

**UNIVERSIDADE ESTADUAL DO OESTE DO PARANÁ - UNIOESTE
CENTRO DE ENGENHARIAS E CIÊNCIAS EXATAS
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO “STRICTO SENSU” EM
ENGENHARIA QUÍMICA – NÍVEL DE MESTRADO**

**MODELAGEM E ANÁLISE DE CUSTO DE SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO POR
ABSORÇÃO**

MARCIO RENATO MIRAPALHETA MENNA

TOLEDO - PR

2008

**UNIVERSIDADE ESTADUAL DO OESTE DO PARANÁ - UNIOESTE
CENTRO DE ENGENHARIAS E CIÊNCIAS EXATAS
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO “STRICTO SENSU” EM
ENGENHARIA QUÍMICA – NÍVEL DE MESTRADO**

**MODELAGEM E ANÁLISE DE CUSTO DE SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO POR
ABSORÇÃO**

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Química em cumprimento parcial aos requisitos para obtenção do título de Mestre em Engenharia Química, área de concentração em **Desenvolvimento de Processos.**

Orientador: Prof. Dr. Aparecido Nivaldo Módenes

**TOLEDO - PR
2008**

À Julia, esse e qualquer outro trabalho
que eu fizer.

Agradecimentos

A Deus, pela vida, pelos amigos, pela paixão pela Ciência.

À minha família, sempre presente, mesmo à distância.

Aos amigos, que, no fim, viram família.

À Karin, pelo companheirismo e pela calma, principalmente na ausência da minha.

Aos mestres e orientadores, pelo auxílio, pelo empenho, e sobretudo pela enorme paciência, em especial ao meu orientador Dr. Aparecido Nivaldo Módenes e ao professor Dr. Marco Aurélio Praxedes.

A todos os demais que, de alguma forma, se envolveram com este trabalho.

Vocês são mais importantes do que imaginam.

*Mostremos valor, constância
nesta ímpia e injusta guerra.*

*Sirvam nossas façanhas
de modelo a toda a Terra.*

De modelo a toda a Terra.

Sumário

Introdução.....	1
1. Revisão da Literatura.....	3
2. Conceitos Fundamentais.....	10
2.1. Introdução aos Sistemas de Refrigeração.....	10
2.2. Ciclo de Refrigeração por Absorção.....	14
2.3. A solução refrigerante-absorvente.....	17
2.4. O Evaporador.....	20
2.5. O absorvedor.....	22
2.6. Bomba de circulação.....	24
2.7. O gerador.....	24
2.8. O condensador.....	25
2.9. Dispositivo de expansão.....	28
2.10. Componentes auxiliares: Retificador e Intercambiador de calor.....	30
2.11. Tubulações e conexões.....	31
2.12. Projeto de sistemas de refrigeração por absorção.....	32
2.12.1 Método gráfico.....	33
2.12.2 Método analítico.....	35
3. Modelagem do Sistema de Refrigeração por Absorção.....	36
3.1. O regime de trabalho.....	38
3.2. O Evaporador.....	40
3.3. O Absorvedor.....	42
3.3.1 Projeto térmico do absorvedor.....	47
3.3.2 Obtenção das propriedades da solução água-amônia.....	53
3.3.3 Obtenção das propriedades da água de arrefecimento.....	57
3.3.4 Obtenção das propriedades da amônia.....	58
3.3.5 Resumo da modelagem.....	60
3.3.6 Material utilizado.....	61
3.4. A Bomba de Recirculação.....	62

3.5. Gerador	63
3.6. Condensador	65
3.7. Os dispositivos de expansão	66
3.8. Conclusão	68
4. Simulação Computacional	70
4.1. O programa principal	71
4.2. Entrada de dados	71
4.3. Determinação das pressões e entalpias	73
4.4. Determinação da capacidade dos componentes do sistema	75
4.5. Projeto térmico do absorvedor	76
4.6. Apresentação dos resultados	77
4.7. Conclusões	78
5. Estudos de Caso	79
5.1. Simulação do absorvedor	79
5.2. Caso 1 – Refrigerador de pequeno porte	81
5.3. Caso 2 – Instalação de climatização	83
5.4. Caso 3 – Instalação de refrigeração de grande porte	85
5.5. Resumo dos comparativos	87
5.6. Comparação com dados empíricos	88
Conclusões	91
Referências Bibliográficas	93
Anexos	97

Lista de figuras

Figura 2.1 – Ciclo básico de refrigeração mecânica por compressão de vapores	11
Figura 2.2 – Fluxograma de um sistema de refrigeração de duplo estágio de compressão.....	13
Figura 2.3 – Comparação entre sistemas de refrigeração	15
Figura 2.4 – Fluxograma de um sistema de absorção de simples efeito.....	16
Figura 2.5 – Acoplamento de um sistema de refrigeração por absorção comercial ..	23
Figura 2.6 – Trocador de calor tipo casco e tubos	27
Figura 2.7 – Desenho esquemático de um condensador evaporativo	28
Figura 2.8 – Desenho esquemático de um trocador de calor a placas	31
Figura 3.1 – Fluxograma de um sistema de absorção de simples efeito.....	38
Figura 3.2 – O evaporador de um sistema de refrigeração por absorção	41
Figura 3.3 – O absorvedor.....	43
Figura 3.4 – Fluxograma de processo da determinação da capacidade do absorvedor	47
Figura 3.5 – Fluxograma da metodologia de projeto de Tinker para trocadores de calor	48
Figura 3.6 – Fluxograma para a determinação das propriedades da solução água-amônia	60
Figura 3.7 – Determinação das propriedades da água de arrefecimento.....	61
Figura 3.8 – Determinação das propriedades da água de arrefecimento.....	61
Figura 3.9 – Detalhe no gerador do sistema	64
Figura 3.10 – Detalhe no condensador do sistema	66
Figura 3.11 – Dispositivo de expansão principal	67
Figura 4.1 – Estrutura do programa principal	70
Figura 4.2 – Determinação das pressões e entalpias	74
Figura 4.3 – Determinação da capacidade dos componentes.....	75
Figura 4.4 – Determinação da capacidade dos componentes.....	77
Figura 5.1 – (a) COP em função da temperatura de evaporação (b) COP em função do sub-resfriamento na saída do condensador (c) Q_{ABS} em função do número de	

tubos do absorvedor (comprimento 600 mm) (d) Q_{GER} em função da temperatura de evaporação.80

Lista de tabelas

Tabela 3.1 - Relação entre temperatura de evaporação e a temperatura mínima do calor disponível para sistemas de refrigeração por absorção utilizando o par água-amônia	40
Tabela 3.2 – Valores dos coeficientes da Equação 3.6.....	56
Tabela 5.1 – Dados da simulação para um sistema de 1 kW operando no regime -10/+35 °C.....	82
Tabela 5.2 – Dados da simulação para um sistema de 25 kW operando no regime +10/+35 °C.....	84
Tabela 5.3 – Dados da simulação para um sistema de 350 kW operando no regime -30/+35 °C.....	86
Tabela 5.4 – Simulação de um sistema de 13,5 kW, operando no regime -10/+35 °C.	88
Tabela 5.5 – Simulação de um sistema de 5 kW, operando no regime -15/+30 °C. .	89

Simbologia

A_{TROCA}	área de transferência de calor	$[\text{m}^2]$
C_p	calor específico a pressão constante	$[\text{kJkg}^{-1}\text{K}^{-1}]$
C	concentração de amônia na solução	$[\text{kg}_{\text{AMÔNIA}}\text{kg}_{\text{SOLUÇÃO}}^{-1}]$
C_T	comprimento dos tubos	$[\text{m}]$
COP	coeficiente de desempenho do sistema	$[-]$
d_h	diâmetro hidráulico	$[\text{m}]$
$d_{\text{int,t}}$	diâmetro interno dos tubos	$[\text{m}]$
f	coeficiente de película	$[\text{Wm}^{-2}\text{K}^{-1}]$
g	aceleração da gravidade	$(9,81 \text{ ms}^{-2})$
h_0	entalpia de referência	(100 kJkg^{-1})
h	entalpia	$[\text{kJkg}^{-1}]$
h_L	entalpia da solução líquida	$[\text{kJkg}^{-1}]$
k	condutividade térmica	$[\text{Wm}^{-1}\text{K}^{-1}]$
k_T	condutividade térmica do material dos tubos	$[\text{Wm}^{-1}\text{K}^{-1}]$
\dot{m}	fluxo mássico	$[\text{kgs}^{-1}]$
\dot{m}_{1t}	fluxo de massa em cada tubo do absorvedor	$[\text{kgs}^{-1}]$
MLDT	média logarítmica das diferenças de temperatura entre os fluidos	$[\text{K}]$
Nu_T	número de Nusselt no interior dos tubos	
p	pressão	$[\text{bar}]$
Pr_S	número de Prandtl da solução	
Pr_T	número de Prandtl no interior dos tubos	
Q	carga térmica; potência de refrigeração	$[\text{kW}]$
$r_{\text{ext,T}}$	raio externo dos tubos do absorvedor	$[\text{m}]$
$r_{\text{int,T}}$	raio interno dos tubos do absorvedor	$[\text{m}]$
R_{ABS}	resistência térmica no absorvedor	$[\text{m}^2\text{KW}^{-1}]$
Re_S	número de Reynolds no exterior dos tubos	
Re_T	número de Reynolds no interior dos tubos	
T	temperatura	$[\text{K}]$
T_0	temperatura de referência	$(273,16 \text{ K})$
$T_{\text{C,H}_2\text{O}}$	temperatura crítica da água	$(647,14 \text{ K})$
$T_{\text{S,C}}$	temperatura da solução	$[\text{°C}]$
U_{ABS}	coeficiente global de transferência de calor no absorvedor	$[\text{Wm}^{-2}\text{K}^{-1}]$

\dot{V}	vazão	$[\text{m}^3\text{s}^{-1}]$
v_T	velocidade média do fluxo de água nos tubos	$[\text{m/s}]$
x	percentual de amônia na solução, em massa	$[\text{kg}_{\text{NH}_3}\text{kg}_{\text{SOL}}^{-1}]$

Símbolos Gregos:

Δh	diferença de entalpia entre dois pontos	$[\text{kJkg}^{-1}]$
$\Delta\mu$	viscosidade de excesso	$[\text{Pas} \times 10^{-6}]$
Δp	diferença de pressão	$[\text{bar}]$
μ	viscosidade dinâmica	$[\text{Pas} \times 10^{-6}]$
Γ	fluxo de massa por perímetro molhado de tubo	$[\text{kgm}^{-1}\text{s}^{-1}]$
δ	espessura de filme da solução descendente	$[\text{m}]$
ρ	massa específica	$[\text{kgm}^{-3}]$
τ_{CP}	potência de compressão	$[\text{W}]$
ν	volume específico	$[\text{m}^3\text{kg}^{-1}]$

Subscritos:

ABS	absorvedor
B	bomba
COND	condensador; condensação
EV, EVAP	evaporador; evaporação
GER	gerador
H ₂ O	água da solução
M	relativo ao ponto M da Figura 3.3
NH ₃	amônia da solução
S, SOL	solução água-amônia
SAT	saturação
T	água no interior dos tubos no absorvedor
TP	temperatura da parede

Resumo

Neste trabalho realizou-se a simulação e o projeto de sistemas de refrigeração por absorção, visando estudar-se sua eficiência. Criou-se um programa capaz de auxiliar no projeto e na simulação de sistemas desta natureza, utilizando programação estruturada em linguagem FORTRAN. Realizou-se um estudo completo de todos os componentes do sistema, especificando-se suas capacidades, e o projeto do absorvedor do sistema, utilizando a metodologia de projeto de Tinker para trocadores de calor. O absorvedor projetado foi um trocador de calor tipo casco e tubos, vertical, com fluxo do vapor de amônia e da solução aquosa no lado do casco e água de resfriamento nos tubos. Na verificação da geometria proposta, utilizou-se a correlação de Wilke, desenvolvida para configurações de condensação em película sobre tubos verticais. Após o desenvolvimento do programa, projetaram-se sistemas para atender algumas condições específicas de carga térmica e regime de temperaturas semelhantes a sistemas reais (refrigerador de pequeno porte, climatização de um ambiente público e câmara industrial de médio porte). Os resultados de consumo energético foram comparados com sistemas similares por compressão de vapor. O programa determinou com bom grau de correlação as demandas energéticas de todos os sistemas testados, comprovando a sua confiabilidade. Os resultados obtidos mostraram que o sistema de refrigeração por absorção possui, além de boa capacidade de refrigeração, um baixo custo operacional quando comparado aos sistemas por compressão convencionais, para os casos estudados.

Palavras-chave: refrigeração, absorção, amônia, modelagem, simulação.

MENNA, Marcio R. M. **Modeling and cost analysis of absorption refrigeration systems**. Essay (Master's Degree in Chemical Engineering). Universidade Estadual do Oeste do Paraná.

Abstract

In this work, the simulation and design of absorption refrigeration systems was performed, in order to evaluate its performance. Specific software capable to simulate and design such systems was elaborated, using structured programming language FORTRAN. This was a complete study of all components of the system and specifying their capacities. It has accomplished the project's absorber system, using the methodology of the project for Tinker heat exchangers. The absorber designed was a shell and tube heat exchanger, vertical, with flow of ammonia steam and of the water solution on the side of the shell and cooling water pipes. On verification of the proposal design, it was used the Wilke correlation, developed for settings in film condensation on vertical tubes. After developing of the program, they have been designed systems to attend certain specific conditions of heat load and temperature regime similar to real systems (small-sized refrigerator, air conditioning in a public environment and medium-sized industrial installation). Results from energy consumption were compared with similar systems by compression of steam. The program established with a good degree of correlation the energy demands of all systems tested, proving its reliability. The results showed that the refrigeration system for absorption has, in addition to good capacity for cooling, a low operational cost when compared to conventional systems by compression, for the studied cases.

Keywords: refrigeration, absorption, ammonia, modeling, simulation.

INTRODUÇÃO

Com a crescente competição e a necessidade de maior produção na indústria, aliada ao uso cada vez maior de acessórios e aparelhos elétricos nas residências, a demanda por energia só tende a aumentar ao longo do tempo. Neste cenário, é de vital importância que se faça uso racional da energia, optando-se, sempre que possível e economicamente viável, pela sua recuperação ou reutilização de todas as formas possíveis.

Os sistemas de refrigeração estão inseridos, atualmente, como parte do processo produtivo de indústrias de diversos ramos de atividade. E constituem uma parte importante no seu consumo energético. Em indústrias alimentícias, como fabricação de produtos lácteos e frigoríficos, os sistemas de refrigeração podem ser responsáveis por até 60% da energia consumida (Mühle, 2008). Em prédios comerciais e residências, as instalações de climatização, dependendo da taxa de utilização, podem consumir até 30% de toda a energia gasta.

Os sistemas de refrigeração por absorção são um dos mais antigos métodos de refrigeração. Esses sistemas utilizam pares de fluidos na sua operação, geralmente amônia-água ou água-brometo de lítio, um como refrigerante e outro como absorvente. Existem registros de que a refrigeração por absorção tenha sido estudada e testada já em 1777. O primeiro refrigerador comercial utilizando absorção, no entanto, só foi construído em 1823, por Ferdinand Carré (COSTA, 2002). No século XX houve uma queda do número de pesquisas relacionadas ao tema, devida à introdução dos sistemas de refrigeração por compressão de vapor. Esse panorama foi revertido somente na década de 90, devido à sua possibilidade de utilização de outras fontes de energia.

Neste cenário, a redução do consumo de energia elétrica despendido pelas instalações de refrigeração e climatização é de grande importância. Dentro desta possibilidade, os sistemas de refrigeração por absorção podem se tornar uma alternativa interessante, visto que em alguns processos industriais existem fontes de energia térmica sub-utilizadas, como correntes quentes descarregadas ao ambiente ou a queima de subprodutos do processo produtivo. Em estabelecimentos onde não se têm a disponibilidade de fontes térmicas, podem-se utilizar coletores solares como fontes de energia auxiliar.

O objetivo geral do presente trabalho é apresentar uma metodologia de projeto de sistemas de refrigeração por absorção de simples efeito, operando com o par água-amônia, utilizando para isso a simulação computacional, com programação estruturada em linguagem FORTRAN. Para que esse objetivo seja alcançado, são propostos os seguintes objetivos específicos:

1. Compreender o funcionamento do sistema de refrigeração por absorção;
2. Representar matematicamente os processos envolvidos no sistema;
3. Determinar as correlações para estimativa das propriedades dos fluidos de trabalho, nas condições de operação do sistema;
4. Elaborar o projeto termohidráulico do absorvedor do sistema;
5. Descrever em linguagem FORTRAN a simulação do sistema;
6. Testar o comportamento do sistema para diferentes condições de operação;
7. Simular instalações reais, visando testar a confiabilidade do programa.

Para uma melhor apresentação, este trabalho foi dividido nos seguintes capítulos:

No capítulo 1 é feita a revisão da literatura, e são apresentados trabalhos relevantes sobre o tema.

No capítulo 2, são apresentados os conceitos fundamentais da refrigeração por absorção.

No capítulo 3 é apresentada a representação matemática dos processos do sistema, que é base para a simulação computacional realizada posteriormente.

No capítulo 4 é apresentado o desenvolvimento do programa, em programação estruturada, através do qual as simulações e o projeto dos sistemas.

No capítulo 5 são realizados estudos de caso, comparando a aplicação de um sistema de absorção com um sistema equivalente por compressão, para casos de refrigeração e climatização, e simulando sistemas reais.

No último capítulo são apresentadas conclusões e sugestões para trabalhos futuros.

1. REVISÃO DA LITERATURA

Os sistemas de absorção são um dos mais antigos métodos de refrigeração. Existem registros de que a refrigeração por absorção tenha sido estudada e testada já em 1777. Sabia-se que gelo poderia ser produzido pela evaporação de água pura de um recipiente ligado a outro com ácido sulfúrico. Como o ácido absorvia vapor d'água, causando uma redução de temperatura, camadas de gelo eram então formadas na superfície da água. O primeiro refrigerador comercial usando absorção, no entanto, só foi construído em 1823, por Ferdinand Carré (COSTA, 2002). Em 1859, o mesmo Carré introduziu uma nova máquina usando o par água/amônia como fluido de trabalho. Esta máquina foi patenteada nos EUA em 1860, e máquinas baseadas nesta patente foram usadas para fabricar gelo e estocar alimentos. Apesar de não se ter dados concretos, acredita-se que sua primeira aplicação tenha sido, possivelmente, durante a guerra civil americana, ocasião em que os estados do Norte dos Estados Unidos haviam cortado o fornecimento de gelo natural para os estados do Sul (STOECKER e JONES, 1985). O primeiro equipamento por absorção a funcionar de forma intermitente foi feito na Inglaterra, por John Leslie, em 1810. Porém, logo que as máquinas por compressão utilizando motores elétricos foram desenvolvidas, por volta de 1915, as máquinas de absorção foram gradualmente sendo esquecidas e relegadas a segundo plano, devido à praticidade e facilidade de obtenção de energia elétrica.

Os fundamentos da refrigeração por absorção aparecem descritos por autores clássicos da engenharia, como Perry (1997) e Costa (2002). As pesquisas sobre a refrigeração por absorção se subdividem em diversas linhas, que estudam os fundamentos da transferência de calor e de massa entre os fluidos de trabalho, a obtenção de propriedades termodinâmicas das soluções, metodologias para projeto desses sistemas, análise de rendimento e comparação a sistemas por compressão, estratégias de melhoria de rendimento e viabilidade econômica, com trabalhos teóricos e empíricos.

Um grupo importante de trabalhos está relacionado com os processos de transferência de massa e de calor que ocorrem nos ciclos de absorção. Um modelo para o processo de absorção em filme de solução de água-brometo de lítio foi

desenvolvido por Andberg e Vliet (1983). Este modelo tinha como objetivo permitir o estudo do projeto de um absorvedor para sistema de refrigeração por absorção de um ponto de vista teórico, além de permitir a simulação da performance do absorvedor. O modelo desenvolvido por Andberg e Vliet (1983) considera a absorção não isotérmica de vapor de água em filme laminar de água-brometo de lítio escoando de forma descendente sobre uma placa vertical com temperatura constante. As equações de momentum, energia e difusão de massa e suas específicas condições de contorno foram solucionadas usando o método numérico de diferenças finitas. Segundo este estudo, as variáveis mais importantes que influem no processo de absorção são o fluxo mássico de solução, a concentração da solução de entrada, a pressão de absorção e a temperatura na parede. Grossman e Heath (1984) desenvolveram um modelo numérico para analisar a transferência de calor e massa em película descendente turbulenta, que posteriormente foram comparados com dados experimentais, obtendo-se bons resultados. Medrano *et al.* (2002), realizaram o estudo sobre absorção de vapor d'água em um filme de água-brometo de lítio escoando em tubo vertical sob condições de resfriamento a ar. O estudo visava propor solução para uma das principais dificuldades no desenvolvimento de um absorvedor para unidades de pequeno porte, que é a necessidade de uma grande superfície de troca de calor, que encarece o equipamento e o torna maior. Chegaram à conclusão que ocorre um subresfriamento na região inferior do tubo, e isto poderia ser resolvido com o uso de tubos mais curtos. A transferência de massa poderia ser melhorada com o aumento da concentração do sal, sendo que o problema de cristalização se reduziria com a adição de outros sais de lítio. Raisul *et al.* (2003) desenvolveram um modelo para o fluido na região laminar e acharam expressões para a transferência de calor e massa em absorvedores tubulares verticais a partir de dados experimentais. Takamatsu, *et al.* (2003), estudaram a transferência de calor e massa em um filme de solução de água-brometo de lítio em escoamento descendente sobre a superfície interna de um tubo vertical liso. A meta principal do estudo era prover informações fundamentais e práticas, necessárias para o projeto de um absorvedor tubular em um sistema de absorção. Na montagem do aparato experimental os pesquisadores utilizaram um endoscópio industrial para efetuar a verificação do filme de líquido que escoava internamente ao tubo, confirmando que a superfície do tubo fora totalmente coberta pelo filme líquido para um número de Reynolds para o escoamento interno

maior que 130. Os resultados indicaram que a performance da transferência de calor e massa depende da posição ao longo do tubo e sugerem que os coeficientes de transferência de calor e massa são mais dependentes do subresfriamento da solução do que da temperatura da água de resfriamento. Pereira (2006) apresenta uma análise experimental do sistema Robur, modelo GAHP-W, levantando pontos experimentais resultantes da medição da vazão e a temperatura para os produtos água fria e água quente. Em seu trabalho avaliaram-se os desempenhos baseados na primeira e segunda lei da Termodinâmica e determinaram-se os pontos ótimos das vazões para as taxas máximas de frio e calor produzidos. Fernández-Seara (2006) apresenta análises recentes da transferência de calor e massa nos processos de destilação. Garimella (2007) faz um apanhado da literatura e descreve as equações que regem a transferência de massa e de calor na absorção, com absorvedores de diferentes arranjos e disposições.

Outro aspecto abordado é o referente às particularidades dos elementos mais complexos que intervêm nos ciclos de absorção: o absorvedor e o gerador. Grossman (1983) apresenta uma solução analítica para as equações de difusão em absorvedores de película descendente. Patnaik e Perez-Blanco (1993) desenvolveram um modelo de aproximação matemática para tratar estes equipamentos como trocadores de calor e massa em contracorrente. Modelos com vários graus de complexidade têm sido desenvolvidos para absorvedores de película descendente (*falling-film absorbers*), os quais são discutidos em detalhes no trabalho de Killon e Garimella (2001).

A obtenção das propriedades físicas e termodinâmicas dos fluidos utilizados constitui outra linha de pesquisa. Com a crescente utilização da computação e da simulação, nos últimos anos o foco tem sido dado à obtenção de equações de estado que descrevam adequadamente as propriedades dos fluidos refrigerantes, em função do seu estado. Nesses estudos foram desenvolvidos softwares como o Refrigeration Utilities[®] e o Coolpack[®] (TECHNICAL UNIVERSITY OF DENMARK, 2000), que agregam os resultados obtidos por várias pesquisas e correlacionam propriedades como entalpia, entropia, temperatura, pressão e volume específico para uma série de fluidos usados nos sistemas de refrigeração. Existem também trabalhos que relacionam as propriedades para as misturas, em função do seu estado e concentração. Um trabalho publicado pela empresa de projetos suíça M. Conde Engineering, em 2006, faz uma revisão de vários artigos sobre a obtenção

de propriedades para misturas água-amônia. Pátek e Klomfar (1995) apresentam um conjunto equações que descrevem as propriedades de equilíbrio de misturas líquido-vapor de soluções de água e amônia. São apresentadas cinco equações, que descrevem o comportamento da temperatura em função da pressão e da concentração de amônia na solução, da temperatura em função da pressão e do título, do título em função da pressão e da concentração de amônia na mistura, da entalpia da solução na fase líquida em função da temperatura e da concentração de amônia na solução e da entalpia do vapor em função da temperatura e do título. O intuito do trabalho foi a utilização das equações na otimização de projetos de sistemas de absorção utilizando o par água-amônia. Para isso, as equações ajustaram dados experimentais utilizando funções matemáticas simples. As faixas de trabalho foram definidas em função das condições de operação comumente encontradas em sistemas de absorção reais. Além das equações, os resultados também foram apresentados na forma de dois diagramas entalpia-concentração, um para a fase líquida e outro para a fase de vapor. Farrokh-Niae *et al* (2008) propõem equações de estado cúbicas para a determinação de propriedades termodinâmicas de fluidos (entre eles água e amônia) e um apanhado de misturas selecionadas. Os parâmetros são função da temperatura na região sub-crítica, e não na supercrítica. São apresentados resultados para 42 fluidos puros e 14 misturas. Além da apresentação das equações, o trabalho conclui que as equações de estado propostas apresentam bom grau de exatidão quando comparadas a dados experimentais, o que sugere sua utilização. Mejbri e Bellagi (2006) apresentam a comparação de três metodologias para determinação das propriedades termodinâmicas de misturas água-amônia. O primeiro método é empírico, baseado na entalpia livre de mistura considerada como resultante das entalpias dos componentes da mistura adicionada a um termo de excesso, correspondente ao desvio em relação ao ponto ideal. O segundo, um método semi-empírico, baseado nas equações de estado de Patel e Teja. E, por fim, um método teórico, formulado como PC-SAFT (perturbed chain statistical associating fluid theory). A comparação desses três métodos apresentou como resultado uma maior exatidão nos resultados obtidos através do PC-SAFT, tanto na predição quanto na extrapolação dos dados em estados de temperaturas e pressões muito elevadas. Os autores recomendam, para o uso em processos industriais, a pressões e temperaturas moderadas, que é o caso dos sistemas de refrigeração por absorção, a utilização do modelo da entalpia

livre de Gibbs. Para condições de pressões e temperaturas elevadas, o modelo PC-SAFT apresenta melhor correlação com os valores reais. Barhoumi *et al* (2004) apresentam a modelagem das propriedades termodinâmicas de misturas amônia-água usando a função de energia livre de Gibbs. O método desenvolvido descreve com bom nível de exatidão as propriedades da mistura nos três estados, líquido sub-resfriado, fluido saturado e vapor superaquecido, em uma faixa de temperatura de 200 a 500 K e pressões de até 100 bar. Kang *et al* (1999) realizam uma análise experimental da transferência de calor e de massa entre vapor de amônia e uma solução aquosa de amônia, escoando na superfície externa de um trocador de calor casco e tubos vertical. A solução e o vapor escoam na no lado do casco, e no interior dos tubos flui água que arrefece a solução. Foram trabalhadas concentrações de amônia na solução que entra no trocador de 5%, 10% e 15%, com temperaturas da solução entre 17 °C e 32 °C e temperaturas do vapor entre 54,5 °C e 66,5 °C. No trabalho foram estabelecidas relações entre as temperaturas de entrada e saída dos fluidos e os números de Nusselt e de Sherwood, que influem nos coeficientes globais de transferência de calor e de massa, respectivamente. Florides *et al* (2003) propõem uma metodologia de projeto de sistemas de absorção utilizando o par água-brometo de lítio. O projeto envolve o estudo dos fenômenos de transferência de calor e de massa no absorvedor, e é apresentada neste trabalho uma metodologia de projeto desse elemento, desenhado como um trocador de calor casco e tubos vertical, utilizando na verificação da área proposta a correlação de Wilke.

As pesquisas sobre metodologias de projeto se dividem em duas áreas: trabalhos mais antigos utilizam soluções gráficas, enquanto que, dado o avanço da tecnologia da computação, os modelos atuais baseiam-se na simulação numérica computacional, aliada à utilização de equações de estado para obtenção das propriedades dos fluidos. Outros trabalhos, ainda, utilizam os conceitos apresentados nas publicações anteriormente destacadas, entre outras, para projeto e análise de sistemas de absorção, por vezes correlacionando dados teóricos com dados empíricos. Arun, *et al.* (2000) realizaram estudo da performance de um sistema por absorção de duplo efeito com LiBr. Os estudos mostraram que o sistema a duplo efeito contribui para melhorar a performance do ciclo, especialmente com fontes de alta temperatura. Agnew e Talbi (2002) realizaram uma simulação do ciclo combinado Diesel-absorção, utilizando o calor proveniente dos gases de combustão

em um sistema de refrigeração por absorção de simples efeito, prevendo um COP (coeficiente de performance) da ordem de 0,8. Nesse estudo o efeito refrigerante foi utilizado para melhorar o desempenho do turbo-compressor de um motor diesel, aumentando a eficiência do motor, reduzindo conseqüentemente o consumo de combustível e a emissão de poluentes. Martinez e Pinazo (2002) desenvolveram um método estatístico que foi empregado com a disposição de melhorar o projeto de um *chiller* utilizando água-brometo de lítio a simples efeito. Projetos experimentais e diferentes análises foram usados para medir os efeitos da variação das áreas dos trocadores de calor na performance de uma máquina de absorção, e as conclusões extraídas deste estudo permitiram uma redistribuição da transferência total de calor entre os trocadores de calor, que possibilitariam uma melhora no COP em quase 10%, sem variar a capacidade nominal do sistema nem a área total de transferência de calor. Florides, *et al.* (2003), desenvolveram um estudo em que apresentaram método para avaliar características e performance de uma máquina de absorção de simples estágio usando água-brometo de lítio como fluido de trabalho. As equações necessárias da transferência de calor e massa e equações descritivas das propriedades dos fluidos de trabalho foram especificadas. Estas equações foram empregadas em um programa de computador onde foram desenvolvidas simulações. Os resultados teóricos calculados foram comparados com os dados experimentais de uma unidade de pequeno porte de capacidade nominal de 1 kW. Informações de projeto dos trocadores de calor também foram apresentadas. Os pesquisadores utilizaram trocadores de calor sobre tubos verticais no absorvedor e evaporador. O condensador e o gerador foram projetados para tubos horizontais. O projeto do absorvedor previa absorção em filme de solução de água-brometo de lítio, e para a modelagem deste fenômeno os pesquisadores utilizaram um modelo matemático simplificado de absorção, utilizado por Andberg e Vliet (1983), que mostrou uma boa concordância com resultados experimentais.

Na simulação dos ciclos, há os trabalhos de Grossman e co-autores (1983, 1984 e 2001) que desenvolveram um *software* para avaliação de sistemas de absorção em diferentes configurações e diferentes pares de fluidos de trabalho, o ABSIM[®]. Joudi e Lafta (2001) desenvolveram um simulador para determinar a performance de sistemas de refrigeração por absorção operando com o par água-brometo de lítio, em regime permanente. O modelo matemático utiliza balanços de massa e energia para os componentes do sistema. O programa desenvolvido

simulou o efeito de diversas condições de operação para os componentes, e o desempenho de cada um foi estudado independentemente. Posteriormente, foi feita a simulação do sistema completo, e os resultados foram comparados com equipamentos comerciais, obtendo boa correlação de dados.

Sousa *et al* (2004) apresenta a análise econômica de uma instalação de refrigeração utilizada na estocagem de cebola. A unidade estudada é composta por um sistema de compressão a energia elétrica e por um sistema de absorção água/amônia que utiliza gás natural como fonte de energia. A análise técnica e econômica foi feita individualmente para cada sistema. O consumo de energia elétrica e gás natural foram estimados a partir da carga térmica total calculada. Os resultados obtidos foram comparados para indicar a viabilidade dos sistemas e determinar a tecnologia mais rentável. Os dois sistemas de refrigeração apresentaram-se técnica e economicamente viáveis. Fernandes-Seara e Vázquez (2001) apresentam o estudo da temperatura ótima no gerador para uma instalação de absorção de simples efeito. Foi utilizada uma análise paramétrica, implementada em um programa computacional, no intuito de determinar as correlações entre a temperatura de pontos-chave do sistema e o COP. Com base nos resultados desta análise foi proposto um controlador, que mantém constantes as temperaturas no ambiente a refrigerar e no gerador.

Dentre os trabalhos citados, nota-se uma maior representatividade das pesquisas relacionadas aos fundamentos teóricos que regem os processos de transferência de calor e de massa. Por outro lado, existe uma lacuna deixada pela escassez de pesquisas relacionadas a simulações e análise de custos de sistemas de refrigeração por absorção. Nesse cenário, o objetivo do presente trabalho é preencher parte desta lacuna, apresentando uma metodologia de projeto e uma ferramenta para simulação de sistemas de absorção, permitindo avaliações de custos de construção, bem como o consumo energético do sistema em variadas condições de operação.

2. CONCEITOS FUNDAMENTAIS

2.1. Introdução aos Sistemas de Refrigeração

Os sistemas de refrigeração artificial são baseados, em sua maioria, na mudança de fase de um fluido a condições controladas. Com esse processo, é possível efetuar a transferência de energia de um local para outro, permitindo o resfriamento controlado de um meio específico.

O sistema de refrigeração por absorção é um modelo de sistema de refrigeração que utiliza calor proveniente de uma fonte quente para a sua operação. Para compreender o princípio de funcionamento de um sistema de absorção, é conveniente que se conheça primeiramente o funcionamento de um sistema mais simples: o ciclo de refrigeração por compressão de vapores.

Nas substâncias puras (e também em um grande número de misturas, chamadas *azeotrópicas*) tem-se uma relação entre pressão e temperatura na zona de saturação, no sentido de que, aumentando-se a pressão a que o fluido é submetido, aumenta a temperatura em que a evaporação ocorre. Logo, pode-se controlar a temperatura de mudança de fase controlando-se a pressão a que esse processo ocorre. A evaporação, então, é feita a uma pressão controlada, de forma a poder controlar-se a temperatura.

Ao passar pelo evaporador, o fluido entra em ebulição. Como a ebulição é um processo endotérmico, ao evaporar o refrigerante retira calor das vizinhanças, produzindo o efeito de refrigeração desejado. Para que a evaporação aconteça a uma temperatura controlada, é mantida sob controle a pressão dentro do evaporador.

Ao sair do evaporador, o vapor de refrigerante aspirado por um compressor e é comprimido até uma pressão que permita a sua condensação a uma temperatura adequada. Além de efetuar o aumento da pressão do fluido, o compressor também é responsável pela sua circulação dentro do sistema, por consequência do diferencial de pressão que ele, compressor, gera.

Após sair do compressor, o vapor de fluido a alta pressão é enviado ao condensador, onde cede para um outro meio (geralmente ar exterior ou água de

condensação), a uma temperatura mais alta, a energia absorvida no evaporador, mais o trabalho de compressão realizado pelo compressor sobre ele. Nesta retirada de calor, o fluido se condensa, voltando à fase líquida. O controle da pressão de condensação ajusta a temperatura a que essa transferência de calor será feita (temperatura essa que depende da temperatura do meio utilizado na condensação). Essa mudança de fase é realizada a uma pressão sensivelmente mais alta do que a evaporação.

Na saída do condensador, tem-se novamente líquido, que precisa ser expandido novamente até a pressão de evaporação, para ser, então, recirculado no evaporador, completando o ciclo. Como as pressões no evaporador e no condensador são distintas, é necessária uma correção na pressão do fluido, no sentido de rebaixá-la até a pressão do evaporador. Isso é feito através de uma restrição ao fluxo do fluido, realizada em um dispositivo de expansão.

O fluxograma de um ciclo de refrigeração mecânica por meio de compressão de vapores está exibido na Figura 2.1.

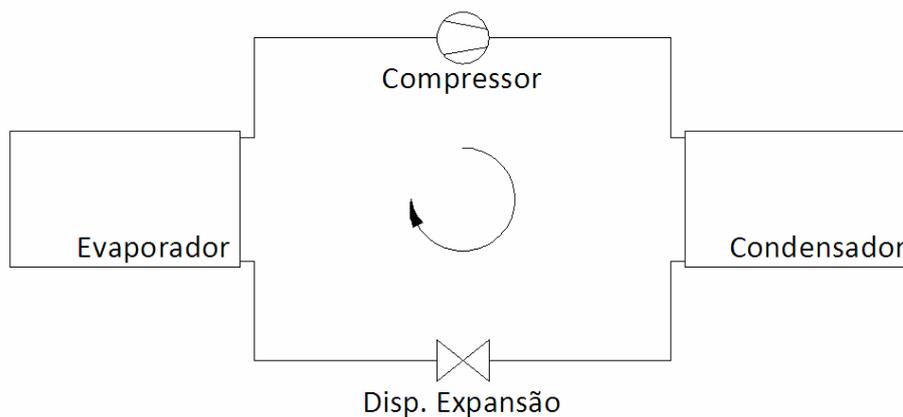


Figura 2.1 – Ciclo básico de refrigeração mecânica por compressão de vapores

O ciclo de compressão, como descrito, é operado geralmente com energia elétrica acionando diretamente o compressor. O quociente entre a quantidade de calor retirada do ambiente e a energia consumida pelo compressor é denominado COP (do termo inglês *coefficient of performance*), e é, em resumo, a eficiência do sistema. O COP é sensivelmente influenciado por fatores inerentes ao ciclo, como temperatura de evaporação e temperatura de condensação, e por características do sistema, como a lubrificação do compressor, e é definido conforme a Equação 2.1:

$$\text{COP} = \frac{Q_{\text{EV}}}{\tau_{\text{CP}}} \quad (\text{Eq. 2.1})$$

em que:

COP = coeficiente de desempenho do sistema

Q_{EV} = potência de refrigeração do evaporador [W]

τ_{CP} = potência de compressão [W]

Sistemas de refrigeração por compressão de vapor atingem um COP da ordem de 4 a 5, operando em boas condições de manutenção e em regimes de média temperatura de evaporação (entre -15 e -5 °C) (Costa, 2002). O diagrama p-h de uma instalação de um estágio, operando com amônia no regime -15/+35 °C é apresentado no Anexo 1.

Instalações que trabalham a temperaturas muito baixas, resultam em um grande diferencial de pressão entre as zonas de baixa e de alta. Por conta disso, apresentam um COP mais baixo. Essa diminuição do COP ocorre em decorrência de vários fatores, que geram os efeitos simultâneos de diminuição da capacidade do sistema de remover calor do meio e aumento do trabalho de compressão. Como fatores do primeiro grupo, podem ser citados o elevado volume específico apresentado pelo vapor a baixas temperaturas (que diminui ao fluxo de massa que o compressor é capaz de bombear, para o mesmo deslocamento volumétrico) e o elevado título do fluido na entrada do evaporador (que diminui a quantidade de líquido que entra no evaporador). Como fatores do segundo grupo, podem ser citados o elevado diferencial de pressão que deve ser fornecido pelo compressor e a elevada temperatura de descarga, que tende a carbonizar o óleo e prejudica a lubrificação do compressor.

Sistemas que necessitem operar nessas condições utilizam como artifício para aumentar o COP a compressão em múltiplos estágios de pressão. Essa configuração, apesar de demandar um maior custo inicial de instalação, apresenta retorno financeiro devido à diminuição da energia necessária para a operação do sistema, e apresenta como vantagem adicional a diminuição da temperatura de descarga do compressor, o que eleva sua vida útil. O fluxograma de um sistema de refrigeração por compressão operando em dois estágios, no regime -30/+35 °C, é apresentado no Anexo 2.

Um ciclo operando nas mesmas condições do sistema de dois estágios (-30/+35 °C), porém com somente uma etapa de compressão, é exibido no anexo 3. Uma comparação entre os dois sistemas fornece uma idéia de em quais casos pode ser interessante a operação com múltiplos estágios, e de qual será a economia de energia proporcionada pela sua adoção. Pode-se notar, comparando-se os dois diagramas, que o diferencial de entalpia entre a entrada e a saída do evaporador, no sistema de dois estágios, é maior que no sistema de um estágio, uma das razões pela qual tem-se um aumento no COP. Outra vantagem advém da temperatura de descarga do compressor, que diminui de 150 °C para aproximadamente 75 °C.

Na Figura 2.2 é apresentado o fluxograma de uma instalação de duplo estágio. Nesses sistemas, se faz necessária a adoção de um vaso de pressão extra, chamado de *resfriador intermediário*, que recebe o vapor comprimido no primeiro estágio e de onde o compressor do segundo estágio faz sua aspiração. Nesse vaso o vapor é resfriado através da expansão de uma pequena quantidade de fluido líquido proveniente da saída do condensador (onde fica um tanque chamado *recipiente de líquido*). Essa parcela de vapor formado na expansão, realizada pra resfriar o vapor comprimido no primeiro estágio, é chamada de *flash gas*.

Para sistemas operando com amônia, a adoção de múltiplos estágios passa a ser interessante quando a relação de compressão (quociente entre a pressão de condensação e a pressão de evaporação, em seus valores absolutos) é maior que 9.

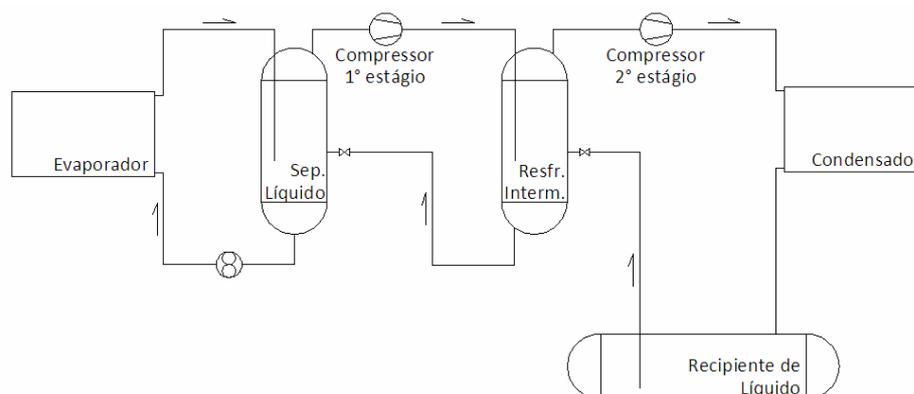


Figura 2.2 – Fluxograma de um sistema de refrigeração de duplo estágio de compressão

2.2. Ciclo de Refrigeração por Absorção

Os sistemas de refrigeração por absorção têm o princípio físico do efeito de refrigeração semelhante ao dos sistemas por compressão: a evaporação de uma massa fluida líquida, à temperatura controlada, em contato indireto com o meio a resfriar. O controle da temperatura é efetuado pelo controle da pressão de evaporação.

A diferença entre os dois sistemas está na maneira como a elevação da pressão do vapor da zona de baixa para a zona de alta é efetuada. Nos sistemas por absorção, o vapor proveniente do evaporador é recebido por um elemento chamado *absorvedor*. No absorvedor, o vapor de refrigerante entra em contato e é absorvido por um absorvente (uma solução líquida). A solução líquida é então bombeada até a pressão de alta (pressão de condensação do vapor), e descarregada no *gerador*.

No gerador, ela recebe calor de uma fonte externa, a uma temperatura controlada (gás, eletricidade, vapor, fluidos a alta temperatura, aquecimento solar) para dissociar o vapor de amônia da solução. O vapor é, então, enviado ao condensador, onde retorna troca calor com o meio externo, retornando à fase líquida. Posteriormente, é expandido novamente até a pressão de evaporação e retorna ao evaporador, seguindo os mesmos passos de um ciclo por compressão. A solução resultante no gerador, por sua vez, chamada de *solução pobre*, tem sua pressão corrigida e retorna ao absorvedor, formando outro ciclo. Desta forma, em sistemas de refrigeração por absorção, o compressor de vapores é substituído por uma solução que 'capta' o vapor proveniente do evaporador, uma bomba, que aumenta a pressão dessa solução líquida, e um trocador de calor onde, com o auxílio de uma fonte de calor externa, o vapor é novamente dissociado da solução líquida.

A vantagem desse sistema está em a potência necessária para operar a bomba ser de dez a trinta vezes menor que a para operar o compressor, operando no mesmo ciclo (GARIMELLA, 2007). Além disso, naturalmente, deve-se levar em consideração que os sistemas de absorção necessitam de uma fonte de calor para sua operação, porém a energia na forma de calor via de regra é mais barata que na forma de trabalho (como a energia elétrica, por exemplo).

A solução com alta concentração de refrigerante, que deixa o absorvedor e é bombeada até o gerador é chamada de *solução rica* ou *solução forte*, enquanto que

a solução com baixa concentração, que vai do gerador de volta ao absorvedor, é chamada de *solução pobre*, ou *solução fraca*.

O projeto e a análise de um sistema de refrigeração por absorção são feitos através de balanços de massa e de energia aplicados em cada um dos seus componentes. Frequentemente, é feito uso de diagramas de propriedades termodinâmicas de substâncias, de forma a visualizar graficamente o processo, de forma análoga aos ciclos de compressão apresentados nos anexos 1 a 3.

Em suma, a diferença entre os dois sistemas está na maneira como o vapor é levado da pressão de evaporação para a pressão de condensação. Na Figura 2.3 é apresentada uma comparação entre os dois métodos.

O fluxograma de uma sistema de refrigeração por absorção é apresentado na Figura 2.4, e a análise de seus componentes segue nos tópicos subseqüentes, utilizando os pontos identificados de 1 a 8.

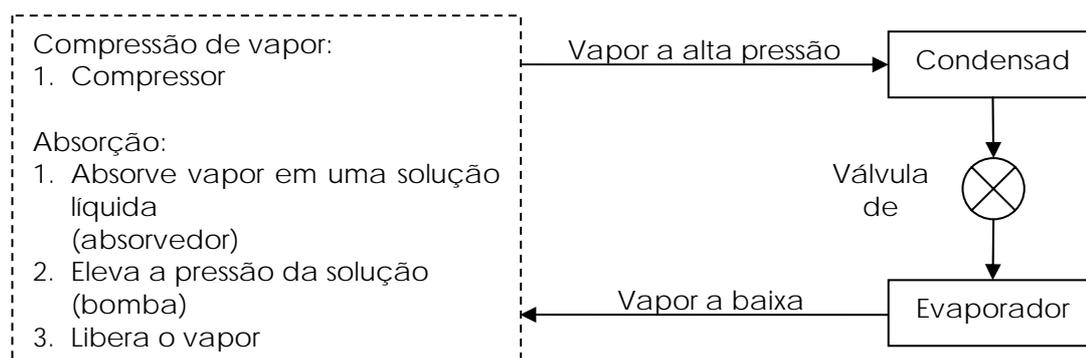


Figura 2.3 – Comparação entre sistemas de refrigeração (Fonte: STOECKER, 2002)

Uma comparação entre um sistema de refrigeração por compressão e um por absorção para a mesma capacidade apresenta prós e contras de ambos os lados, que devem ser considerados na hora da opção por um ou outro sistema.

Como principal vantagem, o sistema por absorção apresenta um custo operacional sensivelmente menor e um controle muito preciso da “produção de frio”. O COP de um sistema por absorção de simples efeito possui um valor próximo a 1, enquanto com sistemas por compressão pode-se chegar a valores entre 3 e 6, dependendo do regime de operação e das condições de manutenção do sistema. O menor custo operacional advém do fato de o COP ser calculado de maneira diferente para os dois sistemas: enquanto nos sistemas por compressão ele é o quociente entre o calor retirado do evaporador e o trabalho (energia) elétrico

consumido pelo compressor, nos sistemas por absorção ele é o quociente entre o calor retirado no evaporador e o calor inserido no gerador. Mesmo a energia inserida num sistema por absorção sendo algumas vezes maior do que a inserida num sistema por compressão, sua operação é menos dispendiosa, pois o custo do calor necessário menor do que o da energia elétrica necessária à operação do sistema por compressão. Além desse fato, deve-se levar em consideração que os sistemas por absorção podem ser instalados em locais isolados, onde não há disponibilidade de energia elétrica. Um sistema por absorção consome, em média, de 3 a 10% da energia elétrica de um sistema por compressão, para a operação da bomba de circulação de solução. E pode trazer outras vantagens econômicas atreladas, como a utilização de subprodutos do processo produtivo na queima, transformando-os em energia a custo praticamente zero.

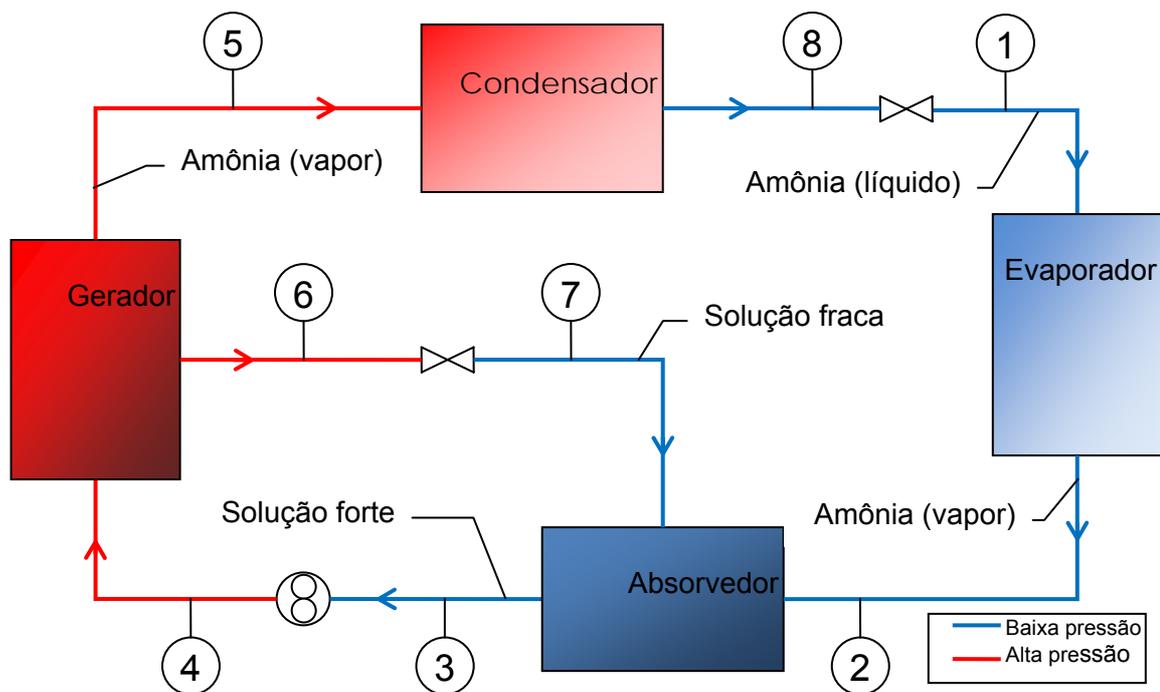


Figura 2.4 – Fluxograma de um sistema de absorção de simples efeito

Outro fator que diminui o custo operacional é a ausência de necessidade de manutenção. Por não apresentarem partes móveis, os sistemas de refrigeração por absorção não necessitam de lubrificação, e não têm necessidade, portanto, de manutenção. Isso, além de não demandar mão de obra especializada, não gera paradas de produção para manutenção das máquinas, o que também se traduz em

vantagem econômica e operacional. Sistemas de refrigeração por absorção apresentam ótima confiabilidade.

Outro ponto, ainda, a ser observado, é a facilidade de controle do sistema. Regulando-se a entrada de calor no gerador, pode-se controlar a quantidade de amônia que passa ao condensador, controlando-se facilmente, assim, a carga térmica da instalação. Soma-se a isso o fato de os sistemas de refrigeração por absorção apresentarem COP praticamente constante para situações de carga parcial, diferentemente dos sistemas por compressão, que têm rendimento reduzido em situações de carga reduzida. Como exemplo, um sistema com compressor alternativo, operando sem carga, consome aproximadamente 60% da energia que usa operando a plena carga, devido à necessidade de movimentar elementos de inércia elevada (MÜHLE, 2008).

Como desvantagens, os sistemas por absorção apresentam custo inicial superior aos de compressão, e necessitam de um espaço físico sensivelmente maior para a sua instalação. Necessitam, também, de mão de obra com um nível de especialização mais elevado quando se deseja fazer alterações no sistema, bem como na sua operação.

Por fim, sistemas de refrigeração por absorção podem ser particularmente atrativos quando os aspectos ambientais possuem um peso importante na seleção do equipamento, uma vez que neste tipo de sistema empregam-se fluidos de trabalho com baixo ou nenhum impacto ambiental. Em contrapartida, os sistemas de refrigeração por compressão utilizam fluidos que agredem de alguma forma o meio ambiente, agredindo a camada de ozônio, causando efeito estufa, ou, o mais comum, fazendo ambos.

2.3. A solução refrigerante-absorvente

A principal característica necessária a um par de fluidos que seja proposto para trabalhar em um sistema de absorção é a afinidade química. Em tese, quaisquer dois fluidos podem ser escolhidos, desde que seja grande a tendência a que eles formem uma mistura quando colocados em contato. Porém, essa afinidade não deve ser elevada demais, pois para o funcionamento do sistema, também é necessária a separação destes, através da cessão de calor. Ademais, propriedades como viscosidade, massa específica e condições de pressão x temperatura são

analisadas, visando estabelecer condições nos elementos do sistema e a especificação da bomba e do dispositivo de expansão.

Além dessas propriedades, devem ser levados em conta alguns fatores limitantes. O principal deles é a faixa de temperatura a que a mistura e os fluidos, individualmente, serão submetidos, visando não obter cristalizações ou solidificações.

Levando-se em consideração cada fluido individualmente, devem ser analisadas propriedades como relação temperatura x pressão de saturação, calor latente de vaporização, viscosidade e corrosividade.

Em resumo, as propriedades importantes são as seguintes:

Afinidade química: é fundamental que o absorvente tenha uma forte afinidade pelo vapor do refrigerante, nas condições em que ocorre a absorção. Esta afinidade é o resultado de uma aglutinação química suave, geralmente uma aglutinação de hidrogênio. Akasaka (2008) cita que esta afinidade não deve ser forte, pois a ela está associada um alto valor de calor de dissolução. Conseqüentemente, maior quantidade de calor deverá ser aplicada no gerador para separar o refrigerante do absorvente.

Volatilidade: o refrigerante deve ser mais volátil que o absorvente, para que os dois possam ser separados com relativa facilidade. Num sistema ideal, o absorvente seria não volátil, e neste caso o vapor formado no gerador seria refrigerante puro. Kim e Park (2007) propõem como ideal que uma diferença de 200 °C entre as temperaturas de saturação do refrigerante e a do absorvente, à pressão atmosférica.

Corrosividade: é importante que os fluidos não sejam corrosivos aos materiais utilizados na construção do sistema. Além do problema da deterioração dos componentes, o arrasto de partes corroídas pelo fluxo de solução pode entupir os dispositivos de expansão e causar danos irrecuperáveis às bombas.

Calor latente de vaporização: é desejável que o refrigerante tenha um alto calor latente de vaporização, pois desta forma pode-se reduzir ao mínimo a quantidade de solução circulante, o que diminui os custos com bombeamento, tubulações e de aquisição dos próprios fluidos.

Estabilidade: é absolutamente necessária a estabilidade química dos fluidos, uma vez que os mesmos escoarão, continuamente, num sistema selado

hermeticamente, e que deverá funcionar sem problemas por vários anos. A instabilidade pode resultar na formação de gases, sólidos ou compostos corrosivos, todas estas opções indesejáveis.

Pressão: as pressões de trabalho devem ser próximas da atmosfera, minimizando o peso dos equipamentos e as espessuras de parede dos vasos e tubulações. Porém, sempre que possível, devem ser superiores à pressão atmosférica, o que garante que não haja infiltrações de ar no sistema.

Segurança: os fluidos devem ser de baixa toxicidade e não devem ser inflamáveis.

Viscosidade: baixa viscosidade para ambos os fluidos é desejável, pois facilita o bombeamento e resulta em maiores coeficientes de transferência de calor, como decorrência do maior número de Reynolds que apresentam, para as mesmas condições de fluxo.

Solubilidade: é necessário que o refrigerante e o absorvente sejam mutuamente solúveis (não cristalizem ou solidifiquem) ao longo de toda a faixa de composição, temperatura e pressão a que estarão sujeitos. Se ocorrer cristalização, as partículas sólidas podem impossibilitar a circulação adequada dos fluidos.

Não se tem, no momento, um par de fluidos que atenda a todas estas exigências. Os pares mais utilizados, e que apresentam resultados satisfatórios em uma larga faixa de condições de operação são amônia e água ($\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$) e brometo de lítio e água ($\text{LiBr-H}_2\text{O}$), e por esse motivo os únicos encontrados com extenso uso comercial.

Para o par amônia-água, a amônia age como refrigerante e a água como fluido absorvente. No par brometo de lítio e água, a água age como refrigerante e o brometo de lítio como fluido absorvente. Essa configuração gera a limitação de que os sistemas de água e brometo de lítio só podem atingir temperaturas de evaporação positivas, pois caso contrário ocorreria a solidificação da água dentro do evaporador, o que interromperia o fluxo e poderia inclusive romper o equipamento. Este par é mais comumente encontrado em instalações para climatização e condicionamento de ar, que operam com temperaturas de evaporação entre 10 e 15 °C.

2.4. O Evaporador

O evaporador é o componente do sistema de refrigeração que está em contato direto com o meio a resfriar. No seu interior ocorre a evaporação da massa fluida de refrigerante, e pelo lado externo ocorre a passagem do meio a ser refrigerado. Desta forma, a parede de sua tubulação é uma região de transferência de calor.

O material de construção de evaporadores é determinado em função dos fluidos com os quais ele tem contato, interna e externamente. Evaporadores de refrigeradores de pequeno porte, por exemplo, que utilizam refrigerantes halogenados, quimicamente estáveis, e resfriam ar, são geralmente construídos de cobre ou alumínio, em função da facilidade de conformação desses materiais e do elevado coeficiente de troca térmica que apresentam (o cobre pela sua elevada condutividade, e o alumínio pela possibilidade de se obter paredes finas). Evaporadores industriais são geralmente feitos de aço carbono, quando utilizados com contato direto com ar (como em câmaras de alimentos congelados). O cobre, mesmo tendo maior condutividade térmica que o aço, não é usado nos sistemas industriais de refrigeração em função de ser rapidamente corroído em presença de amônia. Sua substituição pelo aço ainda apresenta o fato de o aço ser consideravelmente mais barato que o cobre, e em contrapartida tem o inconveniente de que, devido à sua menor condutividade, os evaporadores de aço têm de ter áreas de contato de tamanho sensivelmente maior que um de cobre para a mesma aplicação, o que não chega a ser um grande problema em sistemas de grande porte. Quando entram em contato direto com gêneros alimentícios, como no resfriamento de leite, sucos, e afins, os evaporadores têm a necessidade de ser construídos em materiais que não apresentem corrosão, como aço inoxidável e, mais recentemente, alumínio.

Um evaporador, na grande maioria dos casos, é formado por um tubo conformado em forma de serpentina, que trabalha como uma superfície de contato entre dois meios, oferecendo possibilidade de transferência de calor entre eles. Na maioria dos casos, internamente há o fluxo do refrigerante, e na parte externa, ar. Nesta configuração, a superfície externa do tubo apresenta coeficiente de película muito menor que a interna, em função de ter fluxo de um gás, comparado a um líquido. Por esse motivo, a grande maioria dos evaporadores têm aletas colocadas

externamente aos tubos, de forma a aumentar a área de transferência de calor na superfície externa. O tamanho e espaçamento das aletas são determinados em função da temperatura de evaporação, das condições psicrométricas do ar que passa pelo evaporador e do aumento necessário de área de troca. Quando há temperaturas muito baixas no refrigerante, ocorrem condensação e congelamento da umidade presente no ar que passa pelo trocador. Nesse cenário, os evaporadores apresentam suas aletas com maior espaçamento entre elas, uma vez que aletas muito próximas umas das outras apresentariam um pequeno espaço para a passagem do ar, que, com a formação de gelo, seria rapidamente obstruído, bloqueando o fluxo de ar e interrompendo o fluxo de calor.

A condição em que o fluido entra no evaporador é determinada pelo regime e tipo de instalação. Em um caso mais simples, como apresentado na Figura 2.1 e no Anexo 1, entra no evaporador uma mistura de líquido e vapor de refrigerante. O vapor é gerado no processo de expansão, e sua formação é responsável pelo rebaixamento da temperatura da parcela de refrigerante que se mantém líquida. Em sistemas dessa natureza, que não têm qualquer proteção quanto ao retorno de líquido ao compressor, é necessário que todo o refrigerante evapore dentro do evaporador. Esse tipo de sistema é chamado de *evaporação seca*.

Quando, ao invés de ser alimentado diretamente pelo dispositivo de expansão, o evaporador recebe o refrigerante de um separador central de líquido, através de uma bomba ou de gravidade, como nos sistemas representados na Figura 2.2 e no Anexo 2, tem-se um sistema chamado *inundado*. Nos sistemas com esta configuração, não há a necessidade da evaporação de toda a massa fluida que entra no evaporador, visto que o retorno se dá para o mesmo vaso, e o compressor faz sua aspiração da parte superior deste, praticamente eliminando o risco de golpes de líquido. Nesses sistemas, a prática é de se bombear de 3 a 4 vezes a massa de fluido que evapora.

A diferença entre esses dois sistemas é o maior aproveitamento da área de transferência de calor apresentada no segundo caso, uma vez que toda a superfície é preenchida com líquido (que apresenta, para as mesmas condições, maior coeficiente de película em relação ao vapor), e ao longo de todo o evaporador tem-se evaporação do fluido (que significa calor latente ao longo de todo o trocador, ao contrário dos sistemas secos, que têm troca de calor sensível na parte final,

garantindo um superaquecimento do fluido que protege o compressor contra golpes de líquido).

Nos evaporadores, geralmente a alimentação de refrigerante é realizada pela parte inferior, e o retorno pela parte superior. Isto é feito para evitar que a ação da gravidade faça com que refrigerante líquido escoe através da tubulação e tenha saia do evaporador sem ter tempo de evaporar. Tendo a saída superior, a gravidade garante que só sairá líquido do evaporador em um caso extremo, quando todo ele estiver cheio de líquido.

2.5. O absorvedor

No absorvedor, o vapor de amônia proveniente do evaporador é misturado a uma solução de amônia e água, com baixa concentração de amônia. Devido à sua afinidade química, a solução absorve o vapor, aumentando a sua concentração.

Por estar diretamente conectado ao evaporador, o absorvedor trabalha à pressão de evaporação. Em alguns sistemas, eles chegam a ser construídos no mesmo recipiente, como indicado na Figura 2.5.

As concentrações de trabalho, temperaturas de operação e pressões que estão presentes no sistema podem ser plotadas sobre um diagrama Temperatura x Concentração, como o apresentado no Anexo 4. Com o desenho gráfico da operação do sistema, é possível compreender mais facilmente seu funcionamento, e também efetuar a leitura de algumas propriedades importantes para a sua operação, como pressão, entalpia e volume específico.

A quantidade de vapor que entra no absorvedor é a mesma que deixa o evaporador, e, ao ser absorvida pela solução líquida, ela aumenta sua concentração (da solução). A solução que entra no absorvedor, no ponto 7 da Figura 2.4, é chamada *solução pobre*, ou *solução fraca*. Ao absorver o vapor de amônia (proveniente do ponto 1), ela passa a ser uma *solução rica*, ou *solução forte*.

A absorção do vapor pela solução líquida é uma reação exotérmica, e o calor gerado precisa ser removido da solução, a fim de que esta não atinja sua temperatura de equilíbrio (condição na qual cessaria o efeito de absorção). Esse arrefecimento geralmente é feito por ar ambiente circulando em torno de aletas, ou por água passando através de serpentinas, em trocadores de calor (GARIMELLA, 2007). Por esse motivo, geralmente os absorvedores são projetados com as

metodologias e correlações utilizadas no projeto de trocadores de calor, sobrepondo-se a elas os efeitos da transferência de massa de vapor para a solução.

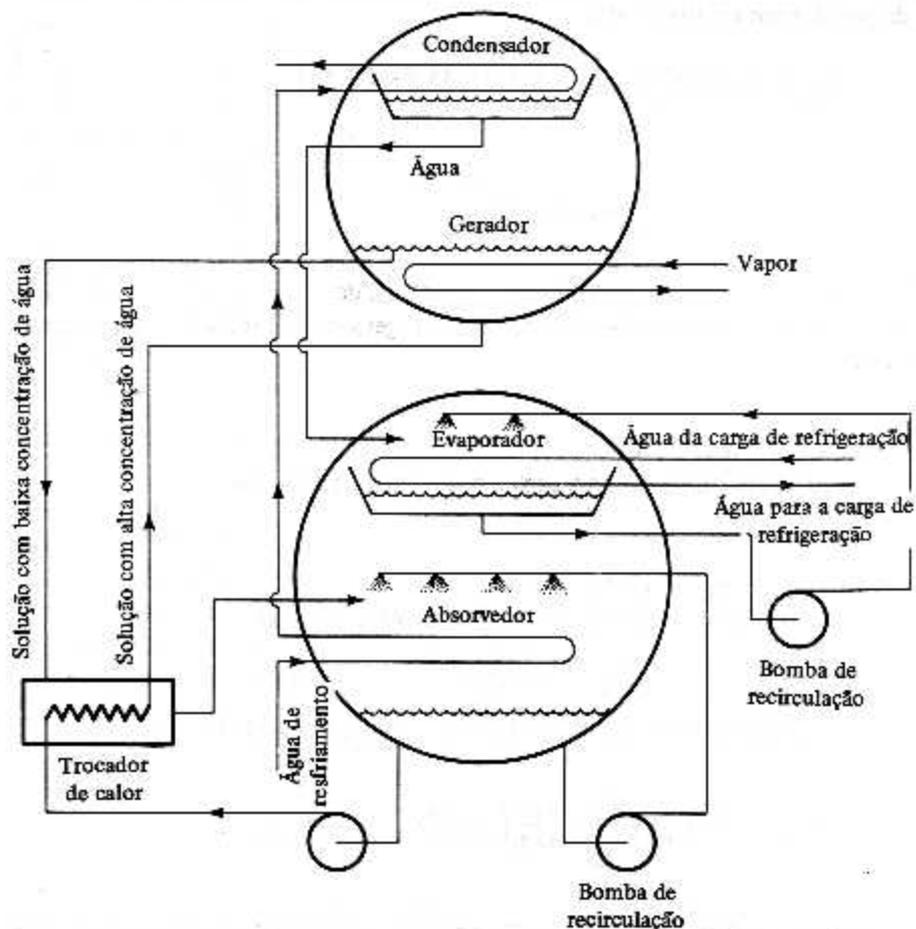


Figura 2.5 – Acoplamento de um sistema de refrigeração por absorção comercial (Traduzido de PERRY, 1997)

Os absorvedores devem ser construídos em materiais que sejam compatíveis com os fluidos que compõem a solução escolhida. No caso de sistemas com o par água-amônia, geralmente são construídos de aço carbono.

No caso de uma interrupção no fornecimento de calor no gerador, a consequência natural é que o sistema pare, e, caso isso ocorra, haverá uma equalização de pressões no sistema. Por esse motivo, no projeto de absorvedores deve ser previsto o caso de uma parada, e a pressão de projeto deve ser uma função da pressão de equilíbrio, e não da pressão de operação.

2.6. Bomba de circulação

Após o vapor de amônia ser absorvido pela solução, este deve ser bombeado até o gerador. Nesse bombeamento, ele tem sua pressão elevada, da pressão de evaporação até a pressão de condensação.

A principal dificuldade em se encontrar bombas para sistemas de absorção é conseguir aliar o grande diferencial de pressão exigido à baixa vazão demandada. Afora esse detalhe, não há grandes exigências extras para a seleção de bombas. Em algumas instalações, bombas comuns para a circulação de água têm apresentado resultados satisfatórios (MÜHLE, 2008).

A especificação de uma bomba deve ter como critérios básicos três fatores: o fluido de trabalho, a vazão de circulação e o diferencial de pressão que a bomba deve fornecer para a massa fluida. O primeiro desses fatores geralmente identifica uma “família” de bombas, que tem uma aplicação específica (como bombas para óleos, fluidos térmicos, água, etc). Os dois últimos são cruzados em um diagrama de condições de operação, que é construído para cada bomba, e indicam o equipamento que melhor atenderá a condição de operação desejada.

No Anexo 5 é apresentado o catálogo de seleção de uma bomba centrífuga para circulação de água.

2.7. O gerador

O gerador é o componente do sistema onde é feita a separação, à alta pressão, do vapor de amônia da solução absorvente. Essa dissociação é feita através da adição de calor à solução.

O gerador recebe a solução rica proveniente da bomba de circulação. Ele está diretamente conectado a uma fonte térmica, e, ao passar pelo seu interior, a solução recebe calor desta fonte, à uma temperatura constante.

O calor absorvido pela solução eleva sua temperatura, e termina por forçar a evaporação de um dos componentes da mistura, causando um processo de destilação. No par água-amônia, a amônia é o fluido mais volátil (que possui menor temperatura de evaporação para uma mesma pressão). Assim sendo, ao ocorrer o processo de destilação, a amônia é separada da solução, na forma de vapor.

O vapor de amônia separado segue para o condensador, enquanto a solução fraca retorna para o absorvedor, de forma a absorver outras parcelas de vapor provenientes do evaporador.

De forma análoga ao absorvedor, o gerador é projetado como um trocador de calor. O procedimento de cálculo adotado varia em função da natureza da fonte de calor. As fontes mais comuns são vapor proveniente de um gerador e vapor, fluido térmico a altas temperaturas, eletricidade (através de resistências elétricas), ou a queima direta de combustíveis ou subprodutos, em contato com o gerador, nos chamados sistemas a fogo direto (*direct-fired*).

Nos casos onde são utilizados líquidos ou vapores a altas temperaturas, os geradores apresentam a configuração de casco e tubos (trocadores *shell and tube*) ou a placas (*plate heat exchangers*). Nas instalações operadas por aquecimento elétrico, os geradores são construídos como um vaso de pressão onde o fluido permanece, sendo aquecido por contato direto com uma resistência elétrica.

Os mesmos cuidados dedicados à seleção do material de construção dos absorvedores devem ser aplicados aos geradores. O material mais comumente utilizado em instalações com água-amônia é o aço carbono.

2.8. O condensador

O condensador de um sistema de refrigeração é o componente que está em contato direto com o meio onde será rejeitado o calor proveniente do evaporador. No seu interior ocorre a condensação do vapor de amônia proveniente do gerador, de modo a ter-se líquido a ser novamente vaporizado no evaporador. Enquanto no seu interior ocorre a condensação do vapor de amônia, no lado externo ocorre a entrega do calor para um meio de condensação, geralmente água ou ar. Da mesma forma que nos evaporadores, a parede de sua tubulação é uma região de transferência de calor.

O material de construção de condensadores é determinado em função do fluido de trabalho e do meio de resfriamento. Sistemas de pequeno porte, operando com fluidos halogenados, geralmente são construídos em cobre. Sistemas de grande porte, em sua maioria, são construídos de aço carbono ou ferro fundido.

Condensadores para sistemas pequenos são constituídos por uma tubulação, geralmente aletada, que apresenta fluxo de ar no seu exterior. Sistemas de carga de

refrigeração consideravelmente pequena (como refrigeradores e *freezers* domésticos) são geralmente estáticos (com fluxo de ar natural). Sistemas um pouco mais potentes (como *freezers* e resfriadores comerciais) utilizam ar forçado para a condensação, aliando um ventilador ao condensador. Nesses casos, o ar pode ser forçado contra o condensador (o que aumenta a perda de carga no ventilador, diminui a vazão de ar, mas aumenta o coeficiente de película externo dos tubos, devido ao aumento da turbulência), ou exaurido através do mesmo (o que aumenta a vazão de ar, diminui a perda de pressão ao longo do trocador, mas em contrapartida diminui o coeficiente de película externo). Uma ou outra configuração pode apresentar melhores resultados, de acordo com a geometria do condensador e as características do ventilador.

Centrais de ar condicionado e sistemas de médio porte podem tanto utilizar condensação a ar forçado como a água, em sistemas com torres de arrefecimento.

Instalações industriais de grande porte, por muitos anos, utilizaram trocadores de calor para efetuar a condensação de vapores de refrigerante. O meio de resfriamento em praticamente todos os casos era água, e os equipamentos utilizados, trocadores de calor do tipo *shell and tube* (Figura 2.6). Nessa configuração, a água fluía por dentro dos tubos, e o fluido refrigerante no lado do casco. Instalações situadas próximas a fontes de água, como rios, lagoas ou bacias utilizavam água destas fontes.

Nas últimas décadas, porém, com o desenvolvimento dos condensadores evaporativos, esses equipamentos passaram a ter grande importância, e atualmente estão presentes em praticamente todas as instalações de grande porte. Os condensadores evaporativos são constituídos por uma serpentina de tubos, no interior dos quais flui o refrigerante a ser condensado. Na parte superior do equipamento, sobre a serpentina, são colocados aspersores de água, que jogam constantemente água sobre os tubos. Na parte inferior da estrutura, está posicionada uma bacia que recolhe esta água, e acoplada a ela uma bomba que força a recirculação dessa água sobre a serpentina novamente.

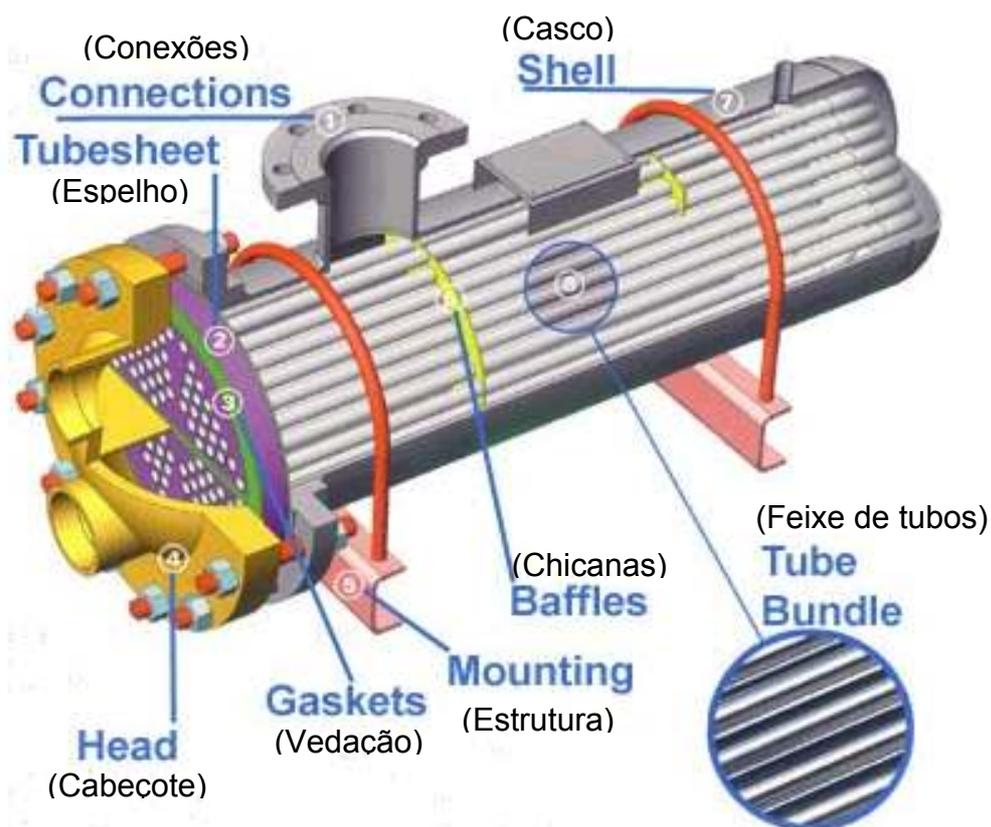


Figura 2.6 – Trocador de calor tipo casco e tubos. Fonte: Thsincorp (2008)

Acima dos aspersores, há ainda instalado um ou mais ventiladores, que forçam um fluxo de ar em contra-corrente com a direção do fluxo de água. Esse ar, passando em contra-corrente, absorve uma parcela da água, aumentando sua umidade relativa. Esse processo ocorre isoentalpicamente, de forma que, ao evaporar parte da massa de água, a parcela que se mantém líquida tem sua temperatura reduzida. A quantidade de calor removida da água relativa à parcela que evapora é igual ao calor retirado do condensador, e a água de condensação tem sua temperatura permanecendo constante ao longo do processo. É necessário repor a quantidade de água que é perdida por evaporação, o que é feito com o auxílio de um sensor de nível acoplado à bacia. Esses equipamentos apresentam o inconveniente de seu rendimento cair sensivelmente em locais úmidos, ou em dias de chuva, pois operam devido à absorção de parcela da água pelo ar ambiente. Em ocasiões em que o ar já entra no equipamento próximo à sua condição de saturação, o rendimento do equipamento diminui, o que é sentido imediatamente no sistema, através de um aumento na pressão de condensação. O desenho

esquemático de um condensador evaporativo é apresentado na Figura 2.7 (THSINCORP, 2008).

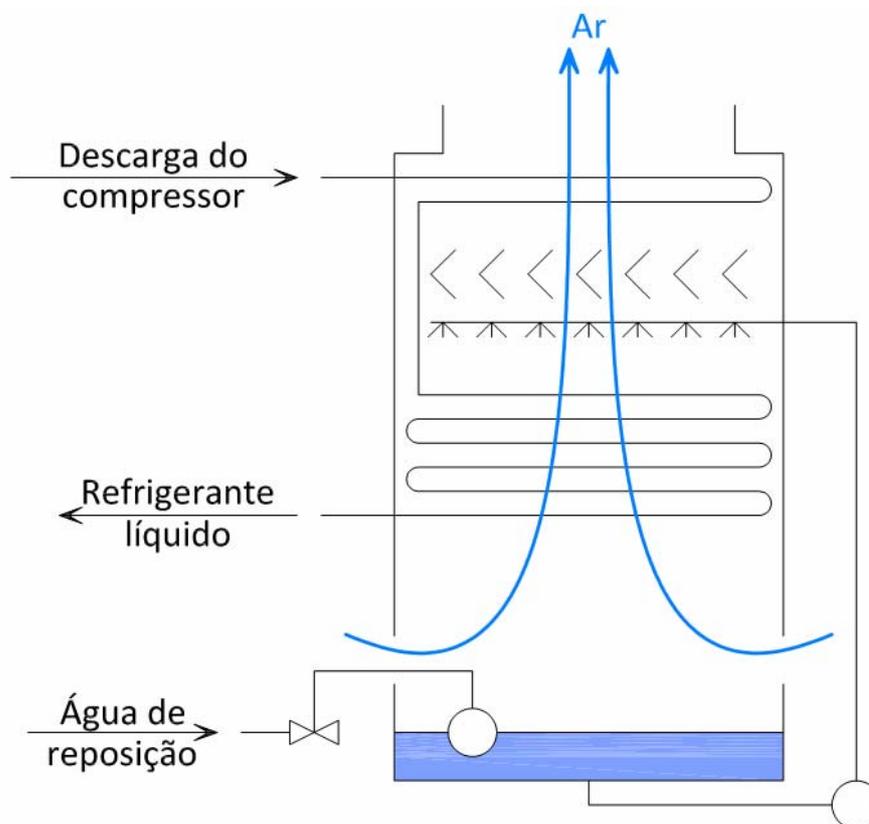


Figura 2.7 – Desenho esquemático de um condensador evaporativo (Fonte: STOECKER, 2002)

A escolha de um ou outro método de condensação é feita sobre um estudo de viabilidade econômica, e depende da carga de calor que precisa ser jogada para o ambiente.

2.9. Dispositivo de expansão

O refrigerante líquido que sai do condensador encontra-se à pressão de condensação. Antes de entrar no evaporador, ele deve ter sua pressão corrigida à pressão de evaporação, de forma a poder evaporar a uma temperatura mais baixa que o meio a resfriar. O rebaixamento da pressão é realizado através de um dispositivo chamado *dispositivo de expansão*.

Os dispositivos de expansão são elementos de perda de carga localizada, e forçam o rebaixamento da pressão causando uma perda de carga pontual ao fluxo do refrigerante. Sistemas de pequeno porte são dotados de tubos capilares, tubos de comprimento controlado e diâmetro extremamente reduzido. A perda de carga nesses elementos se dá pelo atrito do fluxo de refrigerante com as paredes do tubo. Sistemas de médio porte utilizam válvulas de expansão, elementos com um orifício de expansão intercambiável e ajustável. As válvulas modulam sua abertura, alterando a vazão de refrigerante em função da carga térmica do meio a resfriar. Acoplado ao seu corpo há um bulbo contendo gás. Ao subir a temperatura no evaporador, esse gás se expande, aumentando a abertura da válvula. Quando a temperatura do evaporador cai abaixo do programado, a válvula fecha automaticamente, diminuindo a vazão de refrigerante. Sistemas de grande porte também são dotados de válvulas automáticas, algumas com mais de um ponto de leitura do seu controlador (chamado de *piloto*). Seu controle também é feito com uma medida de temperatura comparada a um valor padrão (*set point*).

O processo de expansão não envolve trocas de calor nem de trabalho com a vizinhança da válvula. Logo, é um processo isoentálpico. À medida que o fluido passa pela válvula, ocorre a vaporização instantânea de parte da sua massa, em um efeito spray (chamado na literatura de *flash gas*). A vaporização de parte do fluido é um processo endotérmico, que retira calor das suas redondezas (no caso, a massa do refrigerante que não evapora). Como consequência, ocorrem dois fenômenos: o fluido tem seu *título* aumentado (deixa de ser totalmente líquido e passa a ser uma mistura de líquido e vapor), e tem sua temperatura rebaixada. Quanto maior for a queda de pressão, maior será o título do fluido na saída do dispositivo de expansão, e, por consequência, menor será a quantidade de fluido que entrará líquido no evaporador, em condições de evaporar. E menor será, assim, o rendimento do sistema. Aí se encontra, inclusive, uma das vantagens dos sistemas de duplo estágio de compressão: a expansão também é feita em dois estágios, e a queda de pressão na entrada do evaporador é menor, fornecendo, como consequência, líquido com título menor.

Os sistemas de refrigeração por absorção ainda apresentam outro dispositivo de expansão, que opera no retorno da solução pobre do gerador para o absorvedor. Esse outro dispositivo opera no mesmo regime de pressões do primeiro, porém com

uma vazão maior. Ele força o rebaixamento da pressão da solução pobre, para que ela retorne ao absorvedor já à mesma pressão do vaso.

2.10. Componentes auxiliares: Retificador e Intercambiador de calor

Dependendo da aplicação, da fonte de calor, dos fluidos utilizados e do rendimento desejado do sistema, se faz necessário o uso de alguns dispositivos extras nas instalações de refrigeração por absorção.

A presença de água na amônia que flui para o evaporador é nociva ao sistema de várias maneiras. As duas principais são que ela diminui o coeficiente de película dentro dos tubos, diminuindo o coeficiente global de transferência de calor, e, a principal delas, em instalações operando a temperaturas abaixo de 0 °C, a presença de água pode formar gelo, obstruindo a passagem de fluido e, em casos mais extremos, podendo até romper a tubulação. Por esse motivo, é de extrema importância que a amônia que sai do gerador tenha o seu teor de água diminuído ao máximo. Por esse motivo, algumas instalações têm postado na saída do gerador um *retificador*, ou *coluna de retificação*, elemento onde o vapor de amônia recebe uma última quantidade extra de calor, de forma a sofrer um último processo de destilação, e ter sua pureza elevada.

Outro elemento comumente utilizado em instalações de refrigeração por absorção é um recuperador de calor, onde fluem, em contra-corrente, os fluxos dos pontos 4 e 6, da Figura 2.4. A instalação deste trocador diminui tanto a quantidade de calor requerida da fonte quente no aquecimento da solução no gerador, quando a necessidade de arrefecimento no absorvedor, visto que a solução forte entrará no gerador a uma temperatura mais elevada, e a solução fraca retornará ao absorvedor a uma temperatura mais baixa.

Os trocadores de calor utilizados nessa função são geralmente *shell and tube* ou trocadores a placas (PHE, ou *plate heat exchangers*). Os últimos apresentam rendimento superior, porém têm um custo inicial mais elevado. Nos trocadores dessa natureza placas corrugadas são colocadas em contato, de forma que entre elas se obtenha caminhos por onde o fluxo de refrigerante possa passar. Os fluxos dos dois fluidos são postos, então em contra-corrente, de forma que um caminho de um fluido seja cercado por dois caminhos do outro. A espessura das placas é pequena, de forma que o coeficiente global de transferência de calor é elevado. Ademais, os

trocadores de calor a placas aproveitam muito bem o espaço, apresentando grandes áreas de transferência de calor para volumes relativamente reduzidos. Na Figura 2.8 é apresentado um diagrama esquemático de um trocador de calor a placas (GENEMCO, 2006).

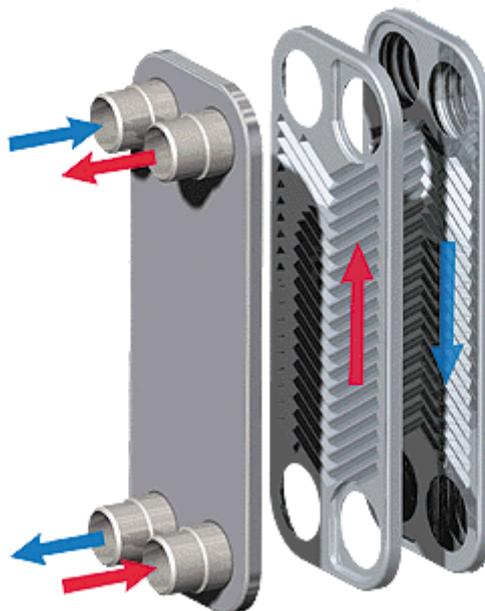


Figura 2.8 – Desenho esquemático de um trocador de calor a placas. Fonte: Genemco (2006)

2.11. Tubulações e conexões

A tubulação de um sistema de refrigeração deve ser tão bem estudada e especificada quanto qualquer outro elemento, visto que pode ter importância fundamental no desempenho do sistema. Tubulações sobredimensionadas apresentam custos elevados de instalação, e tomam um espaço desnecessário. O maior problema, porém, reside nas tubulações subdimensionadas. Tubulações com diâmetros abaixo do recomendado apresentam elevada perda de carga, que se traduz em um consumo excessivo de energia do compressor e rendimento do sistema abaixo do possível.

Outro cuidado que deve ser tomado quanto às tubulações é o correto dimensionamento do seu isolamento térmico. Isolamento ineficiente causa infiltrações de calor no sistema, que deverão ser retiradas pelo compressor, nos

sistemas por compressão, ou por quantidades de calor inseridas no gerador, nos sistemas por absorção. Em ambos os casos, um isolamento inadequado gera uma elevação no consumo, reduzindo o COP do sistema.

As tubulações para trabalho com sistemas que operam com amônia têm a recomendação na literatura de serem executadas em aço carbono (maioria dos casos) ou ferro fundido (ASHRAE, 2002), bem como todas as suas conexões. Deve-se ainda evitar, sempre que possível, o contato de dois metais diferentes com nas conexões, caso contrário será formado um par galvânico, que favorecerá condições de corrosão severa em um dos materiais.

2.12. Projeto de sistemas de refrigeração por absorção

O método de dimensionamento de um sistema frigorífico por absorção está baseado nos balanços de massa e de energia dos seus componentes. E, para se resolver os sistemas de equações, é necessário conhecimento das propriedades termodinâmicas dos fluidos envolvidos, nos diversos estados em que se encontram dentro do sistema.

Todo projeto de sistemas térmicos, incluindo-se aí os sistemas de refrigeração e transferência de calor, precisa ser estudado por três enfoques diferentes, o que resulta na elaboração de três projetos: o projeto termohidráulico, o projeto térmico e o projeto construtivo. Os três devem ser elaborados em concórdia, e de forma complementar. Geralmente, se inicia o projeto pela parte térmica, no desenho termohidráulico do sistema. Após concluída essa etapa, quando há a presença de trocadores de calor que serão também projetados, se passa ao projeto mecânico destes, visando verificar e garantir que eles resistirão aos esforços decorrentes das pressões de operação que surgirão no sistema quando este for posto em operação. Se for necessária alguma correção nas dimensões de qualquer elemento, o projeto térmico deve ser revisto, visto que alterações no sistema mudam condições de operação, em decorrência de variarem os coeficientes de transferência de calor, as perdas de carga dos fluxos e outros parâmetros afins.

Após o termino dos projetos mecânico e térmico, passa-se ao projeto construtivo. No projeto construtivo são contemplados itens como a forma de compra dos materiais utilizados, processos de fabricação, folgas, etc. Também no projeto

construtivo são determinadas a preparação e a união das matérias primas, de forma a formarem o produto final.

A inter-relação entre os projetos é primordial na construção de qualquer sistema ou componente, uma vez que de nada serve um sistema que fornece o efeito térmico desejado, mas que não pode ser colocado em operação pois não resiste aos esforços gerados, bem como de nada adianta um sistema que suporta todas as pressões e os diferenciais de temperatura a que é submetido, mas não rende o esperado termicamente em função de ter suas dimensões aumentadas para resistir a essas pressões.

Em cada um dos projetos citados anteriormente é necessário o conhecimento de uma série de propriedades das substâncias e dos materiais envolvidos.

No projeto termohidráulico, as propriedades mais importantes a serem determinadas são as propriedades termodinâmicas das substâncias envolvidas nas transferências de calor, como os refrigerantes, óleos lubrificantes, fluidos térmicos, fluidos absorventes, ar, *etc.* Destas substâncias, são geralmente determinadas pressão, temperatura, a relação de pressão e temperatura na zona de saturação, concentração, entalpia, entropia, volume específico e título nos diversos estados a que os fluidos são submetidos, nos diversos pontos do sistema.

Para o projeto mecânico, são necessários dados sobre os materiais utilizados na construção dos componentes e dos equipamentos. São geralmente necessários dados de resistência mecânica dos materiais utilizados na construção dos vasos e tubulações, compatibilidade dos mesmos com os fluidos de trabalho, informações sobre as pressões a que os equipamentos serão submetidos, coeficientes de dilatação térmica e normas de projeto.

De posse dos dados necessários, são utilizadas metodologias de cálculo para o projeto de sistemas. Existem diferentes metodologias de projeto, porém todas elas se encaixam em dois grandes grupos: métodos gráficos e métodos analíticos.

2.12.1 Método gráfico

Os métodos gráficos foram amplamente utilizados antes da difusão dos microcomputadores, e ainda hoje são úteis como estimativas de pré-projeto, devido à rapidez na determinação das propriedades e facilidade de visualização do comportamento do sistema.

Nos sistemas de refrigeração por compressão, geralmente é desenhada a proposta de sistema sobre um diagrama $T \times s$ ou um diagrama $p \times h$ (Anexo 1). Nesses diagramas são cruzadas informações de pressão, temperatura, entalpia, entropia, volume específico e título, para fluidos puros ou misturas zeotrópicas e azeotrópicas. Através dele é possível determinar rapidamente as propriedades em um ponto específico, e para a determinação de um ponto é necessário o conhecimento de somente duas (regiões não-saturadas) ou três (região de saturação) propriedades do fluido. Os diagramas são construídos para um fluido ou uma mistura específica, e podem usar referências diferentes (referência pode ser entendida como estado padrão, onde uma propriedade é definida como zero). Por esse motivo, é necessário observar se os diagramas utilizados são os dos fluidos de trabalho, e não se deve misturar dados de duas fontes diferentes sem se ter conhecimento sobre suas *referências*.

Nos sistemas de refrigeração por absorção, além do diagrama $p \times h$, é também utilizado o diagrama de Merkel-Bosnjakovic, que relaciona dados de entalpia, pressão de saturação, temperatura e concentração de soluções de água e amônia (ASHRAE, 2005). Um exemplo de diagrama desta natureza é apresentado no Anexo 6. Neste diagrama, um estado é representado por um ponto, e pode ser determinado através do conhecimento de duas propriedades dentre as citadas anteriormente.

No diagrama de Merkel-Bosnjakovic, as curvas de pressão constante inferiores são de evaporação, e as curvas superiores de condensação. A região abaixo das curvas de evaporação representa os estados de solução líquida, e a região acima das curvas de condensação representa os estados em que a solução encontra-se no estado de vapor. As linhas auxiliares, intermediárias, servem para construir as isotermas da região de saturação, que compreende a região entre as curvas superiores e inferiores (de condensação e de evaporação). Também é possível determinar, através deste diagrama, graficamente, as quantidades de energia trocada na forma de calor por quilograma de solução, que são utilizados como base no dimensionamento dos sistemas.

Os diagramas, apesar de sua relativa facilidade de utilização, necessitam de um complemento quando se necessita da obtenção dos dados para projeto, pois não fornecem leituras com a exatidão adequada. Por esta razão, são auxiliados por tabelas e outras formas de obtenção de dados no desenho de sistemas.

2.12.2 Método analítico

Métodos analíticos de projeto são baseados em equações de balanço. É recorrente a idéia de que qualquer problema de engenharia pode ser resolvido através de balanços adequados de energia, massa, quantidade de movimento angular, quantidade de movimento linear e corrente elétrica. Para o caso dos sistemas de refrigeração por absorção, são utilizados balanços de massa e energia, aplicados a cada um dos componentes do sistema.

A obtenção dos dados para utilização nessas metodologias de projeto fazia uso, em um primeiro momento, de tabelas de propriedades. Depois, foram ajustadas equações que correlacionam as propriedades dos fluidos com seu estado. Posteriormente, com o desenvolvimento da computação, foram criados *softwares* baseados nestas equações, capazes de predizer o valor de uma propriedade sobre valores de entrada fornecidos, que caracterizam o estado da substância.

No presente trabalho, são utilizadas equações analíticas para a simulação de um sistema de refrigeração por absorção de simples efeito, tanto na obtenção das propriedades dos fluidos utilizados quanto na modelagem dos fenômenos de transferência de calor e de massa nos elementos do sistema.

3. MODELAGEM DO SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO

A modelagem matemática do sistema de refrigeração por absorção realizada no presente estudo faz uso tanto de diagramas como de balanços de massa e de energia, conforme descrito nas seções 2.12.1 e 2.12.2.

O modelo matemático consiste em equacionar os balanços de massa e energia para cada componente do sistema, levando em consideração as propriedades dos fluidos refrigerante e absorvente (equações de estado) e as equações relacionadas às taxas de transferência de calor e de massa.

Realizaram-se balanços no intuito de determinar as quantidades de energia a serem trocadas ou as mudanças de estado a serem geradas em cada elemento do sistema. Esses valores são utilizados, posteriormente, como condições base de projeto para cada um desses elementos.

Utilizaram-se diagramas (Anexos 6 e 7) na determinação das condições de operação do sistema, bem como na obtenção da relação entre a temperatura desejada no evaporador e a temperatura necessária no gerador. Essa relação determina qual a mínima temperatura que pode ser obtida a partir do calor de uma determinada fonte (da qual se conheça a temperatura). Serve, ainda, para a determinação da temperatura mínima da fonte quente necessária para se manter um meio a uma temperatura desejada.

A representação matemática do sistema, depois de concluída, foi escrita em linguagem de programação FORTRAN. Isso gerou como produto um simulador para sistemas de refrigeração água-amônia, utilizando as equações de balanço do modelo matemático do sistema e equações de estado para a determinação das propriedades dos fluidos e das soluções nos diversos pontos do sistema. Através desse simulador foram estimadas diversas configurações para o sistema, tendo em vista a obtenção da configuração ótima de funcionamento. O código-fonte do programa é apresentado no Anexo 8.

Na modelagem matemática do sistema, é necessário assumir algumas hipóteses simplificadoras. Essas hipóteses não apresentam erros significativos e simplificam sensivelmente algumas das análises realizadas. Podem ser encontradas

nos trabalhos de Fernández-Seara *et al.* (2007), Carvalho (2005) e Florides *et al.* (2003). As hipóteses assumidas neste trabalho são:

1. Somente amônia pura flui no condensador e evaporador;
2. A perda de carga devida ao fluxo nas tubulações e recipientes é nula;
3. Não há superaquecimento na saída do evaporador (o estado da amônia na saída do evaporador é o de vapor saturado, na temperatura de evaporação);
4. Os dispositivos de expansão operam adiabaticamente;
5. A bomba opera isentropicamente;
6. Há um sub-resfriamento de 5 K na saída do condensador;
7. As pressões dentro dos componentes são constantes;
8. O sistema opera em regime permanente.

O ponto de partida do projeto de um sistema de refrigeração é a sua carga térmica. Todos os componentes do sistema são projetados com vistas a atender esse valor. Para o presente projeto, partiu-se de uma condição de projeto de uma carga térmica de **1 kW** de refrigeração, a uma temperatura de evaporação de **-10 °C**.

A condensação será feita em um trocador de calor resfriado a ar, a uma temperatura de condensação de **+35 °C**, de forma a garantir uma diferença de temperatura entre o vapor em condensação e o ar ambiente.

Com a definição das temperaturas de evaporação e condensação, obtêm-se as pressões nos lados de baixa e de alta pressão do sistema, através da relação entre pressão e temperatura na região de saturação da amônia, conforme descrito no item 3.3.4 (Equação 3.35).

O sistema modelado tem a estrutura apresentada na Figura 3.1:

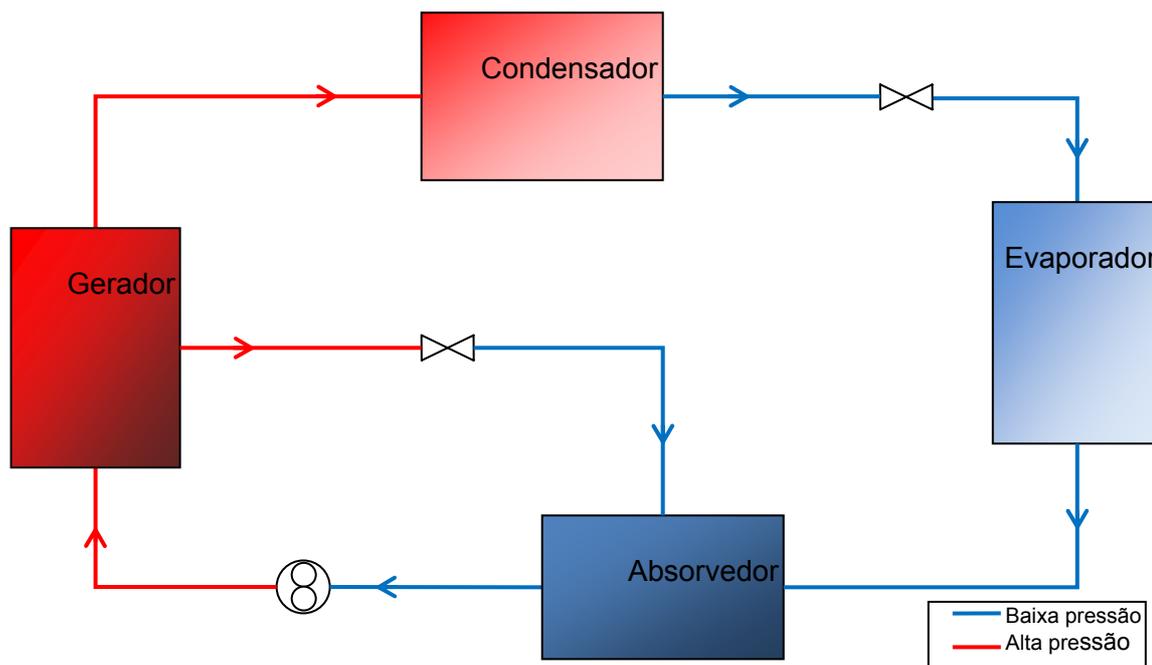


Figura 3.1 – Fluxograma simplificado de um sistema de absorção de simples efeito

3.1. O regime de trabalho

Tão importante quanto a carga térmica no projeto de um sistema de refrigeração é a determinação do seu regime de trabalho, ou seja, os valores de temperatura e pressão em que ele trabalhará.

O coeficiente de rendimento (COP) de uma instalação de refrigeração é função das temperaturas de trabalho. O COP diminui, se houver uma diminuição da temperatura de evaporação. Em sistemas por compressão, na faixa entre 0 e -15 °C, cada 1 °C a menos na temperatura de evaporação causa um aumento médio de 3% no consumo do compressor, se mantidas as demais condições de operação. Em relação à temperatura de condensação, o acréscimo de 1 °C aumenta em média 2,3% o consumo do compressor para o mesmo efeito de refrigeração, na faixa de 30 a 45 °C (MÜHLE, 2008).

Nos sistemas de absorção, além de influenciar na seleção das bombas e dispositivos de expansão, a temperatura de evaporação determina a temperatura mínima do calor disponível que deve ser inserido no gerador. Esse dado pode ser obtido a partir de um diagrama Temperatura x Concentração para soluções aquosas de amônia (Anexo 7), e é função também da faixa de concentração em que opera o sistema.

Na Tabela 3.1 é apresentada uma relação entre a temperatura de evaporação e a temperatura mínima do calor disponível para essa mesma temperatura de evaporação, para sistemas de refrigeração por absorção operando com a solução água-amônia, na faixa de trabalho entre 18 e 30% de concentração mássica de amônia na solução (MÜHLE, 2008).

Através da Tabela 3.1 é possível estabelecer uma relação entre a aplicação que se deseja do sistema de frio e a fonte de calor que pode ser usada para esse fim. Regimes de 0 °C são comumente utilizados para climatização industrial e para resfriamento de líquidos, geralmente em *chillers*. Esses líquidos são, então, utilizados para pré-resfriamento de carcaças de produtos cárneos, ou na climatização de ambientes. Também algumas câmaras de produtos alimentícios resfriados operam com regimes de 0 °C. Regimes de -10 °C são aplicados na fabricação de gelo industrial, ou na manutenção de câmaras que operem na faixa de -5 °C. Regimes entre -15 e -20 °C são aplicados em câmaras de produtos congelados para consumo, que mantêm os produtos no seu interior a temperaturas entre -10 °C e -15 °C. Regimes de -25 °C são encontrados em câmaras de fabricação de sorvete. Regimes de -35 °C são aplicados em câmaras de produtos congelados para estocagem, tanto em indústrias alimentícias como em entrepostos frigoríficos utilizados na sua logística de distribuição. Regimes de -40 °C são utilizados em túneis de congelamento de produtos alimentícios (COSTA, 2002).

A escolha da fonte de calor deve levar em consideração dois fatores: a *temperatura* do calor disponível e a *disponibilidade* de calor. Para o funcionamento de um sistema de absorção, é necessário um fluxo de calor constante para o fluido no gerador, e esse fluxo deve ser gerado a uma temperatura específica. A quantidade de calor necessária é função do “porte” do sistema de produção de frio, enquanto a temperatura a que o calor é inserido no gerador depende da natureza do seu meio de produção.

Temperaturas de até 75 °C podem ser atingidas com coletores solares planos, se utilizados em regiões de boas condições de insolação. Temperaturas de até 100 °C são obtidas em coletores solares cilíndricos (BEYER, 1988).

Tabela 3.1 - Relação entre temperatura de evaporação e a temperatura mínima do calor disponível para sistemas de refrigeração por absorção utilizando o par água-amônia

Temperatura de evaporação [°C]	Temperatura mínima do calor disponível [°C]
0	107
-5	115
-10	120
-15	128
-20	137
-30	152
-35	162

Fonte: Mühle, 2008

Temperaturas de até 150 °C podem ser atingidas com coletores solares concentradores parabólicos, se utilizados em regiões de boas condições de insolação e trabalhando com óleos ou fluidos térmicos (FRANCISCO *et al.*, 2002). Podem ser, também, obtidas com geradores de vapor, queimando combustíveis ou subprodutos (como bagaço de cana ou casca de arroz), ou na co-geração, utilizando calor proveniente de vazões de vapor já utilizado em outro processo.

3.2. O Evaporador

A Figura 3.2 apresenta o evaporador do sistema de absorção mostrado na Figura 2.4:

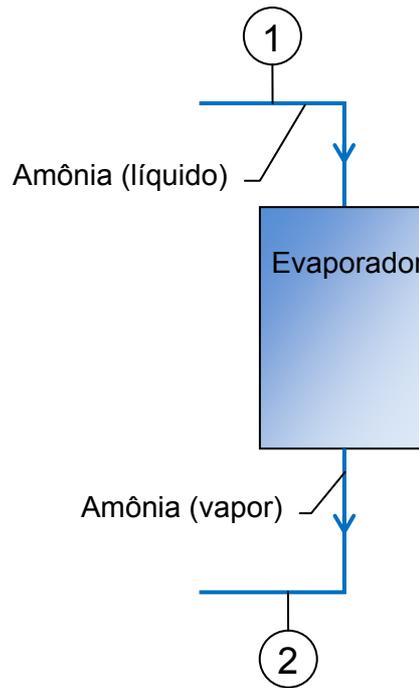


Figura 3.2 – O evaporador de um sistema de refrigeração por absorção

O balanço de massa do evaporador apresentado na Figura 3.2 é dado pela Equação 3.1:

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 \quad (3.1)$$

em que:

\dot{m}_1 = fluxo mássico de amônia no ponto 1 [kg/s]

\dot{m}_2 = fluxo mássico de amônia no ponto 2 [kg/s]

Um balanço de energia aplicado ao evaporador da Figura 3.1 resulta na Equação 3.2:

$$\dot{m}_1 h_1 + Q_{\text{EVAP}} = \dot{m}_2 h_2 \quad (3.2)$$

em que:

h_1 = entalpia da amônia no ponto 1 [kJ/kg]

h_2 = entalpia da amônia no ponto 2 [kJ/kg]

$$Q_{EVAP} = \text{carga térmica do evaporador [kW]}$$

Na determinação do estado da amônia nos pontos 1 e 2 são assumidas as hipóteses simplificadoras 1, 3 e 6, do início do presente capítulo. A forma de determinação da entalpia da amônia pura está descrita no item 3.4 do presente capítulo.

Conhecidas as entalpias da amônia nos pontos 1 e 2 da Figura 3.2, é possível determinar o fluxo de massa de amônia através do evaporador, através do balanço de energia apresentado na Equação 3.2. Uma vez que os fluxos \dot{m}_1 e \dot{m}_2 são iguais, a sua determinação pode ser realizada através da Equação 3.3:

$$\dot{m}_{EVAP} = \frac{Q_{EV}}{\Delta h_{EV}} \quad (3.3)$$

em que:

\dot{m}_{EVAP} = fluxo mássico de amônia no evaporador [kg/s]

Δh_{EV} = diferença de entalpia entre os pontos 1 e 2 da figura 3.1 [kJ/kg]

3.3. O Absorvedor

O absorvedor é o elemento dentro do qual ocorre a absorção do vapor de amônia à baixa pressão proveniente do evaporador pela solução fraca que retorna do gerador. Esta absorção gera uma solução rica, que é então bombeada até o gerador, tendo sua pressão elevada.

A absorção do vapor pela solução é um processo exotérmico, logo é necessário um arrefecimento da solução, visando evitar que cesse a absorção do vapor pela solução por conta da temperatura chegar aos níveis de equilíbrio.

Por estar diretamente conectado ao evaporador, o absorvedor trabalha à pressão de evaporação.

Para a sua modelagem, ele é analisado como um elemento de duplo efeito: o da absorção do vapor pela solução, um processo de transferência de massa, e o do arrefecimento da mistura, um processo de transferência de calor. A quantidade de vapor que entra no absorvedor é determinada através de um balanço de energia no

evaporador, conforme Equação 3.3. A massa de vapor que sai do evaporador é a mesma que deve ser recolhida no absorvedor, e absorvida pela solução pobre.

O absorvedor, para efeitos de projeto, pode ser considerado como um elemento de duplo efeito. Num primeiro momento, ocorre a transferência de massa do vapor de amônia para a solução líquida, com conseqüente condensação do vapor. A seguir, ocorre o arrefecimento da solução (CARVALHO, 2005; FLORIDES *et al.*, 2003; GARIMELLA, 2007).

Para efeito de projeto, o absorvedor é dividido em dois elementos, como citado: um *absorvedor*, propriamente dito, e um *arrefecedor*. Para o estudo do absorvedor como dois elementos distintos, cria-se um ponto auxiliar, chamado neste trabalho de ponto “M”, que é o divisor entre os dois elementos. Assim, quando toda a amônia proveniente do evaporador é absorvida, tem-se o ponto M, e a partir dele ocorre o arrefecimento da solução, conforme Figura 3.3, ou seja, divide-se o absorvedor em um absorvedor adiabático (até o ponto M) e um trocador de calor (a partir dele).

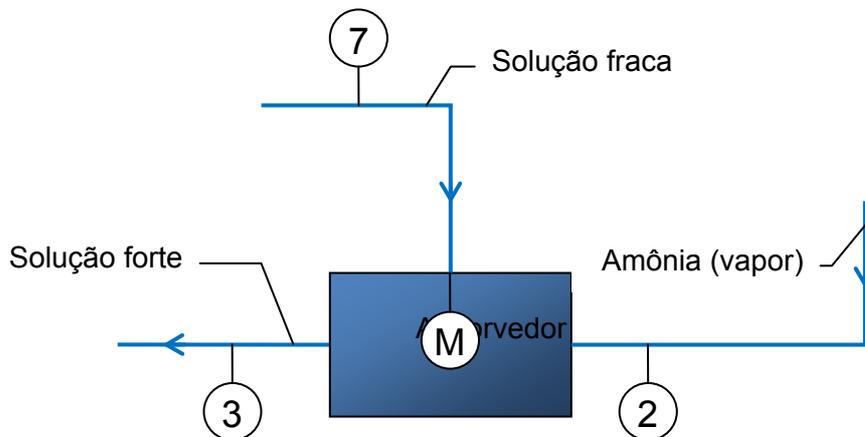


Figura 3.3 – O absorvedor

Para o projeto do absorvedor como um trocador de calor, é necessário, então, que se determinem as propriedades do ponto M, que são, na prática, as condições de entrada do fluido que deve ser resfriado.

Como no ponto M todo o processo de absorção já foi realizado, tem-se o balanço de massa como na Equação 3.4:

$$\dot{m}_2 + \dot{m}_7 = \dot{m}_3 = \dot{m}_4 \quad (3.4)$$

em que:

\dot{m}_2 = fluxo mássico de amônia no ponto 2 [kg/s]

\dot{m}_3 = fluxo mássico de amônia no ponto 3 [kg/s]

\dot{m}_7 = fluxo mássico de amônia no ponto 7 [kg/s]

\dot{m}_M = fluxo mássico de amônia no ponto M [kg/s]

A entalpia do ponto M pode ser determinada através de um balanço de energia, conforme Equação 3.5:

$$\dot{m}_2 h_2 + \dot{m}_7 h_7 = \dot{m}_M h_M \quad (3.5)$$

em que:

h_2 = entalpia da amônia no ponto 2 [kJ/kg]

h_7 = entalpia da solução no ponto 7 [kJ/kg]

h_M = entalpia no ponto M [kJ/kg]

Para a definição das propriedades através dos balanços acima, é necessário que se determine o ciclo em que trabalhará a mistura água-amônia. Isso pode ser feito através do diagrama entalpia-concentração para soluções de amônia e água, como o apresentado no Anexo 7 (PERRY, 1997). Soluções binárias, como esta, não possuem uma temperatura única de mudança de fase para uma determinada pressão. A determinação da temperatura de saturação depende, também, da concentração da mistura.

Neste diagrama, é possível determinar as propriedades da mistura ao longo do ciclo a que a mesma será submetida. No presente trabalho, foi determinado que a faixa de trabalho será de concentrações de amônia na solução variando entre 30 % e 40 %, ou seja, a concentração da solução rica, que sai do absorvedor, terá 40 % de amônia em relação à massa total da solução, e a que retorna do gerador, pobre, terá 30 %.

Os valores de entalpia, contudo, não foram retirados deste diagrama. Foram obtidos através do equacionamento apresentado por M. Conde Engineering (2006) e

Pátek e Klomfar (1995), devido à sua maior exatidão e facilidade de manipulação no simulador, conforme descrito no item 3.2 do presente capítulo. O ciclo em que trabalhará a mistura água-amônia, então, será o destacado no Anexo 7.

A solução rica que retorna do gerador, encontra o vapor de amônia proveniente do evaporador, e, na sua absorção, há o aumento de concentração, de 0,3 para 0,4 kg_{AMÔNIA}/kg_{SOLUÇÃO} (curva inferior do diagrama). A mistura é, então, comprimida, até a pressão de condensação, e aquecida, onde se verifica a dissociação de parte do vapor de amônia, o que resulta na diminuição da concentração para 0,3 kg_{AMÔNIA}/kg_{SOLUÇÃO} novamente. Na expansão antes do retorno ao absorvedor, verifica-se o arrefecimento da solução.

A forma de determinação da entalpia da solução líquida (pontos 3, 4, 6, 7 da Figura 2.4 e ponto M da Figura 3.3) é apresentada na seção 3.2 do presente capítulo.

Com a entalpia do ponto M definida, pode-se determinar a quantidade de calor que deve ser removida da mistura, de forma a mantê-la na faixa de temperatura determinada pelo ciclo apresentado no Anexo 7. Para isso, é necessário que se conheça também a entalpia do ponto 3 da Figura 3.3. Então, é possível determinar a quantidade de calor que deve ser removida da mistura para manter sua temperatura na saída do absorvedor conforme desejado, segundo a Equação 3.6:

$$Q_{ABS} = m_3 \Delta h_{M,3} \quad (3.6)$$

em que:

Q_{ABS} = carga térmica a ser retirada do absorvedor [kW]

$\Delta h_{M,3}$ = diferença de entalpia da solução entre os pontos M e 3 [kJ/kg]

A vazão nos pontos 3 e 7 do sistema (Figura 2.4) são determinadas em função das concentrações nesses pontos e do fluxo de amônia pura através do sistema, através de um sistema de duas equações, com os balanços de fluxo de massa total e de fluxo de massa de amônia no absorvedor. São utilizadas as Equações 3.7 e 3.8:

$$\dot{m}_2 + \dot{m}_7 = \dot{m}_3 \quad (3.7)$$

$$\dot{m}_2 + \dot{m}_7 C_7 = \dot{m}_3 C_3 \quad (3.8)$$

em que:

C = concentração de amônia na solução [$\text{kg}_{\text{AMÔNIA}}/\text{kg}_{\text{SOLUÇÃO}}$]

Com a vazão no ponto 3 (que é a mesma do ponto M), e os valores das entalpias nos pontos M e 3, obtém-se, conforme Equação 3.6, a quantidade de calor a ser retirada do absorvedor.

Na Figura 3.4 é apresentado o diagrama de fluxo da determinação das propriedades e vazões mássicas nos pontos 1, 2, 3 e 7 da Figura 2.4, bem como da capacidade térmica do absorvedor:

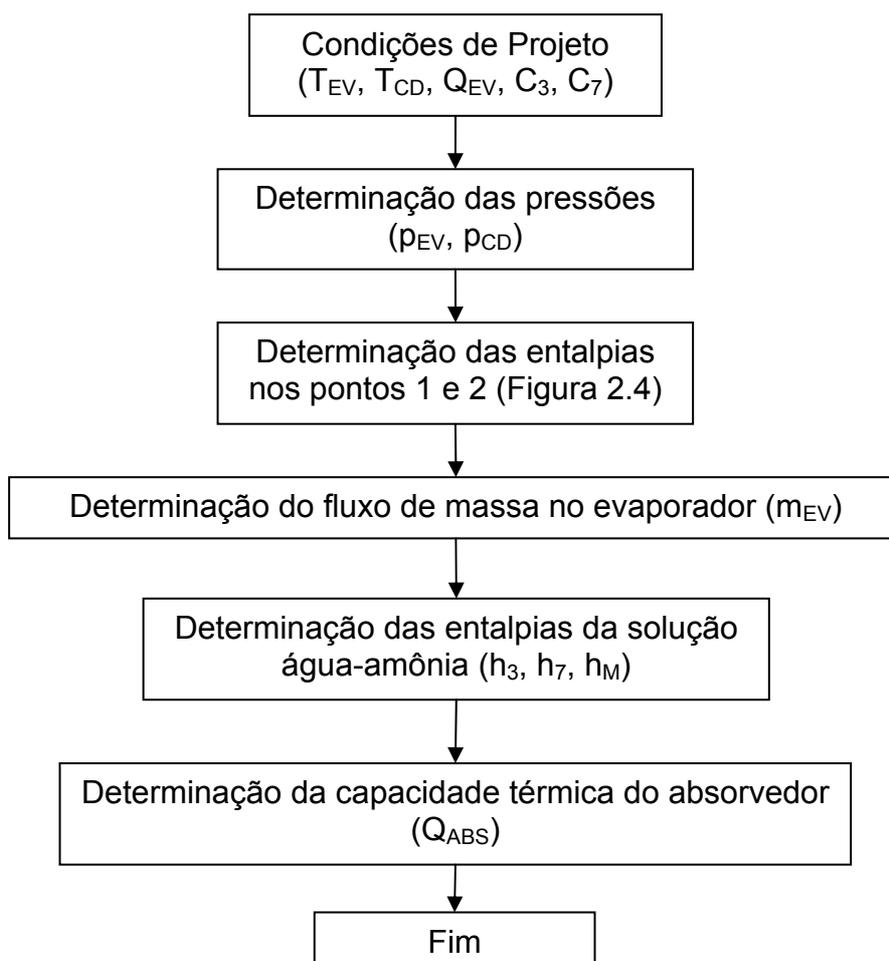


Figura 3.4 – Fluxograma de processo da determinação da capacidade do absorvedor

3.3.1 Projeto térmico do absorvedor

A partir do valor de Q_{ABS} (Equação 3.6) foi projetado o absorvedor, como um trocador de calor capaz de dissipar essa quantidade de calor para uma massa de água de arrefecimento, que chega ao trocador à temperatura ambiente.

A metodologia de projeto utilizada no trocador foi a de Tinker (KREITH, 2002). Na verificação da área proposta, foi utilizada a Correlação de Wilke, segundo sugerido por Florides *et al.* (2002) e apresentada em Garimella (2007). O tipo de trocador escolhido foi um casco e tubos, vertical, com circulação de água de resfriamento no interior dos tubos, e da solução no lado do casco. A temperatura de entrada da água de resfriamento foi arbitrada em 22 °C, e a de saída foi estipulada como máxima em 26 °C. A escolha por esse modelo de trocador de calor se deu pela sua facilidade de construção e pelo fato de existirem correlações que modelam os fenômenos de transferência de calor e de massa na literatura.

O método de Tinker para projeto de trocadores de calor consiste, resumidamente, em assumir um coeficiente global de transferência de calor, baseado em valores empíricos, e projetar um sistema que tenha a área de troca necessária, baseada nesse coeficiente. Determinam-se, então, as vazões e propriedades dos fluidos nos lados do casco e dos tubos, e calcula-se a quantidade de calor real trocada pelo equipamento. Caso esse valor seja sensivelmente diferente do valor inicial de projeto, faz-se alterações no trocador no sentido de corrigir a capacidade de troca, variando-se características como tamanho de tubulações, diâmetros, velocidades de fluxo e vazões, *etc.* Calcula-se novamente, então, a geometria do trocador, as propriedades e vazões dos fluidos e a quantidade de calor trocado pelo equipamento, até que esse último valor seja tão próximo do inicial quanto desejado. Um resumo dessa metodologia de projeto é apresentado na Figura 3.5.

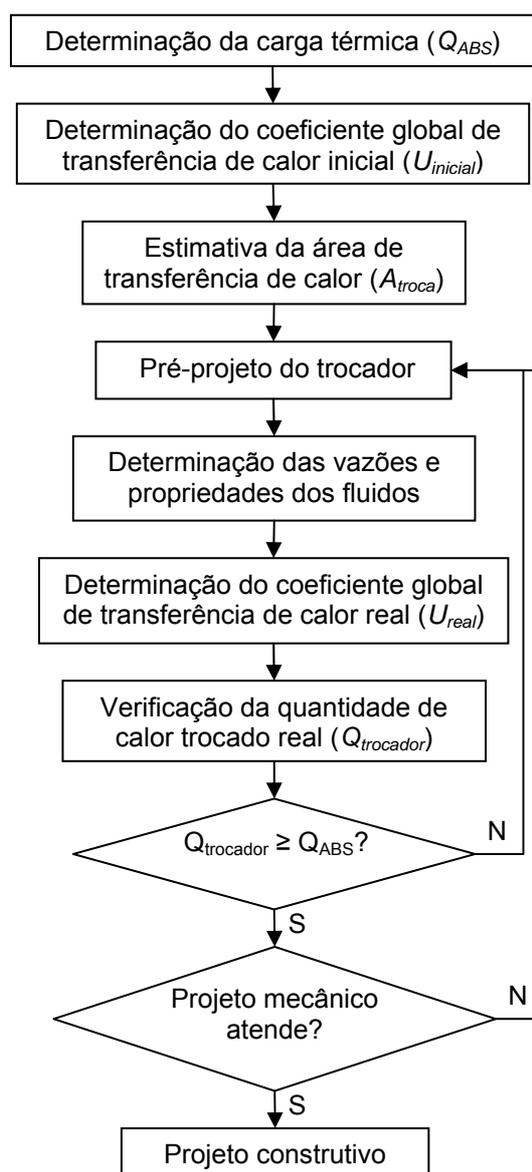


Figura 3.5 – Fluxograma da metodologia de projeto de Tinker para trocadores de calor

O passo inicial do fluxograma da Figura 3.5, a determinação da carga térmica do trocador (Q_{ABS}), é função da demanda do processo que o trocador de calor atenderá. É uma condição de projeto.

O coeficiente global de transferência de calor inicial é especificado com base na literatura. Existem valores recomendados para diversas configurações de trocadores, levando em conta os fluidos que circulam no trocador, seus estados físicos, e sua localização (se no interior ou no exterior dos tubos). Podem ser encontradas recomendações de $U_{INICIAL}$ em Perry (1997) e Kreith (2002).

Com o valor de U_{INICIAL} , determina-se uma primeira área de transferência de calor, que atenda a capacidade térmica do absorvedor (Q_{ABS}), conforme Equação 3.9:

$$A_{\text{TROCA}} = \frac{Q_{\text{ABS}}}{U_{\text{INICIAL}}} \quad (3.9)$$

Baseado neste valor de área de troca térmica, faz-se uma proposta inicial de trocador de calor. É calculada a sua geometria (comprimento dos tubos, número de tubos no feixe, diâmetro do feixe de tubos, diâmetro dos tubos, espessura dos espelhos, espessura de parede dos tubos, etc.), e as propriedades de fluxo das correntes do casco e dos tubos (Número de Reynolds dos fluxos, viscosidades, velocidades médias no casco e nos tubos, etc.). Com esses novos valores das propriedades, determina-se o coeficiente global de transferência de calor real (U_{REAL}).

Com o valor de U_{REAL} e de A_{TROCA} , verifica-se se a geometria proposta de trocador de calor atenderá a demanda inicial de troca térmica (Q_{ABS}), através da Equação 3.9 (substituindo-se U_{INICIAL} por U_{REAL}).

Caso a geometria atenda a necessidade de troca térmica ($Q_{\text{TROCADOR}} \geq Q_{\text{ABS}}$), faz-se a verificação do projeto mecânico, no sentido de determinar se as espessuras de parede dos tubos suportarão os esforços a que estarão submetidas durante a operação do equipamento.

Se qualquer uma dessas duas verificações for negativa, volta-se ao ponto de pré-projeto, alterando-se a geometria no sentido de corrigir a falha encontrada (aumentando-se a espessura de parede dos tubos no caso de uma falha na verificação da resistência mecânica, por exemplo).

Neste trabalho, utilizou-se uma metodologia ligeiramente modificada, arbitrando-se somente na primeira iteração um coeficiente global, e depois mantendo todos os valores calculados (fluxos, velocidades, temperaturas, massas, etc.) já em função da geometria do trocador. Como o projeto foi realizado em um ambiente virtual, as conseqüências de quaisquer alterações na geometria eram instantaneamente verificadas na capacidade de troca de calor do equipamento.

Após o pré-projeto do trocador, determinaram-se as propriedades da solução e da água de resfriamento e realizada a verificação da geometria proposta. Florides

et al. (2002), Carvalho (2005) e Garimella (2007) sugerem a utilização da Correlação de Wilke, válida para fluxo constante de calor através da parede. É, para isso, assumido que o fluxo de solução é totalmente desenvolvido, em regime laminar. A correlação de Wilke apresenta uma forma de determinar-se o coeficiente de película de uma solução que absorve o vapor proveniente do evaporador e é arrefecida, simultaneamente. É apresentada na Equação 3.10:

$$f_s = \frac{k_s}{\delta} [0,029(Re_s)^{0,59} Pr_s^{0,344}] \quad (3.10)$$

em que:

f_s = coeficiente de película da solução [$Wm^{-2}K^{-1}$]

k_s = condutividade térmica da solução [$Wm^{-1}K^{-1}$]

δ = espessura de filme da solução descendente [m]

Re_s = número de Reynolds no exterior dos tubos

Pr_s = número de Prandtl da solução

A espessura de filme, δ , foi estimada pela Equação 3.11 (FLORIDES *et al.*, 2003):

$$\delta = \left(\frac{3\mu_s \Gamma}{\rho_s g} \right)^{1/3} \quad (3.11)$$

em que:

μ_s = viscosidade da solução [Pas]

Γ = fluxo de massa por perímetro molhado de tubo [$kgm^{-1}s^{-1}$]

ρ_s = massa específica da solução [kgm^{-3}]

g = aceleração da gravidade ($9,81 m/s^2$)

Os números de Reynolds e de Prandtl da solução no exterior dos tubos são dados, respectivamente, pelas Equações 3.12 e 3.13 (FLORIDES *et al.*, 2003):

$$Re_s = \frac{4\Gamma}{\mu} \quad (3.12)$$

e

$$Pr_S = \frac{\rho c_{ps}}{k_S} \quad (3.13)$$

em que:

c_{ps} = calor específico a pressão constante da solução [kJ/kgK]

O calor específico (c_{ps}) é determinado como a média ponderada dos calores específicos dos fluidos da mistura, em relação às suas concentrações, conforme Equação 1.14 (M.CONDE, 2006).

$$c_{ps} = c_{PNH_3} X + c_{PH_2O} (1 - X) \quad (3.14)$$

em que:

c_{PNH_3} = calor específico a pressão constante da amônia [kJ/kgK]

c_{PH_2O} = calor específico a pressão constante da água [kJ/kgK]

X = concentração de amônia na solução [$kg_{AMÔNIA} / kg_{SOLUÇÃO}$]

O fluxo de água de arrefecimento no interior de tubos em trocadores de calor é amplamente estudado, sendo de fácil obtenção correlações para o coeficiente de película, para praticamente todos os casos práticos. Neste trabalho utilizou-se a relação apresentada em ASHRAE (2005), que define o número de Nusselt como apresentado na Equação 3.15, válida para escoamento vertical no interior de tubos:

$$Nu_T = 1,86 \left[\left(\frac{Re_T Pr_T d_{int,T}}{C_T} \right)^{1/3} \right] \left[\left(\frac{\mu_T}{\mu_{T,TP}} \right)^{0,14} \right] \quad (3.15)$$

em que:

Nu_T = número de Nusselt no interior dos tubos

Re_T = número de Reynolds no interior dos tubos

Pr_T = número de Prandtl no interior dos tubos

$d_{int,T}$ = diâmetro interno dos tubos [m]

C_T = comprimento dos tubos [m]

μ_T = viscosidade da água no interior dos tubos [Pas]

$\mu_{T,TP}$ = viscosidade da água, na temperatura da parede [Pas]

O número de Nusselt é correlacionado com o coeficiente de película no interior dos tubos conforme a Equação 3.16:

$$Nu_T = \frac{f_T d_{int,T}}{k_T} \quad (3.16)$$

em que:

f_T = coeficiente de película no interior dos tubos [$Wm^{-2}K^{-1}$]

Com a obtenção dos coeficientes de película interno e externo aos tubos, o coeficiente global de transferência de calor, para uma parede circular, é determinado pela Equação 3.17:

$$U_{ABS} = \frac{1}{R_{ABS}} \quad (3.17)$$

em que:

U_{ABS} = coeficiente global de transferência de calor [$Wm^{-2}K^{-1}$]

R_{ABS} = resistência térmica no absorvedor [m^2KW^{-1}]

Sendo a resistência térmica, R_{ABS} , definida conforme Equação 3.18 (ASHRAE, 2005):

$$R_{ABS} = \frac{1}{f_T} + \frac{C_{int,T}}{k_T} \ln \frac{C_{ext,T}}{C_{int,T}} + \frac{C_{ext,T}}{k_T} \quad (3.18)$$

em que:

k_T = condutividade térmica do material dos tubos [$Wm^{-1}K^{-1}$]

$r_{int,T}$ = raio interno dos tubos do absorvedor [m]

$r_{ext,T}$ = raio externo dos tubos do absorvedor [m]

Os parâmetros $r_{int,T}$, $r_{ext,T}$ e k_T são dependentes da geometria e do material de que é feito o trocador de calor. Tendo sido determinado o coeficiente global de transferência de calor, a área de troca é obtida através da Equação 3.19:

$$Q_{ABS} = U_{ABS} A_{TROCA} MLDT \quad (3.19)$$

em que:

A_{TROCA} = área de transferência de calor [$Wm^{-1}K^{-1}$]

MLDT = média logarítmica das diferenças de temperatura entre os fluidos no trocador de calor [K]

3.3.2 Obtenção das propriedades da solução água-amônia

Para o cálculo do coeficiente de película da solução (h_S) através da correlação de Wilke, é necessário o conhecimento dos valores da condutividade térmica da solução (k_S), da espessura de filme da solução descendente (δ) e dos números de Reynolds (Re_S) e de Prandtl (Pr_S) do fluxo de solução no exterior dos tubos. Para que a determinação do coeficiente global de transferência de calor possa ser feita, é também necessário o conhecimento de outras propriedades da solução água-amônia.

A condutividade térmica da solução amônia-água, segundo M. Conde Engineering (2006), pode ser determinada como a média ponderada das condutividades dos fluidos puros na mesma condição de temperatura e pressão, segundo a concentração de amônia na mistura. Assim,

$$k_S = k_{NH_3} y + k_{H_2O} (1 - x) \quad (3.20)$$

em que:

k_{NH_3} = condutividade térmica da amônia líquida [$Wm^{-1}K^{-1}$]

k_{H_2O} = condutividade térmica da água pura [$Wm^{-1}K^{-1}$]

Para a determinação dos coeficientes dos fluidos puros, foram ajustadas curvas sobre os dados obtidos em ASHRAE (2005), Stoecker (2002), e Kreith (2002). As curvas obtidas são apresentadas nas Equações 3.21 e 3.22:

$$k_{\text{H}_2\text{O}} = -0,612 + 6,6 \times 10^{-3} \cdot T_S - 8,45 \times 10^{-6} \cdot T_S^2 \quad (3.21)$$

e

$$k_{\text{NH}_3} = 1,19 \times 10^{-3} + 8,81 \times 10^{-5} \cdot T_S + 1,0227 \times 10^{-7} \cdot T_S^2 \quad (3.22)$$

em que:

T_S = temperatura da solução [K]

Segundo M.Conde (2006), a viscosidade da solução (μ) pode ser obtida através da média ponderada das viscosidades dos fluidos puros, acrescida de um termo de excesso, conforme Equação 3.23:

$$\ln \mu = y \ln \mu_{\text{NH}_3} + (1 - y) \ln \mu_{\text{H}_2\text{O}} + \Delta \mu \quad (3.23)$$

em que:

μ_{NH_3} = viscosidade dinâmica da amônia pura [Pa^{-6}s]

$\mu_{\text{H}_2\text{O}}$ = viscosidade dinâmica da água pura [Pa^{-6}s]

$\Delta \mu$ = viscosidade de excesso [$\text{Pa} \times 10^{-6} \text{s}$]

Obtiveram-se as viscosidades da amônia e da água através das Equações 3.34 e 3.30, respectivamente. Ajustaram-se estas equações a partir dos dados de ASHRAE (2005).

Obteve-se a viscosidade de excesso através da Equação 3.24 (M. CONDE, 2006).

$$\Delta \mu = \left(0,534 - 0,815 \frac{T_{\text{sol}}}{T_{\text{c, H}_2\text{O}}} \right) F \quad (3.24)$$

sendo

$$F = 6,38(1 - y)^{1,125y} \left(1 - e^{-0,588y(1-y)^{0,125}}\right) \ln\left(\mu_{\text{NH}_3}^{0,8} \mu_{\text{H}_2\text{O}}^{0,8}\right) \quad (3.25)$$

em que:

T_{SOL} = temperatura da mistura [K]

$T_{\text{C, H}_2\text{O}}$ = temperatura crítica da água (647,14 K)

O fluxo de massa por perímetro molhado de tubo (Γ) é determinado conforme Equação 3.26 (FLORIDES *et al.*, 2003 e CARVALHO, 2005).

$$\Gamma = \frac{\dot{m}_{1t}}{\pi \cdot d_h} \quad (3.26)$$

em que:

\dot{m}_{1t} = fluxo de massa em cada tubo do absorvedor [kg/s]

d_h = diâmetro hidráulico [m]

O diâmetro hidráulico é definido como o espaço anular entre a parede externa do tubo e a parede interna do direcionador de fluxo colocado na extremidade do trocador. Neste trabalho, foi determinado um espaçamento de 2 mm.

A massa específica da solução (ρ_s) pode ser determinada através da Equação 3.27, ajustada a partir de dados de ASHRAE (2005).

$$\rho_c = 7,896 \times 10^{-5} T_{\text{S,C}}^3 - 0,0108 T_{\text{S,C}}^2 - 0,47 T_{\text{S,C}} + 875,1 \quad (3.27)$$

em que:

$T_{\text{S,C}}$ = temperatura da solução [°C]

Na Seção 3 do presente capítulo, na determinação da capacidade térmica do absorvedor é necessário o conhecimento da entalpia da solução água-amônia

líquida. M. Conde Engineering (2006), sugere a determinação através da Equação 3.28:

$$h_L = h_0 \sum_i a_i \left(\frac{T_S}{T_0} - 1 \right)^{m_i} y_i^{n_i} \quad (3.28)$$

em que:

h_L = entalpia do solução líquida [kJ/kg]

h_0 = entalpia de referência (100 kJ/kg)

T_S = temperatura da solução [K]

T_0 = temperatura de referência (273,16 K)

Os valores de a_i , m_i e n_i são apresentados na Tabela 3.2:

Tabela 3.2 – Valores dos coeficientes da Equação 3.6

i	m_i	n_i	a_i
1	0	1	$-0,761080 \times 10^1$
2	0	4	$0,256905 \times 10^2$
3	0	8	$-0,247092 \times 10^3$
4	0	9	$0,325952 \times 10^3$
5	0	12	$-0,158854 \times 10^3$
6	0	14	$0,619084 \times 10^2$
7	1	0	$0,114314 \times 10^2$
8	1	1	$0,118157 \times 10^1$
9	2	1	$0,284179 \times 10^1$
10	3	3	$0,741609 \times 10^1$
11	5	3	$0,891844 \times 10^3$
12	5	4	$-0,161309 \times 10^4$
13	5	5	$0,622106 \times 10^3$
14	6	2	$-0,207588 \times 10^3$
15	6	4	$-0,687393 \times 10^1$
16	8	0	$0,350716 \times 10^1$

h_0 100 kJ/kg	T_0 273,16 K
-----------------	----------------

Fonte: M. Conde, 2006.

3.3.3 Obtenção das propriedades da água de arrefecimento

O estudo do fluxo de água no interior de tubulações e das suas propriedades termofísicas é bastante amplo. São encontrados dados tabelados, correlações, e diagramas, por exemplo, em Andberg e Vliet (1983), ASHRAE (2005), Beyer (1988), Carvalho (2005), Costa (2002), Florides *et al.* (2003), Garimella (2007), Kreith (2002), Incropera e DeWitt (2003), M. Conde (2006), Perry *et al.* (1997) e Stoecker e Jabardo (2002), entre outros. Para a determinação do coeficiente de película no interior dos tubos (h_T), são utilizadas as Equações 3.15 e 3.16, segundo ASHRAE (2005). É necessário, para tanto, a determinação prévia de algumas propriedades termofísicas da água.

A viscosidade da água nos tubos (μ_T) e a viscosidade da água nos tubos, na temperatura da parede do tubo ($\mu_{T,TP}$), são determinadas através da Equação 3.29, cujos coeficientes do polinômio foram ajustados aos dados de ASHRAE (2005).

$$\mu_T = 0,103 - 8,74 \times 10^{-4} T_t + 2,5 \times 10^{-6} T_t^2 - 2,39 \times 10^{-9} T_t^3 \quad (3.29)$$

em que:

T_t = temperatura da água nos tubos [K]

O número de Reynolds do fluxo de água no interior dos tubos (Re_T) é definido por

$$Re_T = \frac{\rho_T v_T d_{int,t}}{\mu_T} \quad (3.30)$$

em que:

ρ_T = massa específica da água [kgm^{-3}]

v_T = velocidade média do fluxo de água nos tubos [m/s]

$d_{int,t}$ = diâmetro interno dos tubos do absorvedor [m]

A massa específica da água é determinada em função da temperatura, através da Equação 3.31, ajustada de ASHRAE (2005).

$$\rho_T = 881,11 + 1,12 T_T - 2,5 \times 10^{-3} T_T^2 \quad (3.31)$$

A velocidade média do fluxo de água nos tubos é dada pelo quociente entre a vazão volumétrica de água e a área de seção transversal interna dos tubos.

Após a determinação do número de Nusselt para a água de arrefecimento, através da Equação 3.15, estima-se o coeficiente de película no interior dos tubos (h_T), através da equação 3.16.

3.3.4 Obtenção das propriedades da amônia

Para a análise do sistema proposto na Figura 2.4, é necessário o conhecimento de algumas propriedades da amônia, tanto pelo fato de a mesma circular pura na seção do sistema demarcada pelos pontos 5-8-1-2, quanto por ser necessário, na determinação de algumas propriedades da solução água-amônia, o conhecimento da propriedade de cada um dos fluidos separadamente.

Na determinação da vazão mássica de amônia que flui no evaporador, é necessário conhecer o valor da entalpia da amônia nas condições de saturação. Estes valores de foram determinados através de uma curva ajustada sobre os valores obtidos de ASHRAE (2005).

Tomando-se como base as condições descritas pelas hipóteses simplificadoras listadas no início do presente capítulo, tem-se que a condição de entrada da amônia no evaporador (ponto 1, da Figura 2.4) é de saturação, com título igual a 0,139. Determinou-se a entalpia da amônia nesse ponto através de uma curva ajustada aos dados de ASHRAE (2005), em função da temperatura, apresentada na Equação 3.32:

$$h_1 = -1050,56 + 7,83351T_{EV} - 0,0150329T_{EV}^2 + 0,0000200164T_{EV}^3 - 200 \quad (3.32)$$

em que:

h_1 = entalpia no ponto 1 [kJ/kg]

T_{EV} = temperatura de evaporação [K]

Na saída do evaporador tem-se vapor saturado seco. A entalpia do vapor saturado pode ser determinada como uma função somente da temperatura, conforme Equação 3.33:

$$h_2 = 2950,5 - 18,796T_{EV} + 0,074458T_{EV}^2 - 0,00009365T_{EV}^3 - 200 \quad (3.33)$$

em que:

h_2 = entalpia no ponto 2 [kJ/kg]

Apresenta-se na equação 3.23, seção 3.2 do presente capítulo, a determinação da viscosidade dinâmica da solução água-amônia. Na determinação da viscosidade da solução, é necessária a determinação da viscosidade da amônia pura, ajustada em função da temperatura aos dados de ASHRAE (2005), conforme Equação 3.34:

$$\mu_{NH_3} = 2,4558 \times 10^{-7} + 3,1759 \times 10^{-6}T + 6,1987 \times 10^{-12}T^2 \quad (3.34)$$

em que:

μ_{NH_3} = viscosidade da amônia [Pa x 10⁻⁶]

A relação entre pressão e temperatura na região de saturação para a amônia define as pressões nos lados de alta e baixa pressão no sistema (respectivamente, pressões de condensação e evaporação). Na Equação 3.35 é apresentada uma correlação para a pressão em função da temperatura para a região de saturação, ajustada com valores de ASHRAE (2005).

$$P_{SAT} = -24090 + 308,61T_{SAT} - 1,3274T_{SAT}^2 + 0,001926T_{SAT}^3 \quad (3.35)$$

em que:

p_{SAT} = pressão de saturação [kPa]

T_{SAT} = temperatura de saturação [K]

3.3.5 Resumo da modelagem

Em resumo, a verificação da capacidade de transferência de calor do trocador, apresentada até aqui, pode ser dividida em três módulos: determinação das propriedades da solução que flui no casco, determinação das propriedades da água de arrefecimento, e determinação da capacidade do trocador, em função da sua geometria. Os fluxogramas de processo desses três módulos são apresentados nas Figuras 3.6, 3.7 e 3.8, respectivamente. Nesses fluxogramas são apresentadas as variáveis determinadas na simulação, os fatores que influem em cada variável, e a equação onde seu valor é determinado. As setas indicam quais propriedades são valores de entrada para outras (na Figura 3.6, por exemplo, h_s é função de k_s , δ , Re_s e Pr_s , e sua determinação é apresentada na Equação 3.10).

À direita estão os valores a ser determinados em cada processo.

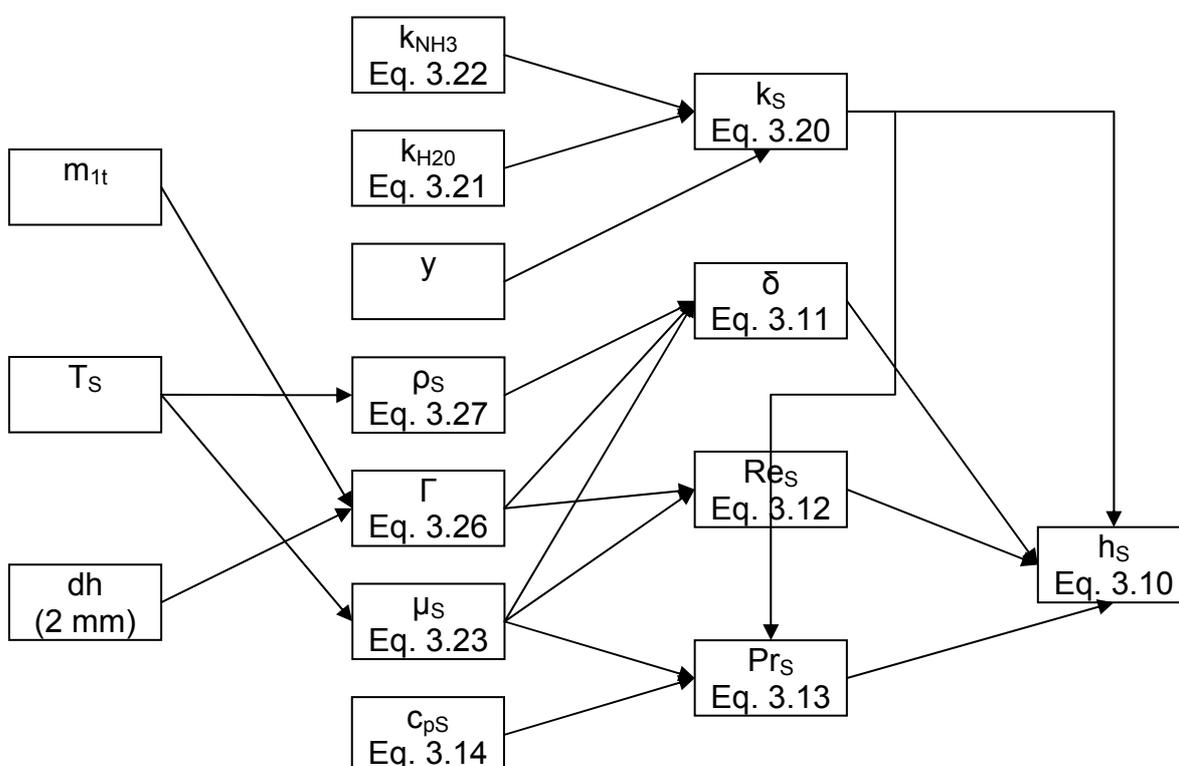


Figura 3.6 – Fluxograma para a determinação das propriedades da solução água-amônia

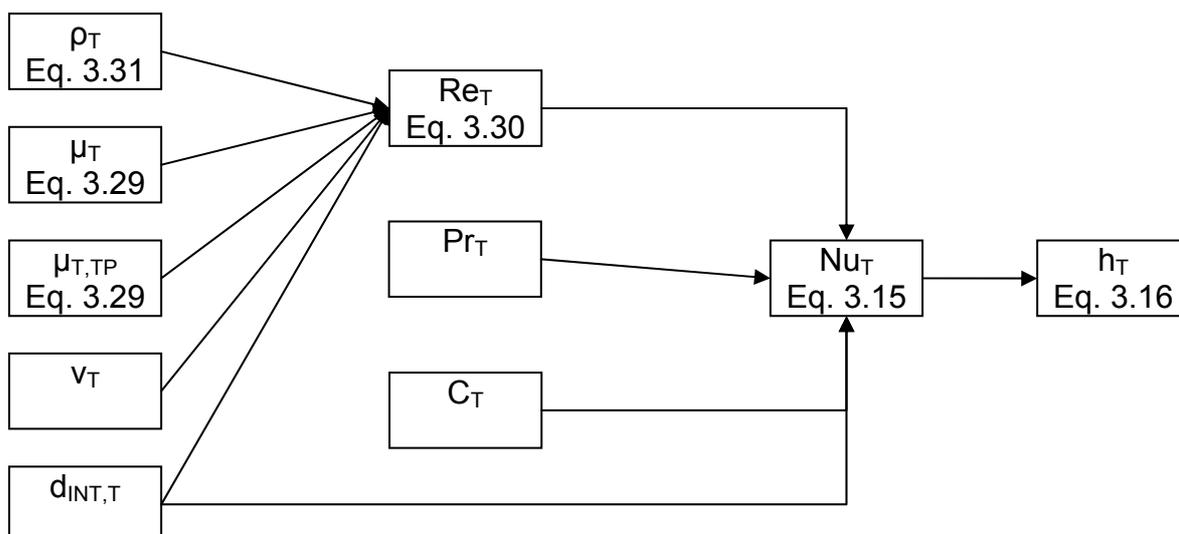


Figura 3.7 – Determinação das propriedades da água de arrefecimento

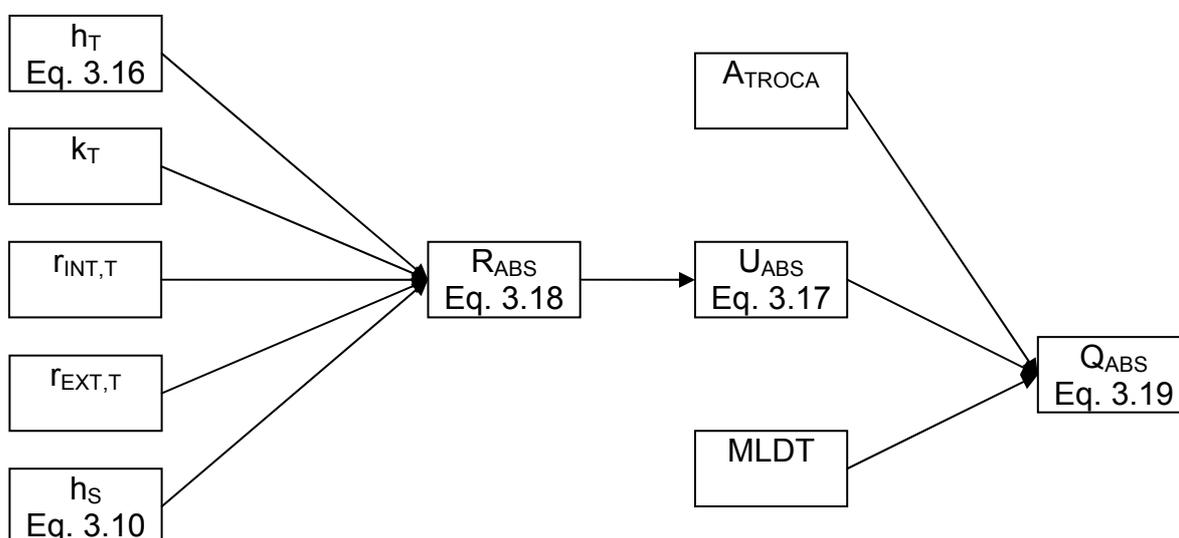


Figura 3.8 – Determinação da capacidade do absorvedor

3.3.6 Material utilizado

No projeto do trocador de calor existe uma infinita gama de combinações de comprimento, diâmetro interno e espessura de parede que atendem às especificações de troca de calor desejada.

No Capítulo 5 são apresentados os resultados da simulação do absorvedor, com um cruzamento de dados sobre diâmetros, comprimento e material. O material utilizado na confecção do absorvedor é de primordial importância na quantidade de calor trocado, em função da sua condutividade térmica. Devem reger o projeto aspectos de segurança e econômicos, nesta ordem.

Aspectos de segurança dizem respeito às espessuras de parede mínimas de devem ter os tubos e o casco, e na escolha de materiais que não sofram degradação com o tempo. Os aspectos econômicos dizem respeito à relação de custo/capacidade. Deve ser realizada uma análise de custo para obter-se a melhor geometria para uma carga desejada, levando-se em conta custo inicial, custo operacional e aspectos de manutenção.

No presente projeto, foi utilizado aço carbono 1010 no projeto do absorvedor. Este material foi escolhido em função de sua fácil obtenção, em tubos de diferentes diâmetros e espessuras de parede, e seu menor custo relativo, quando comparado a aços com maiores teores de carbono ou aços inoxidáveis.

O aço carbono 1010 apresenta uma condutividade térmica (k_T) variável em função da sua temperatura. Na Equação 3.36 é apresentada uma correlação para a determinação da condutividade dos tubos fabricados com este material, ajustada a partir de dados de ASHRAE (2008).

$$k_T = 79,5 - 0,052T_f - 4,71953 \times 10^{-11}T_f^2 + 4,58745 \times 10^{-14}T_f^3 \quad (3.36)$$

3.4. A Bomba de Recirculação

Após a solução deixar o absorvedor, rica em amônia, a mesma deve ter sua pressão elevada até a pressão de condensação da amônia. Esse aumento de pressão é conseguido através de uma bomba de recirculação, que deve ser especificada levando-se em conta duas variáveis operacionais: a diferença de pressão que ela deve suprir ao fluido e a vazão que ela deve bombear de solução.

A vazão de solução que deve ser bombeada pode ser definida como na Equação 3.37.

$$\dot{V}_B = \dot{m}_3 \cdot \nu_3 \quad (3.37)$$

em que:

\dot{V}_B = vazão da bomba [m^3s^{-1}]

ν_3 = volume específico da solução no ponto 3 [m^3kg^{-1}]

A diferença de pressão que a bomba deve suprir ao sistema é a diferença entre as pressões do absorvedor e do gerador (pontos 3 e 4 da Figura 2.4), logo

$$\Delta p_B = p_4 - p_3 \quad (3.38)$$

onde:

Δp_B = Diferença de pressão que deve ser fornecida pela bomba [kPa]

p_4 = pressão no ponto 4 [kPa]

p_3 = pressão no ponto 3 [kPa]

Com os valores determinados nas Equações 3.37 e 3.38, pode-se então determinar a bomba adequada ao sistema.

3.5. Gerador

O gerador é o componente do sistema onde é feita a separação, à alta pressão, do vapor de amônia da solução absorvente. Essa dissociação é feita através da adição de calor à solução.

Na Figura 3.9 é apresentado o evaporador do sistema de absorção mostrado na Figura 2.4.

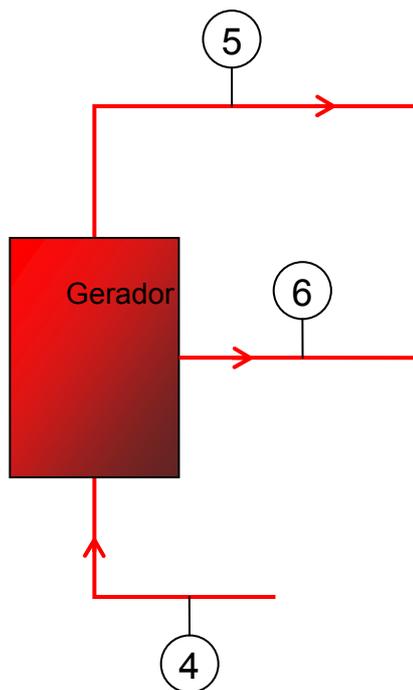


Figura 3.9 – Detalhe no gerador do sistema

Um balanço de massa aplicado ao gerador da Figura 3.9 é apresentado na Equação 3.39:

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_5 + \dot{m}_6 \quad (3.39)$$

em que:

\dot{m}_4 = fluxo mássico de solução no ponto 4 [kg/s]

\dot{m}_5 = fluxo mássico de amônia no ponto 5 [kg/s]

\dot{m}_6 = fluxo mássico de solução no ponto 6 [kg/s]

Um balanço de massa do fluxo de amônia aplicado ao gerador é apresentado na Equação 3.40. Com esse balanço, em um sistema montado com a Equação 3.39 é possível determinar as vazões nos pontos 6 e 4 da Figura 2.4.

$$\dot{m}_4 X_4 = \dot{m}_5 + \dot{m}_6 X_6 \quad (3.40)$$

O balanço de energia do gerador fornece a quantidade de energia que deve ser fornecida à solução para que sua concentração seja reduzida. Esse balanço é apresentado na equação 3.41.

$$\dot{m}_4 h_4 + Q_{\text{GER}} = \dot{m}_2 h_2 + \dot{m}_3 h_3 \quad (3.41)$$

em que:

h_4 = entalpia no ponto 4 [kJ/kg]

h_5 = entalpia no ponto 5 [kJ/kg]

h_6 = entalpia no ponto 6 [kJ/kg]

Q_{GER} = quantidade de calor a ser inserida no gerador [kW]

A solução das equações 3.39 a 3.41 fornece a quantidade de calor que deve ser inserida no gerador. Essa inserção de calor deve acontecer à temperatura constante, de acordo com a Tabela 3.1.

O calor a ser inserido no gerador pode vir de diversas fontes, sendo inserido através da aplicação de resistências elétricas diretamente em contato com a solução, utilizando trocadores de calor e fluidos quentes em contato indireto com a solução, ou através da queima de combustíveis em geradores a fogo direto.

3.6. Condensador

Na saída do gerador, tem-se vapor saturado de amônia, à alta pressão. Esse vapor é, então, encaminhado ao condensador, onde será condensado e enviado ao evaporador.

O condensador de um sistema de refrigeração é o componente que está em contato direto com o meio onde será rejeitado o calor proveniente do evaporador, bem como outras parcelas de energia que porventura sejam inseridas no sistema (como o trabalho de compressão em um sistema dessa natureza, ou parte do calor inserido no gerador – outra parcela é removida no absorvedor).

Devido ao pequeno porte do sistema em estudo, é possível o uso de um condensador a ar, estático, com baixo custo e bom desempenho. Na Figura 3.10 é apresentado o condensador do sistema de absorção proposto na Figura 2.4.



Figura 3.10 – Detalhe no condensador do sistema

Um balanço de massa aplicado ao condensador da Figura 3.10 é apresentado na equação 3.42:

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_8 \quad (3.42)$$

em que:

\dot{m}_8 = fluxo mássico de amônia no ponto 8 [kg/s]

O balanço de energia do condensador fornece a quantidade de energia que deve ser dissipada para o meio, e é um parâmetro básico de projeto ou seleção deste componente. A equalização dos fluxos de energia entrando e saindo do condensador é apresentada na equação 3.36.

$$\dot{m}_5 h_5 = \dot{m}_8 h_8 + Q_{\text{COND}} \quad (3.43)$$

em que:

h_8 = entalpia no ponto 8 [kJ/kg]

Q_{COND} = quantidade de calor dissipada no condensador [kW]

3.7. Os dispositivos de expansão

No sistema proposto na Figura 2.4 há duas comunicações entre elementos que operam a pressões diferentes: entre o gerador e o absorvedor (no caminho através dos pontos 6 e 7), e entre o condensador e o evaporador (no caminho através dos pontos 8 e 1). Nesses caminhos é necessária a instalação de um dispositivo de expansão, de forma a forçar o rebaixamento da pressão do fluido.

Os dispositivos de expansão são projetados especificamente para o fluido a que se destina, em função de parâmetros como viscosidade e massa específica serem bastante relevantes no processo de escoamento de uma massa fluida através de um orifício. Da mesma forma, a seleção de um dispositivo desta natureza se dá em famílias de dispositivos que são projetados e devem ser utilizados para um fluido específico.

Sua seleção é feita em função de duas propriedades operacionais, assim como as bombas: o diferencial de pressão que devem fornecer e a vazão de fluido que deve sofrer esse diferencial.

Os dois dispositivos presentes do sistema apresentado na Figura 3.11, apesar de fornecerem o mesmo diferencial de pressão, não serão necessariamente iguais, pois não devem permitir o fluxo da mesma quantidade de fluido, e trabalham um com amônia pura e outro com uma solução aquosa de amônia.

Na Figura 3.11 é apresentado um dos dispositivos de expansão do sistema, que opera com amônia pura. Esse dispositivo é chamado de *principal*, em função de ter efeito diretamente sobre a área de produção de frio.

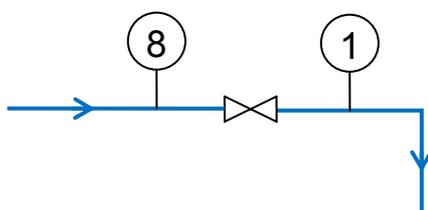


Figura 3.11 – Dispositivo de expansão principal

Um balanço de massa aplicado ao dispositivo de expansão principal (Figura 3.11) é apresentado na equação 3.44:

$$\dot{m}_8 = \dot{m}_1 \quad (3.44)$$

Um balanço de energia aplicado ao mesmo dispositivo é apresentado na equação 3.45:

$$\dot{m}_8 h_8 = \dot{m}_1 h_1 \quad (3.45)$$

Na Equação 3.38 pode-se verificar que não há interação energética com a vizinhança através do dispositivo. Como descrito na seção 2.9, o resfriamento da quantidade de líquido que passa pelo dispositivo de expansão é obtido através da evaporação de parte da sua massa, o que, para as condições de projeto do presente trabalho, produz como consequência a chegada ao evaporador de uma massa de amônia com título de 0,139.

Na Figura 3.10 é apresentado o dispositivo de expansão que liga o gerador ao absorvedor, chamado de *auxiliar*, em função de não ter efeito diretamente sobre a área de produção de frio.

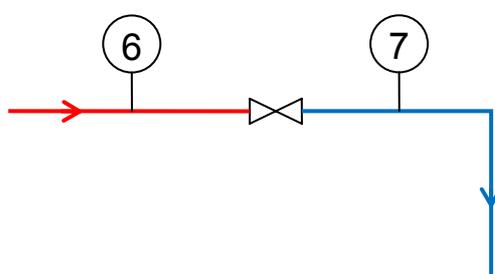


Figura 3.10 – Dispositivo de expansão auxiliar

Um balanço de massa aplicado ao dispositivo de expansão auxiliar (Figura 3.10) é apresentado na equação 3.46:

$$\dot{m}_6 = \dot{m}_7 \quad (3.46)$$

Um balanço de energia aplicado ao mesmo dispositivo é apresentado na equação 3.47:

$$\dot{m}_6 h_6 = \dot{m}_7 h_7 \quad (3.47)$$

3.8. Conclusão

O ciclo de refrigeração por absorção tem muitos componentes semelhantes ao ciclo por compressão de vapores (evaporador, condensador, dispositivos de

expansão), e alguns específicos. Em sistemas de simples efeito, como o estudado neste trabalho, o único elemento específico é o absorvedor.

Direcionou-se o foco desta modelagem à determinação de todos os componentes do sistema. Visto que os componentes que são comuns aos dois sistemas existem disponíveis comercialmente, estes foram especificados (foram determinadas suas capacidades e condições de operação). Em contrapartida, em relação ao absorvedor, realizou-se a modelagem da sua geometria, em função das condições iniciais de projeto.

O absorvedor tem, devido à condensação em película e a operar com uma solução, apresentando um processo de transferência de massa em paralelo a um de transferência de calor, um projeto mais complexo do que um trocador de calor comum, como pode ser verificado no presente capítulo.

Nesse sentido, este trabalho visa fornecer uma ferramenta confiável que facilite a tarefa de projeto de sistemas de refrigeração por absorção, permitindo, a partir de condições iniciais de projeto (Q_{EV} , T_{EV} , T_{CD} , e algumas variáveis operacionais, como temperatura de entrada da água de arrefecimento no absorvedor), obter-se a especificação das capacidades de todos os componentes do sistema e o projeto do absorvedor.

4. SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL

Na simulação computacional realizada neste trabalho utilizou-se a linguagem de programação FORTRAN. O equacionamento descrito no Capítulo 3 transformou-se em um algoritmo, utilizando programação estruturada, para realizar a simulação de instalações de refrigeração por absorção, utilizando o par água-amônia. A estrutura do programa desenvolvido é apresentada na Figura 4.1:

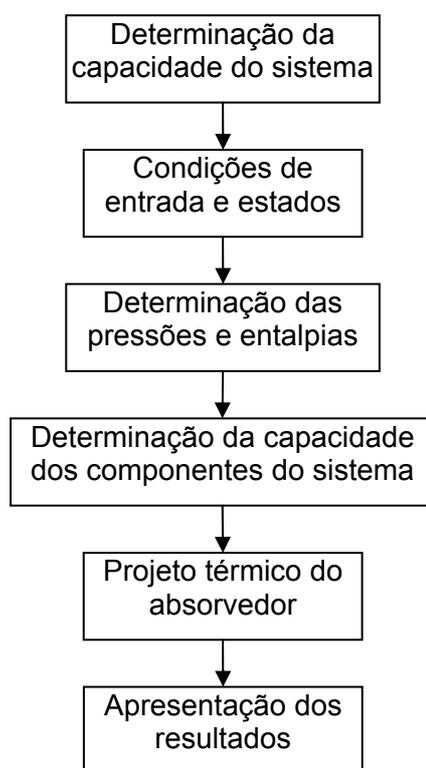


Figura 4.1 – Estrutura do programa principal

O programa desenvolveu-se utilizando programação estruturada na forma de funções e sub-rotinas, e um programa principal que faz uso destas funções quando necessário. No presente capítulo são apresentados e discutidos o programa principal e todas as suas funções e sub-rotinas. O código-fonte do programa desenvolvido é apresentado no Anexo 8.

4.1. O programa principal

No programa principal determinaram-se as capacidades térmicas de todos os elementos do sistema. Para isso, o programa utiliza, quando necessário, funções e sub-rotinas que calculam, lêem ou retornam para o usuário resultados referentes à modelagem do sistema.

A determinação da capacidade do sistema é determinada pelo usuário, na entrada dos dados. A capacidade do sistema é um dos parâmetros de projeto. O programa lê este valor e armazena-o em uma variável.

As condições de entrada e estados termodinâmicos em alguns pontos chave do sistema são fornecidos pelo usuário, lidos pelo programa e armazenados em variáveis.

4.2. Entrada de dados

A entrada de dados é realizada através do arquivo ENTRADAS.TXT.

Neste arquivo estão armazenados os valores das variáveis de entrada do sistema, organizados um em cada linha. O programa lê esses valores e os armazena nas variáveis correspondentes, na seguinte ordem:

Carga térmica do evaporador	[kW]
Comprimento dos tubos do absorvedor	[m]
Número de tubos do absorvedor	[]
Diâmetro interno dos tubos do absorvedor	[m]
Diâmetro externo dos tubos do absorvedor	[m]

O processo de inserção de dados no programa realiza-se através de um arquivo de texto, que contém as informações que devem ser fornecidas ao programa. Os parâmetros que devem ser inseridos são:

- *Capacidade do sistema [kW]*
- *Temperatura de evaporação [°C]*
- *Temperatura de condensação [°C]*
- *Sub-resfriamento na saída do condensador [°C]*
- *Comprimento dos tubos do absorvedor [m]*

- *Número de tubos do absorvedor*
- *Concentrações (da solução forte e fraca)*
- *Temperatura do absorvedor [°C]*
- *Temperatura do gerador [°C]*
- *Pressão da água de arrefecimento [kPa]*
- *Temperatura de entrada da água de arrefecimento no absorvedor [°C]*
- *Temperatura de saída da água de arrefecimento no absorvedor [°C]*
- *Calor específico da água [kJ/kgK]*
- *Fator de incrustação no interior dos tubos do absorvedor [mKW⁻¹]*
- *Fator de incrustação no exterior dos tubos do absorvedor [mKW⁻¹]*
- *U estimado no absorvedor [Wm⁻¹K⁻¹]*
- *Espessura dos tubos do absorvedor [mm]*
- *Diâmetro interno dos tubos do absorvedor [mm]*
- *Diâmetro externo dos tubos do absorvedor [mm]*
- *Espessura dos espelhos do absorvedor [mm]*
- *Número de tubos na fileira central*
- *Passo do feixe de tubos [mm]*
- *Diâmetro do direcionador de fluxo do absorvedor [mm]*

Os parâmetros calculados pelo programa, os que envolvem aspectos de projeto do sistema são:

- *Fluxo mássico em todos os pontos do sistema [kgs⁻¹]*
- *Entalpia de todos os pontos do sistema [kJkg⁻¹]*
- *Pressão em todos os pontos do sistema [kPa]*
- *Carga térmica a ser removida do absorvedor [W]*
- *Capacidade real do absorvedor [W]*
- *Geometria final do absorvedor*
- *Vazão de água de arrefecimento no absorvedor [kgs⁻¹]*
- *Vazão a ser fornecida pela bomba [ls⁻¹]*
- *Diferencial de pressão a ser fornecido pela bomba [kPa]*
- *Vazão nos dispositivos de expansão [ls⁻¹]*
- *Diferencial de pressão a ser fornecido pelos dispositivos de expansão [kPa]*
- *Carga térmica a ser inserida no gerador [W]*

– Capacidade térmica a ser removida pelo condensador [W]

4.3. Determinação das pressões e entalpias

Após definido o regime do sistema, e os estados nos diversos pontos-chave, é necessário que se determine as pressões e entalpias nestes mesmos pontos, a fim de se ter condições de realizar os balanços de massa e de energia aplicados aos componentes. A determinação dessas propriedades é realizada conforme as equações de estado apresentadas no Capítulo 3. Para isso, foram elaboradas funções, seguindo o fluxograma da Figura 4.2.

O primeiro passo executado pela sub-rotina é a determinação das pressões nos lados de alta e baixa do sistema. Essas pressões são definidas pelo regime de temperaturas de trabalho, sendo a pressão de alta a pressão de saturação para a amônia na temperatura de condensação, e a pressão de baixa a pressão de saturação para a amônia na temperatura de evaporação. A determinação da pressão de saturação da amônia em função da temperatura foi realizada através da equação 3.35. Para isso, foi definida a função $p_{\text{amonia}}(T)$, com como segue:

```
REAL FUNCTION p_amonia (T)
p_amonia -240.901 + 3.0861 * T - 0.0132742 * (T ** 2) +
0.0000192592 * (T ** 3)
END FUNCTION
```

Após a determinação das pressões nos lados de alta e baixa pressão do sistema, foram determinadas as entalpias nos pontos de entrada e saída de cada elemento (pontos 1 a 8 da Figura 2.4).

Nos pontos 1, 2, 5 e 8, da Figura 2.4, tem-se a circulação de amônia pura. Determina-se a entalpia nos pontos 2 e 5 através da Equação 3.32, por meio da sub-rotina $h_{\text{amonia_vap}}$, como segue. Essa função determina a entalpia do vapor saturado de amônia, em função da temperatura (em Kelvin):

```
REAL FUNCTION h_amonia_vap (T)
```

```

h_amonia_vap = 2950.5 - 18.796 * T + 0.074458 * (T ** 2) -
0.00009365 * (T ** 3) - 200
END FUNCTION

```

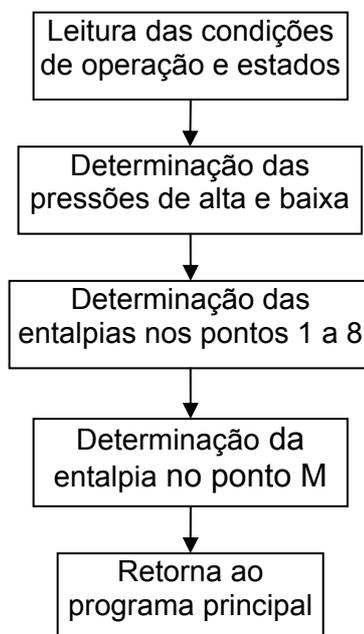


Figura 4.2 – Determinação das pressões e entalpias

Conforme especificado na Equação 3.45, a entalpia dos pontos 1 e 8 é a mesma, visto que no dispositivo de expansão não há interação energética do fluido com o meio externo. Determina-se a entalpia no ponto 1 através da função $h_{\text{amonia_liq}}$, baseada na equação 3.32:

```

REAL FUNCTION h_amonia_liq (T)
h_amonia_liq = -1050.56 + 7.83351 * T - 0.0150329 * (T ** 2) +
0.0000200164 * (T ** 3) - 200
END FUNCTION

```

Nos pontos 3, 4, 6 e 7, da Figura 2.4, tem-se a circulação da solução água-amônia. Determinou-se a entalpia nesses pontos através da equação 3.28, como uma função da concentração de amônia na solução, e da sua temperatura.

Após o conhecimento da entalpia nos pontos 1 a 8, é possível a determinação da entalpia no ponto M, através do balanço de massa apresentado na Equação 3.5.

4.4. Determinação da capacidade dos componentes do sistema

Após a determinação das propriedades dos fluidos nos pontos-chave do sistema, é possível fazer os balanços de massa e energia, que resultam na capacidade de cada um dos seus componentes. O fluxograma da sub-rotina desta seção do programa é apresentado na Figura 4.3.

Para se conhecer a capacidade de um componente, é necessário ter conhecimento das mudanças de estado por que passam os fluidos no seu interior. Ou seja, é necessário que se conheça os estados dos fluidos antes e depois de cada elemento, bem como suas propriedades. Assim, o primeiro passo para a determinação da capacidade dos componentes do sistema é a determinação das propriedades dos fluidos nos pontos de entrada e saída de cada elemento estudado. Essa determinação foi feita segundo a metodologia apresentada no Capítulo 3, através da sub-rotina apresentada na seção 4 deste capítulo.

Após se conhecer as propriedades dos fluidos na entrada e na saída de cada componente, realizaram-se os balanços de massa e de energia em cada elemento.

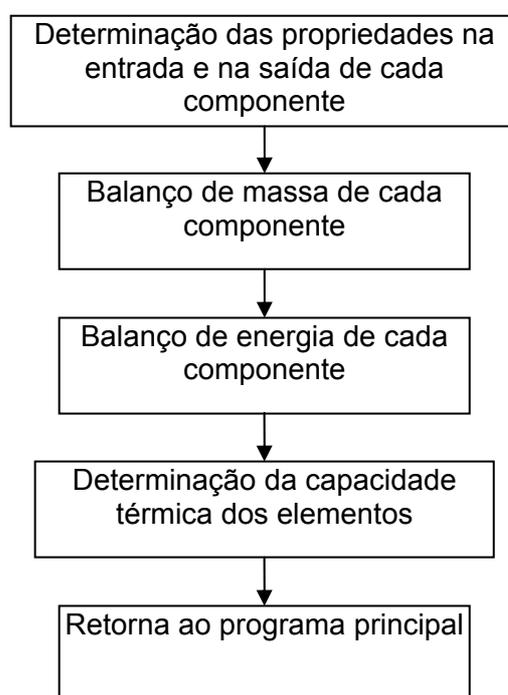


Figura 4.3 – Determinação da capacidade dos componentes

Os balanços de massa e energia em cada componente do sistema foram realizados conforme apresentado no Capítulo 3. Através dos balanços de energia foram determinadas as capacidades térmicas dos componentes.

O balanço de energia no evaporador efetuou-se através da Equação 3.2. No absorvedor, através da Equação 3.5. No gerador, através da Equação 3.41. No condensador, através da Equação 3.43.

4.5. Projeto térmico do absorvedor

O projeto do absorvedor realizou-se conforme a metodologia apresentada na seção 3 deste Capítulo. O programa desenvolveu-se seguindo os passos descritos no fluxograma apresentado na Figura 4.4.

As condições de entrada e saída do absorvedor determinaram-se na sub-rotina apresentada na seção 4.3.

A vazão de água de arrefecimento é calculada em função do calor específico da água de arrefecimento, do diferencial de temperatura disponível para a água e a carga térmica de arrefecimento da solução. Sua determinação efetuou-se como segue:

$$m_{\text{agua_abs}} = Q_{\text{abs}} / (Cp_{\text{tubos_abs}} * (T_{\text{S_tubos_abs}} - T_{\text{E_tubos_abs}}))$$

Com a vazão da água de arrefecimento, e a geometria do trocador, inserida no sistema pelo usuário, o programa determina a quantidade de calor real trocado pelo sistema nessas condições. Caso a carga trocada pelo sistema seja maior ou igual à carga necessária, com um erro maior do que 5%, o sistema emite um aviso e pede uma nova geometria, entrando em um laço até que a carga calculada para o absorvedor seja igual à carga nominal com um desvio de 5% para mais ou para menos. Quando essa condição for atendida, a sub-rotina termina.

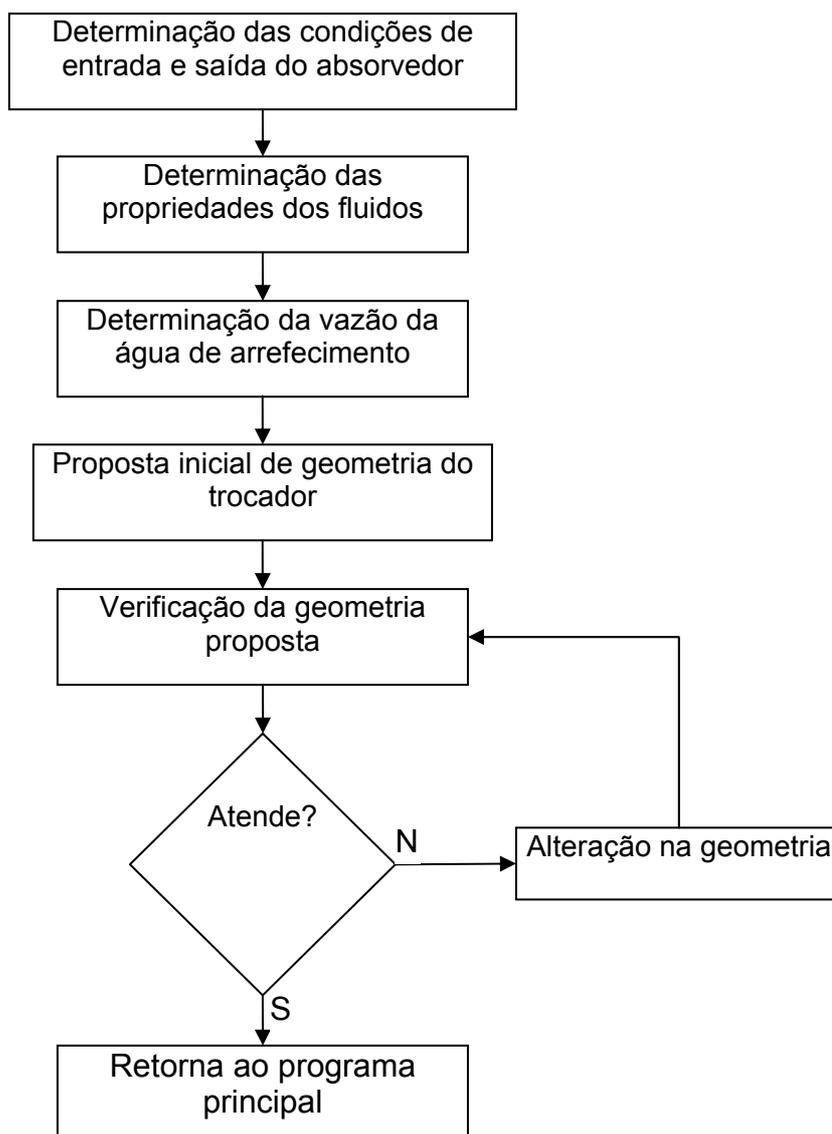


Figura 4.4 – Determinação da capacidade dos componentes

4.6. Apresentação dos resultados

Após a realização do projeto, o programa apresenta os valores encontrados na simulação. Essa apresentação dos resultados pode ser impressa em tela ou em um arquivo, de acordo com a escolha do usuário.

Caso o usuário escolha pelo armazenamento dos resultados em um arquivo, a sub-rotina faz a gravação e retorna ao programa principal. Caso a escolha seja pela apresentação dos resultados em tela, o programa apresenta em tela os resultados, e, nesse caso, também faz a atualização do arquivo em disco. Os resultados são gravados em um arquivo chamado `resultados.txt`, que é criado no mesmo diretório do executável do programa principal.

4.7. Conclusões

O programa desenvolvido, apresentado no presente capítulo, visa preencher uma lacuna existente na pesquisa sobre refrigeração por absorção, visto que na revisão da bibliografia não foram encontrados trabalhos voltados à simulação computacional de sistemas utilizando o par água-amônia.

No que tange à programação estruturada, sua forma modular gerou um programa de fácil utilização e boa interação com o usuário em caso de necessidade de modificações, pois a separação de suas unidades lógicas em sub-rotinas independentes permite ao usuário modificar uma parte do programa de forma isolada, gerando flexibilidade e organização.

5. ESTUDOS DE CASO

Utilizando-se o programa computacional desenvolvido, realizaram-se simulações da configuração de sistemas de refrigeração por absorção de diversos portes. Também se realizaram simulações de consumo de energia por sistemas reais, visando testar a confiabilidade do programa.

Realizaram-se estudos sobre estimativas de economia de energia obtidas pela utilização de sistemas por absorção em três configurações de sistemas: uma instalação de refrigeração de pequeno porte, uma instalação de climatização e uma instalação de refrigeração industrial. Para cada uma delas, compararam-se as demandas de energia para ambos os casos (absorção e compressão), e os custos devidos a essas demandas, considerando-se a natureza de cada uma (calor nos sistemas por absorção e trabalho na forma de energia elétrica nos sistemas por compressão).

Estimou-se o custo de energia na forma de calor em US\$ 8,70 por MBTU, valor relativo à obtenção de calor através da queima de gás natural para o consumidor final, em agosto de 2008 (EIA, 2008). Esse valor equivale a R\$ 0,0519 por kWh, utilizando-se a cotação do dólar praticada no mesmo período. O custo de energia elétrica foi estimado em R\$ 0,40 por kWh para residências e prédios comerciais, e R\$ 0,25 por kWh para indústrias, valores praticados no Paraná em agosto de 2008.

Levou-se em conta nesses comparativos o rendimento (COP) dos sistemas por compressão para diferentes regimes de temperatura e o tempo de funcionamento diário médio dos sistemas, discutidos caso a caso.

Após as simulações, realizaram-se estudos e alterações na geometria proposta para o absorvedor para um caso selecionado, e verificou-se os efeitos que a variação de algumas variáveis selecionadas causam na capacidade do mesmo.

5.1. Simulação do absorvedor

Utilizando o programa desenvolvido, foram testadas diferentes configurações para o absorvedor do sistema, visando obter correlações entre o COP e algumas variáveis que têm influência direta sobre ele.

Foram realizadas as simulações COP em função da temperatura de evaporação (T_{evap}), COP em função do sub-resfriamento, carga do absorvedor (Q_{ABS}) em função do seu número de tubos (n_{TUBOS}) e carga do gerador (Q_{GER}) em função da temperatura de evaporação (T_{EVAP}), apresentadas na Figura 5.1:

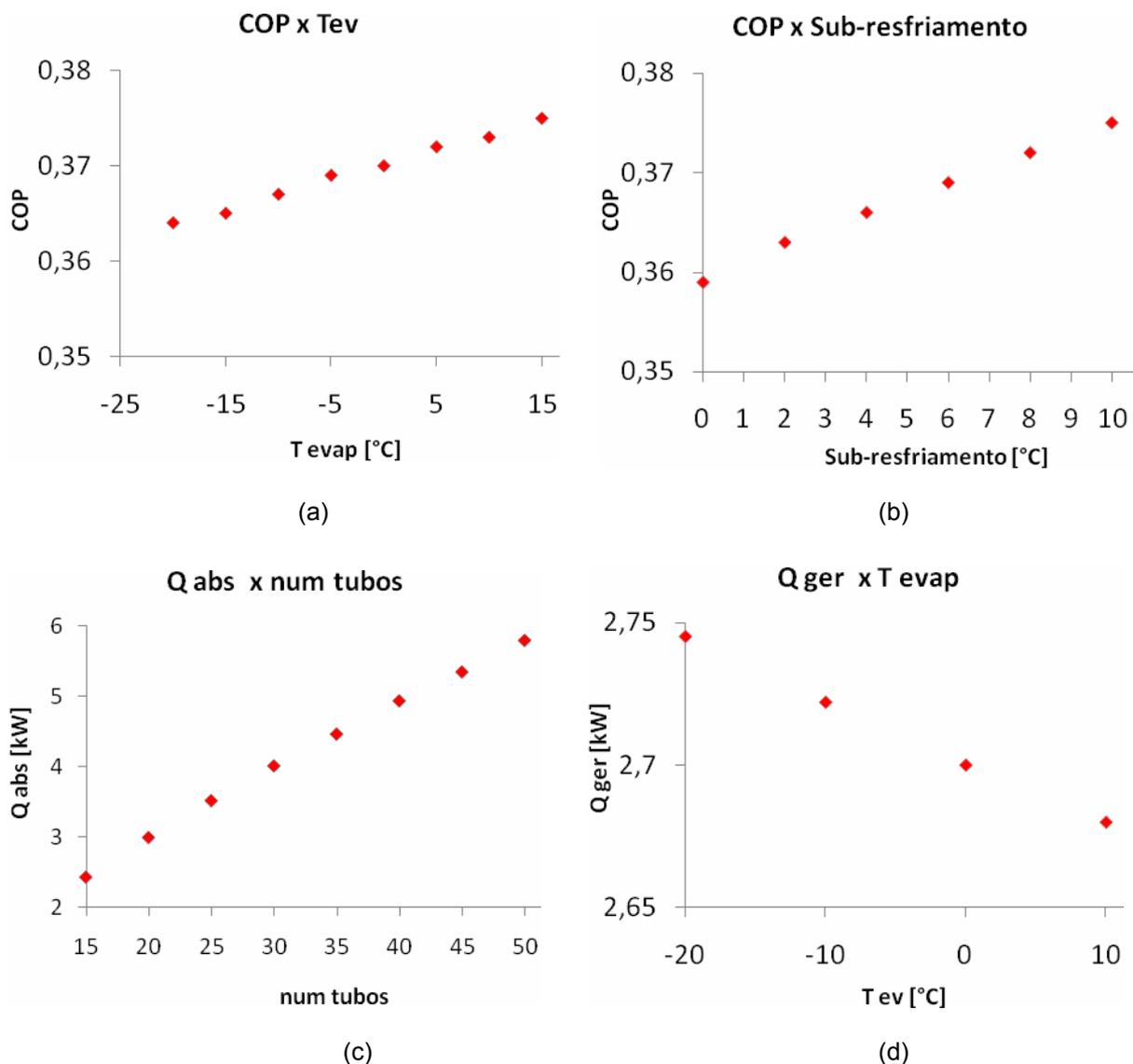


Figura 5.1 – (a) COP em função da temperatura de evaporação (b) COP em função do sub-resfriamento na saída do condensador (c) Q_{ABS} em função do número de tubos do absorvedor (comprimento 600 mm) (d) Q_{GER} em função da temperatura de evaporação.

Através da Figura 5.1(a) verifica-se que o COP do sistema aumenta com o aumento da temperatura de evaporação, para a configuração selecionada. Esse fenômeno é esperado, e também se apresenta em instalações por compressão, uma

vez que, menor o diferencial de pressões que deve ser fornecido pelo sistema, maior o fluxo, para uma mesma bomba ou compressor, e, portanto, maior a quantidade de calor removido.

No diagrama da Figura 5.1(b) verifica-se que, quanto maior o sub-resfriamento na saída do condensador, maior o COP. Da mesma forma, também este comportamento é esperado, e encontrado em instalações por compressão, visto que, à medida que aumenta o sub-resfriamento, menor a parcela de fluido necessita evaporar no dispositivo de expansão para resfriar a massa fluida até a temperatura de evaporação, e menor, portanto, o título na entrada no evaporador. Essa configuração permite a entrada no evaporador de uma massa com menor entalpia, que, até chegar à condição de vapor saturado seco, removerá mais energia do meio do que uma com título maior.

Na Figura 5.1(c), pode-se verificar que, para todas as outras condições constantes, a capacidade de arrefecimento do absorvedor é proporcional ao número de tubos, em uma relação aproximadamente linear. Visto que a quantidade de calor é linearmente proporcional à área de troca, sendo que a área de troca térmica é diretamente proporcional ao número de tubos, esse comportamento é natural. A pequena não-linearidade pode ser atribuída à influência da geometria na determinação de outros fatores, como por exemplo o fluxo de massa por perímetro molhado (Γ), que influi no coeficiente de película no lado da solução, e às incertezas e erros provenientes da utilização das equações de estado.

Da Figura 5.1(d) pode-se concluir que, à medida que menores temperaturas são exigidas no evaporador, para demais condições (inclusive carga térmica) constantes, a quantidade de calor necessária no gerador aumenta. Essa relação é importante na determinação da fonte térmica que será utilizada no abastecimento do sistema, visto que é um fator limitante.

5.2. Caso 1 – Refrigerador de pequeno porte

Para este estudo de caso, foi simulado um sistema de 1 kW de refrigeração, operando no regime $-10/+35$ °C, ou seja, com temperatura de evaporação de -10 °C e temperatura de condensação de $+35$ °C. Este sistema é semelhante a um refrigerador doméstico de médio porte, como um modelo duplex de 450 L.

O tempo médio de operação de um sistema de refrigeração é de 18 a 22 horas por dia (COSTA, 2002). Esse tempo pode variar consideravelmente, em função de fatores como seu correto dimensionamento, oscilações de carga térmica, condições de temperatura do ambiente, carga de refrigerante correta, dentre outras. Portanto, nesta simulação, considerou-se um valor médio de tempo de operação, de 20 horas por dia.

Na situação de um sistema de refrigeração por compressão, operando no mesmo regime (-10/+35 °C), pode-se esperar um COP de aproximadamente 2,5 (COSTA, 2002).

Os dados obtidos através da utilização do programa para as principais variáveis do sistema são apresentados na Tabela 5.1:

Tabela 5.1 – Dados da simulação para um sistema de 1 kW operando no regime -10/+35 °C.

Parâmetro	Valor	Unidade
Q_{EV}	1	kW
Q_{ABS}	2,23	kW
Q_{GER}	2,22	kW
T_1, T_2	-10	°C
T_3, T_4	40	°C
T_5, T_6	115	°C
T_7	74	°C
T_8	30	°C
m_1, m_2	$8,95 \times 10^{-4}$	kg/s
m_3, m_4	$6,27 \times 10^{-3}$	kg/s
m_5, m_8	$8,98 \times 10^{-4}$	kg/s
m_6, m_7	$5,37 \times 10^{-3}$	kg/s
$T_{E \text{ água, abs}}$	22	°C
$C_{\text{tubos, abs}}$	0,4	m
$\text{num}_{\text{tubos, abs}}$	18	
$d_{\text{int tubos, abs}}$	10,3	mm
$d_{\text{ext tubos, abs}}$	12,7	mm
$A_{\text{TROCA TÉRM}}$	0,233	m ²

A operação do sistema de refrigeração por absorção apresentado na Tabela 5.1 consome 2,22 kW na forma de calor. Logo, a operação do sistema ao longo de um mês consumiria, para 600 horas (20 horas de operação por dia), 1332 kWh, na forma de calor. Essa quantidade de energia equivale a um custo de R\$ 69,13.

No caso de um sistema por compressão com um COP de 2,5, a potência de acionamento do compressor para um sistema semelhante é de 0,4 kW. A quantidade de energia elétrica consumida para a operação do compressor, durante 600 horas, é 240 kWh, na forma de trabalho elétrico. Essa quantidade de energia equivale a um custo de R\$ 96,00.

Considerando que a bomba de recirculação do sistema de absorção opere consumindo a carga máxima encontrada em sistemas por absorção, ou seja, 10% da energia que consome o compressor do sistema por compressão de potência equivalente, isso equivaleria a um acréscimo de R\$ 9,60 ao custo operacional do sistema, totalizando R\$ 78,73. Neste caso, a instalação de um sistema por absorção traria uma economia de 18% no consumo de energia para operação do sistema.

5.3. Caso 2 – Instalação de climatização

Para a simulação de um sistema de climatização, foi utilizado um sistema com capacidade de refrigeração de 25 kW, operando no regime +10/+35 °C. Esta é a capacidade média dos sistemas utilizados em centrais de ar condicionado, instalados em ambientes com grande ocupação (como bancos, teatros, auditórios, e hospitais), por vezes com mais de um equipamento, instalados em paralelo.

Instalações de climatização podem operar, dependendo da solicitação, durante todo o período em que houver ocupação nos recintos climatizados. Para o presente estudo, estimou-se uma taxa de utilização de 12 horas por dia.

A condição de temperatura de evaporação mais alta permite ao sistema trabalhar sob um COP da ordem de 6 (COSTA, 2002).

Os dados obtidos através da utilização do programa para as principais variáveis do sistema simulado são apresentados na Tabela 5.2:

Tabela 5.2 – Dados da simulação para um sistema de 25 kW operando no regime +10/+35 °C.

Parâmetro	Valor	Unidade
Q_{EV}	25	kW
Q_{ABS}	58,63	kW
Q_{GER}	59,02	kW
T_1, T_2	10	°C
T_3, T_4	40	°C
T_5, T_6	115	°C
T_7	74	°C
T_8	30	°C
m_1, m_2	$2,37 \times 10^{-2}$	kg/s
m_3, m_4	$1,66 \times 10^{-1}$	kg/s
m_5, m_8	$2,37 \times 10^{-2}$	kg/s
m_6, m_7	$1,42 \times 10^{-1}$	kg/s
$T_{E \text{ água, abs}}$	22	°C
$C_{\text{tubos, abs}}$	1,9	m
$\text{num}_{\text{tubos, abs}}$	80	
$d_{\text{int tubos, abs}}$	10,3	mm
$d_{\text{ext tubos, abs}}$	12,7	mm
$A_{\text{TROCA TÉRM}}$	4,91	m ²

A operação do sistema de climatização estudado, conforme apresentado na Tabela 5.2 consome 58,63 kW na forma de calor. Considerando-se a operação deste sistema por 12 horas por dia, o seu consumo de energia, ao longo de um mês, será de 21106,8 kWh, ou, sendo o calor obtido através de gás natural, R\$ 1095,44.

Se o mesmo efeito de refrigeração (25 kW) for obtido por um sistema por compressão, com um COP de 6, seria necessária uma potência de 4,17 kW para o acionamento do compressor. Com a operação deste sistema ao longo de um mês, 12 horas por dia, o consumo total de energia seria de 1501,2 kWh. Ao custo de R\$ 0,40 por kWh, o total despendido na operação do sistema seria de R\$ 600,48.

Neste caso, a simulação indica que não se justificaria a aplicação do sistema de absorção proposto, visto que seu custo devido à operação é de

aproximadamente duas vezes o custo de um sistema por compressão, descontado ainda o custo de acionamento da bomba de recirculação.

Todavia, para o presente caso, a temperatura mínima no gerador é de cerca de 75 °C, como pode ser estimado através dos valores apresentados na Tabela 3.1. Coletores solares planos, o tipo mais comum encontrado comercialmente, podem aquecer água a temperaturas dessa ordem, segundo Beyer (1988). Assim, para o presente caso seria possível sua aplicação, o que anularia o custo energético operacional da instalação, justificando seu emprego.

5.4. Caso 3 – Instalação de refrigeração de grande porte

Foi realizada também a simulação de um sistema de refrigeração industrial, com potência de 350 kW, operando no regime -30/+35 °C. Sistemas deste porte são encontrados na indústria de processamento de alimentos, como, por exemplo, nas câmaras de estocagem e nos túneis de congelamento de carnes, em frigoríficos de médio e grande porte.

As câmaras de estocagem atendidas por um sistema como o simulado neste item ficam a baixas temperaturas (cerca de -25 °C) indefinidamente. Todavia, o sistema de refrigeração opera, comumente, de 18 a 22 horas por dia (COSTA, 2002).

A temperatura de evaporação mais baixa é obtida, nesses sistemas, através da manutenção de uma pressão de evaporação mais baixa. Isto faz com que o sistema opere com um COP menor, o que tem por consequência um consumo maior de energia, para o mesmo efeito de refrigeração. Segundo COSTA (2002), sistemas que operam nesta faixa de temperatura apresentam um COP da ordem de 2.

Os dados obtidos na simulação de um sistema com essas configurações estão apresentados na Tabela 5.3:

O sistema apresentado na Tabela 5.3 consome, para sua operação, 721,18 kW na forma de calor. Considerando-se a operação desse sistema durante 20 horas por dia, o seu consumo total de energia ao longo de um mês será de 437262,82 kWh, na forma de calor. Se obtida através da queima de gás natural, essa quantidade de energia representará um custo de R\$ 22693,94.

Tabela 5.3 – Dados da simulação para um sistema de 350 kW operando no regime -30/+35 °C.

Parâmetro	Valor	Unidade
Q_{EV}	350	kW
Q_{ABS}	721,18	kW
Q_{GER}	736,69	kW
T_1, T_2	-30	°C
T_3, T_4	40	°C
T_5, T_6	115	°C
T_7	74	°C
T_8	30	°C
m_1, m_2	$2,96 \times 10^{-1}$	kg/s
m_3, m_4	2,07	kg/s
m_5, m_8	$2,96 \times 10^{-1}$	kg/s
m_6, m_7	1,78	kg/s
$T_{E \text{ água, abs}}$	22	°C
$C_{\text{tubos, abs}}$	5	m
$num_{\text{tubos, abs}}$	290	
$d_{\text{int tubos, abs}}$	26,6	mm
$d_{\text{ext tubos, abs}}$	33	mm
$A_{\text{TROCA TÉRM}}$	121,17	m ²

Caso a mesma quantidade de calor fosse removida por um sistema por compressão de vapores, operando com um COP igual a 2, a operação necessitaria de uma potência de 175 kW no acionamento do compressor, e consumiria 106,1 MWh no mesmo período de tempo. Essa quantidade de energia, com os valores praticados no Paraná em agosto de 2008, geraria um custo de R\$ 26526,32.

Somando-se ao custo do sistema de refrigeração por absorção 10% do custo operacional do sistema por compressão, referente ao acionamento da bomba de recirculação, tem-se uma estimativa aproximada de custo energético para a sua operação de R\$ 25350, o que representa uma redução do gasto com energia de 4,5%, o que representa uma economia anual de aproximadamente R\$ 14160,00.

Essa redução pode se tornar ainda mais expressiva se utilizar-se fontes de calor da indústria, como linhas de vapor ou condensado a altas temperaturas. Desta forma, se o sistema de refrigeração por absorção for acoplado a um sistema com

custo energético reduzido, seu custo operacional pode ser otimizado significativamente.

5.5. Resumo dos comparativos

Analisando-se os comparativos apresentados nos itens 1 a 3 do presente capítulo, verifica-se que os sistemas de refrigeração por absorção apresentam melhores resultados, quando comparados a sistemas por compressão, a temperaturas mais baixas.

Levando-se em conta que os custos de manutenção são sensivelmente menores, conforme descrito no Capítulo 2, e que os comparativos apresentados estão baseados em energia paga para a operação do sistema, chega-se à conclusão de que os sistemas de refrigeração por absorção podem ser viáveis, se corretamente estudados e projetados. Nos sistemas simulados no presente trabalho, por exemplo, se o gás natural for substituído por subprodutos de algum processo produtivo, utilizando o sistema de absorção com reaproveitamento de energia, ou co-geração, as possibilidades de aplicação são multiplicadas, e o tempo de retorno do investimento cai sensivelmente.

Com essa perspectiva, conclui-se que os sistemas de refrigeração por absorção constituem uma alternativa relevante para a obtenção de baixas temperaturas, com um baixo custo operacional (devido à menor necessidade de manutenção, pela ausência de partes móveis no sistema) e energético (como demonstrado no presente Capítulo) para certas aplicações.

As simulações foram realizadas com foco no custo da energia necessária para a operação do sistema, tendo em vista que esses valores podem ser comparados diretamente. Outro fator de grande relevância na opção por um sistema por compressão ou por absorção é o custo inicial de aquisição e instalação do sistema. Esse valor, contudo, não pôde ser adequadamente comparado, em função da grande disparidade de custo devida ao fato de os sistemas por compressão serem fabricados em escala, enquanto que os sistemas de absorção para instalações de grande porte são constituídos, basicamente, de projetos individuais. Desta forma, a redução de custo decorrente da produção em escala se verifica em um tipo de sistema, mas não em outro. Um comparativo desta natureza só faria sentido no caso de ambos terem produção em larga escala.

5.6. Comparação com dados empíricos

Na literatura disponível sobre sistemas de refrigeração por absorção encontram-se alguns trabalhos e estudos nos quais apresentam-se dados empíricos, medidos em sistemas reais. No intuito de dar confiabilidade ao programa desenvolvido, foram realizadas comparações os resultados obtidos por alguns desses trabalhos e os resultados obtidos pela simulação destes mesmos sistemas no programa.

Uma vez que os trabalhos divulgados não detalham, muitas vezes, as características geométricas da instalação, e que uma mesma quantidade de fluxo de calor pode ser obtida por trocadores com diferentes geometrias, não faz sentido comparar a geometria do absorvedor para dois sistemas. Nesse sentido, foram comparados somente os consumos de energia necessários para a operação dos sistemas reais simulados. Foram simulados sistemas com diferentes temperaturas de evaporação, visando testar a correlação dos resultados do programa com valores reais para sistemas utilizados para aplicações de refrigeração e climatização.

Benito (2007) apresenta o estudo de um sistema de co-geração operando com dois motores térmicos distintos (turbina a gás e motor de combustão interna, ambos utilizando óleo diesel como combustível). Na área de descarga dos gases quentes da combustão dos motores foi acoplado um *chiller* por absorção, da marca ROBUR, modelo GAHP-W, de fabricação italiana. O *chiller* em questão tem uma capacidade de refrigeração de 13,5 kW, a uma temperatura de evaporação de -10 °C. Os dados apresentados em seu trabalho e os valores obtidos pela simulação desse sistema estão apresentados na Tabela 5.4:

Tabela 5.4 – Simulação de um sistema de 13,5 kW, operando no regime -10/+35 °C.

Variável	Unidade	Sistema real	Simulação	Desvio
Q_{EV}	kW	13,5	13,5	-
T_{EV}	°C	-10	-10	-
T_{CD}	°C	35	35	-
Q_{GER}	kW	28	30,04	6,8%

Os valores da Tabela 5.4 indicam uma boa concordância entre a expectativa de consumo de energia para a operação de um sistema de absorção de simples efeito e o consumo real de um sistema desta natureza instalado, operando no mesmo regime. O trabalho em questão não fornece maiores informações acerca das demandas de energia no absorvedor, de forma que não foi possível estender o comparativo a variáveis como vazão de água no absorvedor, temperatura de absorção e carga térmica do absorvedor. Porém, mesmo com o reduzido número de variáveis conhecidas, o programa determinou a quantidade de energia que deve ser fornecida para o funcionamento do sistema, com uma margem de erro relativamente pequena.

Seara e Vázquez (2001) apresentam um estudo sobre a temperatura ótima no gerador (OGT – *optimal generator temperature*) para um sistema de refrigeração por absorção de simples estágio. A temperatura ótima no gerador é a temperatura de dissociação do vapor de amônia da solução forte em que o sistema trabalha sob um maior COP. O sistema apresentado por Seara e Vázquez (2001) tem uma capacidade de refrigeração de 5 kW, e trabalha a uma temperatura de evaporação de $-15\text{ }^{\circ}\text{C}$ e uma temperatura de condensação de $30\text{ }^{\circ}\text{C}$. A temperatura de absorção é de $26\text{ }^{\circ}\text{C}$.

O trabalho de Seara e Vázquez (2001) não apresenta o valor da demanda de energia no gerador, uma vez que o intuito do trabalho é correlacionar o COP do sistema com outras variáveis. Desta forma, a comparação entre os dois sistemas tem de ser feita sobre o COP, conforme apresentado na Tabela 5.5:

Tabela 5.5 – Simulação de um sistema de 5 kW, operando no regime $-15/+30\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Variável	Unidade	Sistema real	Simulação	Desvio
Q_{EV}	kW	5	5	-
T_{EV}	$^{\circ}\text{C}$	-15	-15	-
T_{CD}	$^{\circ}\text{C}$	30	30	-
$T_{ABSORÇÃO}$	$^{\circ}\text{C}$	26	26	-
COP		0,44	0,456	3,63%

Os valores da Tabela 5.5 indicam uma boa concordância entre o comportamento esperado e o comportamento real de um sistema de refrigeração por absorção de simples efeito, o que indica que os resultados da simulação condizem com os valores práticos e dados reais. No trabalho de Seara e Vázquez (2001) não são fornecidas informações detalhadas sobre a geometria do absorvedor, o que impossibilitou que o comparativo fosse estendido a outras variáveis. Todavia, na análise sobre a instalação de um sistema dessa natureza, uma informação de grande relevância é a estimativa do seu consumo de energia, e essa variável foi determinada pelo programa com uma margem de erro reduzida.

CONCLUSÕES

Levando-se em conta que os sistemas de refrigeração por absorção possuem alguns aspectos interessantes em relação aos sistemas por compressão, a saber, a ausência de partes móveis (que diminui sensivelmente a necessidade de intervenções para manutenção) e a possibilidade de aproveitamento de subprodutos ou sobras de energia (geralmente na forma de vapor) de processos produtivos, chega-se à conclusão de que os sistemas por absorção podem ser economicamente viáveis, e devem ter seu emprego aumentado ao longo do tempo. Alguns dos obstáculos que devem ser superados para que isso aconteça são a maior complexidade dos projetos de instalações de absorção em relação às instalações por compressão, a ausência de manufatura em escala de alguns componentes desse sistema e a escassez de ferramentas que facilitem o estudo e a simulação de instalações dessa natureza. Este trabalho se propôs a suprir parte da demanda deste último item, fornecendo uma ferramenta confiável para a simulação do comportamento de sistemas de refrigeração por absorção.

Os resultados das simulações realizadas indicam que instalações de refrigeração por absorção podem ter aplicação em processos a baixas temperaturas, pois foi verificado que mesmo com abastecimento através de energia paga o sistema tem potencial para ser competitivo, permitindo reduções de custo energético para a obtenção de ambientes refrigerados.

Se a análise for estendida a situações onde existe a possibilidade de obtenção de energia a partir de subprodutos do processo produtivo, o tempo de retorno do investimento será ainda menor. Some-se a isso o fato de que em indústrias de grande porte o consumo de energia das instalações de refrigeração pode atingir até 60% do consumo total da planta industrial, e está formado um cenário de amplas possibilidades para a aplicação da refrigeração por absorção, com alto potencial de ganhos em eficiência energética e aumento da sustentabilidade, devido ao uso racional de energia e insumos, de indústrias de diversos setores, principalmente no processamento de alimentos e bebidas.

O presente trabalho atingiu plenamente seu objetivo maior, de desenvolvimento de uma ferramenta confiável para o projeto e simulação de

sistemas de refrigeração por absorção, como comprovado através da boa correlação dos dados obtidos na simulação de sistemas reais.

O programa mostrou-se flexível e eficaz na simulação dos sistemas, e segue os modelos matemáticos mais atuais disponíveis na literatura. A utilização de programação estruturada mostrou-se flexível e gerou um programa modular, organizado e de fácil compreensão e modificação.

Algumas sugestões para trabalhos futuros são o desenvolvimento de uma interface gráfica para o programa, visando uma maior facilidade de interação do mesmo com o usuário, e a extensão do sistema para a simulação de sistemas de duplo e triplo efeito, que possuem um rendimento mais alto e podem ser viáveis para instalações de grande carga térmica.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

AKASAKA, R. A rigorous calculation of the critical point from the fundamental equation of state for the water + ammonia mixture. **International Journal of Refrigeration** (2008), doi: 10.1016/j.ijrefrig.2008.05.007

ANDBERG, J. W. e VLIET, G. C. Design guidelines for water-lithium bromide absorbers. **ASHRAE Transactions**, vol. 89, p.p 220-232 (1983).

ARUN, M. B., MAIYA, M. P. e MURTHY, S. S. Performance comparison of double-effect parallel-flow and series flow water-lithium bromide absorption systems. **Applied Thermal Engineering**, vol. 21, p.p 1273-1279 (2001).

ASHRAE Handbook of Fundamentals 2005. American Society of Heating, Refrigeration and Air-Conditioning Engineers. Atlanta, 2005.

ASHRAE Handbook of Refrigeration 2002. American Society of Heating, Refrigeration and Air-Conditioning Engineers. Atlanta, 2002.

BARROS, M. M. M. e VARELLA, V. S. de Q. **Fontes de Energia Renováveis: Geração Eólica**. 2003. Disponível em: <http://www.solar.coppe.ufrj.br/eolica/eol_txt.htm>. Acesso em: 15 mai 2008.

BENITO, Y. R.; PARISE, J. A. **Modelagem da produção simultânea de frio, calor e energia elétrica**. Rio de Janeiro, 2007. 126p. Dissertação de Mestrado - Departamento de Engenharia Mecânica, Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro.

BEYER, P. O. **Produção de Gelo com Coletores Solares Concentradores Parabólicos Compostos e Refrigeração por Absorção**. Porto Alegre, 1988.

BULA, A.; HERRERA, D. L.; NAVARRO, L. F.; CORREDOR, L. A. **Thermodynamic simulation of a solar absorption refrigeration system generator – Heat exchanger**. Barranquilla, Colombia, 2003.

CARVALHO, Enio Nascimento. **Desenvolvimento de um Absorvedor Compacto para Unidade de Absorção**. Brasília, 2005.

COOLPACK, Technical University of Denmark, Lyngby, Denmark, (2000).

COSTA, Ênnio C. **Refrigeração**. Ed. Edgard Blücher. São Paulo, 2002.

ENERGY INFORMATION ADMINISTRATION, 2008. Disponível em: <<http://tonto.eia.doe.gov/oog/info/ngw/ngupdate.asp>>. Acesso em: 14 ago 2008.

FERNÁNDEZ-SEARA, J., SIERES, J. Ammonia-water absorption refrigeration system with flooded evaporators. **Applied Thermal Engineering** 26, 2006.

FERNÁNDEZ-SEARA, J., SIERES, J., RODRÍGUEZ, C., VÁZQUEZ, M. Ammonia-water absorption in vertical tube absorbers. **International Journal of Thermal Sciences**, vol. 44, p.p 277-288, 2005.

FERNÁNDEZ-SEARA, J., SIERES, J., UHÍA, F. Analysis of an air cooled ammonia-water vertical tubular absorber. **International Journal of Thermal Sciences**, vol. 46, p.p 93-103, 2007.

FERNÁNDEZ-SEARA, J., VAZQUEZ, M. Study and control of the optimal generation temperature in absorption refrigeration systems. **Applied Thermal Engineering** vol. 21, p.p 343-357 (2001).

FLORIDES, G. A., KALOGIROU, S. A., TASSOU, S. A., WROBEL, L. C. Design and construction of a LiBr–water absorption machine. **Energy Conversion and Management** vol. 44, p.p 2483–2508, 2003.

de FRANCISCO, A., ILLANES, R., TORRES, J. L., CASTILLO, M., de BLAS, M., PRIETO, E., GARCÍA, A. Development and testing of a prototype of low-power water-ammonia absorption equipment for solar energy applications. **Renewable Energy**, vol. 25, p.p 537-544, 2002.

GARIMELLA, Srinivas. **Fundamental understanding of heat and mass transfer in the ammonia/water absorber**. Atlanta, 2007.

GENEMCO, Inc., 2006. Produced by Genemco Inc. Disponível em: <<http://www.genemco.com/aloe/plate.html>>. Acesso em: 30 jun 2008.

GROSSMAN, G. ABSIM: Modular simulation of advanced absorption systems. **International Journal of Refrigeration**, 2001.

GROSSMAN, G., Simultaneous heat and mass transfer in film absorption under laminar flow. **International Communications in Heat and Mass Transfer**, 1983.

GROSSMAN, G., HEATH, M. T. Simultaneous heat and mass transfer in absorption of gases in turbulent liquids. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, 1984.

INCROPERA, F., DeWITT, D. **Fundamentos da transferência de calor e de massa**. 5. ed. LTC, São Paulo, 2003.

INTERNATIONAL ENERGY AGENCY (IEA), **Monthly Electricity Statistics**. Paris, 2008.

JOUDI, KHALID A., LAFTA, ALI H. Simulation of a simple absorption refrigeration system. **Energy Conversion & Management**, 2001

KILLION, J. D.; GARIMELLA, S. A critical review of models of coupled heat and mass transfer in falling-film absorption. **International Journal of Refrigeration**, 2001.

KIM, Byongjoo; PARK, Jongil. Dynamic simulation of a single-effect ammonia/water absorption chiller. **International Journal of Refrigeration**, v. 30, p.p 535-545, 2007.

KREITH, Frank. **Princípios da Transmissão de Calor**. Ed. Edgard Blücher. São Paulo, 2002.

M. CONDE ENGINEERING. **Thermophysical Properties of {NH₃ + H₂O} Mixtures for the Industrial Design of Absorption Refrigeration Equipment**. Zurich, 2006.

MARTINEZ, P. J. e PINAZO, J. M. A method for design analysis of absorption machines. **International Journal of Refrigeration**, vol. 25, p.p 634-639 (2002).

MEDRANO, M., BOUROUIS, M. e CORONAS, A. Absorption of water vapour in the falling film of water-lithium bromide inside a vertical tube at air-cooling thermal conditions. **International Journal of Thermal Sciences**, vol. 41, p.p 891-898 (2002).

MILANÉS, R. L. P. **Análise e simulação do absorvedor evaporativo de um sistema de absorção água-amônia para produção de gelo em escamas**. Tese de Doutorado. Faculdade de Engenharia Meânica – Unicamp. Campinas, 2002.

MÜHLE, Ingo N. **Instalação de Absorção para Baixas Temperaturas**. Canoas, 2008.

PATNAIK, V., PEREZ-BLANCO H., A counter flow heat-exchanger analysis for the design of falling film absorbers. **International Absorption Heat Pump Conf.**, 1993.

PÁTEK, J. e KLOMFAR, J. Simple functions for fast calculations of selected thermodynamic properties of the ammonia-water system. **International Journal of Refrigeration** 18 (1995) 228-234.

PEREIRA, M. A., **Análise exérgica experimental de uma unidade de refrigeração por absorção de 5TR movida a gás liquefeito de petróleo (GLP)**. Dissertação de Mestrado. Setor de Tecnologia, Universidade Federal do Paraná, 2006.

PERRY, R. H.; GREEN, D. W.; MALONEY, J. O. **Perry's Chemical Engineers' Handbook**. 7th ed. New York: McGraw-Hill, 1997.

POHL, J. P., GROSSMAN, G., Investigation and comparison of two configurations of a novel open-cycle absorption chiller. **International Journal of Refrigeration**, 1998.

SBRAVATI, Alan e SILVA, André F. S. **Refrigeração por Absorção**. Disponível em: < http://www.fem.unicamp.br/~em672/Absorcao_Alan_Andre.html>. Acesso em: 29 jun 2008.

SOUSA, Mabel R. *et al*, Análise técnica e econômica da unidade piloto de refrigeração no armazenamento de cebola. **Revista Brasileira de Produtos Agroindustriais**, v.6, p.p 165-170. Campina Grande, 2004.

STOECKER, W. F. e JONES, J. W. **Refrigeração e Ar Condicionado**. 1ª ed. brasileira. São Paulo: McGraw-Hill LTDA, 1985.

STOECKER, W. F.; JABARDO, J. M. Saiz. **Refrigeração Industrial**. 2ª ed. São Paulo: Edgard Blücher, 2002.

TAKAMATSU, H., YAMASHIRO, H., TAKATA, N. E HONDA, H. Vapor absorption by LiBr aqueous solution in vertical smooth tubes. **International Journal of Refrigeration**, vol. 26, p.p 659-666 (2003).

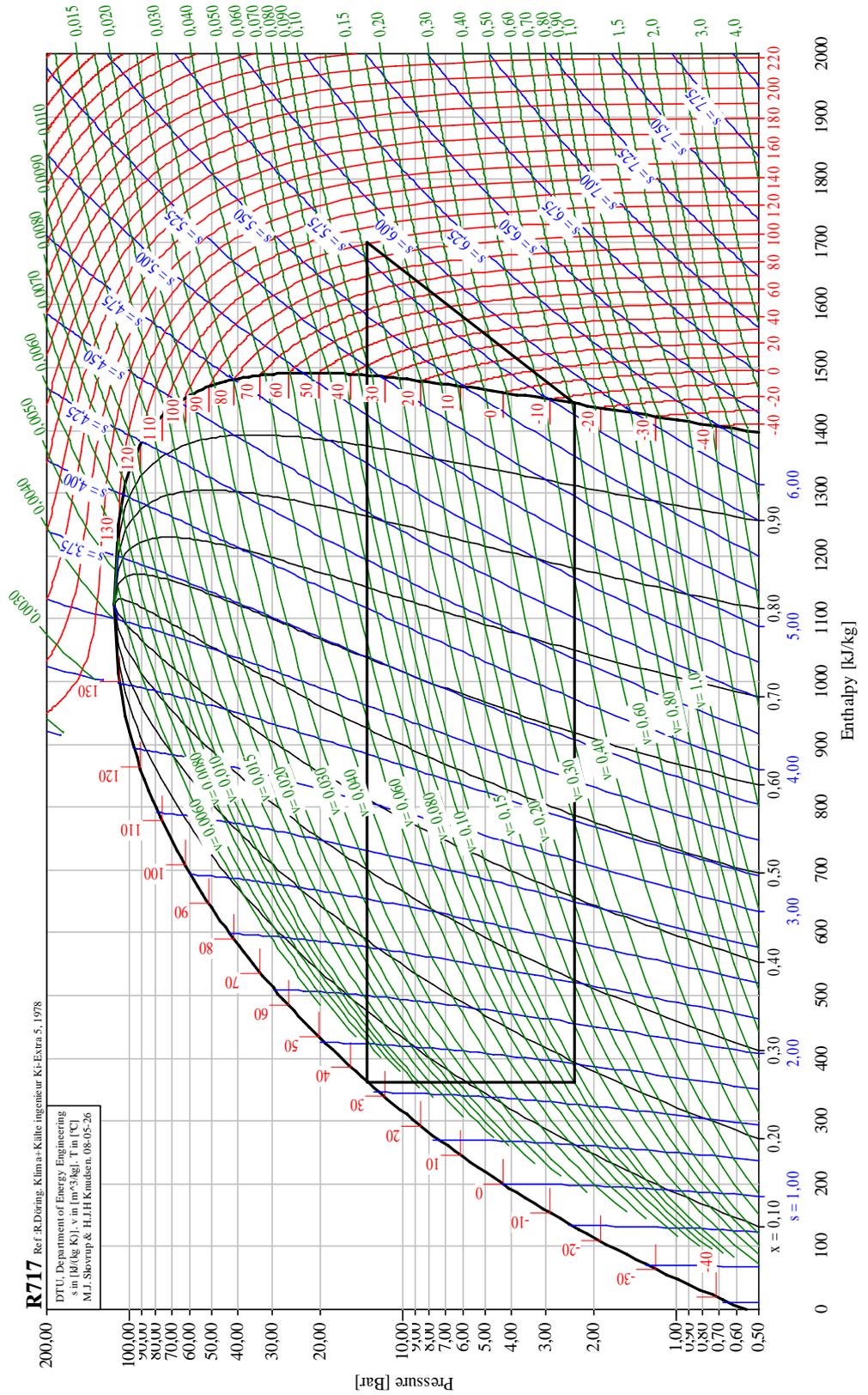
TALBI, M. e AGNEW, B. Energy recovery from diesel engine exhaust gases for performance enhancement and air conditioning. **Applied Thermal Engineering**. Vol 22, p.p 693-702 (2002).

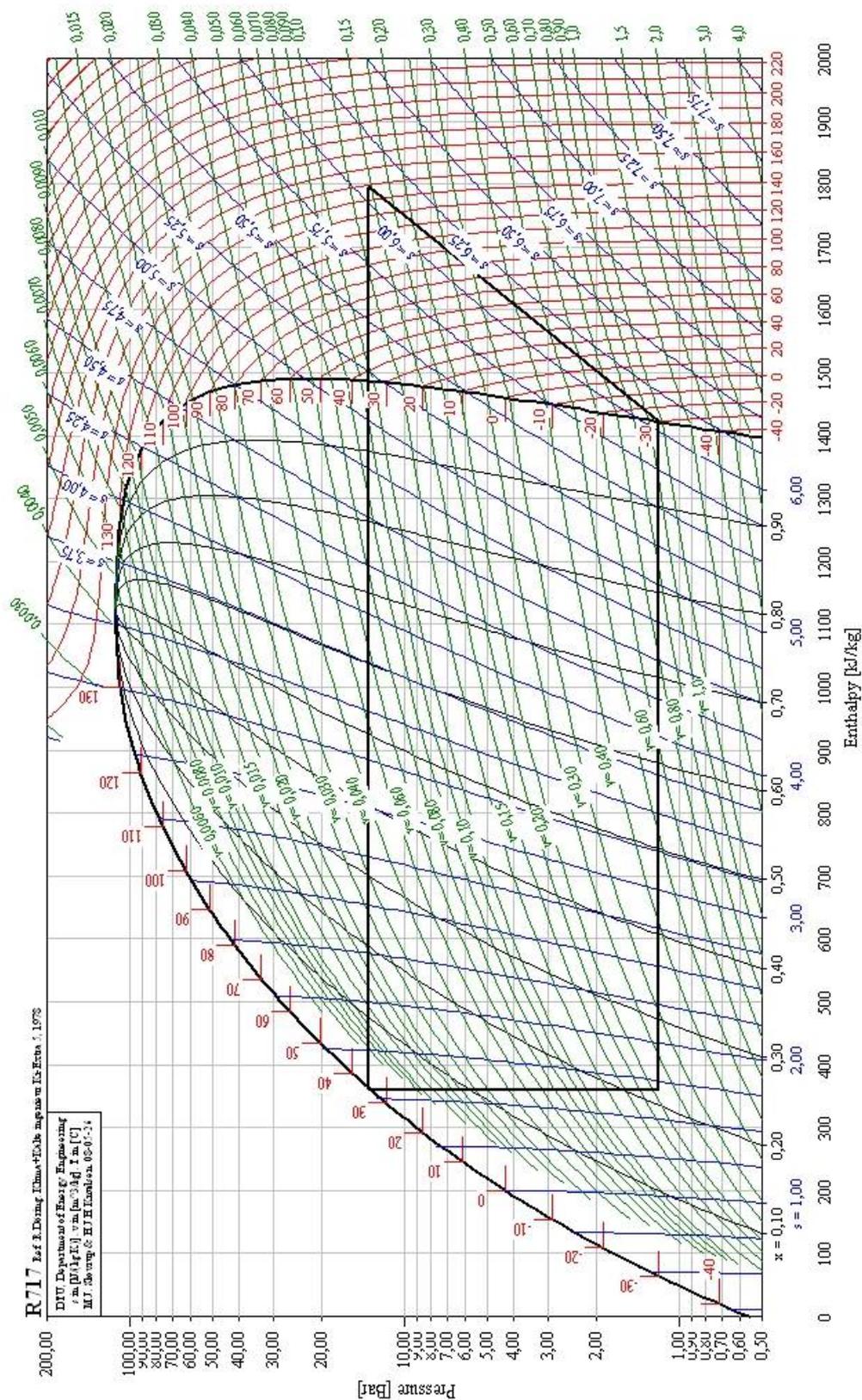
THRELKELD, J. L., **Thermal Environmental Engineering**. 2. ed. Englewood Cliffs, N.J.: Prentice-Hall, 1970.

THSINCORP, 2008. Disponível em: <<http://www.thsincorp.com/utube.html>> Acesso em: 30 jun 08.

ANEXOS

Anexo 1 - Diagrama p-xh de um sistema de simples estágio, no regime -15/+35 °C.

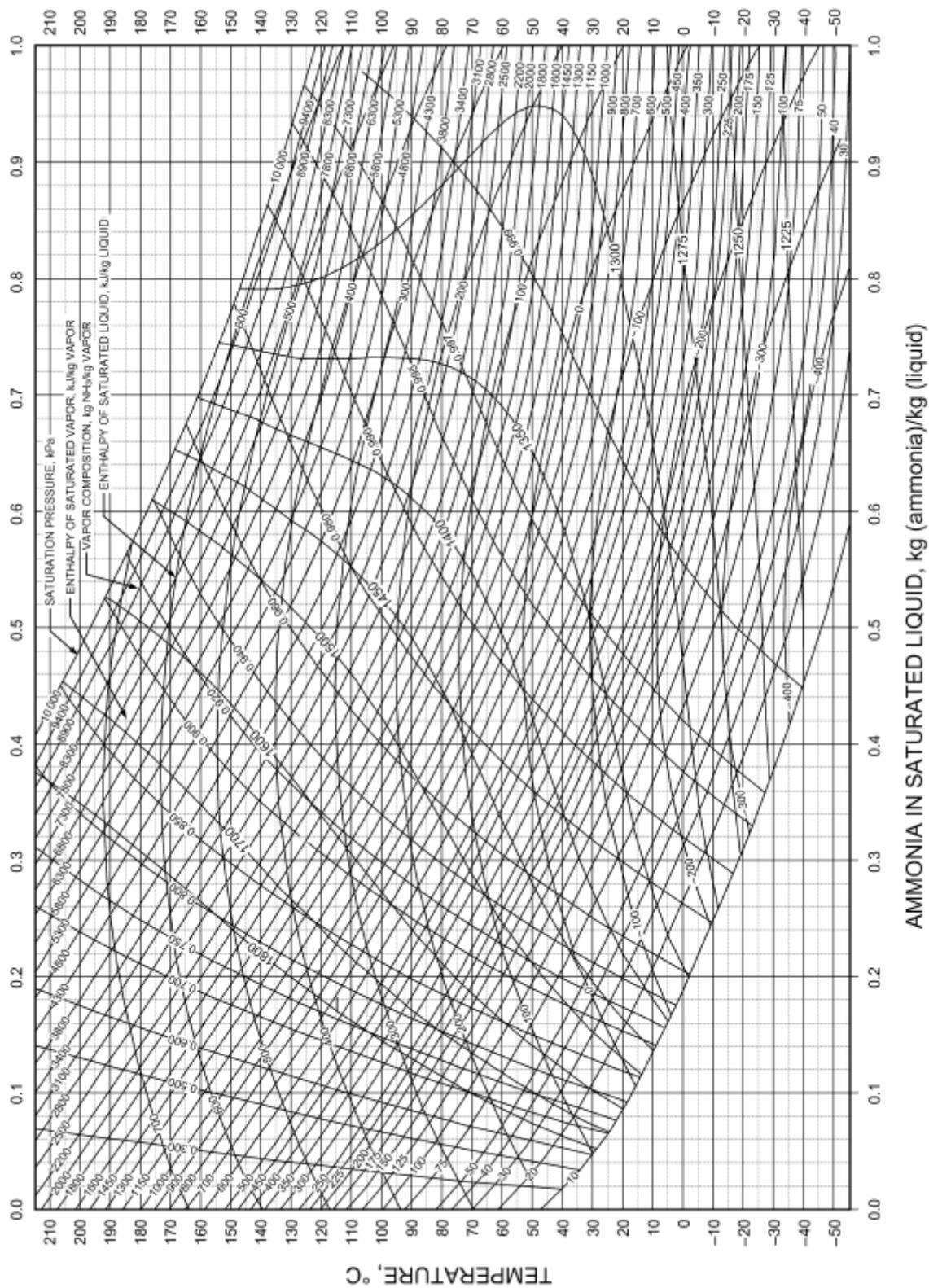




Anexo 3 - Diagrama p-h de um ciclo -30/+35 °C, duplo estágio.

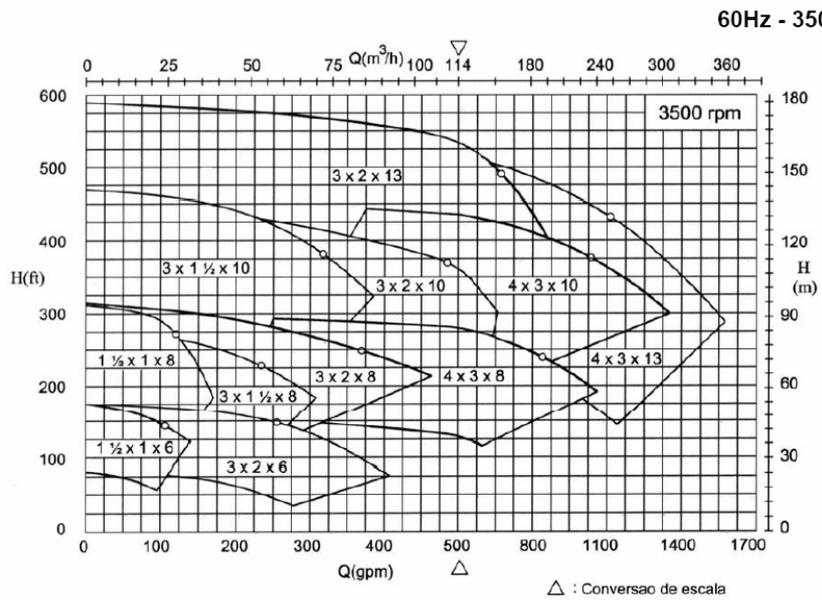
Fonte: Coolpack, 2000

Anexo 4 - Diagrama T x [] para misturas água-amônia.



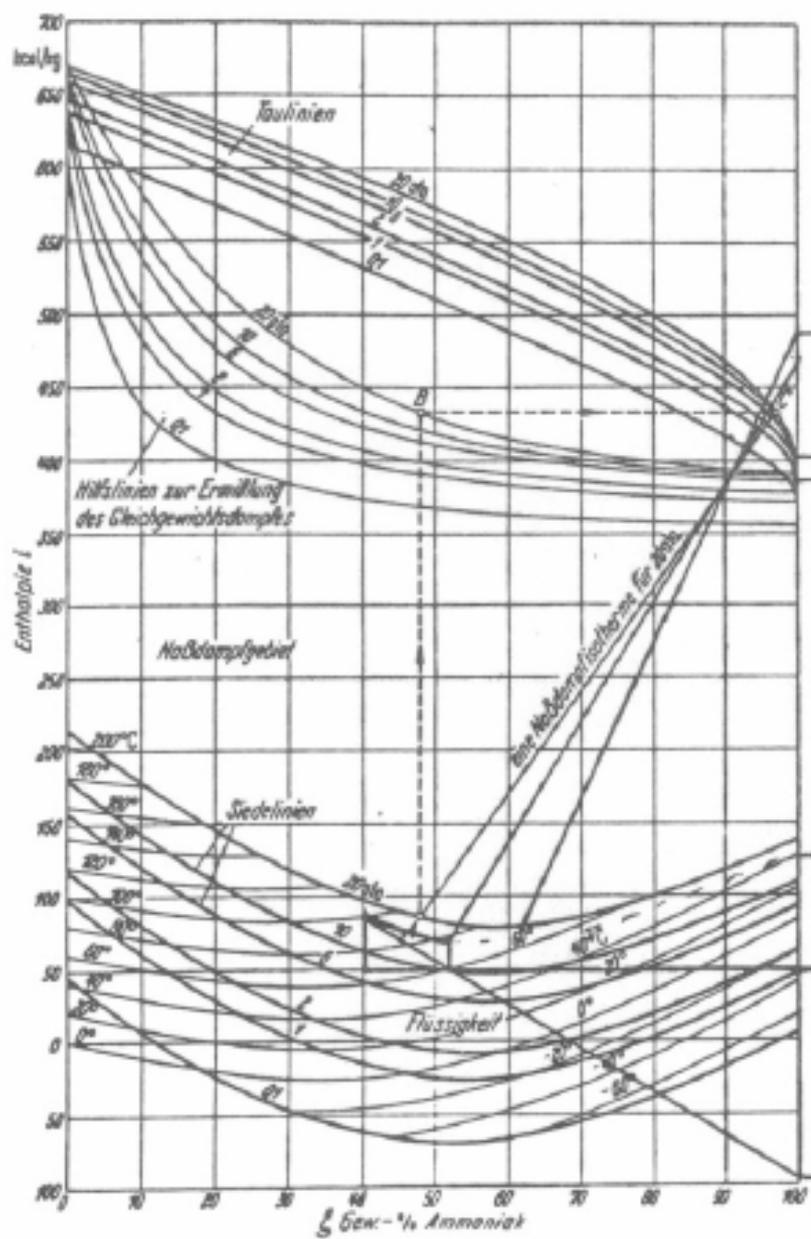
Fonte: ASHRAE, 2005

Anexo 5 – Catálogo de bomba centrífuga para circulação de soluções água-amônia.



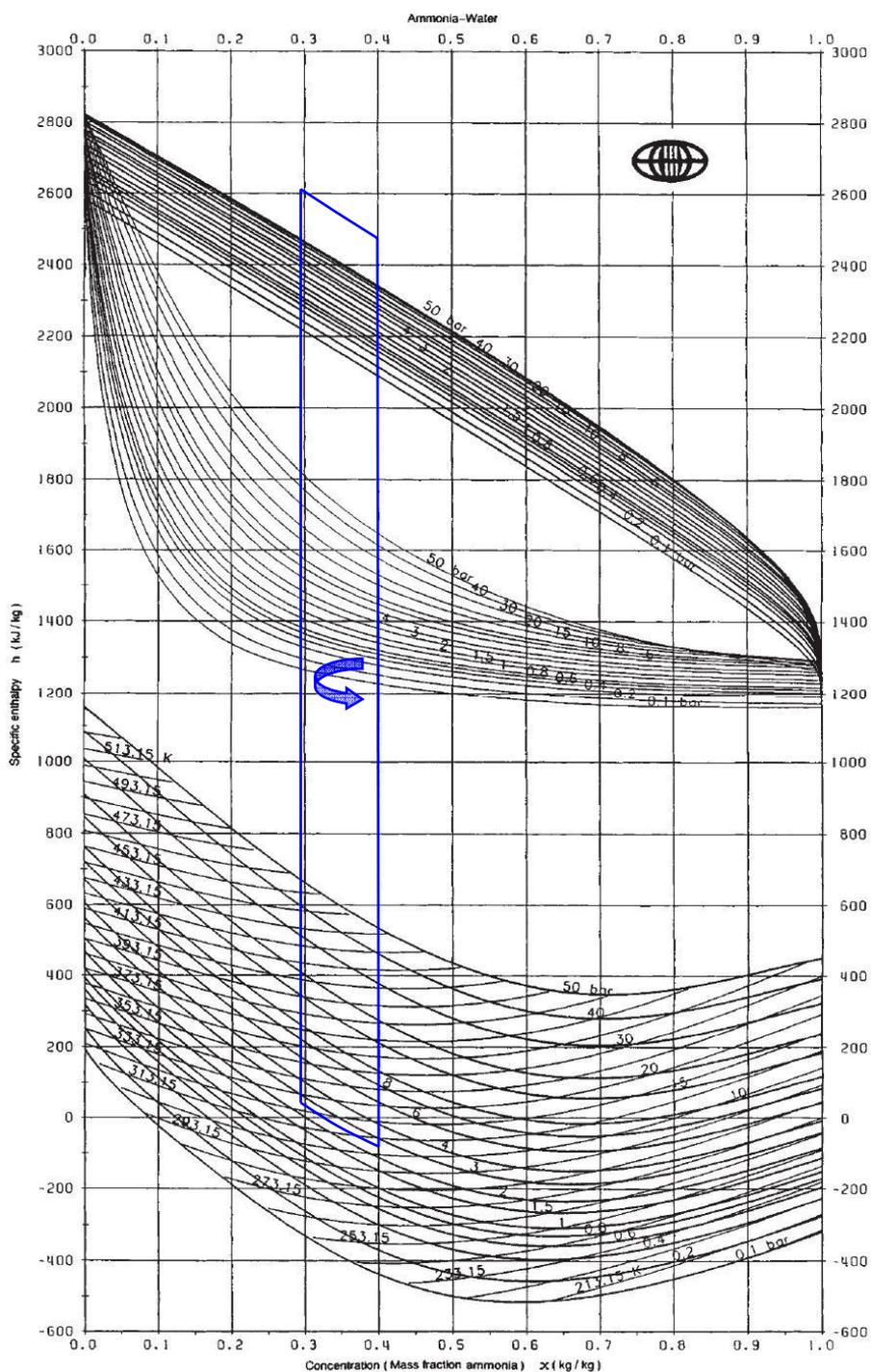
Fonte: KSB Bombas, 2008

Anexo 6 – Diagrama de Merkel-Bosnjakovic, para soluções de água e amônia.



Fonte: ASHRAE, 2005

Anexo 7 – Diagrama entalpia-concentração para soluções água-amônia



Fonte: Perry, 2007

Anexo 8 – Listagem do programa desenvolvido

```

PROGRAM SIMUL_AMONIA ! Simulação de sistemas de absorção água-amônia

IMPLICIT REAL (A-Z)

COMMON /TEMPS/ T_2, T_2_K, T_3, T_3_K, T_4, T_4_K, T_5, T_5_K, T_6, T_6_K, T_7, T_7_K, T_8,
T_8_K, T_M, T_M_C, T_M_K
COMMON /TEMPS/ Temp_3, Temp_6
COMMON /TEMPS/ T_evap, Temp_evap, T_evap_K, T_cond, Temp_cond, T_cond_K, Subresfr , T_min_ger
COMMON /TEMPS/ T_ent_agua_resfr_abs, T_sai_agua_resfr_abs, T_E_tubos_abs, T_S_tubos_abs,
T_media_tubos_abs, T_media_tubos_abs_K
COMMON /TEMPS/ T_E_casco_abs, T_S_casco_abs, T_media_casco_abs, T_media_casco_abs_K,
T_parede_tubos_abs, T_parede_tubos_abs_K

COMMON /PRESSOES/ p_evap, p_cond, p_abs, p_ger, p_casco_abs, p_tubos_abs, p_agua_resfr_abs

COMMON /ENTALPIAS/ h_1, h_2, h_3, h_4, h_5, h_6, h_7, h_8, h_M, dh_evap, DELTAh_ger_vap,
DELTAh_ger_sol

COMMON /MASSAS/ m_1, m_2, m_3, m_4, m_5, m_6, m_7, m_8, m_M, m_sol_abs, m_agua_abs, m_c_abs,
m_t_abs

COMMON /CONCS/ x_3, x_4, x_6, x_7, Conc_3, Conc_7, x_casco_abs

COMMON /CONSTS/ g, PI

COMMON /PROPS/ rho_sol_3, rho_t_abs, rho_c_abs
COMMON /PROPS/ Cp_agua_resfr_abs, Cp_tubos_abs, Cp_t_abs, Cp_t_abs_kJ, Cp_agua_c_abs,
Cp_amonia_c_abs, Cp_c_abs
COMMON /PROPS/ mu_t_abs, mu_t_abs_tp, mu_c_abs
COMMON /PROPS/ k_t_abs, k_amonia_c_abs, k_agua_c_abs, k_c_abs, k_mat_tubos_abs

COMMON /GEOM_ABS/ comp_tubos_abs, num_tubos_abs, esp_tubos_abs, A_int_t_abs
COMMON /GEOM_ABS/ d_int_abs, d_ext_abs, d_int_tubos_abs, d_ext_tubos_abs, r_int_abs, r_ext_abs

COMMON /GEOM_ABS/ e_espelhos_abs, esp_espelhos_abs, d_direc_fluxo_abs, d_feixe_tubos_abs,
passo_abs
COMMON /GEOM_ABS/ num_tubos_fil_central_abs, d_int_c_abs
COMMON /GEOM_ABS/ Fat_incr_int_tubos_abs, Fat_incr_ext_tubos_abs, R_d_i_abs, R_d_e_abs
COMMON /GEOM_ABS/ A_troca_est_abs, U_estimado_abs, U_est_corr_abs, num_tubos_estimado_abs,
num_tubos_fil_central_estimado_abs
COMMON /GEOM_ABS/ v_t_abs, Re_t_abs, Pr_t_abs, Nusselt_t_abs, h_t_abs
COMMON /GEOM_ABS/ Re_c_abs, Pr_c_abs, h_c_abs
COMMON /GEOM_ABS/ dh_tubos_abs, m_perim_molhado_abs, esp_filme_abs_num, esp_filme_abs_den,
esp_filme_abs
COMMON /GEOM_ABS/ A_troca_abs, R_abs, U_calc_abs

COMMON /MLDT/ MLDT_num_abs, MLDT_den_abs, MLDT_abs

COMMON /CARGAS_TERM/ Q, Q_evap, Q_abs, Q_calc_abs, Q_ger, Q_COND, COP

```

```

COMMON /CARGAS_OUTR/ Vazao_mass_bomba, Vazao_vol_bomba_mcps, Vazao_vol_bomba_lph, DELTAp_bomba

CALL DETER_CAPAC
CALL VAL_ENTR
CALL DETER_P_H
CALL DETER_CAPAC_COMPON
CALL PROTERM_ABS
CALL APRESENTA_RESULTADOS

END

```

```

SUBROUTINE DETER_CAPAC
! CAPACIDADE DO SISTEMA E REGIME DE OPERAÇÃO, LIDOS DO AQUIVO 'ENTRADAS.TXT'
IMPLICIT REAL (A-Z)

COMMON /TEMPS/ T_2, T_2_K, T_3, T_3_K, T_4, T_4_K, T_5, T_5_K, T_6, T_6_K, T_7, T_7_K, T_8,
T_8_K, T_M, T_M_C, T_M_K
COMMON /TEMPS/ Temp_3, Temp_6
COMMON /TEMPS/ T_evap, Temp_evap, T_evap_K, T_cond, Temp_cond, T_cond_K, Subresfr, T_min_ger
COMMON /TEMPS/ T_ent_agua_resfr_abs, T_sai_agua_resfr_abs, T_E_tubos_abs, T_S_tubos_abs,
T_media_tubos_abs, T_media_tubos_abs_K
COMMON /TEMPS/ T_E_casco_abs, T_S_casco_abs, T_media_casco_abs, T_media_casco_abs_K,
T_parede_tubos_abs, T_parede_tubos_abs_K

COMMON /CARGAS_TERM/ Q, Q_evap, Q_abs, Q_calc_abs, Q_ger, Q_COND, COP

OPEN (unit = 1, status = 'old', file = 'ENTRADAS.TXT')

READ (1,*) Q
READ (1,*) Temp_evap
READ (1,*) Temp_cond

CLOSE (1, STATUS = 'OLD')

END

```

```

SUBROUTINE VAL_ENTR
! ENTRADA DE DADOS, LIDOS DO ARQUIVO 'ENTRADAS.TXT'

IMPLICIT REAL (A-Z)

COMMON /TEMPS/ T_2, T_2_K, T_3, T_3_K, T_4, T_4_K, T_5, T_5_K, T_6, T_6_K, T_7, T_7_K, T_8,
T_8_K, T_M, T_M_C, T_M_K
COMMON /TEMPS/ Temp_3, Temp_6
COMMON /TEMPS/ T_evap, Temp_evap, T_evap_K, T_cond, Temp_cond, T_cond_K, Subresfr, T_min_ger
COMMON /TEMPS/ T_ent_agua_resfr_abs, T_sai_agua_resfr_abs, T_E_tubos_abs, T_S_tubos_abs,
T_media_tubos_abs, T_media_tubos_abs_K
COMMON /TEMPS/ T_E_casco_abs, T_S_casco_abs, T_media_casco_abs, T_media_casco_abs_K,
T_parede_tubos_abs, T_parede_tubos_abs_K

```

```

COMMON /PRESSOES/ p_evap, p_cond, p_abs, p_ger, p_casco_abs, p_tubos_abs, p_agua_resfr_abs

COMMON /CONCS/ x_3, x_4, x_6, x_7, Conc_3, Conc_7, x_casco_abs

COMMON /CONSTS/ g, PI

COMMON /PROPS/ rho_sol_3, rho_t_abs, rho_c_abs
COMMON /PROPS/ Cp_agua_resfr_abs, Cp_tubos_abs, Cp_t_abs, Cp_t_abs_kJ, Cp_agua_c_abs,
Cp_amonia_c_abs, Cp_c_abs
COMMON /PROPS/ mu_t_abs, mu_t_abs_tp, mu_c_abs
COMMON /PROPS/ k_t_abs, k_amonia_c_abs, k_agua_c_abs, k_c_abs, k_mat_tubos_abs

COMMON /GEOM_ABS/ comp_tubos_abs, num_tubos_abs, esp_tubos_abs, A_int_t_abs
COMMON /GEOM_ABS/ d_int_abs, d_ext_abs, d_int_tubos_abs, d_ext_tubos_abs, r_int_abs, r_ext_abs

COMMON /GEOM_ABS/ e_espelhos_abs, esp_espelhos_abs, d_direc_fluxo_abs, d_feixe_tubos_abs,
passo_abs
COMMON /GEOM_ABS/ num_tubos_fil_central_abs, d_int_c_abs
COMMON /GEOM_ABS/ Fat_incr_int_tubos_abs, Fat_incr_ext_tubos_abs, R_d_i_abs, R_d_e_abs
COMMON /GEOM_ABS/ A_troca_est_abs, U_estimado_abs, U_est_corr_abs, num_tubos_estimado_abs,
num_tubos_fil_central_estimado_abs
COMMON /GEOM_ABS/ v_t_abs, Re_t_abs, Pr_t_abs, Nusselt_t_abs, h_t_abs
COMMON /GEOM_ABS/ Re_c_abs, Pr_c_abs, h_c_abs
COMMON /GEOM_ABS/ dh_tubos_abs, m_perim_molhado_abs, esp_filme_abs_num, esp_filme_abs_den,
esp_filme_abs
COMMON /GEOM_ABS/ A_troca_abs, R_abs, U_calc_abs

OPEN (unit = 1, status = 'old', file = 'ENTRADAS.TXT')

READ (1,*) comp_tubos_abs
READ (1,*) num_tubos_abs
READ (1,*) d_int_tubos_abs
READ (1,*) d_ext_tubos_abs

CLOSE (1, STATUS = 'OLD')

Subresfr = 5 ! °C          Subresfriamento na saída do condensador
g = 9.806 ! m/s^2        Aceleração da gravidade
PI = 3.141592

! ABSORVEDOR

Conc_3 = 0.4              ! kg_NH3/kg_SOL
Conc_7 = 0.3              ! kg_NH3/kg_SOL
Temp_3 = 40               ! °C
Temp_6 = 115              ! °C
p_agua_resfr_abs = 101.325 ! kPa = 1 atm; Pressão atmosférica
T_ent_agua_resfr_abs = 22 ! °C
T_sai_agua_resfr_abs = 26 ! °C
Cp_agua_resfr_abs = 4.18 ! kJ/kg-°C
Fat_incr_int_tubos_abs = 0.0001 ! m^2 - K / W

```

```

    Fat_incr_ext_tubos_abs = 0.00018 ! m^2 - K / W
    U_estimado_abs = 200 ! W / m^2 - K
    d_int_tubos_abs = 10.3 / 1000 ! m
    d_ext_tubos_abs = 12.7 / 1000 ! m
    esp_tubos_abs = (d_ext_tubos_abs - d_int_tubos_abs) / 2 ! m
    esp_espelhos_abs = 0.005 ! m

! Disposição triangular dos tubos:
num_tubos_fil_central_abs = 6 ! *** Alterar, em função de 'num_tubos_fil_central_estimado_abs'
d_int_c_abs = 0.154 ! m
passo_abs = (1.5 * d_ext_tubos_abs) ! m; Passo do feixe de tubos = 1,25De
d_dirac_fluxo_abs = d_ext_tubos_abs + 0.002 ! m

END

SUBROUTINE DETER_P_H
! DETERMINAÇÃO DAS PRESSÕES E ENTALPIAS

IMPLICIT REAL (A-Z)

COMMON /TEMPS/ T_2, T_2_K, T_3, T_3_K, T_4, T_4_K, T_5, T_5_K, T_6, T_6_K, T_7, T_7_K, T_8,
T_8_K, T_M, T_M_C, T_M_K
COMMON /TEMPS/ Temp_3, Temp_6
COMMON /TEMPS/ T_evap, Temp_evap, T_evap_K, T_cond, Temp_cond, T_cond_K, Subresfr, T_min_ger
COMMON /TEMPS/ T_ent_agua_resfr_abs, T_sai_agua_resfr_abs, T_E_tubos_abs, T_S_tubos_abs,
T_media_tubos_abs, T_media_tubos_abs_K
COMMON /TEMPS/ T_E_casco_abs, T_S_casco_abs, T_media_casco_abs, T_media_casco_abs_K,
T_parede_tubos_abs, T_parede_tubos_abs_K

COMMON /PRESSOES/ p_evap, p_cond, p_abs, p_ger, p_casco_abs, p_tubos_abs, p_agua_resfr_abs

COMMON /ENTALPIAS/ h_1, h_2, h_3, h_4, h_5, h_6, h_7, h_8, h_M, dh_evap, DELTAh_ger_vap,
DELTAh_ger_sol

COMMON /CONCS/ x_3, x_4, x_6, x_7, Conc_3, Conc_7, x_casco_abs

COMMON /PROPS/ rho_sol_3, rho_t_abs, rho_c_abs
COMMON /PROPS/ Cp_agua_resfr_abs, Cp_tubos_abs, Cp_t_abs, Cp_t_abs_kJ, Cp_agua_c_abs,
Cp_amonia_c_abs, Cp_c_abs
COMMON /PROPS/ mu_t_abs, mu_t_abs_tp, mu_c_abs
COMMON /PROPS/ k_t_abs, k_amonia_c_abs, k_agua_c_abs, k_c_abs, k_mat_tubos_abs

COMMON /CARGAS_TERM/ Q, Q_evap, Q_abs, Q_calc_abs, Q_ger, Q_COND, COP

! EVAPORADOR
    Q_evap = Q ! kW
    T_evap = Temp_evap ! °C
    T_evap_K = T_evap + 273.15 ! K
    p_evap = p_amonia(T_evap_K) ! bar

```

```

! CONDENSADOR
  T_cond = Temp_cond           ! °C
  T_cond_K = T_cond + 273.15  ! K
  p_cond = p_amonia(T_cond_K) ! bar

! ABSORVEDOR
  p_abs = p_evap              ! bar

! GERADOR
  p_ger = p_cond              ! bar

! TEMPERATURAS
  T_2 = T_evap                ! °C; considerando superaquecimento nulo
  T_2_K = T_2 + 273.15       ! K;
  T_3 = Temp_3                ! °C;
  T_3_K = Temp_3 + 273.15    ! K
  T_7 = 74                    ! °C;
  T_7_K = T_7 + 273.15      ! K;
  T_4 = T_3                    ! °C
  T_4_K = T_4 + 273.15      ! K
  T_6 = Temp_6                ! °C
  T_6_K = T_6 + 273.15      ! K
  T_8 = Temp_cond - Subresfr  ! °C
  T_8_K = T_8 + 273.15      ! K

! CONCENTRAÇÕES
  x_3 = Conc_3                ! Concentr. da solução que deixa o absorvedor
  x_7 = Conc_7                ! Concentr. da solução que deixa o absorvedor
  x_4 = x_3
  x_6 = x_7

! ENTALPIAS
  h_8 = h_amonia_liq (T_8_K)
  h_1 = h_amonia_l (T_2_K)    ! T_2 = T_1
  h_2 = h_amonia_vap (T_2_K)
  h_3 = h_solucão (T_3_K, x_3) ! h_solucão_x04 (T_3_K)
  h_7 = h_solucão (T_7_K, x_7) ! h_solucão_x03 (T_7_K)

END

SUBROUTINE DETER_CAPAC_COMPON
  ! ANÁLISE DOS COMPONENTES DO SISTEMA

IMPLICIT REAL (A-Z)

COMMON /TEMPS/ T_2, T_2_K, T_3, T_3_K, T_4, T_4_K, T_5, T_5_K, T_6, T_6_K, T_7, T_7_K, T_8,
T_8_K, T_M, T_M_C, T_M_K
COMMON /TEMPS/ Temp_3, Temp_6

```

```

COMMON /TEMPS/ T_evap, Temp_evap, T_evap_K, T_cond, Temp_cond, T_cond_K, Subresfr, T_min_ger
COMMON /TEMPS/ T_ent_agua_resfr_abs, T_sai_agua_resfr_abs, T_E_tubos_abs, T_S_tubos_abs,
T_media_tubos_abs, T_media_tubos_abs_K
COMMON /TEMPS/ T_E_casco_abs, T_S_casco_abs, T_media_casco_abs, T_media_casco_abs_K,
T_parede_tubos_abs, T_parede_tubos_abs_K

COMMON /PRESSOES/ p_evap, p_cond, p_abs, p_ger, p_casco_abs, p_tubos_abs, p_agua_resfr_abs

COMMON /ENTALPIAS/ h_1, h_2, h_3, h_4, h_5, h_6, h_7, h_8, h_M, dh_evap, DELTAh_ger_vap,
DELTAh_ger_sol

COMMON /MASSAS/ m_1, m_2, m_3, m_4, m_5, m_6, m_7, m_8, m_M, m_sol_abs, m_agua_abs, m_c_abs,
m_t_abs

COMMON /CONCS/ x_3, x_4, x_6, x_7, Conc_3, Conc_7, x_casco_abs

COMMON /CONSTS/ g, PI

COMMON /PROPS/ rho_sol_3, rho_t_abs, rho_c_abs
COMMON /PROPS/ Cp_agua_resfr_abs, Cp_tubos_abs, Cp_t_abs, Cp_t_abs_kJ, Cp_agua_c_abs,
Cp_amonia_c_abs, Cp_c_abs
COMMON /PROPS/ mu_t_abs, mu_t_abs_tp, mu_c_abs
COMMON /PROPS/ k_t_abs, k_amonia_c_abs, k_agua_c_abs, k_c_abs, k_mat_tubos_abs

COMMON /GEOM_ABS/ comp_tubos_abs, num_tubos_abs, esp_tubos_abs, A_int_t_abs
COMMON /GEOM_ABS/ d_int_abs, d_ext_abs, d_int_tubos_abs, d_ext_tubos_abs, r_int_abs, r_ext_abs
COMMON /GEOM_ABS/ e_espelhos_abs, esp_espelhos_abs, d_direc_fluxo_abs, d_feixe_tubos_abs,
passo_abs
COMMON /GEOM_ABS/ num_tubos_fil_central_abs, d_int_c_abs
COMMON /GEOM_ABS/ Fat_incr_int_tubos_abs, Fat_incr_ext_tubos_abs, R_d_i_abs, R_d_e_abs
COMMON /GEOM_ABS/ A_troca_est_abs, U_estimado_abs, U_est_corr_abs, num_tubos_estimado_abs,
num_tubos_fil_central_estimado_abs
COMMON /GEOM_ABS/ v_t_abs, Re_t_abs, Pr_t_abs, Nusselt_t_abs, h_t_abs
COMMON /GEOM_ABS/ Re_c_abs, Pr_c_abs, h_c_abs
COMMON /GEOM_ABS/ dh_tubos_abs, m_perim_molhado_abs, esp_filme_abs_num, esp_filme_abs_den,
esp_filme_abs
COMMON /GEOM_ABS/ A_troca_abs, R_abs, U_calc_abs

COMMON /MLDT/ MLDT_num_abs, MLDT_den_abs, MLDT_abs

COMMON /CARGAS_TERM/ Q, Q_evap, Q_abs, Q_calc_abs, Q_ger, Q_COND, COP
COMMON /CARGAS_OUTR/ Vazao_mass_bomba, Vazao_vol_bomba_mcps, Vazao_vol_bomba_lph, DELTAp_bomba

! EVAPORADOR
    ! BALANÇO DE ENERGIA
    dh_evap = h_2 - h_1          ! kJ/kg
    m_1 = Q / dh_evap          ! kJ/s

    ! BALANÇO DE MASSA
    m_2 = m_1 ! kg/s

```

! ABSORVEDOR

! O absorvedor é considerado como um elemento de sobre-efeito, de absorção adiabática da solução seguida pela transferência de calor

! Com essa abordagem, é necessária a determinação das propriedades em um ponto médio 'M', situado entre os dois processos

! Esse ponto 'M' é o ponto de saída do absorvedor adiabático e de entrada no trocador de calor

}

! BALANÇO DE MASSA

$$m_7 = m_2 * (x_3 - 1) / (x_7 - x_3)$$

$$m_3 = m_2 + m_7$$

! CONDIÇÕES DO PONTO 'M'

$$m_M = m \quad \text{! kg/s; massa no ponto 'M'}$$

$$h_M = (m_2 * h_2 + m_7 * h_7) / m_M \quad \text{! kJ/kg; entalpia do ponto 'M'}$$

$$T_{M_K} = T_{2_K} - ((h_2 - h_M) * (T_{2_K} - T_{7_K}) / (h_2 - h_7)) \quad \text{! K}$$

$$T_{M_C} = T_{M_K} - 273.15 \quad \text{! °C;}$$

! BALANÇO DE ENERGIA

$$Q_{abs} = m_2 * h_2 + m_7 * h_7 - m_3 * h_3 \quad \text{! kW;}$$

! BOMBA DE RECIRCULAÇÃO

$$\rho_{sol_3} = \rho_{casco}(T_{3_K})$$

$$Vazao_{mass_bomba} = m_3$$

$$Vazao_{vol_bomba_mcps} = m_3 / \rho_{sol_3} \quad \text{![m^3/s]}$$

$$Vazao_{vol_bomba_lph} = Vazao_{vol_bomba_mcps} * 3600 * 1000 \quad \text{![L/h]}$$

$$\Delta p_{bomba} = p_{cond} - p_{evap}$$

! GERADOR

! BALANÇO DE MASSA

$$m_4 = m_3$$

$$m_6 = m_7$$

$$m_5 = m_4 - m_6$$

! BALANÇO DE ENERGIA

$$h_4 = h_3 \quad \text{! } h_{líq} = h_{líq}(T)$$

$$h_6 = h_7 \quad \text{! expansão isoentálpica}$$

! Determinação de h_5 :

$$T_{5_K} = T_{cond} + 273$$

$$h_5 = h_{amonia_vap}(T_{5_K})$$

$$\Delta h_{ger_vap} = h_5 - h_4 \quad \text{! [kJ/kg]}$$

$$\Delta h_{ger_sol} = h_6 - h_4 \quad \text{! [kJ/kg]}$$

$$Q_{ger} = m_5 * \Delta h_{ger_vap} + m_6 * \Delta h_{ger_sol} \quad \text{! [kW]}$$

! CONDENSADOR

$$m_8 = m_5$$

$$Q_{COND} = m_8 * (h_8 - h_5)$$

```
! VÁLVULA DE EXPANSÃO PRINCIPAL
```

```
h_1 = h_8
```

```
! COP
```

```
COP = Q_evap / Q_ger
```

```
END
```

```
SUBROUTINE PROTERM_ABS
```

```
! CALCULA A CARGA DO ABSORVEDOR EM FUNÇÃO DA SUA GEOMETRIA
```

```
IMPLICIT REAL (A-Z)
```

```
COMMON /TEMPS/ T_2, T_2_K, T_3, T_3_K, T_4, T_4_K, T_5, T_5_K, T_6, T_6_K, T_7, T_7_K, T_8,  
T_8_K, T_M, T_M_C, T_M_K
```

```
COMMON /TEMPS/ Temp_3, Temp_6
```

```
COMMON /TEMPS/ T_evap, Temp_evap, T_evap_K, T_cond, Temp_cond, T_cond_K, Subresfr, T_min_ger
```

```
COMMON /TEMPS/ T_ent_agua_resfr_abs, T_sai_agua_resfr_abs, T_E_tubos_abs, T_S_tubos_abs,  
T_media_tubos_abs, T_media_tubos_abs_K
```

```
COMMON /TEMPS/ T_E_casco_abs, T_S_casco_abs, T_media_casco_abs, T_media_casco_abs_K,  
T_parede_tubos_abs, T_parede_tubos_abs_K
```

```
COMMON /PRESSOES/ p_evap, p_cond, p_abs, p_ger, p_casco_abs, p_tubos_abs, p_agua_resfr_abs
```

```
COMMON /ENTALPIAS/ h_1, h_2, h_3, h_4, h_5, h_6, h_7, h_8, h_M, dh_evap, DELTAh_ger_vap,  
DELTAh_ger_sol
```

```
COMMON /MASSAS/ m_1, m_2, m_3, m_4, m_5, m_6, m_7, m_8, m_M, m_sol_abs, m_agua_abs, m_c_abs,  
m_t_abs
```

```
COMMON /CONCS/ x_3, x_4, x_6, x_7, Conc_3, Conc_7, x_casco_abs
```

```
COMMON /CONSTS/ g, PI
```

```
COMMON /PROPS/ rho_sol_3, rho_t_abs, rho_c_abs
```

```
COMMON /PROPS/ Cp_agua_resfr_abs, Cp_tubos_abs, Cp_t_abs, Cp_t_abs_kJ, Cp_agua_c_abs,  
Cp_amonia_c_abs, Cp_c_abs
```

```
COMMON /PROPS/ mu_t_abs, mu_t_abs_tp, mu_c_abs
```

```
COMMON /PROPS/ k_t_abs, k_amonia_c_abs, k_agua_c_abs, k_c_abs, k_mat_tubos_abs
```

```
COMMON /GEOM_ABS/ comp_tubos_abs, num_tubos_abs, esp_tubos_abs, A_int_t_abs
```

```
COMMON /GEOM_ABS/ d_int_abs, d_ext_abs, d_int_tubos_abs, d_ext_tubos_abs, r_int_abs, r_ext_abs
```

```
COMMON /GEOM_ABS/ e_espelhos_abs, esp_espelhos_abs, d_direc_fluxo_abs, d_feixe_tubos_abs,  
passo_abs
```

```
COMMON /GEOM_ABS/ num_tubos_fil_central_abs, d_int_c_abs
```

```
COMMON /GEOM_ABS/ Fat_incr_int_tubos_abs, Fat_incr_ext_tubos_abs, R_d_i_abs, R_d_e_abs
```

```

COMMON /GEOM_ABS/ A_troca_est_abs, U_estimado_abs, U_est_corr_abs, num_tubos_estimado_abs,
num_tubos_fil_central_estimado_abs
COMMON /GEOM_ABS/ v_t_abs, Re_t_abs, Pr_t_abs, Nusselt_t_abs, h_t_abs
COMMON /GEOM_ABS/ Re_c_abs, Pr_c_abs, h_c_abs
COMMON /GEOM_ABS/ dh_tubos_abs, m_perim_molhado_abs, esp_filme_abs_num, esp_filme_abs_den,
esp_filme_abs
COMMON /GEOM_ABS/ A_troca_abs, R_abs, U_calc_abs

COMMON /MLDT/ MLDT_num_abs, MLDT_den_abs, MLDT_abs

COMMON /CARGAS_TERM/ Q, Q_evap, Q_abs, Q_calc_abs, Q_ger, Q_COND, COP
COMMON /CARGAS_OUTR/ Vazao_mass_bomba, Vazao_vol_bomba_mcps, Vazao_vol_bomba_lph, DELTAp_bomba

! TROCADOR DE CALOR - PROPRIEDADES DO LADO DA SOLUÇÃO
T_E_casco_abs = T_M_C          ! °C
T_S_casco_abs = T_3           ! °C
p_casco_abs = p_evap          ! kPa
x_casco_abs = x_3             ! kg_NH3/kg_SOL
m_sol_abs = m_3              ! kg/s

! TROCADOR DE CALOR - PROPRIEDADES DO LADO DA ÁGUA DE RESFRIAMENTO
p_tubos_abs = p_agua_resfr_abs ! kPa
T_E_tubos_abs = T_ent_agua_resfr_abs ! °C
T_S_tubos_abs = T_sai_agua_resfr_abs ! °C
Cp_tubos_abs = Cp_agua_resfr_abs ! kJ/kg-°C
m_agua_abs = Q_abs / (Cp_tubos_abs * (T_S_tubos_abs - T_E_tubos_abs)) ! kW;

! PROJETO TERMOHIDRÁULICO DO ABSORVEDOR
! (Com fluxo de água de resfriamento pelo lado dos tubos e amônia pelo lado no casco)

! Cálculo da MLDT
MLDT_num_abs = (T_S_casco_abs - T_E_tubos_abs) - (T_E_casco_abs - T_S_tubos_abs)
! °C
MLDT_den_abs = LOG ((T_S_casco_abs - T_E_tubos_abs) / (T_E_casco_abs - T_S_tubos_abs))
! LOG retorna o LN. LOG10 retorna o log.
MLDT_abs = MLDT_num_abs / MLDT_den_abs ! °C

! Determinação das temperaturas médias dos fluidos
T_media_tubos_abs = (T_E_tubos_abs + T_S_tubos_abs) / 2 ! °C
T_media_tubos_abs_K = T_media_tubos_abs + 273.15 ! K
T_media_casco_abs = (T_E_casco_abs + T_S_casco_abs) / 2 ! °C
T_media_casco_abs_K = T_media_casco_abs + 273.15 ! K
T_parede_tubos_abs = (T_media_tubos_abs + T_media_casco_abs) / 2 ! °C
T_parede_tubos_abs_K = T_parede_tubos_abs + 273.15 ! K;

! Determinação das propriedades dos fluidos nas temperaturas médias do casco e do tubo
rho_t_abs = rho_agua (T_media_tubos_abs_K)
rho_c_abs = rho_casco (T_M_C)
mu_t_abs = mu_agua (T_media_tubos_abs) ! viscosidade nos tubos
mu_t_abs_tp = mu_agua (T_parede_tubos_abs) ! viscosidade nos tubos na Tp

```

```

mu_c_abs = mu_solucao (T_parede_tubos_abs, x_3)
Cp_t_abs_kJ = CP_agua (T_media_tubos_abs) ! calor específico nos tubos; [kJ/kg-°C]
Cp_t_abs = Cp_t_abs_kJ * 1000 ! correção p/ nº Prandlt
Cp_agua_c_abs = CP_agua (T_media_casco_abs)
Cp_amonia_c_abs = CP_amonia (T_media_casco_abs)
Cp_c_abs = Cp_agua_c_abs * (1 - x_3) + Cp_amonia_c_abs * x_3 ! kJ/kg-°C
k_t_abs = k_agua (T_media_tubos_abs) ! W/m-K
k_amonia_c_abs = k_amonia (T_media_casco_abs)
k_agua_c_abs = k_agua (T_media_casco_abs)
k_c_abs = k_amonia_c_abs * x_3 + k_agua_c_abs * (1 - x_3) ! W/m-K

! Determinação das vazões no lado do casco e dos tubos
m_c_abs = m_sol_abs
m_t_abs = m_agua_abs

! Determinação dos fatores de incrustação
R_d_i_abs = Fat_incr_int_tubos_abs
R_d_e_abs = Fat_incr_ext_tubos_abs

! Determinação do número de tubos
U_est_corr_abs = 1 / ((1 / U_estimado_abs) + R_d_i_abs + R_d_e_abs) ! W / m^2 - K
e_espelhos_abs = esp_espelhos_abs ! m
d_ext_abs = d_ext_tubos_abs ! m
d_int_abs = d_int_tubos_abs ! m

A_troca_est_abs = Q_abs * 1000 / (U_est_corr_abs * MLDT_abs) ! m^2
num_tubos_estimado_abs = A_troca_est_abs / (PI * d_ext_abs * (comp_tubos_abs - 2 *
e_espelhos_abs))

! Coeficiente de película dentro dos tubos
A_int_t_abs = PI * (d_int_abs / 2) ** 2 ! [m^2]
v_t_abs = m_t_abs / (rho_t_abs * num_tubos_abs * A_int_t_abs) ! [m/s]
Re_t_abs = rho_t_abs * v_t_abs * d_int_abs / mu_t_abs
Pr_t_abs = mu_t_abs * Cp_t_abs / k_t_abs
Nusselt_t_abs = 1.86 * ((Re_t_abs * Pr_t_abs * d_int_abs / comp_tubos_abs) **
(0.33333)) * ((mu_t_abs / mu_t_abs_tp) ** (0.14))
h_t_abs = Nusselt_t_abs * k_t_abs / d_int_abs

! Geometria do casco
num_tubos_fil_central_estimado_abs = 1.10 * ((num_tubos_abs) ** (0.5))
d_feixe_tubos_abs = (num_tubos_fil_central_abs - 1) * passo_abs + d_ext_abs ! m

! Verificação da Geometria
dh_tubos_abs = d_dirac_fluxo_abs - d_ext_abs ! m;
m_perim_molhado_abs = (m_7 / num_tubos_abs) / (PI * dh_tubos_abs) ! kg/m-s
esp_filme_abs_num = (3 * mu_c_abs * m_perim_molhado_abs) ! [kg^2 / m^2 - s^2]
esp_filme_abs_den = ((rho_c_abs ** 2) * g) ! [kg^2 / m^5 - s^2]
esp_filme_abs = (esp_filme_abs_num / esp_filme_abs_den) ** (0.33333) ! m

Re_c_abs = 4 * m_perim_molhado_abs / mu_c_abs

```

```

Pr_c_abs = mu_c_abs * Cp_c_abs / k_c_abs

h_c_abs = (k_c_abs / esp_filme_abs) * (0.029 * (Re_c_abs ** 0.53) * (Pr_c_abs **
0.344))

r_ext_abs = d_ext_abs / 2 ! m
r_int_abs = d_int_abs / 2 ! m
k_mat_tubos_abs = k_aco(T_parede_tubos_abs_K) ! W/m-K
R_abs = (1 / h_t_abs) + (r_int_abs / k_mat_tubos_abs) * log (r_ext_abs / r_int_abs) +
(r_int_abs / r_ext_abs) * (1 / h_c_abs)      ! m^2 - K / W

U_calc_abs = 1 / R_abs ! [W / m^2 - K]

A_troca_abs = num_tubos_abs * pi * d_int_abs * comp_tubos_abs      ! m^2

Q_calc_abs = U_calc_abs * A_troca_abs * MLDT_abs ! W

! DETERMINAÇÃO DA TEMPERATURA MÍNIMA NO GERADOR

T_min_ger = Temp_minima_gerador (T_evap, T_cond, T_media_casco_abs)

END

```

```

SUBROUTINE APRESENTA_RESULTADOS

```

```

    !APRESENTAÇÃO DOS RESULTADOS

```

```

IMPLICIT REAL (A-Z)

```

```

COMMON /TEMPS/ T_2, T_2_K, T_3, T_3_K, T_4, T_4_K, T_5, T_5_K, T_6, T_6_K, T_7, T_7_K, T_8,
T_8_K, T_M, T_M_C, T_M_K

```

```

COMMON /TEMPS/ Temp_3, Temp_6

```

```

COMMON /TEMPS/ T_evap, Temp_evap, T_evap_K, T_cond, Temp_cond, T_cond_K, Subresfr, T_min_ger

```

```

COMMON /TEMPS/ T_ent_agua_resfr_abs, T_sai_agua_resfr_abs, T_E_tubos_abs, T_S_tubos_abs,
T_media_tubos_abs, T_media_tubos_abs_K

```

```

COMMON /TEMPS/ T_E_casco_abs, T_S_casco_abs, T_media_casco_abs, T_media_casco_abs_K,
T_parede_tubos_abs, T_parede_tubos_abs_K

```

```

COMMON /PRESSOES/ p_evap, p_cond, p_abs, p_ger, p_casco_abs, p_tubos_abs, p_agua_resfr_abs

```

```

COMMON /ENTALPIAS/ h_1, h_2, h_3, h_4, h_5, h_6, h_7, h_8, h_M, dh_evap, DELTAh_ger_vap,
DELTAh_ger_sol

```

```

COMMON /MASSAS/ m_1, m_2, m_3, m_4, m_5, m_6, m_7, m_8, m_M, m_sol_abs, m_agua_abs, m_c_abs,
m_t_abs

```

```

COMMON /CONCS/ x_3, x_4, x_6, x_7, Conc_3, Conc_7, x_casco_abs

```

```

COMMON /CONSTS/ g, PI

```

```

COMMON /PROPS/ rho_sol_3, rho_t_abs, rho_c_abs
COMMON /PROPS/ Cp_agua_resfr_abs, Cp_tubos_abs, Cp_t_abs, Cp_t_abs_kJ, Cp_agua_c_abs,
Cp_amonia_c_abs, Cp_c_abs
COMMON /PROPS/ mu_t_abs, mu_t_abs_tp, mu_c_abs
COMMON /PROPS/ k_t_abs, k_amonia_c_abs, k_agua_c_abs, k_c_abs, k_mat_tubos_abs

COMMON /GEOM_ABS/ comp_tubos_abs, num_tubos_abs, esp_tubos_abs, A_int_t_abs
COMMON /GEOM_ABS/ d_int_abs, d_ext_abs, d_int_tubos_abs, d_ext_tubos_abs, r_int_abs, r_ext_abs

COMMON /GEOM_ABS/ e_espelhos_abs, esp_espelhos_abs, d_direc_fluxo_abs, d_feixe_tubos_abs,
passo_abs
COMMON /GEOM_ABS/ num_tubos_fil_central_abs, d_int_c_abs
COMMON /GEOM_ABS/ Fat_incr_int_tubos_abs, Fat_incr_ext_tubos_abs, R_d_i_abs, R_d_e_abs
COMMON /GEOM_ABS/ A_troca_est_abs, U_estimado_abs, U_est_corr_abs, num_tubos_estimado_abs,
num_tubos_fil_central_estimado_abs
COMMON /GEOM_ABS/ v_t_abs, Re_t_abs, Pr_t_abs, Nusselt_t_abs, h_t_abs
COMMON /GEOM_ABS/ Re_c_abs, Pr_c_abs, h_c_abs
COMMON /GEOM_ABS/ dh_tubos_abs, m_perim_molhado_abs, esp_filme_abs_num, esp_filme_abs_den,
esp_filme_abs
COMMON /GEOM_ABS/ A_troca_abs, R_abs, U_calc_abs

COMMON /MLDT/ MLDT_num_abs, MLDT_den_abs, MLDT_abs

COMMON /CARGAS_TERM/ Q, Q_evap, Q_abs, Q_calc_abs, Q_ger, Q_COND, COP
COMMON /CARGAS_OUTR/ Vazao_mass_bomba, Vazao_vol_bomba_mcps, Vazao_vol_bomba_lph, DELTAp_bomba

```

!APRESENTAÇÃO DAS PRINCIPAIS VARIÁVEIS E DA CORREÇÃO DO PROJETO NA TELA:

```

      Q_ABS_TESTEa = Q_calc_abs / Q_abs
      Q_ABS_TESTE = Q_ABS_TESTEa / 1000
      IF (Q_ABS_TESTE < 0.95) WRITE (*,*) "CAPACIDADE NO ABSORVEDOR MUITO BAIXA. AUMENTA A
ÁREA DE TROCA."
      IF (Q_ABS_TESTE > 1.05) WRITE (*,*) "CAPACIDADE DO ABSORVEDOR EXCESSIVA. DIMINUI A ÁREA
DE TROCA."

```

```

WRITE (*,*) " "
WRITE (*,*) Q_ABS_TESTE
WRITE (*,*) " Q_abs = ", Q_abs
WRITE (*,*) " Q_calc_abs = ", Q_calc_abs
WRITE (*,*) " Q_ger = ", Q_ger
WRITE (*,*) " comp_tubos_abs = ", comp_tubos_abs
WRITE (*,*) " d_ext_abs = ", d_ext_abs
WRITE (*,*) " d_int_abs = ", d_int_abs
WRITE (*,*) " A_troca_abs = ", A_troca_abs
WRITE (*,*) " num_tubos_abs = ", num_tubos_abs
WRITE (*,*) " "
WRITE (*,*) " COP = ", COP
WRITE (*,*) " Q_cond = ", Q_cond
WRITE (*,*) " T_mín_ger = ", T_min_ger

```

```

WRITE (*,*) " T_media_casco_abs = " , T_media_casco_abs

! ESCOLHA DO TIPO DE EXIBIÇÃO:
WRITE (*,*) "APRESENTAÇÃO DOS RESULTADOS EM TELA (1 = SIM)?"
READ (*,*) XEXIB
IF (XEXIB == 1) CALL APRESENTA_TELA

! GRAVAÇÃO DOS RESULTADOS EM ARQUIVO:
OPEN (unit = 2, status = 'old', file = 'RESULTADOS.txt')

WRITE (2,*) " A_troca_abs = " , A_troca_abs
WRITE (2,*) " comp_tubos_abs = " , comp_tubos_abs
WRITE (2,*) " Cp_c_abs = " , Cp_c_abs
WRITE (2,*) " Cp_t_abs_kJ = " , Cp_t_abs_kJ
WRITE (2,*) " Cp_tubos_abs = " , Cp_tubos_abs
WRITE (2,*) " d_ext_abs = " , d_ext_abs
WRITE (2,*) " d_int_abs = " , d_int_abs
WRITE (2,*) " dh_evap = " , dh_evap
WRITE (2,*) " dh_tubos_abs = " , dh_tubos_abs
WRITE (2,*) " e_espelhos_abs = " , e_espelhos_abs
WRITE (2,*) " esp_filme_abs = " , esp_filme_abs
WRITE (2,*) " esp_tubos_abs = " , esp_tubos_abs
WRITE (2,*) " h_1 = " , h_1
WRITE (2,*) " h_2 = " , h_2
WRITE (2,*) " h_3 = " , h_3
WRITE (2,*) " h_7 = " , h_7
WRITE (2,*) " h_c_abs = " , h_c_abs
WRITE (2,*) " h_M = " , h_M
WRITE (2,*) " k_c_abs = " , k_c_abs
WRITE (2,*) " k_mat_tubos_abs = " , k_mat_tubos_abs
WRITE (2,*) " k_t_abs = " , k_t_abs
WRITE (2,*) " m_1 = " , m_1
WRITE (2,*) " m_2 = " , m_2
WRITE (2,*) " m_3 = " , m_3
WRITE (2,*) " m_5 = " , m_5
WRITE (2,*) " m_7 = " , m_7
WRITE (2,*) " m_agua_abs = " , m_agua_abs
WRITE (2,*) " m_c_abs = " , m_c_abs
WRITE (2,*) " m_M = " , m_M
WRITE (2,*) " m_perim_molhado_abs = " , m_perim_molhado_abs
WRITE (2,*) " m_sol_abs = " , m_sol_abs
WRITE (2,*) " m_t_abs = " , m_t_abs
WRITE (2,*) " MLDT_abs = " , MLDT_abs
WRITE (2,*) " MLDT_den_abs = " , MLDT_den_abs
WRITE (2,*) " MLDT_num_abs = " , MLDT_num_abs
WRITE (2,*) " mu_c_abs = " , mu_c_abs
WRITE (2,*) " mu_t_abs = " , mu_t_abs
WRITE (2,*) " mu_t_abs_tp = " , mu_t_abs_tp
WRITE (2,*) " num_tubos_abs = " , num_tubos_abs
WRITE (2,*) " num_tubos_fil_central_abs = " , num_tubos_fil_central_abs
WRITE (2,*) " Nusselt_t_abs = " , Nusselt_t_abs

```

```

WRITE (2,*) " p_abs = " , p_abs
WRITE (2,*) " p_cond = " , p_cond
WRITE (2,*) " p_evap = " , p_evap
WRITE (2,*) " passo_abs = " , passo_abs
WRITE (2,*) " Pr_c_abs = " , Pr_c_abs
WRITE (2,*) " Pr_t_abs = " , Pr_t_abs
WRITE (2,*) " Q = " , Q
WRITE (2,*) " Q_abs = " , Q_abs
WRITE (2,*) " Q_calc_abs = " , Q_calc_abs
WRITE (2,*) " Q_ger = " , Q_ger
WRITE (2,*) " R_abs = " , R_abs
WRITE (2,*) " Re_c_abs = " , Re_c_abs
WRITE (2,*) " Re_t_abs = " , Re_t_abs
WRITE (2,*) " rho_c_abs = " , rho_c_abs
WRITE (2,*) " rho_t_abs = " , rho_t_abs
WRITE (2,*) " T_2 = " , T_2
WRITE (2,*) " T_2_K = " , T_2_K
WRITE (2,*) " T_3 = " , T_3
WRITE (2,*) " T_3_K = " , T_3_K
WRITE (2,*) " T_4 = " , T_4
WRITE (2,*) " T_4_K = " , T_4_K
WRITE (2,*) " Temp_6 = " , Temp_6
WRITE (2,*) " T_6_K = " , T_6_K
WRITE (2,*) " T_7 = " , T_7
WRITE (2,*) " T_7_K = " , T_7_K
WRITE (2,*) " T_cond = " , T_cond
WRITE (2,*) " T_E_casco_abs = " , T_E_casco_abs
WRITE (2,*) " T_E_tubos_abs = " , T_E_tubos_abs
WRITE (2,*) " T_ent_agua_resfr_abs = " , T_ent_agua_resfr_abs
WRITE (2,*) " T_evap = " , T_evap
WRITE (2,*) " T_evap_K = " , T_evap_K
WRITE (2,*) " T_M_C = " , T_M_C
WRITE (2,*) " T_M_K = " , T_M_K
WRITE (2,*) " T_media_casco_abs = " , T_media_casco_abs
WRITE (2,*) " T_media_casco_abs_K = " , T_media_casco_abs_K
WRITE (2,*) " T_media_tubos_abs = " , T_media_tubos_abs
WRITE (2,*) " T_media_tubos_abs_K = " , T_media_tubos_abs_K
WRITE (2,*) " T_mín_ger = " , T_min_ger
WRITE (2,*) " T_parede_tubos_abs = " , T_parede_tubos_abs
WRITE (2,*) " T_S_casco_abs = " , T_S_casco_abs
WRITE (2,*) " T_S_tubos_abs = " , T_S_tubos_abs
WRITE (2,*) " T_sai_agua_resfr_abs = " , T_sai_agua_resfr_abs
WRITE (2,*) " U_calc_abs = " , U_calc_abs
WRITE (2,*) " U_est_corr_abs = " , U_est_corr_abs
WRITE (2,*) " U_estimado_abs = " , U_estimado_abs
WRITE (2,*) " v_t_abs = " , v_t_abs

CLOSE (2, STATUS = 'OLD')

```

END

```
SUBROUTINE APRESENTA_TELA
```

```
! APRESENTA OS RESULTADOS EM TELA
```

```
COMMON /TEMPS/ T_2, T_2_K, T_3, T_3_K, T_4, T_4_K, T_5, T_5_K, T_6, T_6_K, T_7, T_7_K, T_8,
T_8_K, T_M, T_M_C, T_M_K
```

```
COMMON /TEMPS/ Temp_3, Temp_6
```

```
COMMON /TEMPS/ T_evap, Temp_evap, T_evap_K, T_cond, Temp_cond, T_cond_K, Subresfr, T_min_ger
```

```
COMMON /TEMPS/ T_ent_agua_resfr_abs, T_sai_agua_resfr_abs, T_E_tubos_abs, T_S_tubos_abs,
```

```
T_media_tubos_abs, T_media_tubos_abs_K
```

```
COMMON /TEMPS/ T_E_casco_abs, T_S_casco_abs, T_media_casco_abs, T_media_casco_abs_K,
```

```
T_parede_tubos_abs, T_parede_tubos_abs_K
```

```
COMMON /PRESSOES/ p_evap, p_cond, p_abs, p_ger, p_casco_abs, p_tubos_abs, p_agua_resfr_abs
```

```
COMMON /ENTALPIAS/ h_1, h_2, h_3, h_4, h_5, h_6, h_7, h_8, h_M, dh_evap, DELTAh_ger_vap,
```

```
DELTAh_ger_sol
```

```
COMMON /MASSAS/ m_1, m_2, m_3, m_4, m_5, m_6, m_7, m_8, m_M, m_sol_abs, m_agua_abs, m_c_abs,
```

```
m_t_abs
```

```
COMMON /CONCS/ x_3, x_4, x_6, x_7, Conc_3, Conc_7, x_casco_abs
```

```
COMMON /CONSTS/ g, PI
```

```
COMMON /PROPS/ rho_sol_3, rho_t_abs, rho_c_abs
```

```
COMMON /PROPS/ Cp_agua_resfr_abs, Cp_tubos_abs, Cp_t_abs, Cp_t_abs_kJ, Cp_agua_c_abs,
```

```
Cp_amonia_c_abs, Cp_c_abs
```

```
COMMON /PROPS/ mu_t_abs, mu_t_abs_tp, mu_c_abs
```

```
COMMON /PROPS/ k_t_abs, k_amonia_c_abs, k_agua_c_abs, k_c_abs, k_mat_tubos_abs
```

```
COMMON /GEOM_ABS/ comp_tubos_abs, num_tubos_abs, esp_tubos_abs, A_int_t_abs
```

```
COMMON /GEOM_ABS/ d_int_abs, d_ext_abs, d_int_tubos_abs, d_ext_tubos_abs, r_int_abs, r_ext_abs
```

```
COMMON /GEOM_ABS/ e_espelhos_abs, esp_espelhos_abs, d_direc_fluxo_abs, d_feixe_tubos_abs,
passo_abs
```

```
COMMON /GEOM_ABS/ num_tubos_fil_central_abs, d_int_c_abs
```

```
COMMON /GEOM_ABS/ Fat_incr_int_tubos_abs, Fat_incr_ext_tubos_abs, R_d_i_abs, R_d_e_abs
```

```
COMMON /GEOM_ABS/ A_troca_est_abs, U_estimado_abs, U_est_corr_abs, num_tubos_estimado_abs,
```

```
num_tubos_fil_central_estimado_abs
```

```
COMMON /GEOM_ABS/ v_t_abs, Re_t_abs, Pr_t_abs, Nusselt_t_abs, h_t_abs
```

```
COMMON /GEOM_ABS/ Re_c_abs, Pr_c_abs, h_c_abs
```

```
COMMON /GEOM_ABS/ dh_tubos_abs, m_perim_molhado_abs, esp_filme_abs_num, esp_filme_abs_den,
esp_filme_abs
```

```
COMMON /GEOM_ABS/ A_troca_abs, R_abs, U_calc_abs
```

```
COMMON /MLDT/ MLDT_num_abs, MLDT_den_abs, MLDT_abs
```

```
COMMON /CARGAS_TERM/ Q, Q_evap, Q_abs, Q_calc_abs, Q_ger, Q_COND, COP
```

```
COMMON /CARGAS_OUTR/ Vazao_mass_bomba, Vazao_vol_bomba_mcps, Vazao_vol_bomba_lph, DELTAp_bomba
```

```
WRITE (*,*) " A_troca_abs = ", A_troca_abs
WRITE (*,*) " comp_tubos_abs = " , comp_tubos_abs
WRITE (*,*) " Cp_c_abs = " , Cp_c_abs
WRITE (*,*) " Cp_t_abs_kJ = " , Cp_t_abs_kJ
WRITE (*,*) " Cp_tubos_abs = " , Cp_tubos_abs
WRITE (*,*) " d_ext_abs = " , d_ext_abs
WRITE (*,*) " d_int_abs = " , d_int_abs
WRITE (*,*) " dh_evap = " , dh_evap
WRITE (*,*) " dh_tubos_abs = " , dh_tubos_abs
WRITE (*,*) " e_espelhos_abs = " , e_espelhos_abs
WRITE (*,*) " esp_filme_abs = " , esp_filme_abs
WRITE (*,*) " esp_tubos_abs = " , esp_tubos_abs
WRITE (*,*) " h_1 = " , h_1
WRITE (*,*) " h_2 = " , h_2
WRITE (*,*) " h_3 = " , h_3
WRITE (*,*) " h_7 = " , h_7
WRITE (*,*) " h_c_abs = " , h_c_abs
WRITE (*,*) " h_M = " , h_M
WRITE (*,*) " k_c_abs = " , k_c_abs
WRITE (*,*) " k_mat_tubos_abs = " , k_mat_tubos_abs
WRITE (*,*) " k_t_abs = " , k_t_abs
WRITE (*,*) " m_1 = " , m_1
WRITE (*,*) " m_2 = " , m_2
WRITE (*,*) " m_3 = " , m_3
WRITE (*,*) " m_7 = " , m_7
WRITE (*,*) " m_agua_abs = " , m_agua_abs
WRITE (*,*) " m_c_abs = " , m_c_abs
WRITE (*,*) " m_M = " , m_M
WRITE (*,*) " m_perim_molhado_abs = " , m_perim_molhado_abs
WRITE (*,*) " m_sol_abs = " , m_sol_abs
WRITE (*,*) " m_t_abs = " , m_t_abs
WRITE (*,*) " MLDT_abs = " , MLDT_abs
WRITE (*,*) " MLDT_den_abs = " , MLDT_den_abs
WRITE (*,*) " MLDT_num_abs = " , MLDT_num_abs
WRITE (*,*) " mu_c_abs = " , mu_c_abs
WRITE (*,*) " mu_t_abs = " , mu_t_abs
WRITE (*,*) " mu_t_abs_tp = " , mu_t_abs_tp
WRITE (*,*) " num_tubos_abs = " , num_tubos_abs
WRITE (*,*) " num_tubos_fil_central_abs = " , num_tubos_fil_central_abs
WRITE (*,*) " Nusselt_t_abs = " , Nusselt_t_abs
WRITE (*,*) " p_abs = " , p_abs
WRITE (*,*) " p_cond = " , p_cond
WRITE (*,*) " p_evap = " , p_evap
WRITE (*,*) " passo_abs = " , passo_abs
WRITE (*,*) " Pr_c_abs = " , Pr_c_abs
WRITE (*,*) " Pr_t_abs = " , Pr_t_abs
WRITE (*,*) " Q = " , Q
WRITE (*,*) " Q_abs = " , Q_abs
WRITE (*,*) " Q_calc_abs = " , Q_calc_abs
WRITE (*,*) " Q_ger = " , Q_ger
WRITE (*,*) " R_abs = " , R_abs
```

```

WRITE (*,*) " Re_c_abs = " , Re_c_abs
WRITE (*,*) " Re_t_abs = " , Re_t_abs
WRITE (*,*) " rho_c_abs = " , rho_c_abs
WRITE (*,*) " rho_t_abs = " , rho_t_abs
WRITE (*,*) " T_2 = " , T_2
WRITE (*,*) " T_2_K = " , T_2_K
WRITE (*,*) " T_3 = " , T_3
WRITE (*,*) " T_3_K = " , T_3_K
WRITE (*,*) " T_4 = " , T_4
WRITE (*,*) " T_4_K = " , T_4_K
WRITE (*,*) " Temp_6 = " , Temp_6
WRITE (*,*) " T_6_K = " , T_6_K
WRITE (*,*) " T_7 = " , T_7
WRITE (*,*) " T_7_K = " , T_7_K
WRITE (*,*) " T_cond = " , T_cond
WRITE (*,*) " T_E_casco_abs = " , T_E_casco_abs
WRITE (*,*) " T_E_tubos_abs = " , T_E_tubos_abs
WRITE (*,*) " T_ent_agua_resfr_abs = " , T_ent_agua_resfr_abs
WRITE (*,*) " T_evap = " , T_evap
WRITE (*,*) " T_evap_K = " , T_evap_K
WRITE (*,*) " T_M_C = " , T_M_C
WRITE (*,*) " T_M_K = " , T_M_K
WRITE (*,*) " T_media_casco_abs = " , T_media_casco_abs
WRITE (*,*) " T_media_casco_abs_K = " , T_media_casco_abs_K
WRITE (*,*) " T_media_tubos_abs = " , T_media_tubos_abs
WRITE (*,*) " T_media_tubos_abs_K = " , T_media_tubos_abs_K
WRITE (*,*) " T_mín_ger = " , T_min_ger
WRITE (*,*) " T_parede_tubos_abs = " , T_parede_tubos_abs
WRITE (*,*) " T_S_casco_abs = " , T_S_casco_abs
WRITE (*,*) " T_S_tubos_abs = " , T_S_tubos_abs
WRITE (*,*) " T_sai_agua_resfr_abs = " , T_sai_agua_resfr_abs
WRITE (*,*) " U_calc_abs = " , U_calc_abs
WRITE (*,*) " U_est_corr_abs = " , U_est_corr_abs
WRITE (*,*) " U_estimado_abs = " , U_estimado_abs
WRITE (*,*) " v_t_abs = " , v_t_abs

END

REAL FUNCTION h_amonia_vap (T)
    h_amonia_vap = 2950.5 - 18.796 * T + 0.074458 * (T ** 2) - 0.00009365 * (T ** 3) - 200
    ! T = [K]; h = [kJ/kg]
END FUNCTION

REAL FUNCTION h_amonia_liq (T)
    h_amonia_liq = -426.95 + 0.22336 * T + 0.007615 * T ** 2 - 200
END FUNCTION

REAL FUNCTION h_amonia_l (T)

```

```

      h_amonia_1 = -1050.56 + 7.83351 * T - 0.015 * (T ** 2) + 0.00002 * (T ** 3) - 200
END FUNCTION

```

```

REAL FUNCTION k_aco (T)
      k_aco = 79.5 - 0.052 * T - 4.71953E-11 * (T ** 2) + 4.58745E-14 * (T ** 3)      !
Regressão feita pelo EES
END FUNCTION

```

```

REAL FUNCTION p_amonia (T)
      p_amonia = -240.901 + 3.0861 * T - 0.0132742 * (T ** 2) + 0.0000192592 * (T ** 3)
END FUNCTION

```

```

REAL FUNCTION rho_agua (T)
      rho_agua = 881.111017 + 1.12491306 * T - 0.00245740538 * (T ** 2)
END FUNCTION

```

```

REAL FUNCTION rho_casco (T)
      rho_casco = 7.8962459E-5 * (T ** 3) - 0.0108202 * (T ** 2) - 0.4699609 * T +
875.1003919
      ! T = [°C]; rho = [kg/m³]
END FUNCTION

```

```

REAL FUNCTION mu_agua (TC)
      TK = TC + 273.15
      mu_agua = 0.102734 - 0.000873914 * TK + 0.00000249944 * TK ** 2 - 2.39447E-09 * TK ** 3
END FUNCTION

```

```

REAL FUNCTION CP_agua (TC)
      TK = TC + 273.15
      CP_agua = 10.7098 - 0.0569344 * TK + 0.000163443 * (TK ** 2) - 1.54191E-07 * (TK ** 3)
      ! CP = [kJ/kg-°C]
END FUNCTION

```

```

REAL FUNCTION CP_amonia (TC)
      TK = TC + 273.15
      CP_amonia = 6.46856215 - 0.0373829231 * TK + 0.000105473712 * (TK ** 2) - 9.56107392E-
08 * (TK ** 3)
      ! CP = [kJ/kg-°C]
END FUNCTION

```

```

REAL FUNCTION k_agua (TC)
      TK = TC + 273.15
      k_agua = -0.612433039 + 0.00661602491 * TK - 0.00000845024479 * (TK ** 2)

```

```

! k = [W/m-°C]
END FUNCTION

```

```

REAL FUNCTION k_amonia (TC)
  TK = TC + 273.15
  k_amonia = 0.0011881 + 0.000048132 * TK + 1.0227E-07 * (TK ** 2)
  ! k = [W/m-°C]
END FUNCTION

```

```

REAL FUNCTION mu_solucao (TC, x)
  IMPLICIT REAL (A-Z)
  TK = TC + 273.15
  T_cr_agua = 647.14      ! K

  mu_agua = 0.10273 - 0.00087391 * TK + 0.0000024994 * TK ** 2 - 2.3945E-09 * TK ** 3
  mu_amonia = 2.4558E-07 + 3.1759E-08 * TK + 6.1987E-12 * TK ** 2

  F = 6.38 * ((1 - x) ** (1.125 * x)) * (1 - EXP (-0.585 * x * ((1 - x) ** 0.18))) * LOG
((mu_agua ** 0.5) * (mu_amonia ** 0.5))

  mu_excesso = (0.534 - 0.815 * (TK / T_cr_agua)) * F

  mu_solucao = EXP (x * LOG (mu_amonia) + (1 - x) * LOG (mu_agua) + mu_excesso)
END FUNCTION

```

```

REAL FUNCTION h_solucao_x03 (T)
  h_solucao_x03 = 0.0018655 * T ** 3 - 1.6709837 * T ** 2 + 502.2937386 * T -
50744.6524296
  ! T = [K]; h = [kJ/kg]
END FUNCTION

```

```

REAL FUNCTION h_solucao_x04 (T)
  h_solucao_x04 = -1.5661309E-4 * T ** 3 + 0.2776316 * T ** 2 - 117.0431341 * T +
14241.2441907
  ! T = [K]; h = [kJ/kg]
END FUNCTION

```

```

REAL FUNCTION h_solucao (T, y)
  PAR = (T / 273.16) - 1
  F1 = -7.61 * (PAR ** 0) * (y ** 1)
  F2 = 25.69 * (PAR ** 0) * (y ** 4)
  F3 = -247.09 * (PAR ** 0) * (y ** 8)
  F4 = 325.95 * (PAR ** 0) * (y ** 9)
  F5 = -158.85 * (PAR ** 0) * (y ** 12)
  F6 = 61.9 * (PAR ** 0) * (y ** 14)
  F7 = 11.43 * (PAR ** 1) * (y ** 0)

```

```
F8 = 1.182 * (PAR ** 1) * (Y ** 1)
F9 = 2.84 * (PAR ** 2) * (Y ** 1)
F10 = 7.42 * (PAR ** 3) * (Y ** 3)
F11 = 891.8 * (PAR ** 5) * (Y ** 3)
F12 = -1613.1 * (PAR ** 5) * (Y ** 4)
F13 = 622.1 * (PAR ** 5) * (Y ** 5)
F14 = -207.6 * (PAR ** 6) * (Y ** 2)
F15 = -6.87 * (PAR ** 6) * (Y ** 4)
F16 = 3.5 * (PAR ** 8) * (Y ** 0)

SOMA = F1 + F2 + F3 + F4 + F5 + F6 + F7 + F8 + F9 + F10 + F11 + F12 + F13 + F14 + F15 +
F16

h_solucao = 100 * SOMA

END FUNCTION
```

```
REAL FUNCTION Temp_minima_gerador (T_e, T_c, T_a)
  IMPLICIT REAL (A-Z)
  A = -0.36524
  B = -1.127134
  C = 1.07523
  D = -4.7169E-3
  E = 1.01828
  F = -1.97587E-3
  G = -1.77679E-3
  H = 0.05312E-3
  Temp_minima_gerador = A + B * T_e + (C + D * T_e) * T_c + (E + F * T_e + (G + H) * T_c)
  * T_a
END FUNCTION
```