

considerando $t_8 = t_4$

Então, o menor valor obtido será o calor que pode ser trocado no sub-resfriador. O vapor na saída do sub-resfriador, no ponto 8, pode ser úmido, saturado ou superaquecido, dependendo da quantidade de água contida no vapor do ponto 7. O incremento no efeito frigorífico obtido no evaporador, instalando um pré-resfriador é, então:

$$\dot{q}_E = \dot{q}_{oe} + \dot{q}_{SR} \quad (12)$$

A figura 5 mostra q_E , q_{oe} , q_{SR} .

c) Válvula de expansão

A válvula de expansão tem como função, dentro dos sistemas de refrigeração, diminuir a temperatura da solução até a temperatura de evaporação T_e , a expensas de uma diminuição acentuada da pressão, daí que este processo seja intrinsecamente irreversível. No mercado já

existem sistemas que usam esta queda de pressão para a obtenção de trabalho, o que permite diminuir as irreversibilidades do processo.

A eficiência da expansão é determinada pela relação entre as variações de entropia da mistura, devido à queda da temperatura (ΔS_t) e à queda de pressão (ΔS_p), Kotas (1988).

$$\psi = \frac{\Delta S_t}{\Delta S_p} \quad (13)$$

A principal característica deste processo é a entalpia constante que acontece devido a ser praticamente adiabático. O processo para sistemas de absorção é representado na figura 6.

Na maioria dos sistemas o processo acontece na zona de mescla, tendo no final uma mistura de líquido e vapor. O ponto 5 da figura 6 é a entrada da válvula e aparece representado com a mesma posição do ponto 6, devido a que esses tem a mesma entalpia ($h_5=h_6$), e igual concentração total ($\xi_5=\xi_6$).

- ponto 6 encontra-se realmente a uma temperatura menor que T_5 , e a uma pressão menor que P_5 , sendo uma mistura com valores da pressão e temperatura de evaporação P_e , T_e , tendo uma concentração no vapor de Y_6 , e no líquido de X_6 .

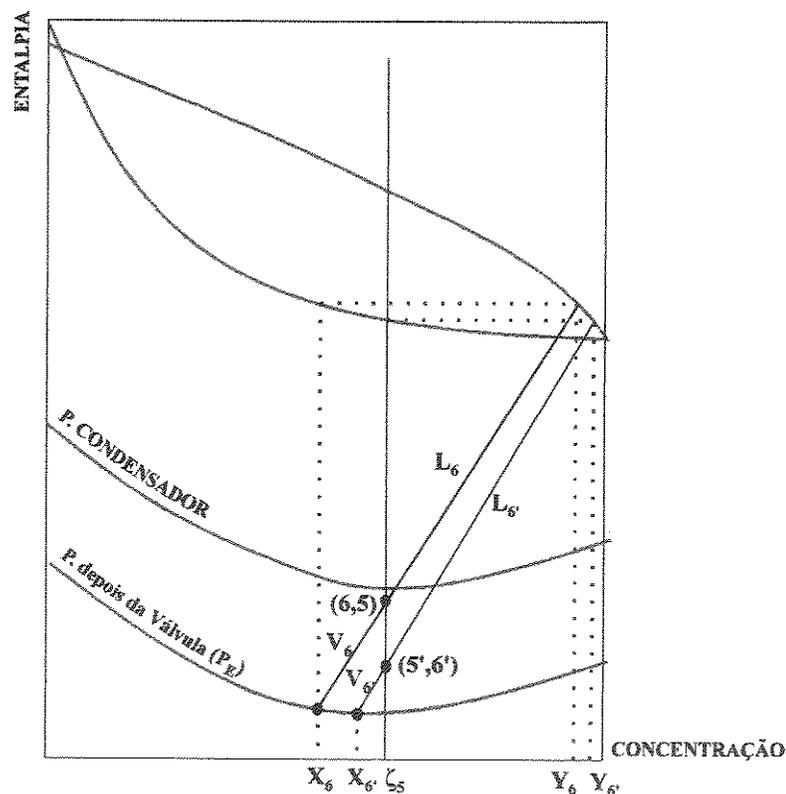


Figura 6. Processo na Válvula de Expansão

O ponto 5' representa a entrada da solução na válvula de expansão, considerando o efeito do sub-resfriador de líquido ($T_{5'} < T_5$), pode-se observar que dito trocador tem efeito benéfico sobre o processo de expansão ao obter-se uma temperatura menor de evaporação, para a mesma pressão de evaporação, e uma mistura com menor conteúdo de vapor. Isso também incrementa a capacidade frigorífica da instalação.

d) Evaporador

O refrigerante entra no evaporador como líquido sub-resfriado ou geralmente como uma mistura vapor-líquido. A característica fundamental deste processo de evaporação é a invariabilidade da concentração total da mistura entre a entrada e a saída do evaporador, para evaporadores do tipo forçado. O evaporador de tipo inundado garante o estado de saturação do vapor na saída. No caso de sistemas de absorção, com evaporadores do tipo inundado, é necessária a colocação de uma válvula de secagem de amônia para garantir o funcionamento estável do sistema.

Devido à variação da concentração dos vapores de amônia na saída do evaporador, sua vazão diminui continuamente, pelo que é necessário um fluxo de líquido que compense esta variação conseguindo o balanço do sistema, e garantindo um funcionamento estável. Pelo que deve cumprir-se que:

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_6 \quad (14)$$

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_{7L} + \dot{m}_{7V} \quad (15)$$

$$\dot{m}_{7L} = \dot{m}_6 - \dot{m}_{7V} \quad (16)$$

Então, a vazão de líquido a ser extraída do evaporador deve variar progressivamente, para assim garantir o balanço contínuo de massa e a secagem da amônia dentro do evaporador. Porém, do ponto de vista prático esse procedimento é inviável, acentuado ainda mais quando o sistema é grande e tem vários evaporadores interligados pelo que normalmente este fluxo é fixado experimentalmente para cada caso.

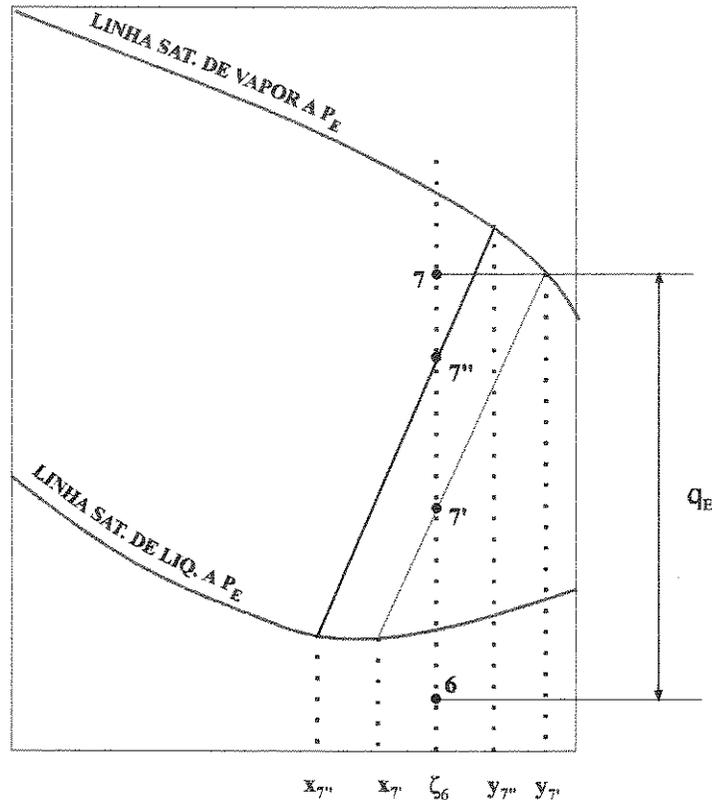


Figura 7. Processo no Evaporador

Também como no caso do condensador o processo de evaporação não é um processo isotérmico, como pode-se observar na figura 7.

Da figura 7 observa-se a importância da ótima seleção da pressão de evaporação para uma determinada temperatura T_E . Uma pressão mais alta ou mais baixa do que a pressão ótima P_E reduzirá o efeito de refrigeração a mesma temperatura T_E e concentração total ξ .

A possibilidade de incrementar o poder frigorífico no evaporador é conseguida resfriando a solução antes de sua expansão no sub-resfriador de líquido.

e) Absorvedor

O absorvedor é o encarregado de conseguir a mescla da solução pobre que sai do gerador com o vapor refrigerante proveniente do evaporador. Entretanto a absorção é um processo onde estão envolvidos transferência de massa e calor simultaneamente.

Num processo ideal de absorção a condição de equilíbrio entre o vapor refrigerante e a solução absorvente existe em qualquer ponto do processo, ou seja o processo é reversível. Além disso, a pressão da solução saturada P_s é igual a pressão do absorvedor P_a em todo o processo, na figura 8 é mostrado este processo pela linha 5 - 4, na qual a solução pobre é

enriquecida continuamente, da concentração inicial X_5 até a final X_4 , enquanto que simultaneamente é resfriada da temperatura T_5 a T_4 . O processo ideal requer uma superfície de troca térmica infinita e deve ocorrer num tempo infinito. Na realidade uma quantidade definida de gás é absorvida num certo período de tempo, empregando uma superfície de absorção finita, pelo que o processo passa a ser irreversível.

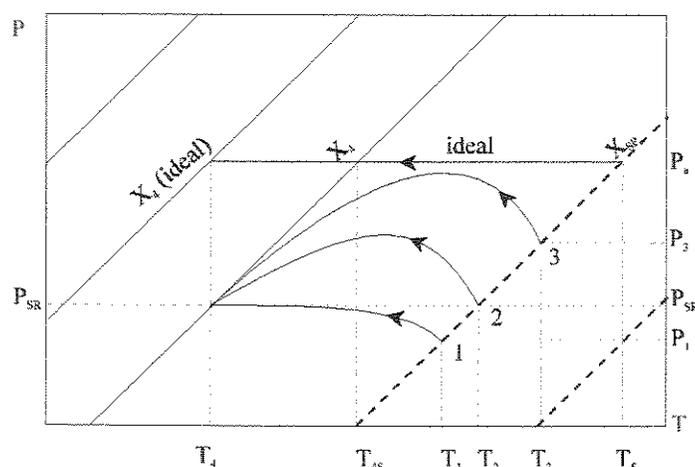


Figura 8. Processo Ideal de Absorção

O processo real requer uma diferença efetiva, entre a pressão parcial do vapor refrigerante e a amônia da solução absorvente. Essa diferença de pressão promove o movimento do gás para a solução, pelo que seu valor influirá na dimensão da superfície do trocador e no tempo da absorção, ou seja, uma maior diferença de pressão seria necessária, para uma área e tempo de absorção reduzidos.

Para uma dada pressão de vapor refrigerante P_a , a única maneira de obter uma diferença maior de pressão parcial, será diminuindo a pressão parcial da solução pobre, o qual é conseguido pelo sub-resfriamento desta no trocador de calor solução - solução. Na figura 8 a solução pobre, na entrada do absorvedor, é representada pelo ponto 3, à pressão parcial P_3 , concentração X_3 , e temperatura T_3 . A solução rica na saída do absorvedor é representada pelo ponto 4, à pressão parcial P_{sr} , concentração X_4 , e temperatura T_4 . A pressão parcial da solução pobre, dependendo de seu grau de sub-resfriamento, pode ser menor (P_1), igual (P_2), ou maior (P_3), que a pressão parcial da solução rica na saída do absorvedor P_{sr} .

Assim que a solução pobre chega no absorvedor, uma forte absorção de gás se inicia e conseqüentemente, sua pressão parcial se aproxima da pressão do absorvedor P_a , enquanto alcança um valor muito próximo da pressão teórica de saturação. Então, lentamente, tem início

o processo de absorção que, sob a influência do resfriamento, faz com que a pressão parcial comece a diminuir e aproximar-se da pressão parcial final P_{sr} . Portanto, o percurso feito pela solução durante o processo de absorção, do ponto 3 para o ponto 4 é, em geral, uma linha curva. Diferentes caminhos podem ser obtidos de acordo com o projeto de absorção e as condições particulares de operação.

Os cálculos práticos de processos de absorção, são feitos sobre o chamado “conceito de solução sub-resfriada”, como mostra a figura 8, teoricamente o estado final 4 ideal, está a temperatura T_{ae} , para uma pressão P_a . No entanto, a condição real se encontra no ponto 4, o qual representa com relação a P_a , um estado sub-resfriado à temperatura T_4 .

Existem alguns métodos para a avaliação da eficiência do processo de absorção, um deles é a razão da transformação real na concentração ($X_4 - X_5$) para o enriquecimento teórico ($X_{4(ideal)} - X_5$), que é chamado de eficiência de absorção η :

$$\eta = \frac{X_4 - X_5}{X_{4(ideal)} - X_5} \quad (17)$$

No lugar desta eficiência, a razão da solução Z ou grau de eficiência é frequentemente usado:

$$Z = \frac{X_4}{X_{4(ideal)}} \quad (18)$$

Esta razão da solução é usada para comparar processos de absorção distintos, e também em projetos de absorvedores devido à eliminação de qualquer valor estimado da concentração da solução pobre. O valor da concentração ideal X_4 , é determinada para a condição de saturação da solução rica á pressão do absorvedor P_a , e a temperatura da água de resfriamento T_{ae} do absorvedor.

O processo de absorção incompleto traz como resultado, o aumento da razão de circulação específica f em relação ao valor teórico, sendo por esta razão, necessário mais calor de entrada no expulsor, além da remoção de calor a mais no absorvedor.

- processo no absorvedor é representado na figura 9. O absorvedor recebe vapor refrigerante desde o evaporador, ponto 8, onde é absorvido pela solução pobre, ponto 21, proveniente de um pré-resfriador, que geralmente é o trocador de calor para o

concentração anterior, X_9 , mas com um conteúdo de vapor menor, pelo que diminui o calor q_{oa} para levar a solução até o ponto 10. Além disso o calor total de absorção q_a é reduzida à porção Δq_a . O resultado final é a necessidade de menor quantidade de água de resfriamento e a diminuição da diferença de temperatura entre a entrada e a saída do absorvedor, o que resulta em menos irreversibilidade no processo.

A condição de saída da solução rica é o ponto 10. O mais recomendável para diminuir a quantidade de calor a ser retirado do processo de absorção q_{oa} , deve ser a saída da solução no estado 10', estado saturado à pressão do absorvedor. Porém, do ponto de vista prático, isso não é viável, devido à possibilidade de cavitação da bomba de solução. Por isso o ponto de saída deve ser sempre o 10.

A concentração final da solução rica esta definida pela temperatura da água de resfriamento e a pressão no absorvedor:

$$T_a = T_{ae} + \Delta T_a \quad (18)$$

$$P_a = P_E - \Delta P_a \quad (19)$$

A concentração da solução rica encontra-se como saturada a P_a e T_a .

Na instalação do HC o primeiro ponto de mistura, do vapor com a solução pobre, ocorre antes de entrar no absorvedor, através de um bocal que, além de diminuir a pressão da solução pobre desde a pressão do gerador até a pressão do absorvedor ajuda no movimento do vapor desde o evaporador.

f) Conjunto gerador - coluna de retificação

O gerador é uma unidade integrada pelo expulsor, a coluna de destilação e um condensador de refluxo que comumente chamado de retificador, figura 10. É importante apontar que uma alta concentração não é possível ser atingida só com a utilização do expulsor e do retificador do vapor, no caso de sistemas de refrigeração por absorção com o par água-amônia, isto devido à pequena diferença de temperaturas de condensação entre a água e a amônia, Koskhin, (1968). O uso da coluna de destilação deve permitir a obtenção de vapor de uma alta concentração de amônia na saída do gerador de 0,995 a 0,998.

Na coluna de destilação dupla, acima do ponto de alimentação é denominada seção de retificação enquanto que a parte inferior é denominada seção de extração. Neste equipamento

tem lugar processos complexos de transferência de calor e massa, que precisam do conhecimento dos coeficientes de resistência à transferência de massa nos empacotamentos de anéis Rashing, assim como dos coeficientes de difusão de massa pelas diferenças de temperatura. Esta coluna geralmente é formada por um conjunto de pratos perfurados e anéis tipo Rashing, que tem o propósito de incrementar a superfície de contato entre o vapor e o líquido.

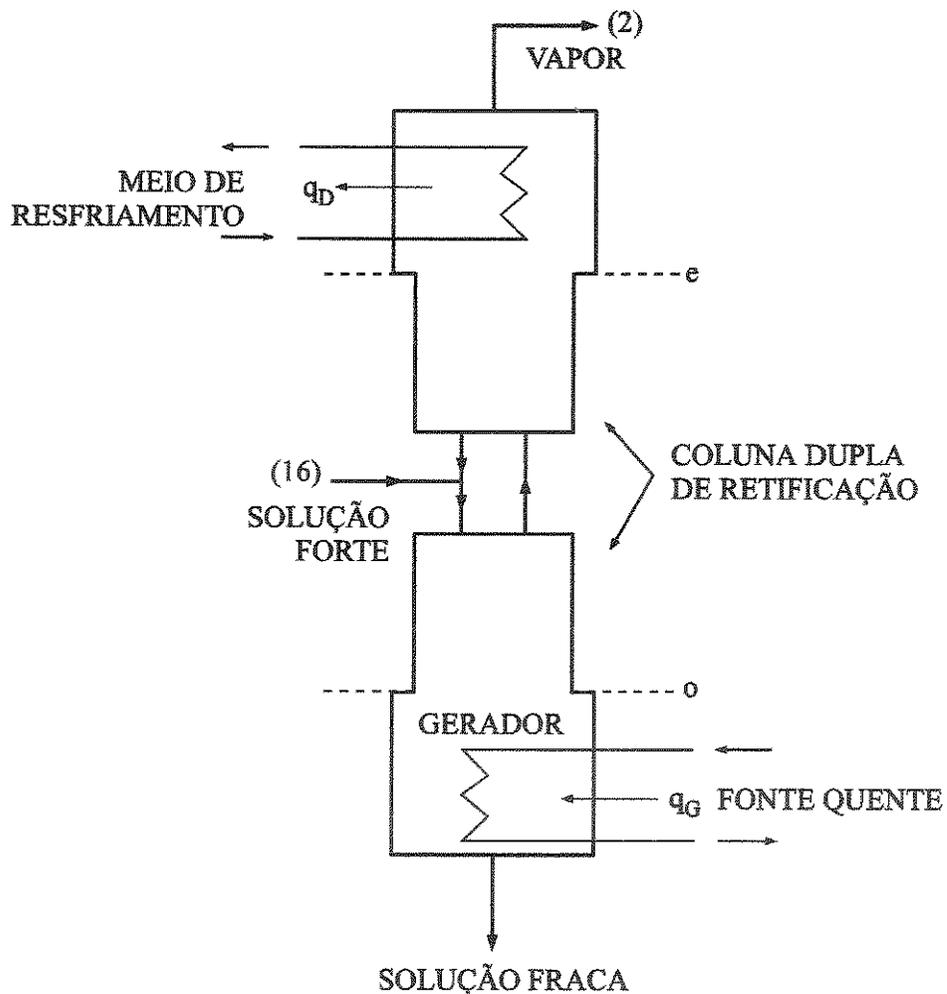


Figura 10. Conjunto Gerador - Coluna de Retificação

O vapor em ascensão a maior temperatura que o líquido que desce, sofre um processo de condensação parcial, enquanto o líquido que desce submete-se a um processo de evaporação, isto provoca transferência de massa de um para outro, com o conseguinte incremento progressivo da concentração do vapor e a diminuição da concentração do líquido.

A continuação mostramos um esquema representativo de um conjunto gerador - coluna:

O balanço do conjunto é:

$$\dot{m}_{22} = \dot{m}_{22} \quad (20)$$

$$\dot{m}_{16} = \dot{m}_{19} + \dot{m}_2 \quad (21)$$

$$\dot{m}_{16} X_{16} = \dot{m}_{19} \zeta_{19} + \dot{m}_2 \zeta_2 \quad (22)$$

$$\dot{m}_{16} h_{16} + \dot{q}_G = \dot{m}_{19} h_{19} + \dot{m}_2 h_2 + \dot{q}_R \quad (23)$$

Da combinação destas obtemos:

$$\frac{\left(h_2 + \frac{\dot{q}_R}{\dot{m}_2} \right) - h_{16}}{\zeta_2 - X_{16}} = \frac{h_{16} - \left(h_2 + \frac{\dot{q}_G}{\dot{m}_2} \right)}{X_{16} - X_{19}} \quad (24)$$

Esta equação representada na figura 11 é uma linha, denominada linha de operação principal, através da qual verifica-se todo o processo de separação, retificação e condensação no conjunto gerador - coluna.

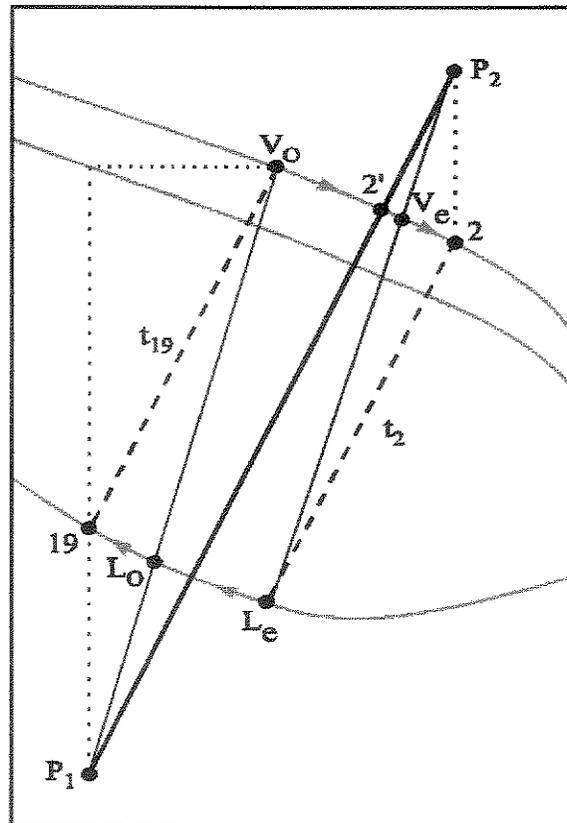


Figura 11. Linha Principal de Retificação

Observa-se na figura 11 que a localização desta linha depende das características dos equipamentos de troca térmica, e das quantidades de calor envolvidas. Assumindo que o vapor

V_0 , que deixa o gerador, está em equilíbrio com a solução pobre x_{19} , então o líquido L_0 que sai da parte inferior da coluna e entra no gerador encontra-se na interseção da linha de operação P_2-V_0 com a linha de líquido saturado à pressão do gerador. **Bosnjakovic (1930)**, mostra o menor número de pratos que são requeridos pelo processo, nas duas partes da coluna, assumindo que o vapor no estado 2', deixa a primeira parte da torre na interseção da linha principal de operação com a linha de vapor saturado à pressão do gerador. Então todas as linhas de operação na parte inferior da coluna encontram-se entre as linhas $P_2-L_0-V_0$ e P_2-1-P_1 .

Na parte superior é mais difícil estimar o estado do líquido que sai do condensador de refluxo e entra na coluna, devido a que o estado vai depender fortemente das características do trocador de calor colocado no condensador de refluxo. Para os cálculos iniciais, pode-se assumir que esse líquido está em equilíbrio com o vapor que sai da coluna no estado 2, **Therelked, (1978)**. Esta suposição provoca que todas as linhas de operação na parte superior da coluna encontrem-se entre as linhas P_2-1-P_1 e $L_E-V_E-P_1$.

A posição da linha principal de operação P_2-1-P_1 , determina as quantidades de calor necessárias no gerador q_G/m_2 e no condensador de refluxo, para valores fixos da concentração da solução pobre x_{19} , e dos vapores de amônia ξ_2 . A colocação no diagrama da linha principal de operação não é arbitrária, ela está condicionada a que todas as outras linhas de operação que dependem dela sejam mais íngremes que as isotermas que correspondem à mesma seção transversal da torre na zona de mistura.

A seguir, na figura 12, é demonstrado como é colocada essa linha e o cálculo dos calores de retificação e de geração:

Os pontos P_1 e P_2 representam os pólos de absorção e desorção, que podem ser determinados pelos balanços de massa e energia em cada parte do gerador.

Analisando a figura 12 temos que:

Ponto 16: A concentração da solução rica x_{16} , aparece determinada na análise do absorvedor.

Ponto 19: Solução pobre saturada a pressão do gerador p_G . A temperatura é determinada como segue:

$$t_{19} = T_f - \Delta T \quad (25)$$

Onde:

T_f : Temperatura média da fonte térmica

ΔT : Diferença de temperatura entre a média da fonte térmica e a temperatura de geração t_{19} .

Ponto 2: Vapor saturado a pressão do gerador P_G , com concentração ξ_3 definida pelo projeto.

Ponto D: Vapor saturado a pressão do gerador P_G , em equilíbrio com a solução rica na entrada do gerador com concentração Y_D .

Então, fazendo o balanço de energia para esta condição particular, o valor do calor de retificação q_R (min) será calculado pela equação:

$$(q_{R\min} / m_2) = (h_d - h_2) + \frac{Y_2 - Y_D}{Y_D - X_{16}} (h_d - h_1) \quad (26)$$

O calor de retificação q_R real, pode ser assumido como 1,3 de q_R (mínimo), cujo valor está dentro dos limites obtidos na experiência prática. O calor de retificação pode, então, ser determinado pela relação:

$$q_R = 1,3q_{R\min} \quad (27)$$

Os valores de h_D e Y_D na equação são determinados na figura 12.

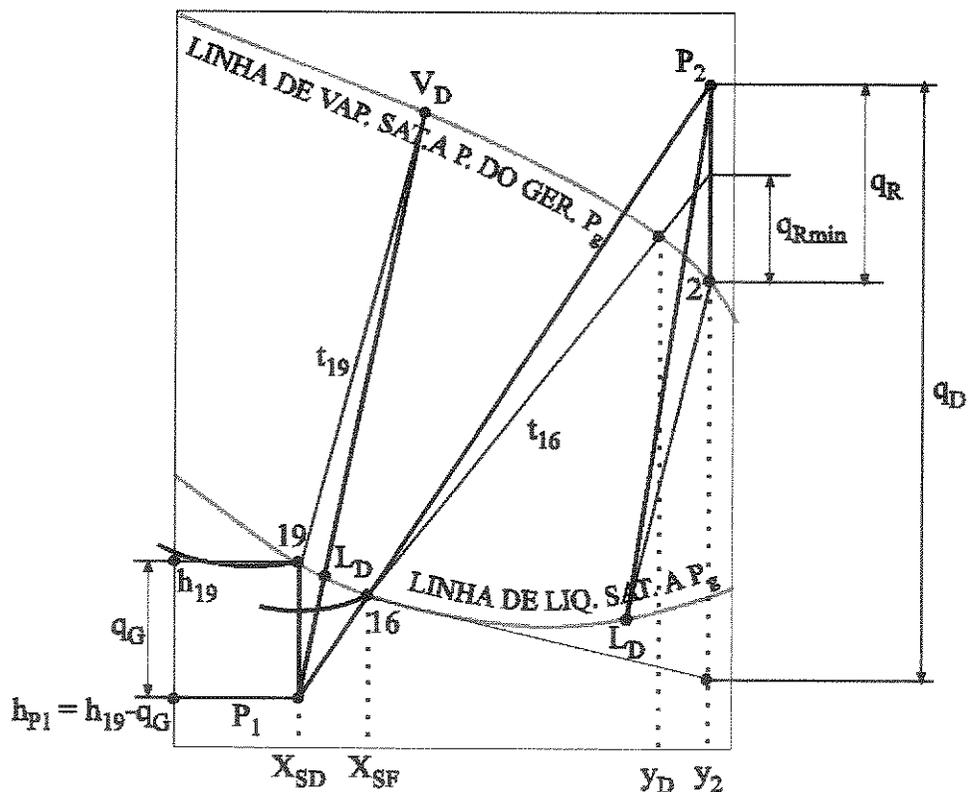


Figura 12. Processo no Conjunto Gerador-Coluna

A partir da equação anterior o ponto P_2 é encontrado. Esse também pode ser determinado graficamente, por projeção polar, onde o ponto h_1 é encontrado, e q_D é adicionado. Usando o balanço total da energia do gerador, obtemos:

$$\dot{q}_D = \dot{q}_R + \dot{q}_G \quad (28)$$

$$\dot{m}_{16} h_{16} = \dot{m}_2 (h_2 + \dot{q}_R) + \dot{m}_{19} (h_{19} - \dot{q}_G) \quad (29)$$

Daí que os pólos da figura, têm as seguintes coordenadas:

Polo 1:

Concentração: X_{16} , (Concentração da solução pobre).

Pressão: P_G .

Entalpia: $(h_{19} - q_G)$.

Polo 2:

Concentração: Y_2 (Concentração do vapor retificado na saída do gerador).

Pressão: P_G

Entalpia: $(h_2 + q_R)$.

Uma forma de avaliar esse conjunto, além da concentração de saída do vapor gerado, é a quantidade de energia M (quantificada em termos de fluxo mássico da fonte quente), para a produção de uma unidade de massa de vapor de amônia. Para o caso de vapor de água:

$$M = \frac{\lambda}{q_D} \quad (30)$$

Onde:

λ : Calor cedido pelo vapor de água à P_G .

q_D : Calor definido pela equação .

g) Condensador de refluxo

O vapor na saída da coluna de retificação tem, no sistema de refrigeração por absorção, uma certa quantidade de vapor de água que torna impossível que os processos de evaporação e condensação sejam feitos a uma temperatura constante.

Então a concentração de vapor mais alta só pode ser obtida com a inclusão de um dispositivo capaz de reduzir a quantidade de vapor de água. Isso é feito pelo condensador de refluxo cuja função é a condensação de certa quantidade de vapor refrigerante antes deste alcançar o condensador principal. A solução condensada, chamada de refluxo, vai para a seção de retificação

enquanto que o vapor refrigerante, na saída do condensador de refluxo é completamente condensado. O processo é, então, uma combinação de troca de calor e de transferência de massa. O refluxo da solução no separador está em equilíbrio com o vapor de saída.

O calor de retificação q_R foi determinado pelas equações 26 e 27, portanto a razão de refluxo RR para o projeto pode ser calculada usando o diagrama concentração vs entalpia.

É importante frisar que em algum ponto entre as condições limites do total e do refluxo mínimo se encontra uma razão de refluxo RR a qual é ótima para valores de separação e alimentação específicas. Quando uma nova coluna de retificação está sendo projetada pode-se observar que o incremento do refluxo pode diminuir os estágios requeridos ou vice-versa. A quantidade de vapor e líquido fluindo na coluna de retificação depende do refluxo. Então o diâmetro da coluna, as superfícies de transferência de calor no condensador e separador (condensador de refluxo), bombas, e todos os outros acessórios da coluna, devem ser dimensionados para conter a circulação do vapor e do líquido dentro da coluna, para garantir o refluxo. A relação entre o custo da construção e a razão de refluxo pode então situar este sistema como um caso de baixo custo de investimento. O valor assumido de q_R , na equação 27 toma em consideração a experiência prática do valor usual para uma razão de refluxo RR ótima.

O calor de retificação, q_R , pode ser extraído do sistema pela água de resfriamento. No entanto a água pode ser substituída pela solução rica vinda do absorvedor. Esse arranjo pode ser feito se a diferença de temperatura entre os fluxos é suficientemente alta. Entretanto não é conveniente usar o fluxo total da solução rica na saída do absorvedor devido a que esta poderia ser muito aquecida no condensador de refluxo diminuindo, na mesma proporção, sua capacidade de resfriamento da solução pobre no pré aquecedor de solução rica, afetando conseqüentemente o processo de absorção.

Do ponto de vista termodinâmico o melhor arranjo seria separar o fluxo de solução rica na saída do absorvedor de tal forma que determinada quantidade de solução rica, f_a , flua através do condensador de refluxo e o restante, $(f - f_a)$, flua através do trocador de calor solução-solução, para o resfriamento da solução pobre.

O fluxo máximo de solução rica f_a , que pode ir para o separador sem afetar as funções próprias do trocador de calor pode ser determinado pelo balanço de energia no trocador de calor:

$$(f - f_a)(h_{16} - h_{15}) = (f - 1)(h_{19} - h_{21}) \quad (31)$$

h) Pré-aquecedor de solução rica

No sistema básico sem pré-aquecedor, o estado da solução rica na entrada do gerador é P_c, t_{15}, x_{SR} . O incremento dessa temperatura de t_{15} a t_{16} , ao ser colocado o pré-aquecedor, provoca a diminuição da energia de entrada necessária no expulsor, ficando reduzida na porção q_{PSR} . Esse resultado incrementará o COP do sistema.

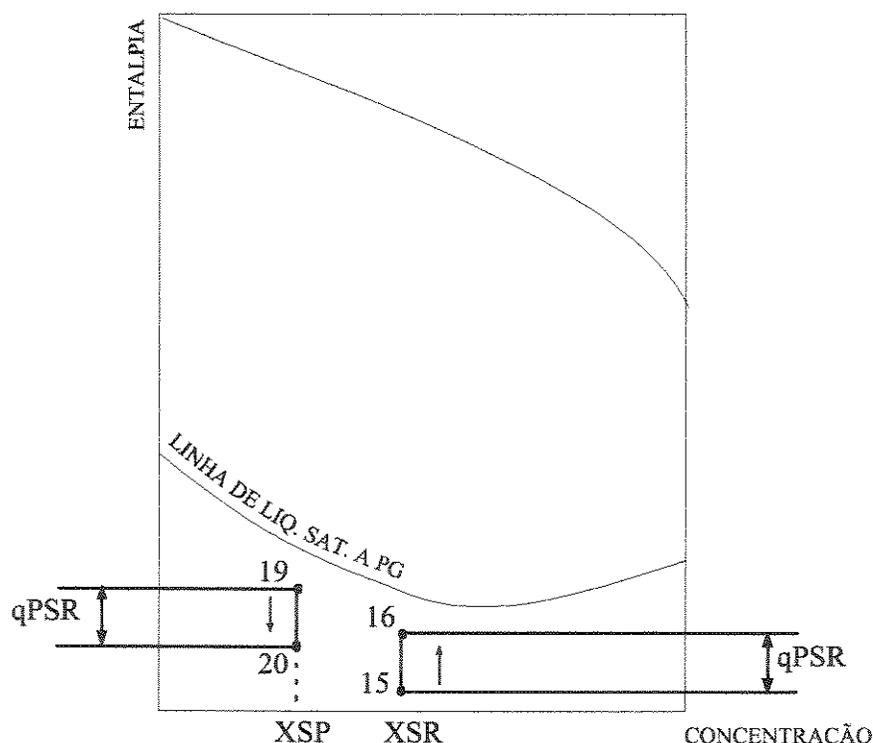


Figura 13. Processo no Pré-aquecedor de Solução Rica

O aquecimento da solução rica antes de chegar ao gerador é feito com a solução pobre que sai do expulsor a alta temperatura t_{19} , caindo no trocador até t_{20} .

Esse trocador de calor também melhora o processo de absorção, ao permitir que a solução pobre atinja o absorvedor com uma menor temperatura.

3.2 Descrição do Sistema de Aquisição de Dados

Para a realização dos testes foi colocado um sistema de aquisição de dados via computador usando um PC-IBM 486, com uma placa de aquisição de dados, CAD 12/32, e um condicionador de sinais, PCX 0802. Através do software AQDADOS, versão 5.1, foi feito

o monitoramento e o tratamento dos sinais provenientes dos diversos sensores instalados no sistema de absorção.

Características dos componentes do sistema de aquisição de dados:

1) *Placa de Aquisição de Dados:* modelo CAD 12/32; marca LYNX TECNOLOGIA ELETRÔNICA LTDA; 32 canais de entrada simples ou 16 diferenciais; resolução de 12 bits (4096 níveis); tempo de conversão de 32 ms.

2) *Condicionador de Sinais:* modelo PCX 0802; marca LYNX TECNOLOGIA ELETRÔNICA LTDA; 8 canais de entrada configuráveis através de um conjunto de impedâncias, podendo ler tensões (± 10 V, ± 5 V, $\pm 2,5$ V, ± 2 V, ± 1 V, $\pm 0,5$ V, $\pm 0,1$ V), correntes (0-5 mA ou 0-20 mA) e termopares (tipos J, K, T, S, R); com ajuste de zero e saídas de 0-5 V ou ± 5 V; e sensor de temperatura interno.

3) *Software:* modelo AQDADOS, versão 5.1; marca LYNX TECNOLOGIA ELETRÔNICA LTDA; interface homem-máquina simples e eficiente através de “menus”, permitindo a configuração e programação dos canais de entrada, armazenamento em disco em tempo real, impressão de relatórios, visualização dos dados até 4 canais em tempo real, etc.; manipulação dos dados através da construção de gráficos, separação ou eliminação de trechos, alteração de valores individuais, redução da 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 14 dados de temperatura e 2 dados de pressão.

- Canal 0: temperatura de referência da placa
- Canais de 1 a 13: tomada de temperatura
- Canais 14 e 15: tomada de pressão

3.2.1 Medição de Temperatura, Vazão, Pressão e Concentração

a) Temperatura

Foram usados termopares tipo T (Cobre-Constantan), com isolamento mineral e proteção de aço inoxidável para evitar corrosão. A seleção destes termopares, esteve condicionada pela faixa de uso (- 50 °C até 371 °C) e pelos baixos erros que introduzem para leituras menores de 0 °C.

Os termopares foram calibrados via computador, medindo a tensão gerado num banho de gelo a zero graus, com a temperatura comprovada com um termômetro padrão. Também tentou-se realizar a calibração usando um banho termostático, para a faixa de medição de cada um, mas devido a defeitos no equipamento que dispúnhamos, isso não foi possível.

Existe a necessidade da instalação de maior quantidade de pontos de medição de temperatura, dispõem-se no momento de 32 canais de medição dos quais são empregados só 15.

b) Vazão

Para realizar a avaliação do sistema é preciso a determinação das vazões de amônia, solução rica e da solução pobre. Para isso foram adquiridos 2 medidores tipo rotâmetro, para as vazões de amônia e de solução pobre, mas por causa delimitação de tempo resultou impossível a instalação desses antes do término deste trabalho, pelo que foi usado para tal fim o medidor de placa orifício já existente na instalação.

Este medidor de placa orifício quantifica o fluxo de solução rica na saída da bomba de solução (Ponto 12). Através do manômetro diferencial e da expressão da vazão para este tipo de medidor (calibrado na MADEF), podemos conhecer a vazão de solução rica no sistema.

$$\dot{m}_{12} = d^2 K \sqrt{\rho \Delta p} \quad (32)$$

Onde:

$d= 10\text{mm}$ (Diâmetro do orifício).

$K=30$. (Constante do medidor).

m_{12} = Vazão de solução rica em Kg/h.

ρ = Densidade da solução a temperatura t_{12} , em Kg/m^3 .

Δp = Perda de pressão no orifício, em Kgf/cm^2 .

As vazões de amônia e solução pobre são obtidos a partir do balanço de massa no grupo gerador torre de retificação:

a) Solução pobre:

$$\dot{m}_{18} = \dot{m}_{12} \left(\frac{\xi_2 - \xi_{12}}{\xi_2 - \xi_{18}} \right) \quad (33)$$

b) Amônia:

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_{12} \left(\frac{\xi_{12} - \xi_{18}}{\xi_2 - \xi_{18}} \right) \quad (34)$$

Deve-se cumprir que:

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_{12} - \dot{m}_{18} \quad (35)$$

c) Pressão

Os dados de pressão foram tomados a partir de dois transdutores de pressão, um deles instalados na parte de alta pressão e outro na parte de baixa pressão do sistema correspondentes aos canais 14 e 15 da CAD 12/32 respectivamente. Os transmissores de pressão, da marca SODMEX, são alimentados por uma fonte de tensão de 12 a 30 V e fornecem um sinal linear de 4 a 20 mA para uma faixa de pressão de 0 a 1,7 MPa. O sinal em mA pode ser transmitido diretamente ao condicionador de sinais. Os transmissores de pressão são conectados ao sistema através de um registro e uma junta com rosca. Isto permite que, através da instalação de outros pontos de tomada de pressão, registro mais união, seja feita a leitura de outros pontos de pressão no sistema.

A pressão de evaporação foi lida através de um manômetro tipo Bourdão, colocado no distribuidor de líquido do evaporador. O transmissor de pressão foi colocado na saída do sub-resfriador, servindo como medida das perdas de carga nesta região.

O sistema de refrigeração possui outros manômetros tipo Bourdon instalados nos pontos na saída da coluna de retificação, e ao final do reservatório de solução rica no absorvedor.

As pressões do vapor d'água antes e após a válvula reguladora de pressão instalada na entrada do gerador foram tomadas, também através de manômetros tipo Bourdon.

d) Concentração

Para se determinar todas as propriedades termodinâmicas de uma mistura é fundamental o conhecimento de pelo menos três propriedades independentes. A temperatura e a pressão são as mais simples de serem avaliadas. A terceira propriedade que pode ser medida é a concentração. Para determinar esta:

- *concentração de amônia líquida*: devido à dificuldade de se retirar uma amostra de amônia a alta pressão, pelo perigo de intoxicação, devemos retirar uma amostra no ponto onde a amônia encontra-se a baixa pressão. Neste ponto coleta-se em um tubo de ensaio graduado em um volume conhecido de amostra, a qual à pressão ambiente tenderá a evaporar toda a amônia presente na mistura. Após um determinado período o líquido restante será uma solução com alta concentração de água e, a partir do seu volume, podemos ter uma estimativa da

concentração da amostra. Durante os testes foi utilizado um tubo de ensaio graduado de volume de 10ml.

• *concentração das soluções rica e pobre*: são tomadas amostras, mantidas em banho de gelo para minimizar a evaporação de amônia, nos pontos 12 e 21. As amostras têm, então, sua densidade e sua temperatura medidas e sua concentração determinada através de um diagrama ρ vs ξ ou através de uma equação de estado. O volume de amostra necessária é dado em função do recipiente e do tamanho do densímetro e do termômetro utilizados. Durante os testes utilizou-se um termômetro de mercúrio, escala -10 a 100 °C, menor divisão de 1 °C, um densímetro, escala 0,9 a 1,0. O volume de solução retirado para cada amostra foi de 500ml.

Um terceiro método descrito por **Brossard-Pérez et al (1992)** pode ser utilizado para averiguar a precisão dos métodos descritos anteriormente. Este método utiliza um procedimento de titulação da solução a fim de determinar a concentração.

A tabela 10 apresenta os valores de temperatura, pressão, vazão e concentração medidos durante os testes.

Tabela 10. Dados Tomados

Ponto	Pressão (MPa)	Temp. (°C)	Conc. (%)	Vazão (Kg/h)	Ponto	Pressão (MPa)	Temp. (°C)	Conc. (%)	Vazão (Kg/h)
1	1,407	111,01	92,12		14	1,407	50,02	0,38	727,82
2	1,407	40,05	0,99971	73,86	15	1,407	50,02	0,38	727,82
3	1,297	28	0,99971	73,86	16	1,407	92,03	0,38	727,82
4	1,297	28	0,99971	73,86	17	1,407	-	0,38	727,82
5	1,297	13	0,99971	73,86	18	1,407	111,01	0,31	653,95
6	0,301	-9,0	0,99971	73,86	19	1,407	105	0,31	653,95
7	0,301	-8,5	0,99971	73,86	20	1,407	55	0,31	653,95
8	0,271	20	0,99971	73,86	21	1,407	41,5	0,31	653,95
9	0,271		0,38	727,82	22	0,252	127,7	-	96,06
10	0,271	39,5	0,38	727,82	23	0,252	127,7	-	96,06
11	0,271	39,5	0,38	727,82	24	0,101	22,5	-	172,8
12	1,407	39,5	0,38	727,82	25	0,101	0,00	-	172,8
13	1,407	39,5	0,38	727,82	26	0,101	22,5	-	180

3.3 Cálculo das Propriedades Termodinâmicas da Mistura

Para a determinação das propriedades termodinâmicas da mistura foi usada a versão do programa "AQUAM", realizado por Jordan em 1996. A aplicação deste programa encontra-se limitada a simples determinações de propriedades a partir do conhecimento de valores de pressão, temperatura e fração de amônia ou água presentes, sem brindar a possibilidade de tratar processos como o de expansão na válvula do evaporador, também é necessário o conhecimento do estado da mistura para o cálculo, questões que limitam seu uso. O software utiliza os seguintes valores como referência:

Estados de referências usados pelo programa:

Para amônia:

Líquido saturado a - 40 °C.

Condições ambientais:

$T_0 = 25 \text{ °C}$.

$P_0 = 0,101 \text{ Mpa}$.

Devido às limitações assinaladas, foi necessário trabalhar com o diagrama de equilíbrio da mistura água - amônia, para o posicionamento de cada ponto em estudo, dentro da zona correspondente com os valores de pressão, temperatura e concentração medidos para cada ponto.

Os pontos definidos para a tomada de dados, do sistema de absorção em estudo, podem-se encontrar em qualquer região do diagrama. Nesse diagrama só podem ser representados pontos em equilíbrio, na zona de mescla e de vapor e líquido saturado. Os pontos das zonas de líquido sub-resfriado e de vapor superaquecido, são representados aproximadamente no diagrama com os valores de concentração total e de pressão. A seguir mostramos o procedimento:

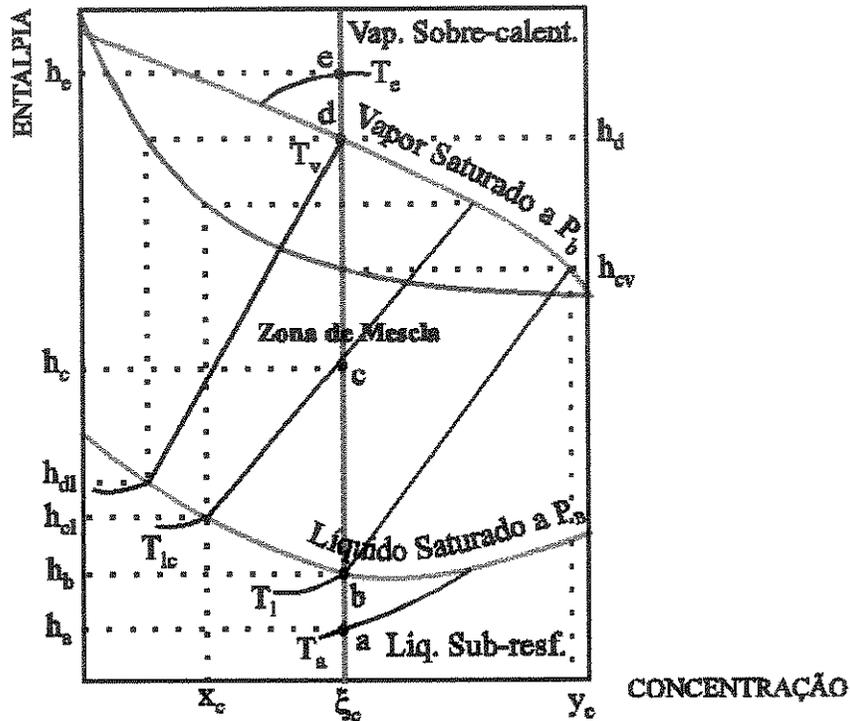


Figura 14. Determinação do Estados da Mistura (Diagrama de Merkel - Bonsjakovich)

No gráfico:

- a, b, c, d, e: São pontos que representam um possível estado da mistura.
- ξ_c : Concentração total da mistura.
- X_c : Concentração no líquido do ponto c.
- Y_c : Concentração no vapor do ponto c.
- T: Temperatura do ponto.
- T_l : Temperatura de saturação no líquido, correspondente a uma mistura com pressão P_a , e concentração total ξ_a .
- T_v : Temperatura de saturação no vapor correspondente a uma mistura com pressão P_a , e concentração total ξ_a .
- $\xi_a = \xi_b = \xi_c = \xi_d = \xi_e$.

Para a colocação do ponto procede-se da seguinte forma:

1) Determinação das temperaturas de saturação: Havendo realizado a tomada de dados termos para cada ponto P, T e ξ . Para este valor de pressão, como exemplo P_a , e a este valor de concentração total ξ_a , corresponde a linha vertical que parte de ξ_a , e sobre a qual encontra-

se o ponto em análise. No corte desta linha com as linhas de pressão saturada (do figura 14), para o líquido e o vapor, teríamos T_1 , e T_v (assinalados na figura 14).

2) Colocação do ponto: dependendo do valor de temperatura do ponto em análise, neste caso ponto a (T_a), da comparação com as temperaturas de saturação achadas anteriormente, teremos a posição do ponto, poderíamos ter as seguintes possibilidades:

- a) $T_a < T_1$: Estado de líquido sub-resfriado, corresponde ao ponto a.
- b) $T_a = T_1$: Estado de líquido saturado, corresponde ao ponto b.
- c) $T_1 < T_a < T_v$: Estado de mistura corresponde ao ponto c.
- d) $T_a = T_v$: Estado de vapor saturado, corresponde ao ponto d.
- e) $T_a > T_v$: Estado de vapor superaquecido.

Daí que para cada ponto temos:

Tabela 11. Estado da Mistura

Ponto	Pressão (Mpa)	Temperatura (°C)	Conc. Total (%)	Temp. sat. do líquido (°C)	Temp. de sat. do vap. (°C)	Estado
1	1,407	111,01	92,12			Vap. Sat.
2	1,407	40,5	99,971	36,5	40,5	Vap. Sat.
3	1,407	28	99,971	36,5	40,5	Líqu. Sub.
4	1,407	28	99,9971	36,5	40,5	Líqu. Sub.
5	1,297	13	99,9971	33,6	37,6	Líqu. Sub.
6	0,301	-9,0	99,971	-9,1	4,9	Mistura
7	0,301	-8,5	99,971	-9,1	4,9	Mistura
8	0,271	20	99,971	-11,69	3,08	Vap. Sob.
9	0,271		38,0			
10	0,271	39,5	38,0	39,2	115,3	Mistura
11	0,271	39,5	38,0	39,2	115,3	Mistura
12	1,407	39,5	38,0	97,4	174,3	Líqu. Sub.
13	1,407	39,5	38,0	97,4	174,3	Líqu. Sub.
14	1,407	50,02	38,0	97,4	174,3	Líqu. Sub.
15	1,407	50,02	38,0	97,4	174,3	Líqu. Sub.
16	1,407	92,03	38,0	97,4	174,3	Líqu. Sub.
17	1,407		38,0			
18	1,407	111,01	31,0	111,0	178,8	Líqu. Sat.
19	1,407	105	31,0	111,0	178,8	Líqu. Sub.
20	1,407	55	31,0	111,0	178,8	Líqu. Sub.
21	1,407	41,5	31,0	111,0	178,8	Líqu. Sub.

As propriedades para cada um desses pontos, são determinadas através do AQUAM versão 96. No caso dos pontos a, b e d os valores de entalpia, entropia e exergia são devolvidos diretamente pelo programa (estados saturados, líquido sub-resfriado e vapor super aquecido), no caso da zona de mescla os valores devolvidos são do estado saturados de cada ponto. Daí que seja necessária a aplicação de projeções matemáticas para a determinação das propriedades termodinâmicas na zona de mescla, ficando para cada caso da seguinte forma:

$$\dot{h} = (\dot{h}_V - \dot{h}_L) \frac{(Y - X)}{(\xi - X)} + \dot{h}_L \quad (36)$$

$$\dot{S} = (\dot{S}_V - \dot{S}_L) \frac{(Y - X)}{(\xi - X)} + \dot{S}_L \quad (37)$$

Daqui são obtidos os seguintes valores:

Tabela 12. Propriedades Termodinâmicas Específicas da Mistura (AQUAM - 96)

Ponto	Sustância	Estado	Conc. Líquido	Conc. Vapor	Conc. total	Entalpia h KJ/kg	Exergia ex KJ/Kg	Entropia s KJ/KgK
1	Amônia	Vap. Sat.	0,31	0,9196	0,9212	1748,2	383,13	5,6744
2	Amônia	Mistura	-	-	0,99971	1481,7	362,17	4,9449
3	Amônia	Liq. Sub.	-	-	0,99971	312,06	319,23	1,1661
4	Amônia	Liq. Sub.	-	-	0,99971	312,06	319,23	1,1661
5	Amônia	Liq. Sub.	-	-	0,99971	240,68	320,16	0,9235
6	Amônia	Mistura	0,9968	0,999	0,99971	240,68	311,39	1,016
7	Amônia	Vap. Sat.	0,9729	0,9999	0,99971	1419,98	161,71	5,4102
8	Amônia	Vap. Sob.	-	-	0,99971	1501,7	155,2	5,7059
9	Sol. Rica	-	-	-	0,38	-	-	-
10	Sol. Rica	Mistura	-	-	0,38	14,32	-51,32	0,6836
11	Sol. Rica	Mistura	-	-	0,38	14,32	-51,32	0,6836
12	Sol. Rica	Liq. Sub.	-	-	0,38	18,89	-47,62	0,6867
13	Sol. Rica	Liq. Sub.	-	-	0,38	18,89	-47,62	0,6867
14	Sol. Rica	Liq. Sub.	-	-	0,38	66,42	-44,68	0,8362
15	Sol. Rica	Liq. Sub.	-	-	0,38	66,42	-44,68	0,8362
16	Sol. Rica	Liq. Sub.	-	-	0,38	256,96	-19,627	1,3912
17	Sol. Rica	-	-	-	-	-	-	-
18	Sol.Pobre	Liq. Sat.	-	-	0,31	351,43	-11,759	1,5997
19	Sol.Pobre	Liq. Sub.	-	-	0,31	321,72	-18,243	1,5218
20	Sol.Pobre	Liq. Sub.	-	-	0,31	100,32	-52,536	0,8942
21	Sol.Pobre	Liq. Sub.	-	-	0,31	42,182	-56,735	0,7132
22	Vapor a.		-	-	-	2717,3	619,87	7,05
23	Vapor a.		-	-	-	546,48	61,018	1,61
24	Água		-	-	-	94,513	0,04407	0,3321
25	Gelo		-	-	-	-333,29	35,266	-1,2209
26	Água res.		-	-	-	94,513	0,04407	0,33215

Tabela 13. Propriedades Termodinâmicas Totais

Ponto	H (KW)	S (KW/K)	Ex (KW)	Ponto	H (KW)	S (KW/K)	Ex (KW)
1	-	-	-	14	13,4283	0,1691	-9,0331
2	30,3995	0,1015	7,4305	15	13,4283	0,1691	-9,0331
3	6,4024	0,0239	6,5495	16	51,9502	0,2813	-3,9680
4	6,4024	0,0239	6,5495	17	-	-	-
5	4,9380	0,0189	6,5686	18	63,8382	0,2906	-2,1361
6	4,9380	0,0208	6,3887	19	58,4413	0,2764	-3,3139
7	29,1333	0,1110	3,3178	20	18,2234	0,1624	-9,5433
8	30,8099	0,1171	3,1842	21	7,6625	0,1296	-10,3061
9	-	-	-	22	72,5066	0,1881	16,5402
10	2,8951	0,1382	-10,3755	23	14,5819	0,0430	1,6282
11	2,8951	0,1382	-10,3755	24	4,5366	0,0159	0,0021
12	3,8190	0,1388	-9,6274	25	-15,9979	-0,0586	1,6928
13	3,8190	0,1388	-9,6274	26	4,7257	0,0166	0,0022

3.4 Metodologia de Avaliação Termodinâmica

Para a avaliação termodinâmica foi usado o fluxograma do sistema, com seus pontos característicos, mostrados no apêndice A, definindo para cada equipamento o volume de controle a ser tratado.

Para a realização do cálculo foram usadas as seguintes relações gerais:

Balanco de massa:

$$\sum m_{entrada} = \sum m_{saida} \quad (38)$$

Conservação das espécies químicas:

$$\sum (m\xi)_{entrada} = \sum (m\xi)_{saida} \quad (39)$$

Balanco de energia:

$$\dot{Q}_{vc} + \sum (mh)_{entrada} = \sum (mh)_{saida} + W_{vc} \quad (40)$$

Balanco de exergia:

$$\sum Ex_{entrada} + \sum \left(\frac{T_r - T_0}{T_r} \right) \dot{Q}_r = \sum Ex_{saida} + W + I \quad (42)$$

Irreversibilidades por geração de entropia:

$$\dot{I} = T_0 \left[\sum (\dot{m}s)_{entrada} - \sum (\dot{m}s)_{saida} - \sum \frac{\dot{Q}_r}{T_r} \right] \quad (43)$$

Estas expressões foram aplicadas considerando:

- Regime permanente.
- Processo adiabático nas válvulas de expansão.
- Condição de equilíbrio em cada ponto.
- Perdas de carga em algumas partes do sistema.
- Perdas de calor em cada equipamento.

O termo do calor trocado, nas irreversibilidades por variação de exergia não é considerado, pois o volume de controle definido para cada equipamento e para o sistema, se encontra à temperatura do ambiente. Já no caso das irreversibilidades por geração de entropia tem que ser levado em conta.

a) Gerador e coluna de retificação:

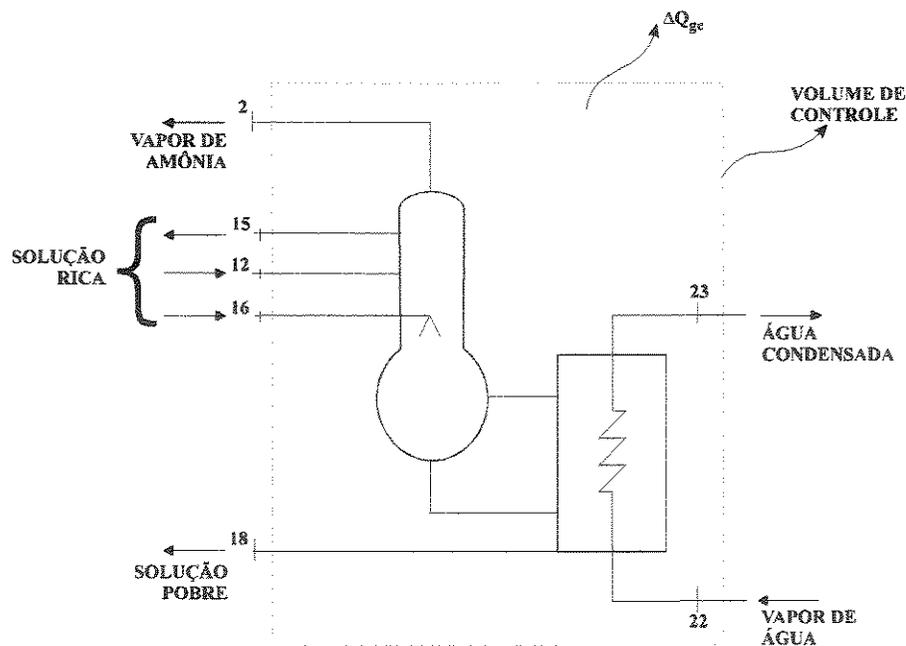


Figura 15. Volume de Controle Grupo Gerador-Coluna

Balanço de massa:

$$\dot{m}_{22} = \dot{m}_{23} \quad (44)$$

$$\dot{m}_{12} = \dot{m}_{15} = \dot{m}_{16} \quad (45)$$

Conservação das espécies

$$m_{16} X_{16} = m_2 X_2 + m_{18} X_{18} \quad (46)$$

$$m_2 = m_{16} \frac{\xi_{16} - \xi_{18}}{\xi_2 - \xi_{18}} \quad (47)$$

$$m_{16} \xi_{16} = m_2 \xi_2 + m_{18} \xi_{18} \quad (48)$$

Balço de energia

$$\dot{Q}_{gc} = \dot{H}_{22} - \dot{H}_{23} \quad (49)$$

$$\dot{Q}_{gc} = (\dot{H}_{12} + \dot{H}_{16} - \dot{H}_{18} - \dot{H}_{15} - \dot{H}_2) + \Delta \dot{Q}_{gc} \quad (50)$$

$$\Delta \dot{Q}_{gc} = (\dot{H}_{22} + \dot{H}_{23}) - (\dot{H}_{18} - \dot{H}_{15} - \dot{H}_2) \quad (51)$$

Irreversibilidades:

Por variação de exergia

$$I_{\Delta Exgc} = \dot{E} x_{12} + \dot{E} x_{22} + \dot{E} x_{16} - \dot{E} x_{15} - \dot{E} x_2 - \dot{E} x_{23} - \dot{E} x_{18} \quad (52)$$

Por geração de entropia

$$I_{\Delta Sgc} = T_0 (\dot{S}_{12} + \dot{S}_{22} + \dot{S}_{16} - \dot{S}_{15} - \dot{S}_2 - \dot{S}_{23} - \dot{S}_{18} + \frac{\Delta \dot{Q}_{gc}}{T_0}) \quad (53)$$

Eficiência exergética racional

$$\varphi_{gc}'' = \frac{\Delta Ex_{(12,15)} + \Delta Ex_{(18,2,16)}}{\Delta Ex_{(22-23)}} \quad (54)$$

b) Evaporador:

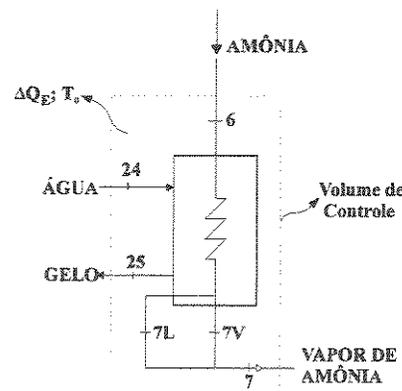


Figura 16. Volume de Controle do Evaporador

Balanço de massa

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_6 \quad (55)$$

$$\dot{m}_{24} = \dot{m}_{25} \quad (56)$$

Balanço das espécies químicas

$$\dot{m}_7 \xi_7 = \dot{m}_6 \xi_6 \quad (57)$$

$$\dot{m}_7 \xi_7 = \dot{m}_{7L} X_{7L} + \dot{m}_{7V} Y_{7V} \quad (58)$$

Balanço de energia

$$\dot{Q}_E = \dot{H}_7 - \dot{H}_6 \quad (59)$$

$$\Delta \dot{Q}_E = (\dot{H}_7 - \dot{H}_6) - (\dot{H}_{24} - \dot{H}_{25}) \quad (60)$$

*Variação de exergia**Água*

$$\Delta \dot{E}x_{ag} = \dot{E}x_{25} - \dot{E}x_{24} \quad (61)$$

Amônia

$$\Delta \dot{E}x_{am} = \dot{E}x_6 - \dot{E}x_7 \quad (62)$$

*Irreversibilidades**Por variação de exergia*

$$I_{\Delta Exe} = \Delta \dot{E}x_{am} - \Delta \dot{E}x_{ag} \quad (63)$$

Por geração de entropia

$$I_{\Delta Se} = T_0 (\dot{S}_{25} - \dot{S}_{24} - \dot{S}_6 + \dot{S}_7 + \frac{\Delta \dot{Q}_e}{T_0}) \quad (64)$$

Por troca térmica

$$\Delta \dot{E}x_{etc} = \dot{Q}_e \left(1 - \frac{T_0}{T_e} \right) - (\dot{E}x_{25} - \dot{E}x_{24}) \quad (65)$$

Internas

$$\Delta \dot{E}x_{eint} = \dot{E}x_7 - \dot{E}x_6 - \dot{Q}_e \left(1 - \frac{T_0}{T_e} \right) \quad (66)$$

Eficiência exergetica racional:

$$\varphi_E'' = \frac{\Delta Ex_{ag}}{\Delta Ex_{am}} \quad (67)$$

c) *Sub-resfriador:*

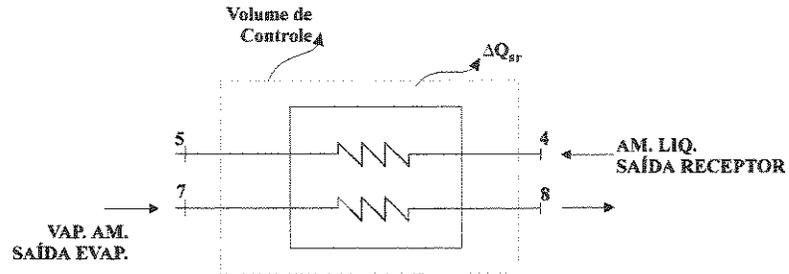


Figura 17. Volume de Controle do Sub-resfriador.

Balço de massa

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_4 = \dot{m}_7 = \dot{m}_8 \quad (68)$$

Conservação das espécies químicas

$$\dot{m}_5 \xi_5 = \dot{m}_4 \xi_4 \quad (69)$$

$$\dot{m}_8 \xi_8 = \dot{m}_7 \xi_7 \quad (70)$$

Balço de energia

$$\dot{Q}_{sr} = \dot{H}_4 - \dot{H}_5 \quad (71)$$

$$\dot{Q}_{sr} = (\dot{H}_8 - \dot{H}_7) - \Delta \dot{Q}_{sr} \quad (72)$$

$$\Delta \dot{Q}_{sr} = (\dot{H}_8 - \dot{H}_7) - (\dot{H}_4 - \dot{H}_5) \quad (73)$$

Varição de exergia

$$\Delta \dot{Ex}_{4-5} = \dot{Ex}_5 - \dot{Ex}_4 \quad (74)$$

$$\Delta \dot{Ex}_{7-8} = \dot{Ex}_7 - \dot{Ex}_8 \quad (75)$$

Irreversibilidades

Por variação de exergia

$$I_{\Delta Ex_{sr}} = \Delta \dot{Ex}_{4-5} - \Delta \dot{Ex}_{7-8} \quad (76)$$

Por geração de entropia

$$I_{\Delta Ssr} = T_0 (\dot{S}_4 - \dot{S}_5 + \dot{S}_7 - \dot{S}_8 + \frac{\Delta Q_{sr}}{T_0}) \quad (77)$$

Eficiência exergética de primeiro tipo ou racional:

$$\varphi_{sr} = \frac{\Delta Ex_{(4,5)}}{\Delta Ex_{(7,8)}} \quad (78)$$

d) Absorvedor:

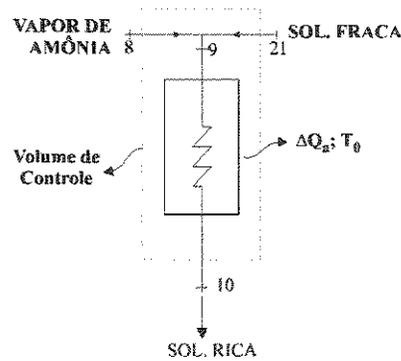


Figura 18. Volume de Controle do Absorvedor

Balanço de massa

$$\dot{m}_{10} = \dot{m}_8 + \dot{m}_{21} \quad (79)$$

Conservação das espécies químicas

$$\dot{m}_{10} \xi_{10} = \dot{m}_8 \xi_8 + \dot{m}_{21} \xi_{21} \quad (80)$$

$$\dot{m}_8 = \dot{m}_{10} \frac{\xi_{10} - \xi_{21}}{\xi_8 - \xi_{21}} \quad (81)$$

Balanço de energia

$$\dot{Q}_a = \dot{H}_8 + \dot{H}_{21} - \dot{H}_{10} \quad (82)$$

$$\Delta Q_a = \dot{Q}_a \quad (83)$$

Varição de exergia

$$\Delta \dot{Ex} = \dot{Ex}_{10} - \dot{Ex}_8 - \dot{Ex}_{21} \quad (84)$$

Irreversibilidades

Por variação de exergia

$$I_{\Delta Exa} = \dot{E}x_{21} + \dot{E}x_8 - \dot{E}x_{10} \quad (85)$$

Por geração de entropia

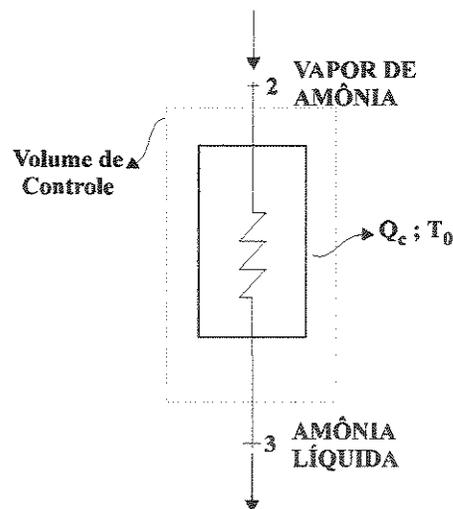
$$I_{\Delta Sa} = \dot{Q}_a - T_0(\dot{S}_{21} + \dot{S}_8 - \dot{S}_{10}) \quad (86)$$

Internas

$$\Delta \dot{E}x_{a,int} = \dot{E}x_9 - \dot{E}x_{10} - \dot{Q}_a \left(1 - \frac{T_0}{T_a} \right) \quad (87)$$

Eficiência exergética de segundo tipo:

$$\varphi''_a = \frac{\dot{E}x_{10}}{\dot{E}x_{21} + \dot{E}x_9} \quad (88)$$

e) *Condensador:***Figura 19.** Volume de Controle do Condensador*Balanço de massa*

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_3 \quad (89)$$

Conservação das espécies químicas

$$\dot{m}_2 \xi_2 = \dot{m}_3 \xi_3 \quad (90)$$

Balanço de energia

$$\dot{Q}_C = \dot{H}_2 - \dot{H}_3 \quad (91)$$

$$\Delta \dot{Q}_C = \dot{Q}_C \quad (92)$$

Irreversibilidades

Por variação de exergia

$$I_{\Delta Ex} = \dot{E}x_2 - \dot{E}x_3 \quad (93)$$

Por geração de entropia

$$I_{\Delta Sc} = \dot{Q}_c - T_0(\dot{S}_2 - \dot{S}_3) \quad (94)$$

Internas

$$\Delta \dot{E}x_{c,ic} = \dot{E}x_2 - \dot{E}x_3 - \dot{Q}_c \left(1 - \frac{T_0}{T_c}\right) \quad (95)$$

Eficiência exergética de segundo tipo:

$$\Phi''_{prsp} = \frac{Ex_3}{Ex_2} \quad (96)$$

f) Pré resfriador de solução pobre:

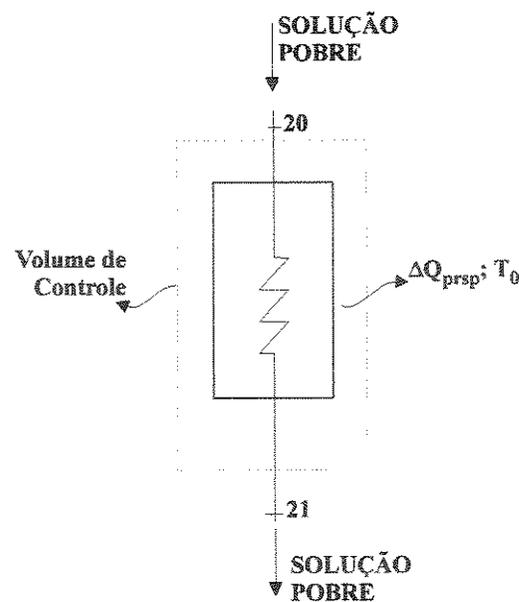


Figura 20. Volume de Controle do Sub-resfriador da Solução Pobre

Balanço de massa

$$\dot{m}_{20} = \dot{m}_{21} \quad (97)$$

Conservação das espécies químicas

$$\dot{m}_{20} \xi_{20} = \dot{m}_{21} \xi_{21} \quad (98)$$

Balanço de energia

$$\dot{Q}_{prsp} = \dot{H}_{20} - \dot{H}_{21} \quad (99)$$

$$\Delta \dot{Q}_{prsp} = \dot{Q}_{prsp} \quad (100)$$

Irreversibilidades

Por variação de exergia

$$I_{\Delta Exprsp} = \Delta \dot{E}x = \dot{E}x_{20} - \dot{E}x_{21} \quad (101)$$

Por geração de entropia

$$I_{\Delta Sprsp} = \dot{Q}_{prsp} - T_0 (\dot{S}_{20} - \dot{S}_{21}) \quad (102)$$

Eficiência exérgica de segundo tipo:

$$\varphi^{v, prsp} = \frac{Ex_{21}}{Ex_{20}} \quad (103)$$

g) Pré - aquecedor de solução rica:

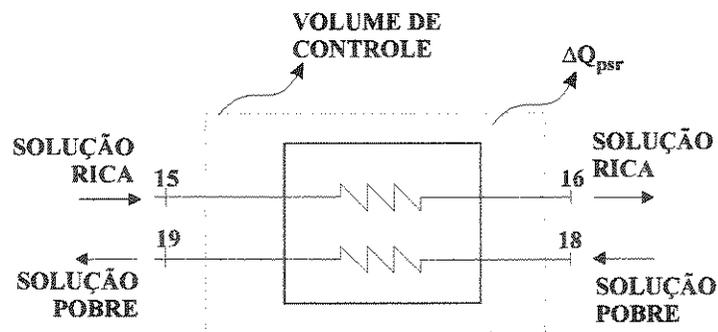


Figura 21. Volume de Controle do Pré-aquecedor de Solução Rica

Balanço de massa

$$\dot{m}_{19} = \dot{m}_{20} \quad (104)$$

$$\dot{m}_{15} = \dot{m}_{16} \quad (105)$$

Conservação das espécies químicas

$$\dot{m}_{19} \xi_{19} = \dot{m}_{20} \xi_{20} \quad (106)$$

$$\dot{m}_{15} \xi_{15} = \dot{m}_{16} \xi_{16} \quad (107)$$

Balço de energia

$$\dot{Q}_{psr} = (\dot{H}_{16} - \dot{H}_{15}) + \Delta \dot{Q}_{psr} \quad (108)$$

$$\dot{Q}_{psr} = (\dot{H}_{19} - \dot{H}_{20}) \quad (109)$$

$$\Delta \dot{Q}_{psr} = (\dot{H}_{19} - \dot{H}_{20}) - (\dot{H}_{16} - \dot{H}_{15}) \quad (110)$$

Varição de exergia

$$\Delta \dot{Ex}_{18-19} = \dot{Ex}_{18} - \dot{Ex}_{19} \quad (111)$$

$$\Delta \dot{Ex}_{15-16} = \dot{Ex}_{16} - \dot{Ex}_{15} \quad (112)$$

Irreversibilidades

Por variação de exergia

$$I_{\Delta Ex_{psr}} = \Delta \dot{Ex}_{18-19} + \Delta \dot{Ex}_{15-16} \quad (113)$$

Por geração de entropia

$$I_{\Delta S_{psr}} = T_0 (\dot{S}_{16} - \dot{S}_{15} - \dot{S}_{18} + \dot{S}_{19} - \frac{\Delta \dot{Q}_{psr}}{T_0}) \quad (114)$$

Eficiência exergética racional:

$$\varphi_{psr}'' = \frac{\Delta \dot{Ex}_{(15,16)}}{\Delta \dot{Ex}_{(19,20)}} \quad (115)$$

h) Válvulas de expansão de amônia líquida:

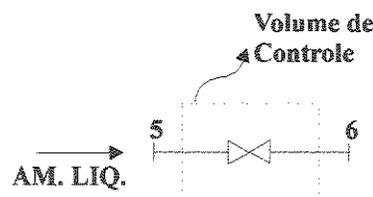


Figura 22. Volume de Controle da Válvula de Expansão de Amônia

Balanço de massa

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_6 \quad (116)$$

Conservação das espécies químicas

$$\dot{m}_5 \xi_5 = \dot{m}_6 \xi_6 \quad (117)$$

Balanço de energia

$$\dot{H}_5 = \dot{H}_6 \quad (118)$$

Irreversibilidades

Por variação de exergia

$$I_{\Delta Exve} = \Delta \dot{Ex}_{5-6} \quad (119)$$

Por geração de entropia:

$$I_{\Delta Sve} = T_0(S_6 - S_5) \quad (120)$$

i) Condensador evaporativo:

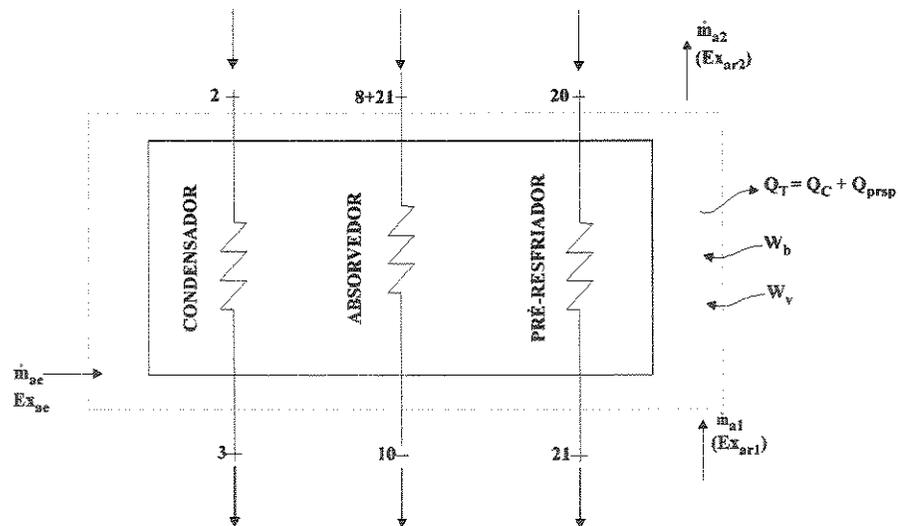


Figura 23. Volume de Controle do Condensador Evaporativo

Balanço de massa

$$\dot{m}_{a2} = \dot{m}_{a1} + \dot{m}_w \quad (121)$$

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_3 \quad (122)$$

Balanço de energia

$$\dot{Q}_C + \dot{Q}_a + \dot{Q}_{prsp} = \dot{m}_{a1}(h_{a2} - h_{a1}) + \dot{m}_w(h_{a2} - h_w) + \dot{W}_b + \dot{W}_{ea} \quad (123)$$

Irreversibilidades

Por variação de exergia

$$I_{\Delta ExCE} = \dot{I}_{\Delta Exc} + \dot{I}_{\Delta Exa} + \dot{I}_{\Delta Exprsp} + W_b + W_{ea} \quad (124)$$

Por geração de entropia

$$I_{\Delta SCE} = Q_{Total} - T_0(\Delta \dot{S}_a + \Delta \dot{S}_c + \Delta \dot{S}_{prsp}) \quad (125)$$

4. RESULTADOS E DISCUSSÕES

4.1 Balanço Energético

O balanço energético do sistema de resfriamento por absorção em estudo foi, realizado considerando a maioria das interações dos equipamentos, com o meio ambiente. Essas interações foram contabilizadas pela medição dos parâmetros de pressão, temperatura e concentração em cada ponto. A principal limitação resultou da falta de pontos de medição, como da entrada da solução forte no expulsor, as pressões da solução pobre no expulsor e na entrada e saída do pré-aquecedor de solução rica, e no circuito do vapor de amônia desde o evaporador até o absorvedor, só para citar alguns.

O estudo foi realizado sobre cada equipamento do sistema levando em conta o balanço de fluxo de massa e espécies químicas, considerando as perdas ou ganhos de calor, segundo o caso, estes de grande significação para equipamentos como o absorvedor e o evaporador, já que pode-se chegar a determinar os fluxos necessários para o funcionamento estável do sistema. A seguir aparecem esses balanços por equipamento.

Tabela 14. Balanço de Energia, Massa e Espécies Químicas no Evaporador

EVAPORADOR								
	ENERGIA (KW)		FLUXO (Kg/h)			ESPÉCIES QUÍMICAS (Kg/h)		
		Ganhos	Entrada	Saída	Dif.(%)	Entrada	Saída	Dif.(%)
AMÔNIA	24,16	3,63	73,86	73,86	0,00	73,83	73,83	0,00
ÁGUA-GELO	20,53		172,8	172,8	0,00	-	-	-

Tabela 15. Balanço de Energia, Massa e Espécies Químicas no Sub-resfriador

SUB-RESFRIADOR DE LÍQUIDO								
	ENERGIA (KW)		FLUXO (Kg/h)			ESPÉCIES QUÍMICAS (Kg/h)		
		Ganhos	Entrada	Saída	Dif.(%)	Entrada	Saída	Dif.(%)
AMÔNIA LÍQ.	1,4644	0,2122	73,86	73,86	0,00	73,83	73,83	0,00
AMÔNIA VAPOR	1,6766		73,84	73,8	0,00	73,83	73,83	0,00

Tabela 16. Balanço de Energia, Massa e Espécies Químicas no Absorvedor

ABSORVEDOR								
	ENERGIA (KW)		FLUXO (Kg/h)			ESPÉCIES QUÍMICAS (Kg/h)		
		Perdas	Entrada	Saída	Dif.(%)	Entrada	Saída	Dif.(%)
VAPOR. DE AMÔNIA	-	35,57	73,86	-	0,00	73,83	-	0,00
SOL. POBRE	-		653,95	-		202,72	-	
SOL. RICA	-		-	727,81		-	276,57	

Tabela 17. Balanço de Energia, Massa e Espécies Químicas no Gerador-Coluna

CONJUNTO GERADOR-COLUNA								
	ENERGIA (KW)		FLUXO (Kg/h)			ESPÉCIES QUÍMICAS (Kg/h)		
		Perdas	Entrada	Saída	Dif.(%)	Entrada	Saída	Dif.(%)
SOL. RICA	-	5,42	727,82	-	0,00	+276,57	-	0,00
SOL. POBRE	-		-	53,95		-	-202,72	
VAPOR. AMÔNIA	-		-	73,86		-	73,83	
VAPOR. DE ÁGUA	-		96,06	96,06		-	-	

Tabela 18. Balanço de Energia, Massa e Espécies Químicas no Pré-aquecedor de Solução Rica

PRÉ-AQUECEDOR DE SOLUÇÃO RICA								
	ENERGIA (KW)		FLUXO (Kg/h)			ESPÉCIES QUÍMICAS (Kg/h)		
		Perdas	Entrada	Saída	Dif.(%)	Entrada	Saída	Dif.(%)
SOL. RICA	38,522	1,6959	727,82	727,82	0,00	276,57	276,57	0,00
SOL. POBRE	40,218		653,95	653,95	0,00	202,72	202,72	0,00

Tabela 19. Balanço de Energia, Massa e Espécies Químicas no Pré-resfriador de Solução Pobre

PRÉ-RESFRIADOR DE SOLUÇÃO POBRE								
	ENERGIA (KW)		FLUXO (Kg/h)			ESPÉCIES QUÍMICAS (Kg/h)		
		Perdas	Entrada	Saída	Dif.(%)	Entrada	Saída	Dif.(%)
SOL. POBRE	10,56	10,56	653,95	653,95	0,00	202,72	202,72	0,00

Tabela 20. Balanço de Energia, Massa e Espécies Químicas no Condensador

CONDENSADOR								
	ENERGIA (KW)		FLUXO (Kg/h)			ESPÉCIES QUÍMICAS (Kg/h)		
		Perdas	Entrada	Saída	Dif.(%)	Entrada	Saída	Dif.(%)
VAPOR DE AMÔNIA	23,997	23,997	73,86	73,86	0,00	73,83	73,83	0,00

As tabelas anteriores, apresentam o conjunto gerador coluna com as maiores perdas percentuais de calor 9,4%, respeito ao calor trocado em cada equipamento, sendo de 4,21% no pré aquecedor de solução rica. Em termos de ganhos no evaporador foram de 15% e no sub-resfriador de líquido de 12,65%. Todo isto referidos as trocas térmicas com o meio ambiente.

Quanto à comparação do calor real trocado em cada equipamento e o determinado no projeto (ver tabela 4), as maiores divergências aparecem no pré-aquecedor de solução rica com 17 KW, depois o expulsor com 11 KW, e o absorvedor com 4 KW.

A avaliação do sistema teve suas maiores dificuldades na determinação das vazões do vapor de água no expulsor, gelo produzido e consumo de água no condensador evaporativo. O consumo de vapor de água pode ser falseado por defeitos mecânicos da válvula de retenção de vapor, pelo que foi necessário a realização de várias corridas. É importante significar o valor da vazão de água usada pelo condensador evaporativo, que é maior que o usado para a fabricação do gelo.

Tabela 21. Balanço Energético do Sistema

Equipamento	Entrada de energia		Saída de energia	
	kW	%	kW	%
Gerador -torre	57,92	67,70	6,42	7,63
Bomba de sol.	0,61	0,71		
Auxiliares	2,65	3,09		
Condensador			23,99	28,53
Evaporador	24,16	28,24		
Absorvedor			35,57	42,3
Val. de exp.				
Pré. aq. sol. rica			1,6959	2,02
Sub-resfriador	0,2122	0,25		
Resf. sol. pobre			10,56	12,55
Perdas diversas			5,286	6,28
Total	85,5	100	84,08	100

O mais significativo do balanço energético do sistema é a proximidade dos valores totais de entrada e saída de energia, 85,5 KW e 84,08 KW, respectivamente, isso indica que foi usada uma metodologia adequada. As perdas chamadas de diversas foram calculadas levando em conta, para cada fluido do sistema, a diferença entre os parâmetros de saída de um equipamento e entrada no subsequente, o que permitiu avaliar de forma aproximada as perdas em conexões e tubulações do sistema, dentro dessas a de maior valor foi da solução pobre no trajeto de saída do expulsor até sua entrada no pré-aquecedor de solução rica, que acreditamos deva-se a sua passagem por embaixo do condensador evaporativo, que provoca uma retirada contínua de calor pela água desse.

Os valores dessa tabela são representados graficamente na figura 22.

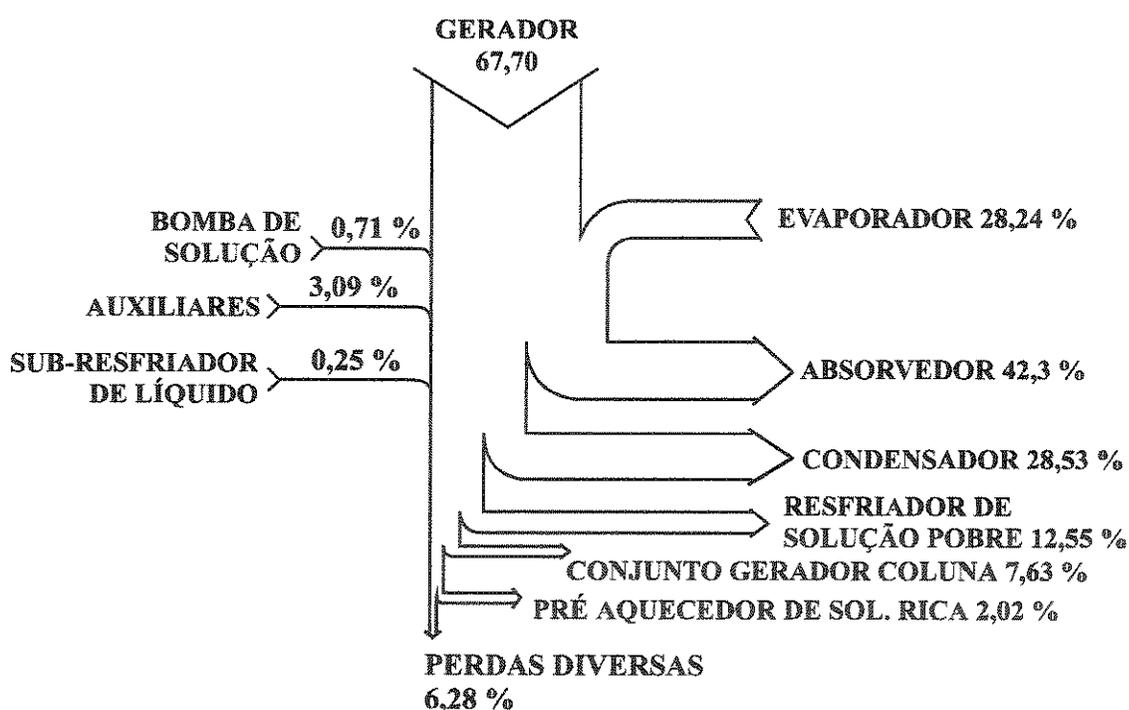


Figura 22. Diagrama do Balanço Energético Percentual

No diagrama aparece o absorvedor com o maior porcentagem de perdas respeito à entrada total de calor, isso devido a ser exotérmico o processo de absorção, pelo que esses sistemas apresentam-se como adequados para seu trabalho como bombas de calor.

4.2 Balanço Exergético

O balanço energético vem sendo usado nos últimos tempos para o projeto de sistemas novos e relativamente desconhecidos, devido à pouca experiência em seu projeto, e onde a aplicação desse tipo de análise permite determinar com antecipação quais são seus pontos fracos, o que possibilita poupar tempo. Já para sistemas desenvolvidos a avaliação exergetica precisa de uma maior profundidade. Em nosso caso por dificuldades de medição de parâmetros como, as temperaturas das superfícies de troca térmica, as avaliações não puderam ser detalhadas.

A característica fundamental da análise realizada sobre o sistema de absorção, é ter usado o conceito de geração de entropia conhecido como o Teorema de Gouy - Stodola, para a comprovação dos resultados dos procedimentos usados.

Tabela 22. Balanço Exergetico do Sistema

Equipamentos	Exergia de Entrada		IRREVERSIBILIDADES			Exergia útil		Eficiência exergetica (%)
	(KW)	(%)	Var. de Exergia (KW)	Geração de S (KW)	(%)	(KW)	(%)	
Gerador -torre	15	85,2	5,15	3,96	31,77			66,29
Bomba de sol.	0,75	4,26	0,14		0,86			
Auxiliares	1,85	10,51	0,278		1,71			
Condensador			0,881	0,882	5,43			
Evaporador			1,439	1,05	8,87	1,69	10,42	54,02
Absorvedor			3,25	4,00	20			
Val. De exp.			0,21	0,56	1,29			
Pré. Aq. sol. rica			1,159	2,17	7,15			81,00
Sub-resfriador			0,1136	0,32	0,7			14,29
Resf. sol. pobre			0,7628	0,7856	4,7			
Perdas diversas			1,15		7,0			
Total	17,6	100	14,52	13,82	89,58	1,69	10,42	

Os valores que aparecem na tabela são representados em forma percentual no diagrama de Grassman, figura 23.

Os cálculos de irreversibilidades por variação de exergia e por geração de entropia tem variações que vão desde 53% no pré aquecedor de solução rica até 0% no sub-resfriador de líquido, passando pelo conjunto gerador coluna com 22%. Isso indica erro nos procedimentos seguidos. A exergia de entrada é de 17,6 KW, e a saída de 16.21% com uma diferença de 8%, aceitável para esse tipo de cálculo.

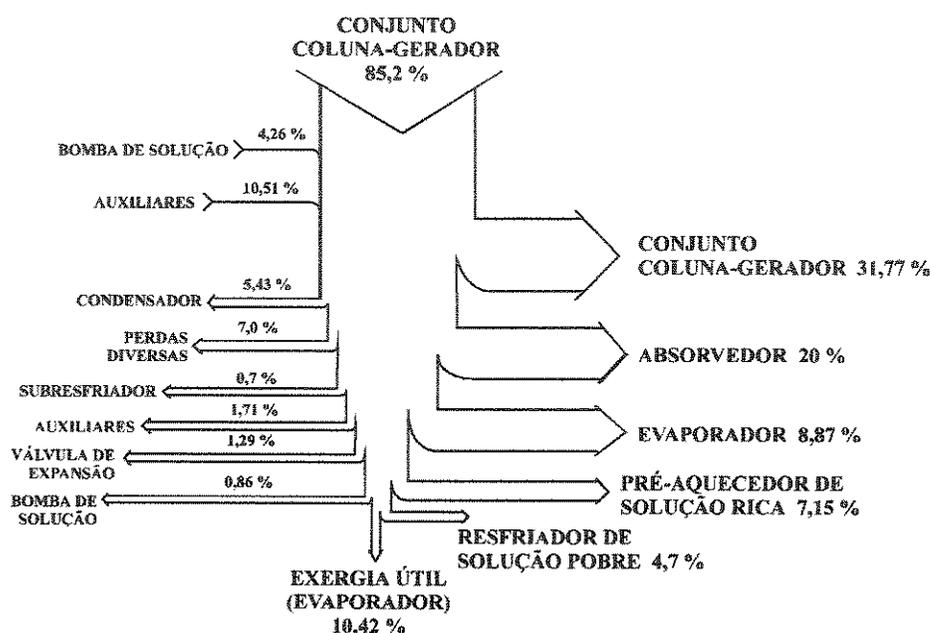


Figura 23. Diagrama de Grassman para o Balanço Exergético

Esses resultados podem ser comparados com os brindados da literatura.

Tabela 23. Comparação dos Resultados

CARATERÍSTICAS	HC-UNICAMP (1997)	SZARGUT (1988)	JORDAN (1985)	AURACHER (1979)
Refrigerante	água-amônia	água-amônia	água-amônia	R-12
Capacidade Frigorífica (KW)	23	140	421	-
Fonte de Calor	vapor de água (278 KPa)	vapor de água (588 KPa)	vapor de água (544 KPa)	
Temperatura de Evaporação (°C)	-9,0	-33	-22	-10
COP	0,42	0,40	0,42	3,0 - 0,8
Eficiência Exergética (%)	11	8	16	44
Principais Fontes de Irreversibilidade	<ul style="list-style-type: none"> • Gerador 32% • Absorvedor 20% • Evaporador 9% 	<ul style="list-style-type: none"> • Gerador 19% • Absorvedor 16% • Evaporador 14% 	<ul style="list-style-type: none"> • Gerador 25% • Pre-aquecedor SR 27% • Absorvedor 16% 	<ul style="list-style-type: none"> • Compressor 23% • Válvula de Expansão 14% • Condensador 11%

Os resultados do cálculo exergético mostram valores similares aos da literatura. As maiores irreversibilidades acontecem no gerador, depois no absorvedor e no evaporador. No caso de sistemas a compressão as maiores irreversibilidades são do compressor com 23%, tendo um COP de 3, o valor de 0,8 é considerando uma eficiência térmica de 30% de plantas

térmicas e 5% de perdas por transmissão. As avaliações de eficiência do ciclo mostraram os seguintes resultados

Tabela 24. Eficiência do Sistema de Resfriamento por Absorção

EFICIÊNCIAS	
COP_{ideal}	2,19
COP_{bruto}	0,42
COP	0,40
ϕ^*_{bruta}	0,113
ϕ	0,096

4.3 Comportamento do Sistema de Refrigeração por Absorção a Diferentes Valores de Concentração Total

A concentração total dos vapores de amônia na saída da coluna de retificação tem grande influência na operação do sistema. Aparentemente a capacidade de resfriamento poderia incrementar-se para valores baixos de concentração total, devido a que os valores específicos de entalpia na saída do evaporador, seriam maiores que para concentrações altas, mas isso é só aparência. Como já foi explicado ao acontecer a evaporação, à temperatura variável, a vazão de vapor vai diminuindo no tempo, provocando a necessidade da extração de líquido no evaporador.

Tabela 25. Parâmetros de Funcionamento do Evaporador para Diferentes Valores de Concentração Total

ANTES DA VÁLVULA		DEPOIS DA VÁLVULA		FINAL DO PROCESSO	
ζ_{TOTAL} (%)	h (KJ/Kg)	h (KJ/Kg)	t_{evap} (°C)	t (°C)	Porcento de líquido (%)
100	240,83	240,83	-9,13	-9,13	0
99,971	240,68	240,68	-9,0	-8,5	1,04
99,857	240,10	240,10	-8,7	-8,2	6,6
97,0	223,85	223,85	-8,4	-5,0	21,12
93,0	196,42	196,42	-7,6	4,0	54,45

Da tabela não é recomendável operar com valores de concentração abaixo de 99,5%, a capacidade de resfriamento diminui na mesma proporção em que se incrementa a porcentagem de líquido a ser extraída. Valores acima de 99,857%, implicam um maior valor de refluxo no sistema, maior razão de circulação, e conseqüentemente maior quantidade de calor no expulsor. A evaporação também fica afetada pelas variações de temperatura de evaporação, entre o começo e o final do processo, podendo chegar a valores inadmissíveis, para o caso da fabricação de gelo, de 4,0 °C como temperatura terminal.

4.4 Cálculos por Troca Térmica

Nos sistemas por absorção os projetos dos trocadores de calor representam a maior parte de seu segredo, daí a importância de seu cálculo. Em nosso estudo, devido a limitações com as medições em vários pontos, só foi possível a determinação das diferenças médias de temperatura, a efetividade e o coeficiente global de troca térmica para alguns equipamentos

Tabela 26. Diferenças Médias de Temperatura, Efetividade e Coeficiente Global de Troca Térmica dos Equipamentos do Sistema

EQUIPAMENTO	EFETIVIDADE	DIFERENÇA MÉDIA(°C)	COEF. GLOBAL DE TROCA TÉRMICA
Expulsor	-	-	-
Condensador	-	-	-
Evaporador	0,016	17,8	192
Absorvedor	-	-	-
Pre-aquecedor de Sol. Rica	0,901	8,41	1260
Sub-resfriador de Líquido	0,78	11,6	46
Resfriador de Sol. Pobre	-	-	-
Retificador	-	-	-

Os coeficientes determinados experimentalmente, coincidem com boa aproximação com os usados pela MADEF para o projeto.

4.5 Factibilidade de Recuperação do Calor de Retificação com a Solução Rica

Uma das características mais interessantes do sistema em estudo é o uso da solução rica para a recuperação do calor de retificação. Em continuação são analisadas as possíveis variantes de recuperação, os cálculos estão dirigidos à análise da viabilidade desse sistema:

- uso de toda a solução rica no retificador (esquema mantido durante os testes),
- uso de parte da solução rica no retificador; e
- uso de um circuito externo de água de arrefecimento, para o processo de retificação.

Primeira variante: Toda a vazão de SR passando pelo retificador

- Calor de retificação absorvido pela solução rica: 9,6093 KW.
- Calor perdido pela solução pobre no pré-resfriador: 10,56 KW.
- Calor absorvido pela solução rica no pré aquecedor: 38,52 KW.
- Calor cedido pela solução pobre no pré aquecedor: 40,218 KW.
- Temperatura de entrada da solução rica no pré aquecedor: 50 °C.
- Temperatura de entrada da solução pobre no pré aquecedor: 105 °C.
- Temperatura de saída da solução pobre do pré aquecedor: 55 °C.
- Temperatura de saída da solução rica do pré aquecedor: 92 °C.
- Temperatura de saída da solução pobre do pré resfriador: 41 °C.
- Calor necessário a ser trocado pela solução pobre, no pré-aquecedor para atingir na saída 41 °C: 50,77 KW.

Segunda variante: Uma fração de SR passando pelo retificador

- Calor de retificação absorvido pela solução rica: 8,908 KW.
- Fração de solução rica que pasa pelo retificador: 68,54 Kg/h.
- Fração de solução rica que não pasa pelo retificador: 5,46 Kg/h.
- Calor perdido pela solução pobre no pré-resfriador: 10,00 KW.
- Entalpia ótima de saída da solução pobre do pré aquecedor de solução rica: 7,6622 (41 °C), este valor corresponde com a entalpia de saída do pré-resfriador de solução pobre.

- Calor trocado pela solução rica no pré aquecedor: 39.00 KW.
- Calor necessário a ser trocado pela solução pobre, no pré-aquecedor para atingir na saída 41 °C: 50,77 KW.
- Temperatura de entrada da solução rica do pré aquecedor: 48.5 °C.
- Temperatura de entrada da solução rica no pré aquecedor: 105 °C.
- Temperatura de saída da solução pobre do pré aquecedor: 41 °C.
- Temperatura de saída da solução rica do pré aquecedor, considerando o balanço de energia, para a solução pobre atingir 41 °C: 95 °C.
- Temperatura de saída da solução pobre, considerando o trocador atual, e usando o conceito de efetividade: 46,00 °C.

Terceira variante: circuito externo com água de resfriamento

- Calor de retificação, cedido pela água no condensador: 8,90 KW.
- Entalpia ótima de saída da solução pobre do pré aquecedor de solução rica: 7,6622 a (41 °C), este valor corresponde com a entalpia de saída do pré-resfriador de solução pobre.
- Calor necessário a ser trocado pela solução pobre, no pré-aquecedor para atingir na saída 41 °C: 50,77 KW.
- Temperatura de entrada da solução rica do pré aquecedor: 39,5 °C.
- Temperatura de entrada da solução rica no pré aquecedor: 105 °C.
- Temperatura de saída da solução pobre do pré aquecedor: 41 °C.
- Temperatura de saída da solução rica do pré aquecedor, considerando o balanço de energia, para a solução pobre atingir 41 °C: 95 °C.
- Temperatura de saída da solução pobre, considerando o trocador atual, e usando o conceito de efetividade: 46,00 °C.

Pelos valores mostrados, na primeira variante passando toda a solução pelo retificador;

- a concentração dos vapores de amônia é alta: 99,971%;
- é necessário o pré resfriador; e
- é recuperada praticamente a mesma quantidade de calor que precisa ser eliminada no pré resfriador

Na segunda variante:

- a concentração dos vapores de amônia é adequada: 99,85%;
- a vazão de solução rica não é suficiente para resfriar a solução pobre;
- é necessário o pré resfriador, e
- a quantidade de calor a ser jogada fora é 5% menor que no caso anterior.

Na terceira variante:

- a concentração dos vapores de amônia é adequada: 99,85%;
- a quantidade de calor a ser jogada fora é igual à anterior; e
- precisa de um circuito adicional de água de resfriamento.

Dá que a variante mais adequada seja a segunda. Do ponto de vista exerético as variantes são equivalentes devido a que o calor é transferido tanto no condensador evaporativo como no retificador a níveis de temperatura equivalentes.

5. CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES

Com as avaliações energéticas e exergéticas realizadas sobre o sistema de resfriamento por absorção água-amônia, existente no HC da UNICAMP, para a fabricação de gelo, determinou-se:

- o esquema de fluxo para a recuperação do calor de retificação é factível. Do ponto de vista exergético as diferenças com os outros esquemas são mínimas, sendo esse mais conveniente já que evita a necessidade de uma bomba de água;
- a torre de retificação tem um bom desempenho, o valor ótimo da concentração total dos vapores de amônia na saída da torre de retificação é de 99,985%;
- o desempenho do condensador evaporativo está fortemente condicionado pelas variações ambientais. Durante os períodos de alta umidade relativa e de alta temperatura de bulbo seco detectam-se dificuldades em seu funcionamento, provocando altas pressões de condensação e cavitação contínua da bomba de solução, o que indica o subdimensionamento do mesmo;
- o absorvedor geralmente produz solução rica em estado de saturação o que, energeticamente, é bom mas, provoca a cavitação da bomba de solução;
- os cálculos de irreversibilidades pelo conceito de geração de entropia (Teorema de Goy-Stodola) indicam algum erro nos procedimentos seguidos, pelo que os valores obtidos nas avaliações podem ser tomados apenas como referência;
- os valores dos calores transferidos, por projeto, coincidem com os reais em uma margem menor de 10%;
- devem incrementar-se as áreas de troca térmica do absorvedor e do pré-resfriador de solução pobre;
- a válvula de pressão constante deve ser trocada por uma de menores dimensões;
- as dificuldades de funcionamento da bomba de solução, acreditamos, devem - se ao subdimensionamento do absorvedor, que provoca sua cavitação de forma contínua.

- devem ser colocados poços para medição de temperatura nos pontos 17, 7,7L, 9, e sensores de pressão na entrada e saída de cada trocador de calor;
- deve se realizar uma avaliação completa do condensador evaporativo, visando a determinação experimental dos coeficientes de troca térmica de cada equipamento, isso é de grande importância para o projeto de sistemas com igual estrutura;
- a presença de grande quantidade de água no evaporador deve-se ao processo de descongelamento;
- para a realização de cálculos precisos é necessário o controle exato dos valores das concentrações, isso não só nesse sistema, é válido para qualquer sistema por absorção;
- com respeito aos trabalhos de engenharia a exatidão dos cálculos são aceitáveis e indicam um bom desempenho do sistema, afetado, pelo desbalanceamento durante o período de degelo e pela regulagem do fluxo de líquido do evaporador.

Referências Bibliografica

- ASHRAE. American Society, Refrigeration and Air Conditioning Engineering. *Fundamentals Handbook*, 1993. All Fired about Cogeneration, Chemical Engineering, January, 1992.
- Analyses of prime movers for internal combustion cogeneration plants. J.C. Solt. *Winter Meeting*. January, 1986.
- ATAER, O. E., AND GOGUS Y. Comparative estudy of irreversibilities in an ammonia-water absorption refrigeration system. *Int. Journal of Refrigeration*, 1991. 14, 86-92.
- AURACHER, H. The application of exergy to refrigeration process optimization. *XV Int. Congress of Refr.*, Venezia, Setembro, 1979. 18 p..
- BELL, K J.. Exchanger Design Based on the Delaware Research Program. *Petro-Chem. Engineer*, Oct. 1960. p. c26-c36.
- Final Report of the Cooperative Research Program on Shell and Tube Heat Exchangers. _____ *Bulletin 5, Eng. Exp. Station*. University of Delaware. Newark, June 1963.
- BOWMAN, R.A., E MULLER, A.C.. Mean Temperature Difference in Design. *Trans. of ASME*, May 1940. p 283 - 294.
- CARVALHO, J. G. Alternativas para o uso do gás natural em sistemas de refrigeração por absorção. *Revista ABRVA*, 1990.
- CORTEZ, L.A.; MULHE, I. E SILVA, A. Refrigaração por absorção com o par água amônia e seu potencial no caso Brasileiro. *Revista ABRVA*, jan-fev, 1994.

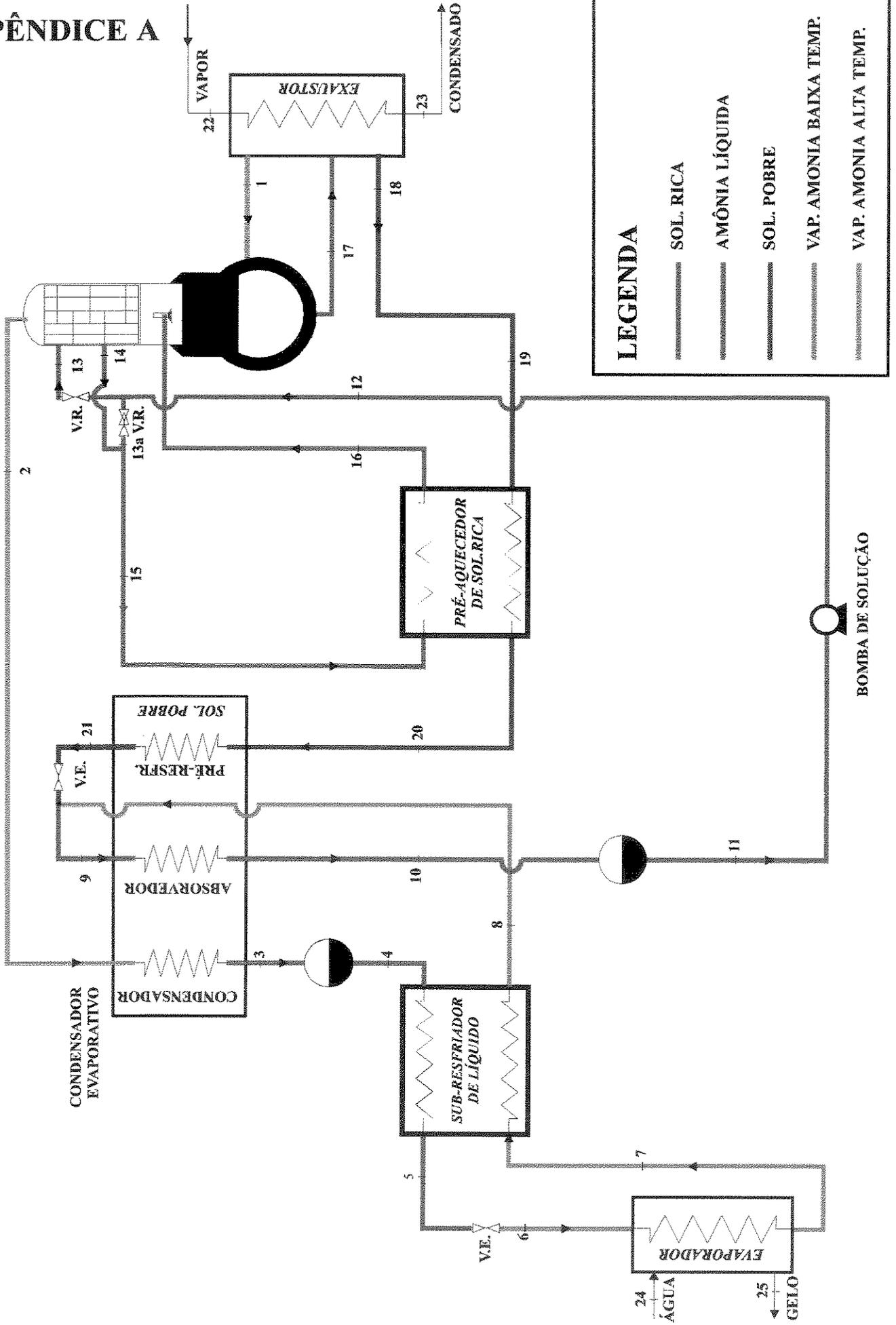
- CRANE, R.S., GREGG, R.. Program for Evaluation of Shell and Tube of Heat Exchangers. *Proceedings of General Discussion of Heat Transfer*. The Institute of Mechanical Engeneering of London. July 25, 1983. p. 76-80.
- DA SILVA, A. Avaliação energética e exergética de uma instalação experimental de refrigeração por absorção água-amônia para a produção de gelo a partir de vapor de processo. UNICAMP, 1993.
- DONOHUE, A.D.. Heat Exchanger Design. *Petrol. Refiner*, 1955. Vol 34, Nº 10 -1.
- EAMES, W. AND S.. APHORNRATANA Thermodynamic analysis of absorption refrigerating cycles using the second law of thermodynamics method. *Int. Journal of Refrigeration*, 1995. 4, 244-252.
- FIGEIREDO, J. R. Projeto e modelamento teórico de um sistema de refrigeração por absorção movido a energia solar. *Tese de mestrado*, UNICAMP, 1980.
- FRASS, A. P. E OZISIK, M. N.. Heat Exchanger Design. *John Wiley & Sons*, 1965.
- GOLDSTEIN JR.,LEONARDO. Transferência de Calor Industrial. *FEM., UNICAMP*, 1987.
- LEONARDO E GUMIEIRO, D.. Projeto de Trocadores de Casco e Tubo. *Do curso de informação sobre trocadores de calor*. IBP, 1980.
- HALÁSZ, J.Z. Principios termodinâmicos do ciclo de refrigeração por absorção. *Publicação*, UNICAMP, 1989.
- HUFFORD, P. E, Absorption chillers improve cogenerations energy efficiency. *ASHRAE Journal*, Março de 1992, pg 46 - 53.

- IZQUIERDO, M. Refrigeración de autobuses urbanos usando como fuente de energía el calor de los gases de escape del motor de combustion interna. *Zaragoza, España, 1992.*
- JORDAN, D. P. Exergetic evaluation of aqua-ammonia absorption refrigeration system. Texas Tech University, 1985.
- JORDAN, D. P. AQUAM, Programa para o cálculo das propriedades termodinâmicas da mistura água amônia Texas Tech University, 1992.
- KARAKAS, A., EGRICAN, N., UYGUR, S. Second law analysis of solar absorption cooling cycle using lithium-water and ammonia-water as working fluids. *Appl Energy*, 1990. 37, 169-187.
- KERN, D. Q.. Process Heat Transfer. *Mc Graw-Hill Book Co.*. New York, 1950.
- KEYS, W. M., AND LONDON, A.L.. Compact Heat Exchanger. *Mc Graw-Hill, Book Co.*. New York, 1964.
- KOSHKIN, N.N. Máquinas frigoríficas. *Moscú*, 1969. p 425 - 480.
- KOTAS, T. J. The exergy method of thermal analysis. *Great Britain*, 1985.
- KRAUSSE, I. Palestra oferecida no CIAR III, SP, 1995.
- LE GOFF, P.; OLIVEIRA, S., MATSUDA, H. Heat transformers for upgrading waste heat for industrial processes. *Proc. of Florence World Energy Research Symposium*. Itália, 1990.
- LINDBORG, ANDERS. Amônia avaliação de risco quando é utilizada como refrigerante. *Revista Abrava*, janeiro - fevereiro, 1996. 32-40.

- MADEF. Instalação frigorífica por absorção. *Manual técnico*, 1990.
- MARTINS, G. Os ciclos de refrigeração por absorção com bomba e com gás inerte. *Trabalho de curso*. FEM. UNICAMP, 1991.
- PLANK, R., *Handbuch der Kältetechnik: unter mitarbeit zahlreicher fachleute*. Berlin: Springer-Verlag, 1954.
- RIBEIRO, C. M. C.. Comparação de Métodos de Cálculo Termo-Hidráulico para Trocadores de Calor de Casco e Tubo, sem Mudança de Fase. *Tese de Mestrado*, UNICAMP, 1984.
- ROHSENOV, W. M., E HARTNETT, J.P.. Handbook of Heat Transfer, cap 18. *Mc Graw-Hill, Book Co.*. New York, 1973.
- STANDARDS OF TUBULARS EXCHANGERS MANUFACTURERS ASSOCIATION, 1988.
- STEPHAN, K. History of absorption heat pumps and working pair of development in Europe. *Int Journal of refr.*, Vol 6. Maio, 1983. pg 152- 160.
- SZARGUT, J. Exergy analysis of thermal, chemical and metallurgical processes. *Hemisphere Publishing Corporation*, 1988.
- TABOREK, J.. Heat Exchanger Design Handbook. *Hemisphere Publishing & Co.* USA, 1983.
- THE COGENERATION JOURNAL. Vol. 6 N° 4, *How Reliable are IPP/Cogen Projects*. 1994.
- TINKER, T.. Shell Side Characteristics of Shell and Tube Heat Exchanger - A simplifiel rating System for Commercial Heat Exchangers. *Trans. of the ASME*. Janeiro, 1958.

ZIEGLER, B. Equations of state for ammonia-water mixtures. *Rev. Int. Froid*, 1984.

APÊNDICE A



Apêndice B: Metodologia para o Cálculo Verificativo de Trocadores de Calor de Casco e Tubos sem Mudanças de Fase

Para realizar a verificação de um trocador de calor, tanto este como as condições de processo devem estar totalmente especificadas.

Conhecendo a geometria e as condições de processo, que devem ser obedecidas pelo trocador, sua verificação obedece aos seguintes passos (Goldstein, 1987):

- Verificação dos parâmetros geométricos críticos.
- Cálculo da diferença média de temperatura.
- Cálculo do coeficiente de troca térmica para o escoamento por dentro dos tubos.
- Cálculo da perda de pressão para o escoamento no interior dos tubos.
- Cálculo do coeficiente de troca térmica para o escoamento pelo casco.
- Cálculo da perda de pressão para o escoamento no casco.
- Avaliação do desempenho.

Os passos mostrados anteriormente são detalhados a seguir.

Verificação dos parâmetros geométricos crítico:

a) Disposição dos tubos

Existem quatro tipos de arranjos definidos pela Tubular Exchanger Manufacturers association (TEMA), organização reconhecida como a matriz para cálculos deste tipo, com relação ao escoamento do lado do casco do trocador (Kern, 1950).

- Quadrado (90°).
- Quadrado rodado (45°).
- Triangular (30°).
- Triangular rodado (60°).

Estes valores angulares, que correspondem a cada tipo de arranjo, representam o ângulo existente entre as diagonais principais dos tubos na direção do escoamento.

O arranjo triangular ou triangular rodado são os que dão para o trocador, o menor custo por unidade de área, já que possibilitam um menor diâmetro do casco para uma mesma área de troca térmica. Entretanto em termos de manutenção e limpeza este tipo deve ser utilizado

somente quando os fatores de incrustação por fora dos tubos, forem inferiores a 0.002 Hpe^2 °F/Btu (Standars TEMA,1988).

Para fatores de incrustação maiores, devem ser utilizados os outros tipos de arranjos, pois estes facilitam a limpeza. Em geral recomenda-se o arranjo 90° para escoamento turbulento e 45° para escoamento na zona de transição e laminar.

Na disposição dos tubos, a separação entre os centros deles (passo), é uma magnitude de extrema importância, na tabela seguinte aparecem os passos mais usados na prática e recomendados pela TEMA:

Tabela B1 : Passos recomendados

Diâmetro Exterior(m)	Passo = de x Coeficiente (m)	
	Triangular	Quadrado
0,019	1,25 -1,33	1,33
0,025	1,25	1,25
0,036	1,31	1,31
> 0,036	1	1

Fonte: Standars TEMA, 1988.

O passo mínimo permitido é de 1,25 vezes o diâmetro externo do tubo (1,25 diâmetro exterior), valor este que garante a existência de material suficiente entre os furos do espelho, permitindo o não enfraquecimento da estrutura.

b) Chicanas

Dois tipos de chicanas são normalmente usadas, a segmentar e a duplamente segmentar.

Corte

Varia para chicanas segmentares de 20 - 30%, em quanto que o valor geralmente utilizado esta em torno de 25%, podem-se utilizar cortes de até 48%, mas neste caso a chicana perde seu objetivo principal que é o de garantir o escoamento cruzado através do feixe de tubos, e só funciona como suporte.

Para as chicanas duplamente segmentares a definição do corte é a mesma, para este caso o máximo corte permitido é do 30%, estando normalmente entre 20 - 25%. Para chicanas deste tipo deve-se sempre permitir uma superposição necessária para comportar pelo menos uma fileira de tubos .

A posição do corte das chicanas depende do tipo de trocador e da temperatura do fluido que circula pelo casco. Para condensadores, vaporizadores e trocadores com fluidos em suspensão, utiliza-se normalmente o corte na posição vertical, arranjo que minimiza a formação de bolsões de vapor ou de sedimentos. Para fluidos limpos, sendo resfriados, circulando pelo casco e com diferenças de temperaturas entre a entrada e a saída de 90 - 150°C, é conveniente a utilização de cortes horizontais para evitar a estratificação do fluido. Para todos os outros tipos de serviços o corte na posição vertical é normalmente utilizada (Goldstein, 1987).

Separação entre chicanas adjacentes (passo)

O TEMA define o máximo comprimento não sustentado dos tubos em função de seu diâmetro exterior, não devendo se usar, como norma espaçamentos maiores que o diâmetro interior do casco do trocador de calor.

O menor espaçamento permitido pela TEMA é de 1/5 do diâmetro do casco ou 0.5 m, adotando-se sempre o maior dos dois valores. Além disto existe uma relação entre passo e corte, que garante que a velocidade do escoamento cruzado através do feixe de tubos e as chicanas, sejam próximas ao do escoamento pelas janelas das chicanas (Tinker, 1958).

Separação entre chicanas e espelho

Os espaçamentos entre os espelhos na entrada e saída e as chicanas são sempre definidos em função do critério definido do trocador. Existem gráficos que permitem determinar estes valores em função da classe de pressão do bocal, os gráficos assim como a metodologia para a determinação destes valores aparecem em Tinker, 1951.

Folga tubo - orifício da chicana

Esta folga (δ_{tb}) é especificada pela TEMA:

$\delta_{tb} = 0,80$ mm para comprimento não suportado do tubo menor ou igual de 0,914 m.

$\delta_{tb} = 0,40$ mm para comprimento não suportado do tubo maior de 0,914 m.

c) Bocais

A colocação dos bocais no trocador são efetuadas de acordo ao tipo de serviço do trocador, adotando-se como regra geral que:

- Fluidos sendo aquecidos devem escoar a partir do fundo em direção ao topo do trocador, tanto do lado dos tubos como do casco.

- Fluidos sendo resfriados devem escoar a partir do topo em direção ao fundo do trocador, para ambos lados.

Para as dimensões dos bocais, deve sempre que possível adotar as mesmas dimensões das tubulações a serem conectadas no trocador. No caso de não ter definido os diâmetros das linhas pode-se usar como recomendação os valores apresentados em Process Heat Transfer (**Kern, 1950**).

Nos bocais para líquidos são válidas as seguintes limitações:

- Bocal para fluidos nos tubos : $V_{max} = 3 \text{ m/s}$.
- Bocal no casco: $V_{max} = (3000/\rho)^{1/2}$.

Nos bocais para gases :

- $V = 0,25 V_{max}$; $V_{max} = 16,1(p/\rho)^{1/2}$.

d) Número total de tubos em relação ao diâmetro do casco.

O diâmetro do casco é função do número de tubos do trocador, do arranjo e do passo destes. O diâmetro do trocador é sempre definido como o diâmetro interno do casco. O TEMA, na edição de 1978, admite como diâmetro máximo para trocadores normais até 1,5 m havendo requisitos adicionais para trocadores de até 2,5 m de diâmetro.

O diâmetro é normalmente limitado, também, pelas condições existentes na planta, usualmente o diâmetro máximo usado é de 1 m. São usuais trocadores que guardam relações de 6:1 e 8:1 entre o comprimento dos tubos e o diâmetro do casco.

Existem tabelas como as apresentadas por Kern, 1950, onde se fornece uma constatação definitiva da relação número de tubos - diâmetro interno do casco, em dependência do arranjo e dimensões dos tubos.

e) Folga feixe de tubos diâmetro interno do casco

Esta folga é obtida a partir do conhecimento do diâmetro interno do casco D_i e do diâmetro da envoltura do feixe tubular D_f . Existem tabelas que relacionam D_i vs. D_f , dependendo do arranjo dos tubos, quantidade, número de passos e tipo de feixe tubular, exemplos desta pode ser encontrados no Handbook of Heat Transfer, (**Rohsenov, 1973**).

f) Materiais

A seleção de materiais depende das condições de processo e das características dos fluidos de trabalho. O TEMA apresenta uma lista de materiais recomendados para as várias partes dos trocadores, mas em grande quantidade de vezes o material é especificado pelo comprador.

Um aspecto importante é a espessura dos materiais selecionados, determinada por efeitos de corrosão, este valor tem que ser compatível com os cálculos de resistência mecânica da estrutura, não entanto existem algumas tabelas como as mostradas pelo TEMA e por Frass no Heat Exchanger Design, onde aparecem as chamadas espessuras de corrosão, e são apresentadas recomendações em quanto à compatibilidade de alguns fluidos com materiais de construção.

◇ **Cálculo do coeficiente de troca térmica para o escoamento por dentro dos tubos**

O coeficiente de película para o escoamento por dentro de tubos pode ser avaliado através das inúmeras expressões disponíveis na literatura, específicas para cada caso e que tem em conta o regime do escoamento, perfis de velocidades, de temperatura e condições de contorno que podem variar de um para outro. Por isto, deve tomar-se muito cuidado na hora de adotar alguma expressão para o cálculo.

Mostramos a continuação as expressões usadas para os cálculos:

- Escoamento turbulento: $Re > 10000$.

Correlação de Dittus - Boelter

$$Nu = 0,023 Re^{0,8} Pr^n \quad (B1)$$

$n = 0,3$: Resfriamento de fluidos.

$n = 0,4$: Aquecimento de fluidos.

◇ **Cálculo da perda de pressão para o escoamento no interior dos tubos**

As perdas de pressão no escoamento pelos tubos inclui as perdas por atrito, as perdas nos bocais de entrada e saída, contrações e expansões e mudanças de direção. A perda total de pressão deve ser menor que a perda admissível para caso, mas deve estar tão próxima desta quanto possível, para garantir o máximo de aproveitamento das possibilidades de troca térmica.

As perdas de carga normalmente recomendadas variam conforme o tipo de fluido:

- Para gases e vapores: Entre 0,1 e 0,7 bar, para pressões de operação intermediárias e altas.
- Para gases e vapores: Entre 0,02 e 0,14 bar, para pressões de operação baixas (cercanias ao atmosférica), ou vácuo.
- Para líquidos: Entre 0,7 e 1,7 bar.
- Em alguns casos por condições próprias de cada processo, estes valores recomendados podem variar.

A perda de carga total (ΔP_t) é calculada como segue:

$$\Delta P_t = n_t \Delta P_f + \Delta P_{bt} + \Delta P_e \quad (B2)$$

a) *Perda de carga por atrito (ΔP_f):*

Esta perda esta determinada pelo atrito do fluido com as paredes dos tubos, e é dada pela expressão de Darcy, para um tubo:

$$\Delta P_f = f_d \frac{L}{d_i} \frac{\rho_b V_t^2}{2} \quad (B3)$$

Da expressão de Darcy o único parâmetro, a ser calculado é o coeficiente de atrito (f_d), na literatura especializada (Perry, 1973), podemos encontrar gráficos e expressões para coeficientes de atrito para diferentes tipos de tubos, e regímenes de escoamentos. Existem algumas equações clássicas para a determinação deste coeficiente:

- Escoamento laminar:

$$f_f = \frac{64}{R_e} \quad (B4)$$

- Escoamento Turbulento ($30000 < Re < 100000$):

$$f_f = 0,184 R_e^{-0,2} \quad (B5)$$

- Escoamento com $5000 < Re < 30000$:

$$f_f = 0,0316 R_e^{-0,25} \quad (B6)$$

Para levar em conta o efeito dos depósitos são usados os seguintes fatores de correção:

Tabela B2: Fatores de correção para a formação de depósitos (cd).

Diâmetro Exterior(m)	(BWG)	Liga Ferrosa
0,019	18	1,28
	16	1,34
	14	1,41
	12	1,53
0,025	16	1,24
	14	1,28
	12	1,35
	10	1,43
0,037	14	1,18
	12	1,21
	10	1,25

Fonte: Rohsenow, 1973.

b) *Perda de carga por expansão e contração (ΔP_e):*

Estas perdas acontecem na entrada e saída do feixe tubular, assim como por mudanças de direção como ocorre nos cabeçotes.

- 1) Perda de carga numa contração.
- 2) Incremento da pressão numa expansão.
- 3) Perda de carga num cabeçote.

Todas estas perdas podem ser avaliadas como segue:

- Tubos retos 1 trajeto.

$$\Delta P_e = 0,9 \frac{\rho_t V_t^2}{2} \quad (\text{B7})$$

- Tubos retos vários trajetos.

$$\Delta P_e = 1,6n_t \frac{\rho_t V_t^2}{2} \quad (\text{B8})$$

- Para quatro o mais trajetos.

$$\Delta P_e = 0,8n_t \frac{\rho_t V_t^2}{2} \quad (\text{B9})$$

c) *Perda de carga nos bocais (ΔP_{bt}):*

$$\Delta P_{bt} = 1,8 \frac{\rho_t V_{bt}^2}{2} \quad (\text{B10})$$

◇ **Cálculo do coeficiente de troca térmica para o escoamento pelo casco**

A determinação deste coeficiente e das perdas de pressão do lado do casco, são complexas, os métodos básicos encontrados na literatura aberta são os de Kern, Tinker. No trabalho realizado por Ribeiro, comparação de métodos de Cálculo Termo - hidráulico para Trocadores de Calor de Casco e Tubo.

Com base os cálculos de comparação realizados, não parece que os métodos devam ser discriminados em quanto sua aplicação a processos de aquecimento ou resfriamento, podendo ser aplicados a ambos casos. Como resultado destas comparações recomenda-se o método de Bell para o cálculo termo-hidráulico de trocadores de calor de casco e tubo (Ribeiro, 1984). Este é o método mostrado a continuação.

a) Coeficiente de película (h_c):

$$h_c = h_{ideal} J_c J_1 J_b J_r J_s \quad (B11)$$

O efeito de estas correções para um trocador bem desenhado é da ordem de 0.6 (Ribeiro, 1984).

b) Cálculo de h_{ideal} :

Este valor é determinado admitindo que todo o escoamento do casco cruza um feixe de tubos ideal, cujas dimensões são determinadas pela fileira central de tubos do trocador.

$$h_{ideal} = J_c c_c \frac{\dot{m}_c}{S_M} \text{Pr}^{-2/3} G \quad (B12)$$

Onde:

1. Para líquidos escoando pelo casco:

$$G = \left(\frac{\mu_{te}}{\mu_c} \right)^{-0,14} \quad (B13)$$

2. Para gases sendo resfriados:

$$G = \left(\frac{T_{te}}{T_c} \right)^{-1} \quad (B14)$$

3. Para gases sendo aquecidos:

$$G = \left(\frac{T_{te}}{T_c} \right)^{-0,25} \quad (B15)$$

O fator de Colburn J_i , pode ser obtido em gráficos ou expressões que aparecem em Heat Exchanger Design Handbook, Vol 3, 1983, de Taborék. Tanto as expressões como as gráficas dependem do número de Reynolds (Re) e de Stanton (St).

$$R_{ec} = \frac{(\dot{m}_c / S_M) d_e}{\mu_c} \quad (B16)$$

• Para o arranjo Quadrado rodado:

$$S_M = l \left[(D_i - D_f) + \left(\frac{D_f - D_e}{p \text{ sen } 45^\circ} \right) (p - d_e) \right] \quad (B17)$$

- Para o arranjo triangular (30 °) e quadrado:

$$S_M = l \left[(D_i - D_f) + \left(\frac{D_f - d_e}{p} \right) (p - d_e) \right] \quad (\text{B18})$$

- Fator de Colburn:

$$J_i = a_1 \left(\frac{1,33de}{p} \right)^a (\text{Re}_c)^{a_2} \quad (\text{B19})$$

$$a = \frac{a_3}{1 + 0,14(\text{Re}_c)^{a_4}} \quad (\text{B20})$$

- c) Coeficiente J_c :

$$J_c = 0,55 + 0,72Fc \quad (\text{B21})$$

$$Fc = 1 - 2Fw \quad (\text{B22})$$

$$Fw = \frac{0,125D_f^2(\alpha - \text{sen}\alpha)}{0,7854D_f^2} \quad (\text{B23})$$

$$\alpha = 2 \cos^{-1} \left(\frac{D_i - 2v}{D_f} \right) \quad (\text{B24})$$

- d) Coeficiente J_L :

$$J_L = 0,44(1 - r_s) + [1 - 0,44(1 - r_s)]^{-2,2r_m} \quad (\text{B25})$$

$$r_s = \frac{S_{sb}}{S_{sb} + S_{tb}} \quad (\text{B26})$$

$$r_m = \frac{S_{sb} + S_{tb}}{S_m} \quad (\text{B27})$$

$$S_{sb} = \Pi D_i \frac{\delta_{sb}}{2} \left(1 - \frac{\theta}{2\Pi} \right) \quad (\text{B28})$$

$$\theta = 2 \cos^{-1} \left(1 - \frac{2v}{D_i} \right) \quad (\text{B29})$$

$$S_{tb} = \frac{1 + Fc}{2} n \frac{\Pi}{4} \left[(d_e + \delta_{tb})^2 - d_e^2 \right] \quad (\text{B30})$$

e) *Coefficiente Jb: fator de correção para o efeito do desvio do escoamento cruzado principal.*

$$J_b = \exp[-c_b F_{sbp} (1 - \sqrt[3]{2r_b})] \quad (\text{B31})$$

Para $r_b \geq 0,5$; $J_b = 1$

Constante cb:

- Para escoamento laminar, com $Re \leq 100$:

$$c_b = 1,35$$

- Para transição e escoamento turbulento, com $Re > 100$:

$$c_b = 1,25$$

$$F_{sbp} = \frac{S_b}{S_m} \quad (\text{B32})$$

$$S_b = (D_i - D_f)l + N_p \frac{d_e}{2} l \quad (\text{B33})$$

$$r_b = \frac{N_{ss}}{N_c} \quad (\text{B34})$$

$$N_c = \frac{Di - 2h}{P_p} \quad (\text{B35})$$

f) *Coefficiente Jr: Fator de correção para gradiente adverso de temperatura:*

Valores dependendo do número de Re:

- $Re \leq 20$:

$$J_r = 1,51 N_{ct}^{-0,18}$$

$$N_{ct} = (N_b + 1)(N_c + N_{cw}) \quad (\text{B36})$$

- $20 < Re \leq 100$:

$$J_r = J_r + \frac{Re_c - 20}{80} (1 - J) \quad (\text{B37})$$

g) *Coefficiente Js: Fator de correção que leva em conta a possibilidade da diferença, entre o espaçamento das chicanas entre elas e entre as extremas e os espelhos.*

$$J_s = \frac{(N_b - 1) + (l_1)^{1-n} + (l_2)^{1-n}}{(N_b - 1) + l_1 + l_2} \quad (\text{B38})$$

$$l_1 = \frac{l_1}{l} \quad (\text{B39})$$

$$l_{21} = \frac{l_2}{l} \quad (\text{B40})$$

Para escoamento com:

- $\text{Re} > 100$: $n=0,6$
- $\text{Re} \leq 100$: $n=0,333$

◇ **Cálculo da perda de pressão para o escoamento no casco**

Esta perda é calculada a partir da perda de pressão no escoamento de um feixe de tubos ideal corrigida, para levar em conta o efeito das folgas e vazamentos. Para todo escoamento cruzado a perda é dada por:

$$\Delta P_c = \Delta P_{bi} (N_b - 1) R_b R_l \quad (\text{B41})$$

a) *Cálculo de ΔP_{bi} :*

$$\Delta P_{bi} = 4 f_i N_c \frac{(m_c / S_m)^2}{2 \rho_c} \left(\frac{\mu_{te}}{\mu_c} \right)^{0,14} \quad (\text{B42})$$

$$f_i = b_1 \left(\frac{1,33}{p / d_e} \right)^b (\text{Re})^{b2} \quad (\text{B43})$$

b) *Cálculo de R_b : Fator que leva em conta o efeito da perda de carga no desvio do escoamento principal, pela folga casco - feixe de tubos. Varia tipicamente entre 0,5 e 0,8.*

$$R_b = \exp \left[-c_p F_{sbp} (1 - \sqrt[3]{2r_b}) \right] \quad (\text{B44})$$

Para $r_b \geq 0,5$: $R_b = 1$.

Valores de c_p :

- $\text{Re} \leq 100$: $c_p = 4,5$
- $\text{Re} > 100$: $c_p = 3,7$

b) *Cálculo de R_l : Fator que leva em conta o efeito da perda de carga no desvio do escoamento principal, pela folga casco - chicana e tubos - chicana. Varia tipicamente entre 0,5 e 0,8.*

$$R_b = \exp[-1,33(1+r_s)r_m^p] \quad (\text{B45})$$

$$p = -0,15(1+r_s) + 0,8 \quad (\text{B46})$$

c) *Perda de pressão no escoamento pela janela:*

$$\Delta P_w = N_b \Delta P_{wi} R_l \quad (\text{B47})$$

• *Escoamento laminar; $Re < 100$:*

$$\Delta P_{wi} = 26 \left(\frac{N_{cw}}{p - d_e} + \frac{l}{D_w^2} \right) \frac{\mu_c G_w}{\rho_c} + 2 \frac{G_w^2}{2\rho_c} \quad (\text{B48})$$

$$D_w = 4 \frac{S_w}{\left(\frac{1 - F_c}{2} \right) n \Pi d_e + \theta D_i} \quad (\text{B49})$$

• *Escoamento turbulento; $Re < 100$:*

$$\Delta P_{wi} = (2 + 0,6 N_{cw}) \frac{G_w^2}{2\rho_c} \quad (\text{B50})$$

Para ambos casos:

$$G_w = \frac{m_c}{\sqrt{S_m S_w}} \quad (\text{B51})$$

◇ *Avaliação do desempenho*

A avaliação do desempenho do trocador é o objetivo principal do cálculo verificativo.

a) *Taxa de calor transferida no trocador.*

$$\dot{q} = \dot{q}_c = \dot{m}_c c_c (t_{c2} - t_{c1}) + \Delta \dot{q}_c \quad (\text{B52})$$

$$\dot{q} = \dot{q}_h = \dot{m}_h c_h (t_{h1} - t_{h2}) + \Delta \dot{q}_h \quad (\text{B53})$$

As expressões anteriores tem em conta as perdas $\Delta \dot{q}_h$, ou ganho de calor $\Delta \dot{q}_c$, que acontecem no processo real de troca térmica. Dependendo da forma do processo, um destes valores será sempre igual a zero.

b) *Coefficiente global de troca térmica.*

$$q = UA\Delta T_m \quad (B54)$$

Considerando aletas, enchimentos e resistência de depósitos:

$$U = \frac{1}{\frac{A_e}{h_i A_i} + \frac{R_i A_e}{A_i} + \frac{A_e}{2K_i \pi L} \ln \frac{d_e}{d_i} + \frac{1}{h_e} + R_d} \quad (B55)$$

Os valores das resistências de depósitos provocados por diversas fontes aparecem compilados pela TEMA.

Apêndice C: Preços da Energia Elétrica no Estado de São Paulo em 1997

CESP		DEMANDA		ULTRAPASSAGEM		CONSUMO - RS/MWH			
		RS/kW		RS/kW		Período Seco		Período Úmido	
		Ponta	Fora de Ponta	Ponta	Fora de Ponta	Ponta	Fora de Ponta	Ponta	Fora de Ponta
AZUL	A1 (230 Kw ou mais)	6,78	1,41	25,14	5,28	38,61	27,32	33,78	23,23
	A2 (88 a 138 kV)	7,29	1,67	27,01	6,17	40,93	29,32	38,18	26,90
	A3 (69kV)	9,78	2,67	36,29	9,90	46,37	31,94	41,11	27,57
	A3a (30 a 44 kV)	11,43	3,82	38,46	12,82	74,97	35,66	69,40	31,52
	A4 (2,3 a 25 kV)	11,86	3,95	35,57	11,86	77,75	36,96	71,95	32,67
	AS (subterrâneo)	12,40	6,06	37,22	18,17	81,36	38,69	75,30	34,19
VERDE	A3a (30 a 44 kV)	3,82		12,82		339,34	35,66	333,78	31,52
	A4 (2,3 a 25 kV)	3,95		11,86		351,80	36,96	346,03	32,67
	AS (Subterrâneo)	6,06		18,17		368,16	38,69	362,13	34,19
CPFL		DEMANDA		ULTRAPASSAGEM		CONSUMO - RS/MWH			
		RS/kW		RS/kW		Período Seco		Período Úmido	
		Ponta	Fora de Ponta	Ponta	Fora de Ponta	Ponta	Fora de Ponta	Ponta	Fora de Ponta
AZUL	A1 (230 Kw ou mais)	6,33	1,32	23,46	4,92	36,02	25,49	31,51	21,66
	A2 (88 a 138 kV)	6,80	1,57	25,19	5,75	38,18	27,35	35,61	25,09
	A3 (69kV)	9,13	2,49	33,85	9,24	43,25	29,79	38,36	25,73
	A3a (30 a 44 kV)	10,66	3,55	35,88	11,95	69,95	33,27	64,75	29,40
	A4 (2,3 a 25 kV)	11,05	3,69	33,18	11,05	72,54	34,49	67,13	30,48
	AS (subterrâneo)	11,56	5,65	34,72	16,95	75,90	36,09	70,25	31,89
VERDE	A3a (30 a 44 kV)	3,55		11,95		316,58	33,27	311,39	29,40
	A4 (2,3 a 25 kV)	3,69		11,05		328,21	34,49	322,82	30,48
	AS (Subterrâneo)	5,65		16,95		343,46	36,09	337,83	31,89
ELETROPAULO		DEMANDA		ULTRAPASSAGEM		CONSUMO - RS/MWH			
		RS/kW		RS/kW		Período Seco		Período Úmido	
		Ponta	Fora de Ponta	Ponta	Fora de Ponta	Ponta	Fora de Ponta	Ponta	Fora de Ponta
AZUL	A1 (230 Kw ou mais)	6,83	1,43	25,32	5,31	38,69	27,51	34,01	23,38
	A2 (88 a 138 kV)	7,35	1,70	27,20	6,21	41,21	29,53	38,45	27,09
	A3 (69kV)	9,85	2,68	36,54	9,99	46,68	32,16	41,40	27,76
	A3a (30 a 44 kV)	11,50	3,85	38,74	12,91	75,51	35,91	69,89	31,73
	A4 (2,3 a 25 kV)	11,94	3,95	35,81	11,94	78,29	37,23	72,45	32,89
	AS (subterrâneo)	12,49	6,11	37,47	18,30	81,93	38,96	75,82	34,42
VERDE	A3a (30 a 44 kV)	3,85		12,91		341,72	35,91	336,10	31,73
	A4 (2,3 a 25 kV)	3,98		11,94		354,27	37,23	348,46	32,89
	AS (Subterrâneo)	6,11		18,30		370,73	38,96	364,66	34,42

Fonte: Arquivos da CPFL