



**UNIVERSIDADE FEDERAL DE MINAS GERAIS**  
**PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM**  
**ENGENHARIA MECÂNICA**

**ESTUDO EXPERIMENTAL E DESENVOLVIMENTO DE UM**  
**MODELO DE SIMULAÇÃO DE UM REFRIGERADOR POR**  
**ABSORÇÃO DE PRESSÃO TOTAL ÚNICA**

**FABIANO DRUMOND CHAVES**

Belo Horizonte, 27 de fevereiro de 2009

Fabiano Drumond Chaves

**ESTUDO EXPERIMENTAL E DESENVOLVIMENTO DE UM  
MODELO DE SIMULAÇÃO DE UM REFRIGERADOR POR  
ABSORÇÃO DE PRESSÃO TOTAL ÚNICA**

Tese de doutorado apresenta ao programa de pós-graduação, do curso de Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Minas Gerais, para obtenção da qualificação para o título de Doutor em Engenharia Mecânica.

Área de concentração: Calor e Fluidos

Orientador: Prof. Dr. Márcio Fonte-Boa Cortez

UFMG

Co-orientador: Prof. Dr. Luiz Machado

UFMG

Belo Horizonte

Escola de Engenharia da UFMG

2009

Dedico a Deus, Jesus e a minha família.

## **AGRADECIMENTOS**

Esse trabalho não terminaria se ao longo desses anos eu não contasse com ajuda de pessoas que me ajudaram e a quem prezo:

Aos meus pais, João Bosco Mendonça Chaves e Glace Maria Drumond Chaves, que me apoiaram em todos os momentos com críticas positivas, elogios, carinho e compreensão.

A minha filha, Julia Ganem Lavall Chaves, que nasceu no curso desse trabalho e já é minha alegria.

Ao professor Márcio Fonte-Boa Cortez, por ter aceitado ser meu orientador nessa tese, pelo apoio e dedicação.

Ao professor Luiz Machado, que aceitou assumir a co-orientação desse trabalho, pelo apoio e dedicação.

Ao professor Kamal Abdel Radi Ismail da UNICAMP, ao Dr. Gustavo Fonseca de Freitas Maia da Fiat, ao professor Geraldo Campolina do Departamento de Engenharia Mecânica da UFMG, ao professor Ricardo Nassal Koury do Departamento de Engenharia Mecânica da UFMG, por terem aceitado participar da banca examinadora.

Ao amigo Fernando Vollu Cyriaco.

A todos que colaboraram direta e indiretamente com o sucesso desse trabalho.

Meus sinceros agradecimentos.

**“Nascer, viver, morrer, renascer ainda e progredir sempre, tal é a lei”**

**“Naître, mourir, renaître encore et progresser sans cesse telle est la loi.” —Página de rosto da edição original francesa dos livros “O que é o Espiritismo” e “O Espiritismo em sua expressão mais simples”**

**“Servir é um privilégio”**

**Emmanuel por Francisco Cândido Xavier em “Amor e Luz” 1º Parte capítulo 12 e “Atenção” capítulo 2.**

# SUMÁRIO

<b>INTRODUÇÃO .....</b>	<b>1</b>
<b>1 FUNCIONAMENTO DO REFRIGERADOR POR ABSORÇÃO DE PRESSÃO TOTAL ÚNICA - RAPTU .....</b>	<b>4</b>
1.1 Considerações iniciais .....	4
1.2 Processos térmicos e hidrodinâmicos no RAPTU .....	4
1.3 Diagrama de entalpia versus contração de amônia .....	9
<b>2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA SOBRE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO .....</b>	<b>12</b>
2.1 Considerações iniciais .....	12
2.2 Breve história da refrigeração .....	12
2.2.1 Características da refrigeração por absorção .....	14
2.3 O estado da arte da refrigeração por absorção .....	15
2.4 Modelos da literatura sobre o refrigerador por absorção .....	16
2.5 Considerações finais.....	21
<b>3 APARATO EXPERIMENTAL.....</b>	<b>23</b>
3.1 Considerações iniciais .....	23
3.2 Bancada experimental .....	23
3.3 Metodologia utilizada na realização dos ensaios .....	27
3.3.1 Incerteza de medição.....	27
3.4 Metodologia aplicada no levantamento das massas dos fluidos .....	31
<b>4 MODELAGEM DO RAPTU.....</b>	<b>33</b>
4.1 Considerações iniciais .....	33
4.2 Hipóteses do modelo matemático .....	33
4.3 Grupo Gerador .....	34
4.3.1 Rotina RAPTU de abertura .....	35
4.3.2 Gerador interno ou bomba de bolhas.....	35
4.3.2.1 Metodologia do modelo para o gerador interno.....	38
4.3.3 Gerador externo .....	40
4.3.3.1 Metodologia do modelo para o gerador externo.....	41
4.3.4 Misturador.....	43
4.3.4.1 Metodologia do modelo para o misturador.....	44
4.4 Grupo Condensador .....	44
4.4.1 O retificador.....	45
4.4.1.1 Metodologia do modelo para o retificador .....	48
4.4.2 Condensador.....	49
4.4.2.1 Metodologia do modelo para o condensador.....	51
4.4.3 Sifão.....	51
4.4.3.1 Metodologia do modelo para o sifão .....	53
4.5 Grupo Evaporador .....	53
4.5.1 Recuperador de calor triplo - RCT.....	53
4.5.1.1 Metodologia do modelo para o RCT .....	56
4.5.2 Evaporador.....	57
4.5.2.1 Metodologia do modelo para o evaporador.....	59
4.6 Grupo Absorvedor.....	60
4.6.1 Absorvedor .....	60

4.6.2	<i>Vaso absorvedor</i> .....	61
4.6.3	<i>Equacionamento do Absorvedor e Vaso absorvedor</i> .....	62
4.6.3.1	Metodologia dos modelos para o absorvedor e vaso absorvedor.....	64
4.6.4	<i>Recuperador de calor duplo - RCD</i> .....	65
4.6.4.1	Metodologia do modelo para o RCD.....	66
4.7	<b>Direcionadores</b> .....	67
4.7.1	<i>Direcionador de solução pobre</i> .....	67
4.7.2	<i>Direcionador de vapor de amônia e Direcionador de hidrogênio</i> .....	68
4.7.2.1	Metodologia dos modelos para os direcionadores.....	69
<b>5</b>	<b>RESULTADOS E DISCUSSÕES</b> .....	<b>70</b>
5.1	Considerações iniciais.....	70
5.2	Resultados experimentais.....	70
5.3	Resultados computacionais com a potência nominal.....	73
5.3.1	<i>RAPTU – Abertura</i> .....	74
5.3.2	<i>Gerador interno</i> .....	75
5.3.3	<i>Gerador externo</i> .....	76
5.3.4	<i>Misturador</i> .....	77
5.3.5	<i>Retificador</i> .....	77
5.3.6	<i>Condensador</i> .....	78
5.3.7	<i>Sifão</i> .....	78
5.3.8	<i>Recuperador de calor triplo – RCT</i> .....	79
5.3.9	<i>Evaporador</i> .....	79
5.3.10	<i>Absorvedor</i> .....	80
5.3.11	<i>Vaso absorvedor</i> .....	81
5.3.12	<i>Recuperador de calor duplo - RCD</i> .....	81
5.3.13	<i>Direcionador de solução pobre</i> .....	82
5.3.14	<i>Direcionador de vapor de amônia</i> .....	82
5.3.15	<i>Direcionador de Hidrogênio</i> .....	82
5.3.16	<i>Balanço energético</i> .....	83
5.4	Resultados computacionais com baixas potências.....	84
5.5	Aplicações com o modelo.....	85
5.6	Medição das massas internas dos fluidos.....	86
5.7	Considerações finais.....	87
	<b>CONCLUSÃO</b> .....	<b>88</b>
	<b>REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS</b> .....	<b>91</b>
	<b>APÊNDICE A – METODOLOGIA EM FORMA DE FLUXOGRAMA</b> .....	<b>102</b>
	<b>APÊNDICE B –TELA DE ABERTURA DO PROGRAMA COMPUTACIONAL</b> .....	<b>114</b>
	<b>APÊNDICE C – PARTICULARIDADES DA AMÔNIA EM SOLUÇÃO</b> .....	<b>132</b>
	• <i>Amônia refrigerante</i> .....	132
	<i>O princípio de funcionamento químico do par água-amônia</i> .....	132

## LISTA DE FIGURAS

FIGURA 1.1 – Sistema de absorção básico. ....	5
FIGURA 1.2 – Componentes do refrigerador por absorção de pressão total única. ....	6
FIGURA 1.3 – Fluxograma operacional do RAPTU. ....	9
FIGURA 1.4 – Ciclos de funcionamento de um RAPTU. ....	10
FIGURA 2.1 – O coeficiente de desempenho em função da temperatura ....	20
FIGURA 2.2 – Vazão experimental em função da potência no gerador.....	21
FIGURA 3.1 – Fotos da bancada de teste: a) vista de frente; b) vista por trás. ....	23
FIGURA 3.2 – Dimensões do RAPTU - vista por trás. ....	24
FIGURA 3.3 – Localização dos termopares: a) vista de frente; b) vista por trás.....	25
FIGURA 3.4 – Termopares 3 e 4 na aleta do evaporador. ....	26
FIGURA 3.5 – Sistema de aquisição de dados da Lynix. ....	26
FIGURA 4.1 – Partes que estão ligadas ao grupo gerador.....	34
FIGURA 4.2 – Gerador interno, em detalhe. ....	36
FIGURA 4.3 – Padrões de escoamentos bifásicos (líquido/vapor) em um tubo.....	37
FIGURA 4.4 – Fluxograma simples do modelo do gerador interno ....	39
FIGURA 4.5 – Esboço do gerador externo ....	40
FIGURA 4.6 – Fluxograma simples do gerador externo.....	42
FIGURA 4.7 – O misturador ....	43
FIGURA 4.8 – Retificador ....	45
FIGURA 4.9 – Fluxograma simples do retificador ....	48
FIGURA 4.10 – Condensador ....	49
FIGURA 4.11 – Fluxograma simples do condensador.....	51
FIGURA 4.12 – Sifão.....	52
FIGURA 4.13 – Esboço do recuperador de calor triplo.....	54
FIGURA 4.14 – Fluxograma simples do RCT.....	57
FIGURA 4.15 – Vista de cima do evaporador. ....	58
FIGURA 4.16 – Fluxograma simplificado do evaporador.....	59
FIGURA 4.17 – Absorvedor ....	60
FIGURA 4.18 – Vaso Absorvedor ....	62
FIGURA 4.19 – Fluxograma simples do absorvedor.....	65

FIGURA 4.20 – Recuperador de calor duplo.....	66
FIGURA 4.21 – Fluxograma simples do RCD .....	67
FIGURA 4.16 – Direcionador de solução pobre .....	68
FIGURA 4.17 – Direcionador de vapor de amônia.....	68
FIGURA 4.18 – Direcionador de hidrogênio .....	69
GRÁFICO 5.1 – Evolução temporal de temperaturas características do RAPTU durante a partida a frio do sistema. ....	71
GRÁFICO 5.2 – Evolução temporal de temperaturas características do RAPTU durante a parada do sistema. ....	71
. 82	
GRÁFICO 5.3 – Estudo modelo/experimental com potências de entrada diferentes. ....	84
GRÁFICO 5.4 – Evolução da pressão única em função da potência do gerador.....	85
GRÁFICO 5.5 – Estudo modelo/experimental com potências de entrada diferentes. ....	86
FIGURA A.1 – Fluxograma completo do RCD.....	102
FIGURA A.2 – Fluxograma completo do gerador interno.....	103
FIGURA A.3 – Fluxograma completo do gerador externo.....	104
FIGURA A.4 – Fluxograma completo do misturador.....	105
FIGURA A.5 – Fluxograma completo do retificador. ....	106
FIGURA A.6 – Fluxograma completo do condensador.....	107
FIGURA A.7 – Fluxograma completo do RCT. ....	108
FIGURA A.8 – Fluxograma completo do evaporador. ....	109
FIGURA A.9 – Fluxograma completo do absorvedor. ....	110
FIGURA A.10 – Fluxograma completo do vaso absorvedor.....	111
FIGURA A.11 – Fluxograma completo do sifão. ....	112
FIGURA A.12 – Fluxograma completo do DH. ....	112
FIGURA A.13 – Fluxograma completo do DSP.....	113
FIGURA A.14 – Fluxograma completo do DVA. ....	113
FIGURA B.1 – Tela de abertura do programa RAPTU.....	114
FIGURA B.2 – Tela dos valores padrões.....	115
FIGURA B.3 – Tela para mudança de dados.....	116
FIGURA B.4 – Tela de balanço energético.....	117
FIGURA B.5 – Tela do gerador interno.....	118
FIGURA B.6 – Tela de gerador externo. ....	119
FIGURA B.7 – Tela do misturador. ....	120

FIGURA B.8 – Tela de retificador.....	121
FIGURA B.9 – Tela do condensador.....	122
FIGURA B.10 – Tela do sifão.....	123
FIGURA B.11 – Tela do recuperador de calor triplo.....	124
FIGURA B.12 – Tela do evaporador.....	125
FIGURA B.13 – Tela do absorvedor.....	126
FIGURA B.14 – Tela do vaso absorvedor.....	127
FIGURA B.15 – Tela do recuperador de calor duplo.....	128
FIGURA B.16 – Tela do direcionador de solução pobre.....	129
FIGURA B.17 – Tela do direcionador de vapor de amônia.....	130
FIGURA B.18 – Tela do direcionador de hidrogênio.....	131
FIGURA C.1 – Forma estrutural da amônia.....	133

## LISTA DE TABELAS

TABELA 2.1 – Pares mais conhecidos utilizados em sistemas de refrigeração por absorção. (Cortez, 1998; Mühle, 1994; Napoleão, 2003).....	15
TABELA 3.1 – Localização dos termopares no RAPTU.....	25
TABELA 3.2 – Correção (C) e a incerteza expandida (U). ....	31
TABELA 5.1 – Temperaturas. ....	70
TABELA 5.2 – Temperatura em regime permanente com potência de 10 a 80w. ....	73
TABELA 5.3 – Rotina RAPTU.....	74
TABELA 5.5 – Gerador interno.....	75
TABELA 5.6 – Gerador externo. ....	76
TABELA 5.7 – Misturador.....	77
TABELA 5.8 – Retificador. ....	77
TABELA 5.9 – Condensador. ....	78
TABELA 5.10 – Sifão.....	79
TABELA 5.11– RCT.....	79
TABELA 5.12 – Evaporador.....	80
TABELA 5.13 – Absorvedor. ....	80
TABELA 5.14 – Vaso absorvedor.....	81
TABELA 5.15 – Recuperador de calor duplo. ....	81
TABELA 5.16 – DSP.....	82
TABELA 5.17 – DVA.....	82
TABELA 5.18 – DH.....	83
TABELA 5.4 – Balanço de energia.....	83
TABELA 5.19 – Variação da potência no modelo implementado.....	84

## NOMENCLATURA

### Letras latinas

$GI$	Gerador interno	
$GE$	Gerador externo	
$DVA$	Direcionador de vapor de amônia	
$DH$	Direcionador de hidrogênio	
$DSP$	Direcionador de solução pobre	
$RCT$	Recuperador de calor triplo	
$RCD$	Recuperador de calor duplo	
$R_M$	Resultado de medição	
$M_I$	Médias das medições	
$Cor$	Correção do erro	
$\Delta I_{máx}$	Valor absoluto da máxima diferença	
$U_{95}$	Incerteza expandida para o nível confiança 95%	
$I$	Incerteza absoluto	
$n$	Número de mols do gás	
$e$	Erro de medição	
$x$	Concentração da solução líquida	
$y$	Concentração da solução de vapor	
$z$	Qualidade do vapor	
$d$	Diâmetro do tubo	m
$g$	Aceleração gravitacional	m/s <sup>2</sup>
$h$	Entalpia	kJ/kg
$\dot{Q}$	Taxa de transferência de calor	W
$\dot{m}$	Vazão	kg/s
$Nu$	Número de Nusselt	
$K$	Condutividade térmica	W/mK
$T$	Temperatura	°C
$S$	Área	m <sup>2</sup>
$L$	Comprimento	m

<i>Ja</i>	Número de Jacob	
<i>Cp</i>	Calor específico	J/kgK
<i>P</i>	Pressão	Pa
<i>per</i>	Perdido para o ambiente	
<i>lat</i>	Lateral	
<i>rad</i>	Radial	
<i>U</i>	Coefficiente de transferência global	
$\Delta t$	Diferença de temperatura	K
$\Delta P$	Diferença de pressão	Pa
<i>V</i>	Velocidade e volume	m/s m <sup>3</sup>
<i>d m</i>	Vazão absorvida	kg/s
<i>K</i>	Coefficiente de transferência de massa	kmole/m <sup>2</sup> s
<i>Re</i>	Número de Reynolds	
<i>Vel</i>	Velocidade do fluxo	m/s
H <sub>2</sub> O	Água	
NH <sub>3</sub>	Amônia	
NH <sub>4</sub> <sup>+</sup>	Íon de amônio	
NH <sub>4</sub> OH	Hidróxido de amônio	
OH <sup>-</sup>	Íon de hidróxido	
T.R.	Tonelada de refrigeração	
COP	Coefficiente de performance	
<i>P</i>	Pressão	Pa
<i>V</i>	Volume molar	m <sup>3</sup>
<i>R</i>	Constante universal dos gases ideal	8,314 J/mol.K
<i>T</i>	Temperatura	K
<i>Pu</i>	Pressão total única	Pa

#### Letras gregas

$\alpha$	Coefficiente de película	
$\beta$	Calor radiante	
$\rho$	Massa específica	kg/m <sup>3</sup>
$\sigma$	Constante de Stefan Bosman	$\sigma = 5,67 \times 10^{-8} W / m^2 - K^4$

$\sigma_t$	Tensão superficial do líquido	N/m
$\nu$	Volume específico ou viscosidade cinemática	m <sup>3</sup> /kg
$\mu$	Viscosidade absoluta	Pas

#### Subscritos

$S$	Solução rica de pobre
$L, l$	Líquido
$V, v$	Vapor
$R, r$	Solução rica de amônia
$E, e$	Evaporador
$G, g$	Gerador
$A$	Absorvedor
$C, c$	Condensador, crítica
$ar$	Qualidades do ambiente
$f$	Amônia
$a$	Água
$o$	Hidrogênio
$bb$	Bomba de bolhas
$1$	Localização a entrada do gerador interno
$2$	Saída do gerador interno
$3$	Saída do misturador
$4$	Entrada do gerador externo
$5$	Saída do gerador interno
$e$	Entrada do componente
$s$	Saída do componente
$amb$	Referente ao ambiente
$sat$	Referente a saturação
$w$	Referente a parede
$amb$	Referente ao ambiente
$n$	Convecção natural
$ext$	Referente a parte externa
$int$	Referente a parte interna

<i>fl</i>	Amônia líquida
<i>al</i>	Aleta
<i>eb</i>	Ebulição
<i>ev</i>	Evaporador
<i>abs</i>	Absorvedor
<i>tot</i>	Total
<i>sp</i>	Solução pobre
<i>sr</i>	Solução rica
<i>film</i>	Película de interface
<i>Cond</i>	Condensador
<i>sis</i>	Sistemático
<i>ale</i>	Aleatório
<i>gro</i>	Grosseiro
<i>i</i>	Referente a posição no componentes

## RESUMO

O principal objetivo deste trabalho é o desenvolvimento de um modelo matemático/computacional em regime permanente de um refrigerador por absorção de amônia a pressão total única. O modelo matemático foi validado em um banco de testes instrumentado com termopares posicionados nas entradas e saídas dos componentes de um refrigerador comercial com potência elétrica nominal do gerador de vapor igual a 80 W. Uma série de testes em regime transiente e permanente foi realizada para o refrigerador operando com potências de 40 a 80 W e para temperaturas ambientes entre 20°C e 30°C aproximadamente. Os testes em regime transiente revelaram que o evaporador iniciou o processo de resfriamento 15 minutos após o início de operação do gerador de vapor. Os resultados dos testes para o regime permanente foram comparados aos resultados obtidos através do modelo matemático. Essa comparação revelou uma boa precisão do modelo matemático, cujo desvio médio da temperatura de evaporação foi de 2°C em relação ao valor experimental. Simulações extras foram realizadas com o modelo implementado a fim de estudar o comportamento da pressão total e do coeficiente de performance (COP) do refrigerador para diferentes potências do gerador de vapor. Essas simulações revelaram que o COP aumenta com a diminuição da potência. Todavia, o uso de potências inferiores a 80W não é recomendado devido ao aumento no tempo de espera de ativação do evaporador após o início de operação do refrigerador.

## **ABSTRACT**

The main purpose of this work is the development of a steady-state model of a constant total pressure ammonia absorption refrigerator (diffusion absorption refrigerator – DAR). The model was validated in a test bank instrumented with fifteen thermocouples placed at the ends of the components of a commercial refrigerator with nominal electric power of the vapor generator equal to 80 W. A series of tests in dynamic and steady-state operation was carried through for the refrigerator operating with powers between 40 W and 80 W and room temperatures between 20°C and 30°C approximately. The dynamic tests had showed that the evaporator initiated the cooling process fifteen minutes after the vapor generator start-up. The results of the steady-state had been compared to the model results. This comparison showed a good model precision. The average errors between experimental and theoretical evaporation temperatures were of 2°C. Additional simulations had been carried through with the model in order to study the behavior of the total pressure and the performance coefficient (COP) of the refrigerator for different vapor generator powers. These simulations had showed that the COP increases with the reduction of the power. However, the use of powers below of 80W is not recommended due to increased of the evaporator time delay in the stage of refrigerator start-up.

## INTRODUÇÃO

A refrigeração por absorção surgiu décadas antes de a refrigeração por compressão mecânica de vapor ganhar relevância (Napoleão, 2003; Delano, 1998; Abreu, 1999). O princípio físico da refrigeração por absorção foi estabelecido por Nairn em 1777, e o primeiro refrigerador comercial foi construído em 1823 pelo francês Ferdinand Carré (Costa, 1982), cuja patente foi requerida em 1860 nos Estados Unidos da América (Stoecker e Jones, 1985).

O sistema por absorção consiste de ambientes de alta e baixa pressões e envolve, basicamente, duas etapas distintas: (1) *absorção* de vapor refrigerante por líquidos, em geral água o solvente e amônia o soluto, ou por soluções salinas, p.ex. brometo de lítio-água, (denominados de absorventes), com remoção de calor a baixas temperaturas; (2) *destilação fracionada* da solução binária, por aquecimento a altas temperaturas, gerando-se vapor rico no fluido mais volátil (fluido frigorígeno). O ambiente de alta pressão compreende o *gerador* e o *condensador*; o ambiente de baixa pressão abrange o *absorvedor* e o *evaporador*. No *gerador* ocorre, mediante fornecimento de calor, uma evaporação parcial do soluto, resultando um empobrecimento da solução; no *condensador* tem lugar a condensação do vapor do soluto oriundo do gerador, com rejeição de calor para o exterior. No evaporador ocorre a evaporação do soluto com o ganho de energia; no absorvedor realiza-se a absorção do vapor do soluto proveniente do evaporador pela solução, gerando um enriquecimento da solução. A solução rica do absorvedor é levada para o gerador através de uma bomba mecânica, instalada entre os ambientes de baixa e alta pressões. De forma a manter-se um funcionamento em regime contínuo, a solução empobrecida no gerador escoar para o absorvedor, passando por uma válvula redutora de pressão. Uma válvula de expansão interliga o condensador e o evaporador para redução da pressão do condensado do soluto. Uma vez que o trabalho de bombeamento da solução não representa um consumo significativo no sistema em comparação com as cargas térmicas envolvidas, os refrigeradores por absorção são ditos *sistemas operados a calor*.

Em 1880, a refrigeração por compressão mecânica de vapor (*ciclos operados a trabalho*) recebeu a inclusão do motor elétrico, experimentando um grande avanço e passando a apresentar rendimentos energéticos maiores do que os da refrigeração por absorção. A partir de então, a refrigeração por absorção, que vinha tendo progresso, ficou obsoleta aos poucos. Platten e Munsters (1926, 1928) propuseram um sistema por absorção mais simples,

utilizando um ciclo de pressão única, onde não há bomba mecânica e válvula de expansão. A retirada desses componentes ocorreu com a introdução de um gás inerte ( $H_2$ ) no ambiente de baixa pressão, de maneira que todos os ambientes passaram a trabalhar com a mesma pressão total. O hidrogênio (gás de alta difusividade) se apresenta somente na fase gasosa da amônia e fica retido no evaporador e no absorvedor por meio de sifões líquidos, o que promove a redução da pressão parcial do  $NH_3$  nestes dois componentes.

Esse último projeto perdeu espaço com as crises energéticas das décadas de 60 e 70 do século anterior. Nos dias atuais, porém, com a crescente conscientização ecológica e um maior aproveitamento de recursos naturais, as atenções se voltam novamente para a refrigeração por absorção, dada a ampla possibilidade de aproveitamento de calor oriundo de processos industriais ou de fontes renováveis como a energia solar, biomassa, etc..

Existe uma escassez de informações na literatura científica sobre a refrigeração por absorção operando com pressão única. Recentemente, algumas publicações surgiram nessa área, como o livro "Heat Conversion Systems" (Alefeld e Radermacher, 1994), que relata os aspectos positivos relacionados com essa matéria. O entendimento do ciclo por absorção a pressão única envolve diferentes áreas científicas, principalmente a termodinâmica, a transferência de calor e a química inorgânica. Apesar do novo interesse, a refrigeração por absorção a pressão única carece de estudos para sua melhor compreensão.

A modelagem de um refrigerador por absorção de pressão única é uma forma de aumentar a compreensão sobre esse tema. O objetivo desta tese é o desenvolvimento de um modelo matemático em regime permanente para analisar o funcionamento de um Refrigerador por Absorção de Pressão Total Única (doravante citado pela sigla RAPTU) - marca ELETROLUX, modelo Frigobar 80 litros, comercialmente disponível -, que utiliza amônia, água e hidrogênio como fluidos de trabalho. O modelo matemático, depois de validado com a ajuda de um banco de testes experimentais, é usado para a realização de simulações com novas configurações de geometria, potência de acionamento e massas dos fluidos de trabalho. Neste trabalho, simulações matemáticas do modelo elaborado para o refrigerador são realizadas através do programa computacional comercial EES (Engineering Equations Solver).

Esta tese é constituída de cinco capítulos, uma conclusão e três apêndices. O Capítulo 1 apresenta o funcionamento do RAPTU. O Capítulo 2 é um compêndio com revisão bibliográfica do sistema de refrigeração por absorção amônia-água, suas vantagens e desvantagens e a aplicabilidade desse sistema. O Capítulo 3 é dedicado à descrição da bancada de teste e da metodologia aplicada ao sistema. O Capítulo 4 aborda a modelagem

matemática de cada componente do RAPTU. No Capítulo 5, são apresentados os resultados experimentais com o refrigerador e os resultados teóricos obtidos através de simulações realizadas com o modelo implementado. Na seqüência, a conclusão da tese é apresentada. Por último, na forma de apêndices, são apresentados os fluxogramas de funcionamento dos modelos matemáticos dos componentes do RAPTU, a tela de abertura das rotinas do EES aplicado ao RAPTU e informações sobre a amônia, suas particularidades químicas e possíveis riscos à saúde dos seres humanos.

# **1 FUNCIONAMENTO DO REFRIGERADOR POR ABSORÇÃO DE PRESSÃO TOTAL ÚNICA - RAPTU**

## **1.1 Considerações iniciais**

O conceito de refrigeração por absorção de pressão total única não é um tema de discussão freqüente. Faz-se, então, importante uma apresentação mais detalhada do funcionamento do refrigerador estudado neste trabalho. A descrição operacional do RAPTU consiste numa discussão sobre os processos térmicos e hidrodinâmicos que ocorrem em seus componentes (gerador, condensador, evaporador e absorvedor). Ao final do capítulo, um diagrama do ciclo termodinâmico de funcionamento do RAPTU é apresentado.

## **1.2 Processos térmicos e hidrodinâmicos no RAPTU**

O ciclo de refrigeração por absorção com a difusão da amônia em hidrogênio foi desenvolvido em 1926 e aperfeiçoado em 1928, por Von Planten e C. G. Munters. Esse ciclo tem amônia como refrigerante, água como absorvente e um gás inerte (hidrogênio), que desempenha a função de auxiliar a vaporização da amônia no evaporador através da difusibilidade.

O sistema de absorção básico é composto de componentes de alta e baixa pressão. Os componentes de baixa pressão são o evaporador e o absorvedor e os de alta pressão são o gerador e condensador. A FIG 1.1 mostra um sistema de absorção básico. Observa-se que para aumentar a pressão da solução rica, que vai para o gerador, é utilizada uma bomba mecânica e que o retorno da solução pobre e da amônia, para os componentes de baixa pressão, ocorre através de dispositivo de expansão e válvula redutora de pressão.

A função do gerador é gerar o vapor de amônia empobrecendo a solução e opera a altas temperaturas. O condensador tem a função de condensar a amônia e trabalha a médias temperaturas acima da temperatura ambiente. Esses dois componentes realizam a destilação fracionada da amônia. A amônia condensada é direcionada para o evaporador, onde, em ambiente de baixa pressão produz baixas temperaturas, evapora-se para ser absorvida, no absorvedor, pela solução pobre em ambiente de temperatura média acima da ambiente. Esse processo possibilita o ganho de calor no evaporador e a perda de calor através do condensador

e absorvedor, quando é adicionada uma fonte de calor ao gerador.

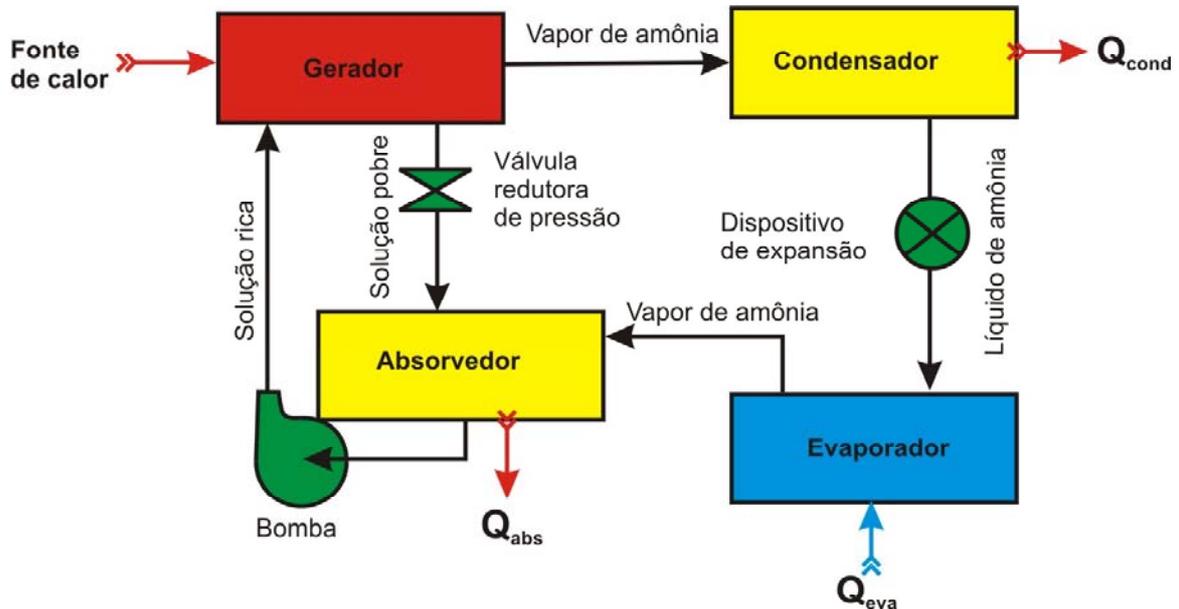


FIGURA 1.1 – Sistema de absorção básico.

O RAPTU, porém, utiliza a pressão parcial de um gás inerte (hidrogênio) nos componentes de baixa pressão. Desse modo a pressão parcial da amônia se apresenta baixa. A pressão total dos componentes de baixa pressão são iguais aos dispositivos de alta pressão. O sistema trabalha, então, com uma pressão total única não necessitando de bomba mecânica, válvula redutora de pressão ou dispositivos de expansão.

A FIG 1.2 mostra os componentes do RAPTU que se dividem em grupo gerador, grupo condensador, grupo evaporador, grupo absorvedor e direcionadores. O grupo gerador se divide em: gerador interno, gerador externo e misturador sendo formado por dois tubos concêntricos até o misturador. O gerador externo é composto do tubo externo subtraído o tubo interno. O gerador interno ou bomba de bolhas é composto do tubo interno. Na extremidade superior do tubo interno encontra-se o misturador. O grupo condensador começa ao final do isolamento térmico, onde começa o retificador que segue até as aletas de aço na parte superior do RAPTU. A partir das aletas, começa o condensador que finaliza na bifurcação do dois tubos menores. O tubo superior é a entrada do direcionador de vapor de amônia ou DVA o tubo inferior é o sifão. O sifão é formado pela amônia líquida que se deposita no fundo do mesmo. Na parte inferior do sifão também começa o recuperador de calor triplo ou RCT. O grupo absorvedor é composto do RCT e o evaporador. O evaporador possui uma aleta de alumínio. O RCT é composto de três tubos, dois concêntricos e um lateral que é a continuação

do tubo do sifão e está restrito a parte que contém o isolamento. Em sua entrada, o RCT liga-se a saída do sifão (pelo tubo lateral), a saída do DVA e a entrada do direcionador de hidrogênio ou DH (pelo tubo concêntrico externo) e ao absorvedor (pelo tubo concêntrico interno). O grupo absorvedor é composto do vaso absorvedor. O Absorvedor, por sua vez, liga-se do RCT, a saída do DSP e ao vaso absorvedor. O vaso absorvedor liga-se a saída do absorvedor, a saída do DH e ao tubo interno do recuperador de calor duplo ou RCD. E para finalizar, O RCD liga-se, pelo tubo concêntrico interno ao gerador interno. Seu tubo externo liga a entrada do DSP ao gerador externo.

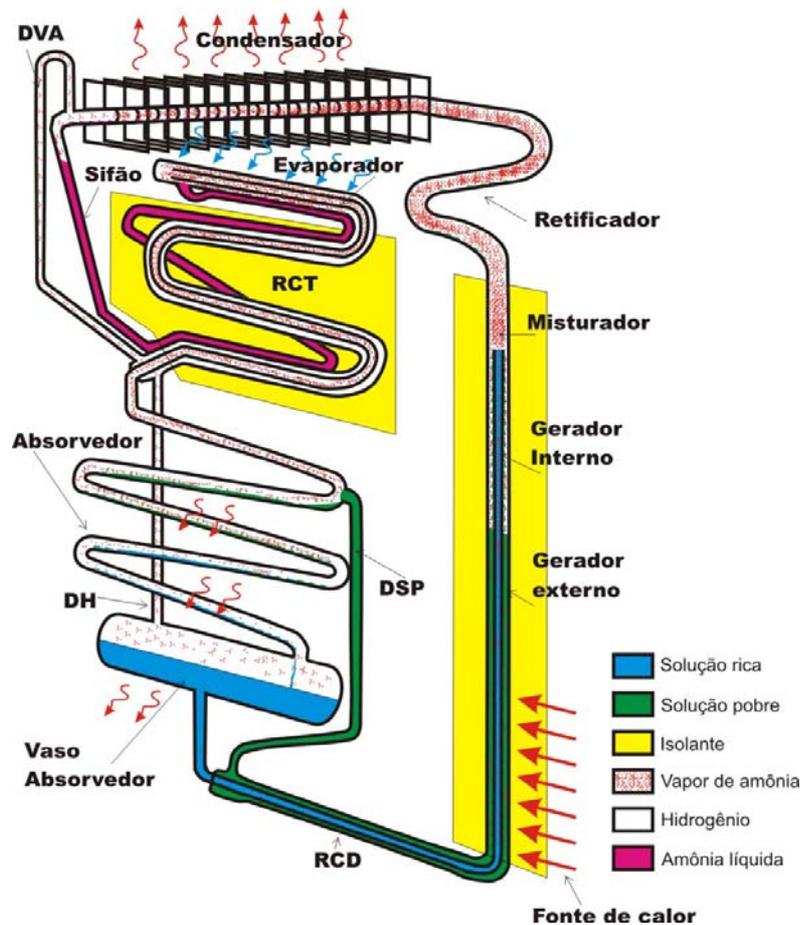


FIGURA 1.2 – Componentes do refrigerador por absorção de pressão total única.

Descrevem-se, a seguir, os processos térmicos e hidrodinâmicos que ocorrem nos componentes do sistema (RAPTU), representado na FIG 1.2, a partir do momento em que este é posto em funcionamento. Os fenômenos químicos pertinentes são discutidos no apêndice C. Para maior clareza, dividem-se em passos as ações que ocorrem ao longo do regime transiente, até o estabelecimento do regime permanente.

Quando o sistema se apresenta em operação, em termos de distribuição dos

fluidos, a relação existente entre os componentes é igual a apresentado no fluxograma da FIG 1.3. Porém, por questões didáticas, será apresentado o funcionamento a partir do começo de operação. Nesse caso, o RAPTU apresenta a solução rica na parte inferior, como apresentado na FIG 1.2 onde são apresentadas como solução rica e solução pobre, no restante do RAPTU encontra-se o hidrogênio. No início, não há produção de vapor de amônia. O hidrogênio define a pressão inicial do sistema, que é menor que a encontrada em regime permanente. As concentrações iniciais das soluções de amônia rica e pobre são maiores do que as do regime permanente, pois toda a amônia que se encontra nas outras partes do RAPTU, no regime permanente, encontra-se na solução rica e pobre na hora da partida.

Quando o sistema é posto em operação, o fluxo de calor fornecido ao gerador aquece, primeiramente, a solução pobre do gerador externo, aumentando sua temperatura. A elevação de temperatura da solução pobre promove o aquecimento da solução rica que se encontra no gerador interno (bomba de bolhas). Como a concentração da solução pobre é menor que a da solução rica, sua temperatura de saturação apresenta-se maior, para a mesma pressão. Os geradores começam a gerar bolhas de vapor de amônia concentrada. A alta concentração do vapor deve-se à menor temperatura de evaporação da amônia em relação a da água. O vapor de amônia encontra um ambiente rico em hidrogênio o que facilita a difusão do vapor de amônia pelo gás inerte (explicações adicionais encontram-se no apêndice C). Por apresentarem massas específicas diferentes, o vapor de amônia, que ainda não difundiu pelo hidrogênio, atua como um êmbolo, “empurrando” o hidrogênio em direção ao evaporador. Ao escoar pelo gerador interno, o vapor de amônia arrasta, consigo, solução rica, o que promove o empobrecimento dessa solução. Ao final da bomba de bolhas, a solução empobrecida verteu-se para o gerador externo, e o vapor de amônia segue para o misturador. No gerador externo, o aquecimento da solução pobre promove, também, a vaporização de amônia, reduzindo, ainda mais, sua concentração. O vapor de amônia produzido no gerador só encontrará, novamente, a solução pobre no absorvedor, resultando enriquecimento desta.

A solução pobre oriunda do gerador externo segue para o recuperador de calor (RCD), onde troca calor com a solução rica proveniente do absorvedor, e alcança o absorvedor através do direcionador de solução pobre (DSP).

Os vapores de amônia produzidos nos geradores interno e externo possuem temperaturas e concentrações diferentes e são homogeneizados no misturador.

Do misturador, o vapor de amônia segue para o retificador, onde ocorre uma condensação das partículas de água presentes no vapor, mediante transferência de calor para o ambiente. Para um maior contato do fluido com a parede, o retificador é provido de curvas

com ressaltos, que aumentam a transferência convectiva.

Em seguida, o vapor de amônia quase puro escoar para o condensador. Deste, o fluido condensado segue para o sifão, e o vapor restante para o direcionador de vapor de amônia (DVA).

A amônia líquida segue, via sifão, para o recuperador de calor triplo (RCT). Neste dispositivo, cede calor com o escoamento de amônia que se evapora no tubo externo do RCT. A amônia líquida ao chegar no evaporador encontra um ambiente rico em hidrogênio. A pressão parcial do hidrogênio é maior que da amônia, diminuindo, assim, a temperatura de saturação desta e levando-a a evaporar-se, o que possibilita a produção de frio. A amônia, ao evaporar-se, sofre difusão no hidrogênio até o absorvedor através do RCT, onde, através das paredes, troca calor com a amônia líquida, como descrito no parágrafo anterior. À medida que o vapor de amônia aumenta sua temperatura sua pressão parcial aumenta.

A amônia vaporizada, oriunda do RCT, desloca-se para o absorvedor, onde é absorvida pela solução pobre, formando-se, novamente, a solução de hidróxido de amônio. O ambiente do absorvedor encontra-se rico em vapor de amônia que devido a temperatura não sofre difusibilidade pelo hidrogênio. Como o hidrogênio possui massa específica menor que a da amônia, o mesmo se mantém no grupo-evaporador que se encontra na parte superior.

A solução enriquecida segue para o vaso absorvedor, onde se finaliza o processo de absorção. Sendo a absorção uma reação exotérmica, o grupo absorvedor tem de ser refrigerado, para manutenção da continuidade operacional do sistema.

Na FIG 1.3 apresenta-se um fluxograma que sintetiza os processos descritos. É importante observar que a refrigeração por absorção a pressão única não apresenta compressores, nem válvulas de expansão, sendo livre de partes mecânicas móveis, o que lhe confere maior durabilidade e ausência de ruídos.

No RAPTU adotado neste estudo, verifica-se uma fração inicial de amônia da ordem de 60%, localizada no vaso absorvedor. Com a destilação fracionada da amônia durante a operação, esse valor cai para uma fração de amônia em solução da ordem de 34%, para a solução rica, e de 15%, para a solução pobre, possuindo uma largura de faixa de 19% (fonte: catálogo de manutenção da empresa Cónsul®). No grupo gerador, a solução recebe um fornecimento de calor ( $Q_G$ ) à taxa de 80W. O vapor de amônia que chega ao condensador contém menos de 0,2% de água.

A solução de hidróxido de amônio que torna concentrada ou rica, com a absorção do vapor de amônia, é direcionada novamente para o grupo gerador, dando início novamente ao processo.

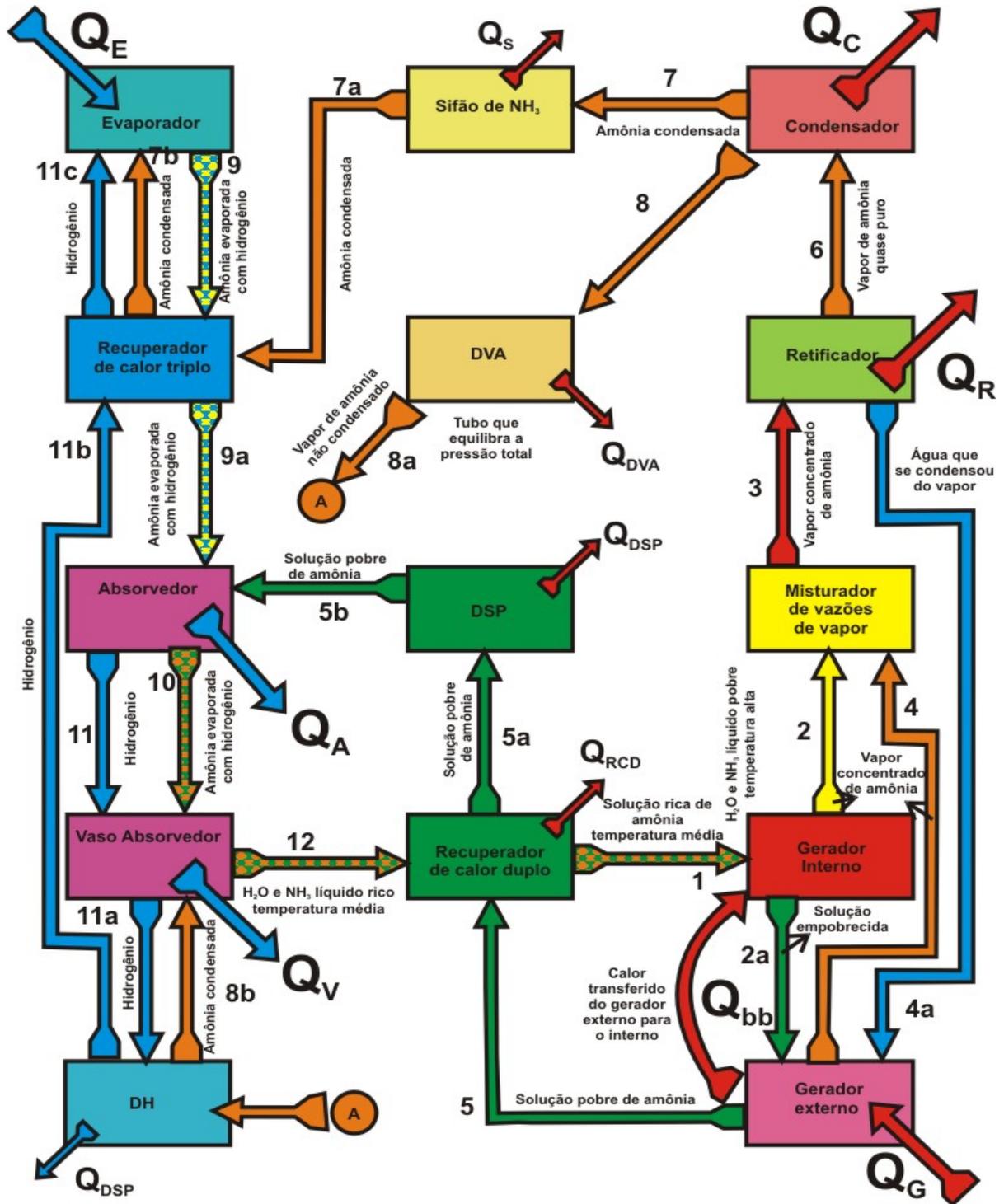


FIGURA 1.3 – Fluxograma operacional do RAPTU.

### 1.3 Diagrama de entalpia versus contração de amônia

Na FIG 1.4 é apresentado o diagrama entalpia – concentração ( $h, x$ ) para a solução binária de amônia-água, baseado nos estudos de Ziegler (1984). Este diagrama representa uma ferramenta importante na análise do RAPTU. As linhas de equilíbrio da fase líquida foram

traçadas para várias pressões e temperaturas (Ziegler, 1984).

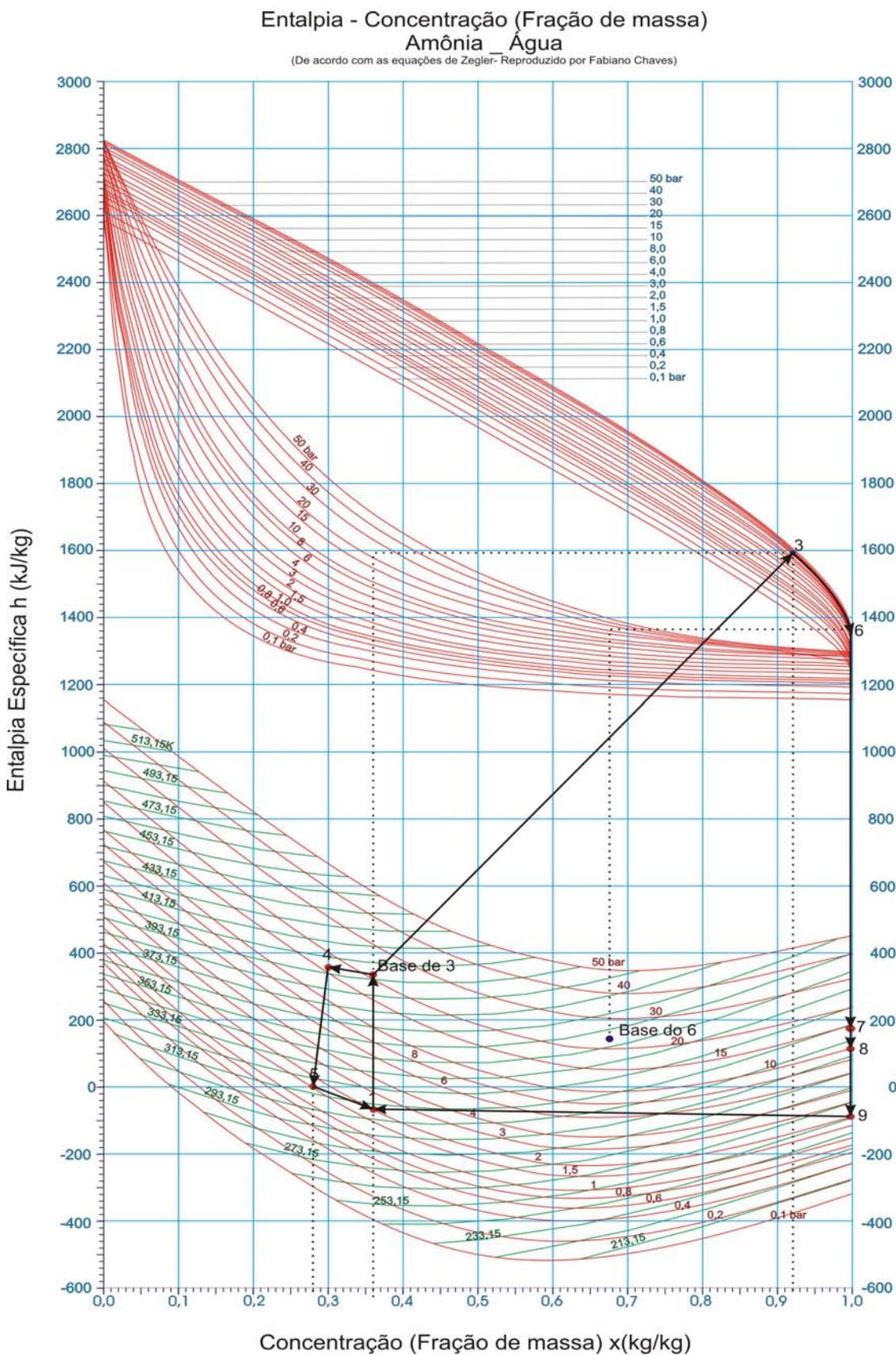


FIGURA 1.4 – Ciclos de funcionamento de um RAPTU.

Dadas as condições "T e P" pode-se localizar o estado da solução pela interseção das linhas isobárica e isotérmica correspondentes, e determinar a sua concentração e entalpia. Com a solução líquida e sub-resfriada, sua localização pode ser feita com boa aproximação, em função da sua temperatura e concentração, já que a entalpia de um líquido praticamente não varia com a pressão. As isotermas, na fase de vapor saturado seco, não estão registradas, de modo que o seu estado termodinâmico deve ser determinado a partir do estado líquido com o auxílio de linhas auxiliares, conforme indicado na FIG 1.4.

O ciclo de funcionamento do RAPTU foi acrescentado à FIG 1.4. Observam-se, na FIG 1.4, dois ciclos, um para a amônia e o outro para a solução pobre. O ponto 1 corresponde à solução rica antes de sua entrada no gerador, à pressão e temperatura do vaso absorvedor. A linha entre os pontos 1- e a "base 3" refere-se à passagem da solução rica pelo RCD. O ponto "base de 3" ao ponto 3 envolve a mudança de fase da solução. A linha do ponto 3 ao ponto 6 mostra o que ocorre no retificador. A linha que liga 6 a 7 mostra o que ocorre no condensador. Os pontos 7 e 8 denotam, respectivamente, entrada e saída do sifão e RCT. Os pontos 8-9 indicam a passagem da amônia pelo evaporador. Os pontos 9-1 e 5-1 dizem respeito à absorção da amônia pela solução pobre. O ponto "base de 3"-4 compreende o empobrecimento adicional da solução pobre. A passagem pelo RCD é representada pela linha 4-5, e o ponto 5 indica entrada no absorvedor.

## **2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA SOBRE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO**

### **2.1 Considerações iniciais**

Neste capítulo será apresentado um breve relato sobre a refrigeração por absorção: sua origem; os pares de fluido de trabalho que sofrem o efeito da absorção; os ciclos mais comuns de refrigeração por absorção; os modelos matemáticos e estudos experimentais que foram desenvolvidos para o ciclo por absorção e seus componentes.

### **2.2 Breve história da refrigeração**

A humanidade sempre procurou processos para obter frio, antes das invenções das máquinas que o possibilitaram artificialmente. Na pré-história, há referências ao homem de Cromagnon, que armazenava a carne em cavernas. Acredita-se que, pela observação, eles verificaram que suas paredes encontravam-se sempre mais frias que o interior das cavernas. Devido à eficiência da técnica, até pouco tempo (século XVIII) os produtores de cerveja dos EUA ainda a usavam. Mais tarde, os egípcios, em 2500 a.C., descobriram um meio de manter a água fresca ao colocá-la num recipiente de barro semiporoso, onde a água passa lentamente para a superfície exterior através de poros minúsculos e evapora-se, retirando energia interna do fluido. Para melhorar o efeito, recorriam à convecção forçada de ar usando escravos. Esse sistema também foi utilizado pelos índios do sudoeste norte-americano. Seguindo a linha do tempo, os Romanos, por sua vez, transportavam gelo dos Alpes até Roma para refrigerar as bebidas dos imperadores. Os califas de Bagdad enviavam longas caravanas de camelos aos Montes da Armênia para trazer grandes quantidades de gelo. Em muitos países, o gelo natural no inverno e guardado em cavernas ou poços revestidos de palha, para serem usados no verão. Mais tarde, foram armazenados em edifícios isolados com serragem para ser retirados à medida da necessidade. O gelo e a neve constituíam as maneiras principais de produção de frio da humanidade até o século XIX. O gelo se destinava principalmente às cortes e aos mais abastados por terem alto custo de aquisição.

Com a primeira máquina de produção de frio, a história começou a mudar. O processo de produção de frio iniciou-se com a absorção. Os primeiros estudos teóricos surgiram em 1777 por Nairne. Em 1823, surgiu o primeiro protótipo da máquina de absorção, desenvolvido por Ferdinand E. Carré, em Paris. O protótipo foi capaz de trabalhar com corpos líquidos e sólidos no efeito de absorção e adsorção, de acordo com Stephan (1983). Uma de suas aplicações que se tornou famosa foi a de produção de gelo para o Sul dos EUA, durante a Guerra Civil americana, visto que o suprimento desse havia sido interrompido pelo Norte. Carré e seus irmãos também desenvolveram várias máquinas que foram para a França, Inglaterra e Alemanha.

Os trabalhos de Ferdinand E. Carré tiveram o seu maior desenvolvimento entre os anos de 1859 e 1862, época em que foram depositadas 14 patentes de sistemas de absorção que trabalhavam com o par de refrigerante amônia-água. Após essa data, diversos sistemas foram construídos, utilizados para a produção de gelo e em aplicações industriais de processos contínuos (Stephan, 1983). Ferdinand E. Carré descreveu futuras aplicações dessa tecnologia em condicionamento de ar, controle de processos de fermentação e concentração, dentre outras.

Outro processo de produção de frio que surgiu na época foi a da máquina de compressão de vapor de Jacob Perkins, em 1834. Sua máquina necessitava de fonte térmica para fornecer trabalho, e isso lhe confere um maior peso. Quando lhe foi aplicada o motor elétrico por Carl V. Linde em 1880, sua máquina ganhou relevância em relação às máquinas de refrigeração por absorção. Na época, os dois processos utilizavam a amônia como fluido frigorígeno.

De 1920 a 1940, de acordo com Stephan (1983) e Napoleão (2003), estudos pioneiros da tecnologia de absorção permitiram a evolução de um refrigerador por absorção de pressão total única (RAPTU). Graças à ampliação do conhecimento em termodinâmica de misturas e a realização de estudos da segunda lei da termodinâmica, foi possível realizar a análise cuidadosa dos processos envolvidos, e percebeu-se a possibilidade da aplicação da lei das pressões parciais da amônia e do hidrogênio em RAPTU. O novo sistema apresentou menores perdas exegéticas. Foi proposto o refluxo de solução no gerador e no absorvedor, com o uso de retificador e recuperadores de calor.

Na atualidade, estudos como os de Napoleão (2003), Delano (1998), Abreu (1999) demonstraram a importância e a atenção que o tema vem recebendo.

### 2.2.1 Características da refrigeração por absorção

As características de um sistema de refrigeração por absorção são mais representativas quando são comparadas a outro sistema de refrigeração. Como referência, usa-se a comparação com a refrigeração por compressão mecânica de vapor (RCMV). As principais características estão implicitamente ligadas às vantagens e desvantagens do processo.

As vantagens da instalação por absorção são apresentadas a seguir. Quando o sistema de absorção de pressão dupla possui uma fonte térmica externa, o sistema consome de 5 a 10% de energia elétrica comparado com a RCMV de igual capacidade frigorífica. Se a absorção for de um RAPTU, não há consumo de energia elétrica para bombeamento (Madef, 1980; Silveira, 1994; Cortez e Larson, 1994, 1997, 1998; Napoleão 2003). Existe a possibilidade de variação da fonte energética para um RAPTU, sendo esse um de seus pontos mais favoráveis. O coeficiente de performance (COP) de um RAPTU se mantém uniforme a baixas temperaturas e a sua manutenção é reduzida por não possuir partes móveis. Como não há presença de óleo nos tubos, os recuperadores de calor não se degradam diminuindo a capacidade de troca de calor. A instalação de um RAPTU requer menores investimentos que aqueles necessários a uma instalação de RCMV. Em instalações de grande porte, a absorção de pressão dupla não necessita de subestação elétrica quando possui uma fonte de calor. Baixo nível de ruído em refrigeradores de pressão dupla, e nenhum ruído em RAPTU. Não existe restrição ao limite de seus tamanhos, podem variar desde pequenas a grandes instalações, com capacidade de até milhares de TR.

As desvantagens das instalações de absorção são as seguintes:

- 1) a falta de tradição e prática no uso desta tecnologia no Brasil.
- 2) Em instalação de igual capacidade frigorífica, os equipamentos são mais pesados e ocupam maiores espaços.
- 3) A tecnologia dos refrigeradores a absorção é mais viável em relação aos sistemas de compressão mecânica de vapor somente quando há disponibilidade de fontes térmicas de baixo custo.
- 4) O COP é menor quando comparado com a instalação de RCMV de igual capacidade frigorífica. Isso implica, para instalações de igual capacidade frigorífica, um rejeito térmico do RAPTU maior do que aquele dos sistemas de RCMV.
- 5) Além disso, a necessidade de água ou ar de arrefecimento é de 2 a 3

vezes maior do que nos sistemas universais.

Essas características descritas são citadas por vários autores, entre os quais Koskhin (1956), Figueiredo (1980), Silva (1994) e Silveira (1994).

### 2.3 O estado da arte da refrigeração por absorção

Os fluidos de trabalho para refrigeradores por absorção podem ser formados por vários pares que apresentam a propriedade química de absorção. O número de pares é grande, Mascriss et al. (1964) descreveram cerca de 40 compostos refrigerantes e 200 absorventes disponíveis. A TAB 2.1 apresenta alguns dos pares mais conhecidos. Os pares mais difundidos são amônia-água e brometo de lítio-água (Silveira, 1994; Cortez e Larson, 1997). Suas aplicações são bem distintas e, de modo geral, o par de fluidos mais utilizado e de melhor ação de absorção, de acordo com Mühle (1985), é o par amônia-água. Uma de suas características mais importante é o fato de se conseguir temperaturas de evaporação baixas.

TABELA 2.1 – Pares mais conhecidos utilizados em sistemas de refrigeração por absorção. (Cortez, 1998; Mühle, 1994; Napoleão, 2003).

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

Os princípios teóricos dos ciclos de refrigeração por absorção foram estabelecidos por Merkel e Bosnjakovic, a partir dos trabalhos desenvolvidos em 1929, com a introdução do diagrama de entalpia versus concentração. Vale ressaltar que os RAPTU foram comercializados em muitos países até os anos 50 do século XX, e até hoje esses aparelhos são usados em hotéis por causa do funcionamento silencioso.

O desenvolvimento de sistemas de ar condicionado por absorção ocorreu pela utilização do par cloreto de lítio-água e, mais tarde, brometo de lítio-água. Empresas como a CARRIER® e a SERVEL® fabricaram, durante os anos 40, sistemas com essa tecnologia (Bjurströin e Raldow, 1981).

Visto que o desempenho da compressão de vapor é melhor que o sistema de absorção, o uso dessa última é justificado quando uma fonte térmica de baixo custo é disponível, como por exemplo: a energia solar, gases de chaminés industriais ou, até mesmo, associados a um fogão à lenha. Assim, sistemas de absorção podem tornar-se economicamente atrativos em projetos de cogeração e recuperação de calor rejeitado.

Atualmente, empresas como TRANE®, CARRIER® e YORK® nos EUA, associadas a empresas japonesas, detêm uma alta tecnologia neste setor, conforme Cortez e Larson, (1997). No Japão, em 1984, foram vendidos equipamentos de absorção de brometo de lítio-água equivalentes a 260.000 TR, de tamanhos de 40 a 400 TR, conforme Perez-Blanco e Radermacher, (1986).

Na Europa, atualmente existe no mercado um sistema modular de ar condicionado por absorção com o par amônia-água fabricado pela ROBUR® e com vários equipamentos já instalados. Cada módulo tem capacidade de 17,4 kW. A capacidade instalada de refrigeração com estes módulos perfazem um total de mais de 6000 kW (Napoleão, 2003).

## **2.4 Modelos da literatura sobre o refrigerador por absorção**

Foram desenvolvidas, por vários autores, métodos para determinação das propriedades termodinâmicas da solução amônia-água, para que se possa avaliar o desempenho destes sistemas. Os mais relevantes são: Napoleão (2003) aborda as equações de estado para a solução; Delano (1998) estuda um sistema de absorção metano-amônia-água; Vianna (1974) apresentou uma simulação digital para um sistema de refrigeração por absorção de pressão dupla para a amônia-água. Renon et al. (1986)

apresentou um modelo matemático para a determinação das propriedades de mistura amônia-água utilizando equação de estado cúbica. Perez-Blanco e Radermacher (1986) descreveram a importância da tecnologia de absorção para o setor de refrigeração frente aos avanços tecnológicos, principalmente, em recuperadores de calor e pares refrigerantes; Le Goff et al. (1990) desenvolveram estudos para processos industriais. White (1993), em sua tese, modela e projeta um sistema de refrigerador por absorção de dupla pressão. Filho (2002) escreveu uma dissertação sobre a absorção de simples efeito no regime transiente.

Os modelos de refrigeradores por absorção se dividem em vários processos (Srikhirin et al., 2001). Os mais significativos são: o sistema de absorção de simples efeito, bomba de calor de absorção reversa, o ciclo de refrigeração por absorção de efeitos múltiplos, o ciclo de refrigeração por absorção com GAX, o ciclo de refrigeração por absorção com recuperador de calor no absorvedor, o ciclo de refrigeração por absorção de meio efeito, ciclo de efeito combinado de compressão e absorção de vapor, ciclo duplo de refrigeração por absorção, o ciclo sorção e resorção, ciclo de refrigeração por absorção e ejetor combinado, ciclo de refrigeração por absorção por membrana osmótica, o ciclo de absorção com uso de centrifuga, ciclo de refrigeração por absorção de auto circulação (LiBr/H<sub>2</sub>O) e o ciclo de refrigeração por absorção por difusão. Esses processos foram objetos de estudos, que são relatados de forma sucinta a seguir.

O sistema de absorção de simples efeito é o mais simples e mais usado. Foram realizados estudos com pares de fluidos de trabalho diferentes. Best et al. (1991) realizaram estudos com o par LiNO<sub>3</sub>/NH<sub>3</sub>. Idema P.D. (1984) simulou controle de operação com o LiBr/ZnBr<sub>2</sub>/CH<sub>3</sub>OH. Grossman e Gommed (1987) realizaram uma simulação computacional com um sistema de módulos flexíveis. Grover et al. (1988) desenvolveram uma bomba de calor com base no sistema operada com Cloreto de lítio e água. E Bennani et al. (1989) realizaram análise de performance do sistema operado com a mistura água glicerol.

No sistema de bomba de calor de absorção reversa, o absorvedor trabalha com uma pressão maior que o gerador. Estudos desse sistema foram realizados pelos seguintes pesquisadores. Grossman (1991), que estudou o sistema com a fonte quente oriunda da energia solar. Ikeuchi et al. (1985) estudaram a performance e projetaram uma bomba de calor de alta temperatura. Nakanishi et al. (1981) realizaram estudos para aplicação industrial do sistema. Em sua tese de doutorado, Mohammed (1982) estudou a performance de uma bomba de calor por absorção. Antonopoulos e Rogdakis (1992)

realizaram uma monografia de otimização do sistema de bomba de calor para uso solar, usando LiBr/ZnBr<sub>2</sub>/CH<sub>3</sub>OH, George e Murthy (1989(1), 1989(2), 1989(3)) realizaram um estudo extenso sobre a performance da absorção de vapor sobre a influência da troca de calor.

O ciclo de refrigeração por absorção de efeitos múltiplos que permite aumentar o desempenho de sistema com a fonte de calor com uma alta temperatura. Basicamente há um ciclo de absorção unido a outro. As temperaturas de rejeito de um ciclo são usadas para o gerador do outro ciclo. Esse aproveitamento de rejeito pode se estender por vários ciclos. Estudos foram feitos com relação a ciclos de efeito duplo por Vliet et al. (1982), que utilizou brometo de lítio/água. Kaushik e Chandra (1985) montaram um modelo computacional para estudos dos parâmetros do sistema. Garimella e Christensen (1992) apresentaram uma simulação de um sistema que aproveitava rejeito industrial como fonte de calor. Devault e Marsala (1990) realizaram um estudo de triplo efeito com a utilização do par amônia-água. Grossman et al. (1995) realizaram uma simulação de efeitos múltiplos de quatro estágios. Ziegler et al. (1993) também realizaram estudos de múltiplos efeitos. Elperin e Fominykh (2003) realizaram estudos com o refrigerador de quatro estágios.

O ciclo de refrigeração por absorção com GAX ou DAHX é um sistema composto de dois sistemas de absorção de simples efeito funcionando em paralelo. Esse tipo de sistema foi criado por Altenkirch e Tenckhoff, que registraram sua patente em 1911. Em 1996, esse sistema recebeu atenção de Herold et al. (1996). Hanna et al. (1984) realizaram um estudo para esclarecer o funcionamento do ciclo GAX. Staicovici (1995) realizaram estudos para a produção de frio através do sistema. Grossman et al. (1995) realizaram um estudo sobre a performance de um sistema GAX com o par amônia água. Da mesma forma, Potnis et al. (1997) montaram uma simulação e validação para o sistema. Kang e Chen (1996) realizaram um modelo para o sistema GAX com retificador. Priedeman e Christensen (1999) projetaram um novo processo GAX.

O ciclo de refrigeração por absorção com recuperador de calor no absorvedor é semelhante ao sistema GAX. Porém, o absorvedor que é dividido em duas partes. Dessa forma, há um recuperador de calor no absorvedor. Os estudos realizados nesse tipo de sistema foram realizados pelos seguintes pesquisadores. Kandlikar (1982), que realizou estudos em um sistema que utilizava o par água-amônia em um novo sistema e possuía coeficiente de desempenho melhor. Kaushik e Kumar (1987)

montaram um estudo comparativo dos ciclos utilizando a amônia como refrigerante, enquanto o absorvente era líquido e sólido.

O ciclo de refrigeração por absorção de meio efeito é utilizado quando se tem uma fonte de calor de baixa temperatura. Nesse caso, há solução rica no absorvedor. A Battelle Memorial Institute projetou um sistema que funciona sobre esse processo realizou estudos sobre a sua performance. Groll (1997) realizou um estudo sobre o ciclo.

O ciclo de efeito combinado de compressão e absorção de vapor não possui os componentes clássicos. Nesse caso, utiliza-se um “resober”, que é um absorvedor de vapor e o “desorber”, que é o gerador de vapor. O vapor gerado é comprimido para que possa ser absorvido. O ambiente de baixa pressão acontece no gerador de vapor. Groll (1997) também realizou estudos no sistema. Machienlsen (1990) pesquisou o sistema para uso industrial. Rane et al. (1991) estudaram o sistema para uso em dois estágios. Caccoila et al. (1990) estudaram a resposta do sistema usando água-amônia e hidróxido de potássio na solução.

O ciclo sorção e resorção é o ciclo de absorção e adsorção reunidos. Parece com o ciclo de efeito combinado de compressão e absorção, porém utiliza duas soluções. Esse sistema foi estudado por Groll e Radermacher (1994), que levantou o comportamento do sistema utilizado como bomba de calor.

O ciclo duplo de refrigeração por absorção utiliza dois ciclos de absorção paralelos. O rejeito de calor do condensador é utilizado no gerador do outro ciclo, e foi alvo de estudos de Hanna et al. (1984).

O ciclo de refrigeração por absorção e ejetor combinados utiliza dois geradores, sendo que o primeiro gerador envia o rejeito de calor para o segundo gerador. Esse projeto surgiu em 1973 e foi patentado por Kuhlenschmidt. Chung e Huor (1984) realizaram estudos para uso doméstico do sistema. Chen (1988) realizou estudos sobre o coeficiente de desempenho do sistema. Aphornratana e Eames (1998) realizaram uma investigação experimental sobre o sistema. Wu e Eames (2000) realizaram estudos com o novo sistema. Eames e Wu (1998) realizaram estudos experimentais no ciclo.

O ciclo de refrigeração por absorção por membrana osmótica possui uma membrana que realiza a osmose do gerador para o absorvedor. Desse modo, a solução se enriquece com o uso do efeito de osmose. Um sistema desse tipo foi proposto por Zerweck em 1980. O sistema se tornou motivo de tese de Carey (1984).

O ciclo de absorção com uso de centrifuga é um ciclo que utiliza uma

centrífuga para separar os fluidos de trabalho. Riffat e Su (2001) realizaram estudo sobre a eficiência da centrífuga no sistema.

O ciclo de refrigeração por absorção de auto circulação (LiBr/H<sub>2</sub>O) é um ciclo parecido com o de um RAPTU. Porém, ele utiliza o par Brometo de lítio – água para realizar o efeito. Smith e Khahra (1983) realizaram testes experimentais. Eriksson e Jernquist (1989) projetaram o sistema e realizaram operações preliminares.

O ciclo de refrigeração por absorção de pressão única, que é também conhecido como ciclo de refrigeração por absorção por difusão, é o objeto dessa tese. Esse ciclo foi estudado pelos seguintes pesquisadores. Chen et al. (1996), que realizaram estudos sobre o coeficiente de desempenho do sistema. Steirlin e Ferguson (1990), Wang e Herold (1992) e Steirlin e Ferguson (1988) aplicaram estudos experimentais ao sistema. Kouremenos e Sagia (1988) realizaram um estudo substituindo o hidrogênio como gás inerte pelo hélio. Narayankhedlar e Maiya (1985) realizaram estudos no sistema levando em conta a influência do hidrogênio. De acordo com Srihirin (2001), Fernández e Vázquez simularam a transferência de calor na parte de alta pressão, e que Wassenaar e Segal realizaram uma simulação numérica para o filme de absorção aplicado ao par água-amônia. Jakob (2007) realizou um estudo experimental para a aplicação do sistema em ar condicionado. Zohar et al. (2005) realizaram investigação numérica com um RAPTU para diferentes gases inertes. Sua pesquisa apresentou o COP para diferentes temperaturas no evaporador. O resultado é apresentado na FIG 2.1.

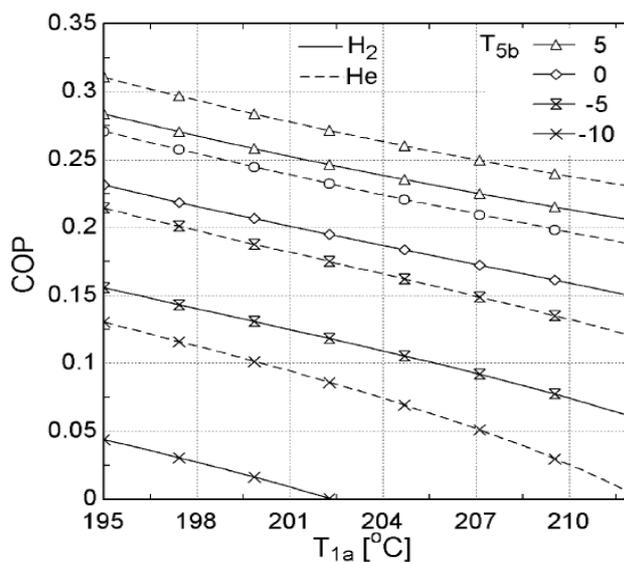


FIGURA 2.1 – O coeficiente de desempenho em função da temperatura

Como era esperado, a FIG 2.1 mostra o COP aumenta para temperaturas no gerador mais baixas e temperaturas no evaporador mais altas.

Srikhirin e Aphornratana (2002) realizaram uma investigação sobre o ciclo. Kanga e Kashiwagib (2002) e Goel e Goswami (2005) realizaram estudos sobre a absorção levando em conta o efeito Marangoni. Koyfman et al. (2003) estudaram a performance da bomba de bolhas. Eles estabeleceram uma correlação experimental da vazão com a potência fornecida ao gerador, apresentada na FIG 2.2.

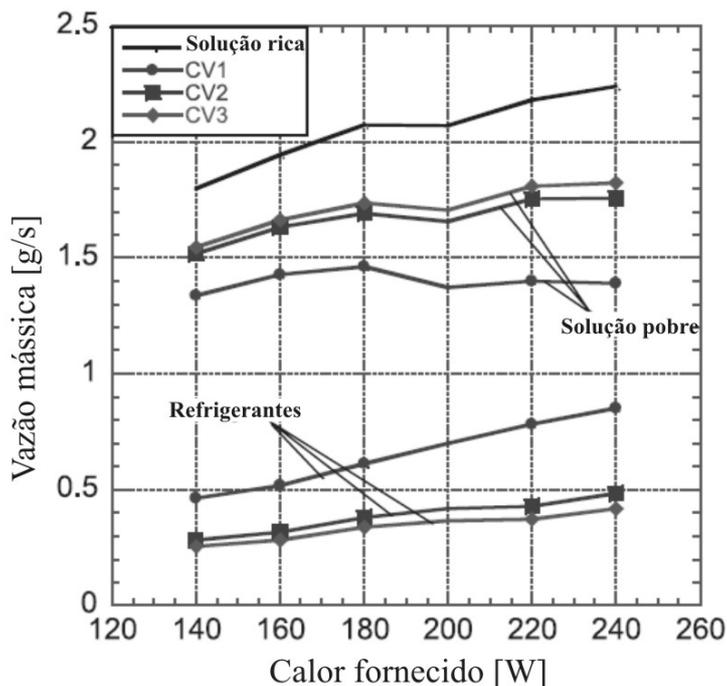


FIGURA 2.2 – Vazão experimental em função da potência no gerador

Da mesma forma, Zohar et al. (2008) estudaram uma correlação para a bomba de bolhas. Sagia (1995) estabeleceu uma correlação para o par de amônia água e o gás inerte. Zohar et al. (2007) realizaram estudos sobre o desempenho de um RAPTU.

## 2.5 Considerações finais

Apresentou-se neste capítulo um breve relato da história, o estado da arte e os modelos estudados sobre refrigeradores por absorção. Observou-se que a absorção vem recebendo atenção crescente em pesquisas que a apontam como uma alternativa para a refrigeração de baixo custo e com o uso de calor excedente. No próximo capítulo, apresentaremos a descrição do banco de testes usado para realizar os ensaios

experimentais do RAPTU. No capítulo seguinte, descreveremos o modelo matemático do refrigerador. Os modelos apresentados no final do presente capítulo serviram de base para o desenvolvimento do modelo desta tese.

### 3 APARATO EXPERIMENTAL

#### 3.1 Considerações iniciais

O capítulo é dedicado à descrição do banco de testes, aos instrumentos usados e à metodologia empregada na execução dos ensaios. Uma análise de incerteza dos resultados das medições é realizada.

#### 3.2 Bancada experimental

A bancada de teste foi montada a partir de um frigobar da marca Eletrolux® com capacidade de 80 litros e dotado de uma resistência elétrica de 80 W para fornecimento de calor ao gerador (FIG 3.1). O RAPTU é todo confeccionado em aço tendo somente a aleta do evaporador em alumínio.

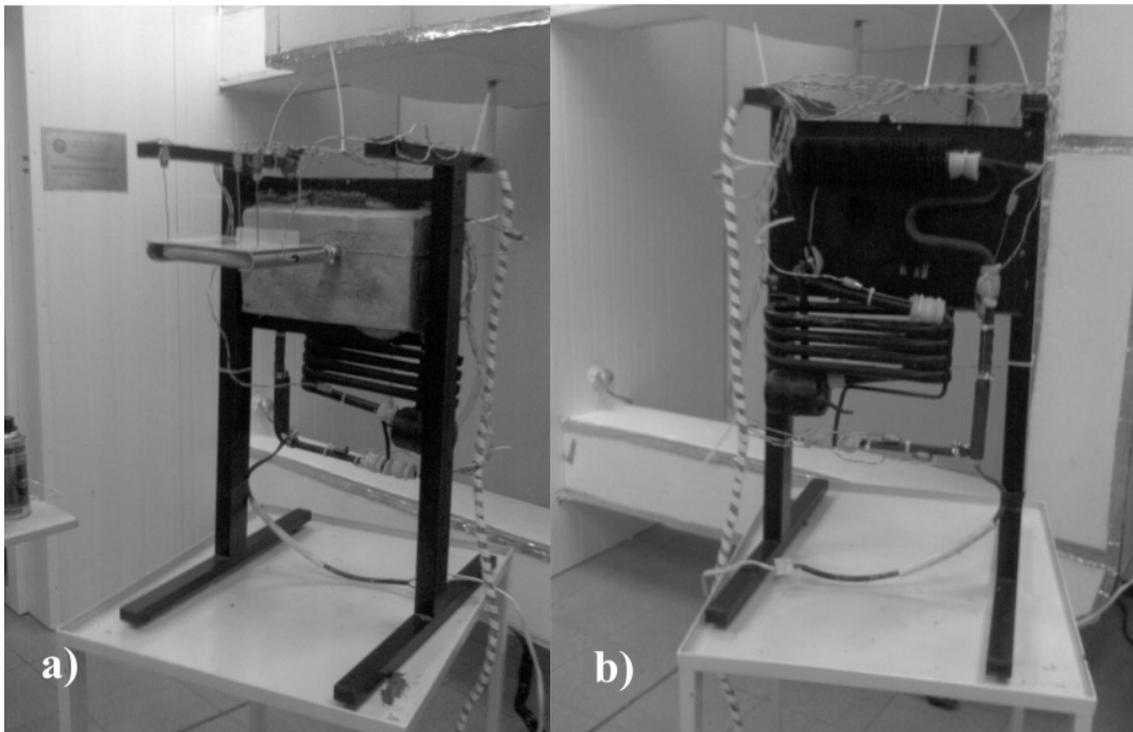


FIGURA 3.1 – Fotos da bancada de teste: a) vista de frente; b) vista por trás.

Esta unidade de refrigeração por absorção possui a configuração geométrica

descrita no Capítulo 1. Compõe-se dos grupos gerador, condensador, evaporador, absorvedor e direcionadores, cujo funcionamento segue o exposto na Seção 1.2.

As dimensões do RAPTU (bancada de teste) são apresentadas na FIG 3.2.

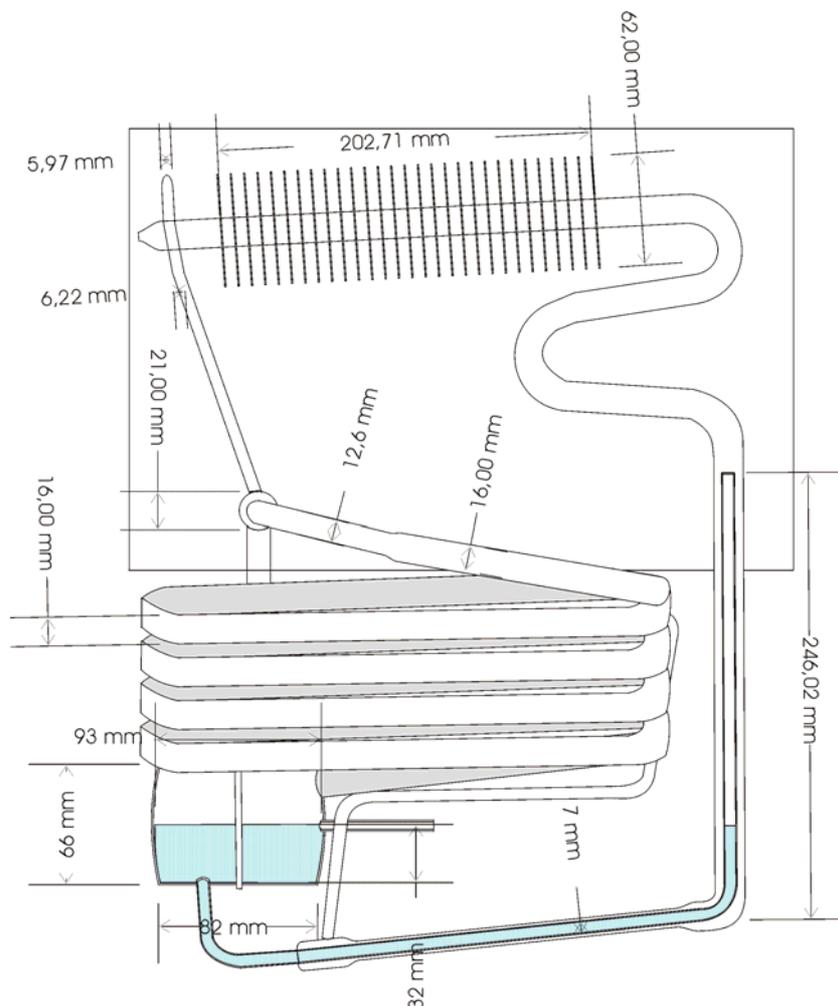


FIGURA 3.2 – Dimensões do RAPTU - vista por trás.

A resistência elétrica de 80 W foi ligada a um varivolt, para variação de sua potência. Quinze (15) termopares do tipo K (Cromel/Alumel), com 1,5 mm de diâmetro, foram instalados à entrada e à saída dos componentes. A escolha dos termopares do tipo K foi devido a sua disponibilidade no laboratório. Esses sensores foram fixados por abraçadeiras plásticas nas superfícies externas dos componentes e protegidos por um isolante térmico. Pasta térmica foi usada para melhorar o contato térmico entre o termopar e a parede externa do RAPTU.

A relação dos termopares e de suas respectivas posições encontra-se na TAB 3.1. A FIG 3.3 ilustra a localização dos sensores no equipamento

TABELA 3.1 – Localização dos termopares no RAPTU.

Termopar	Posição	Fig 3.3
1	Temperatura ambiente	-
2	Entrada a amônia líquida no evaporador	7b
3	Após a primeira curva da amônia no evaporador	-
4	Após a segunda curva do evaporador	-
5	Saída do evaporador	9
6	Entrada do absorvedor – entrada da solução pobre	9a
7	Saída do absorvedor	0
8	Entrada do RCT	11b
9	Saída do vaso absorvedor	12
10	Entrada do gerador externo	1
11	Entrada do misturador	4
12	Resistência elétrica	-
13	Entrada do condensador	6
14	Saída do condensador	7
15	Saída da solução pobre do RCD	5a

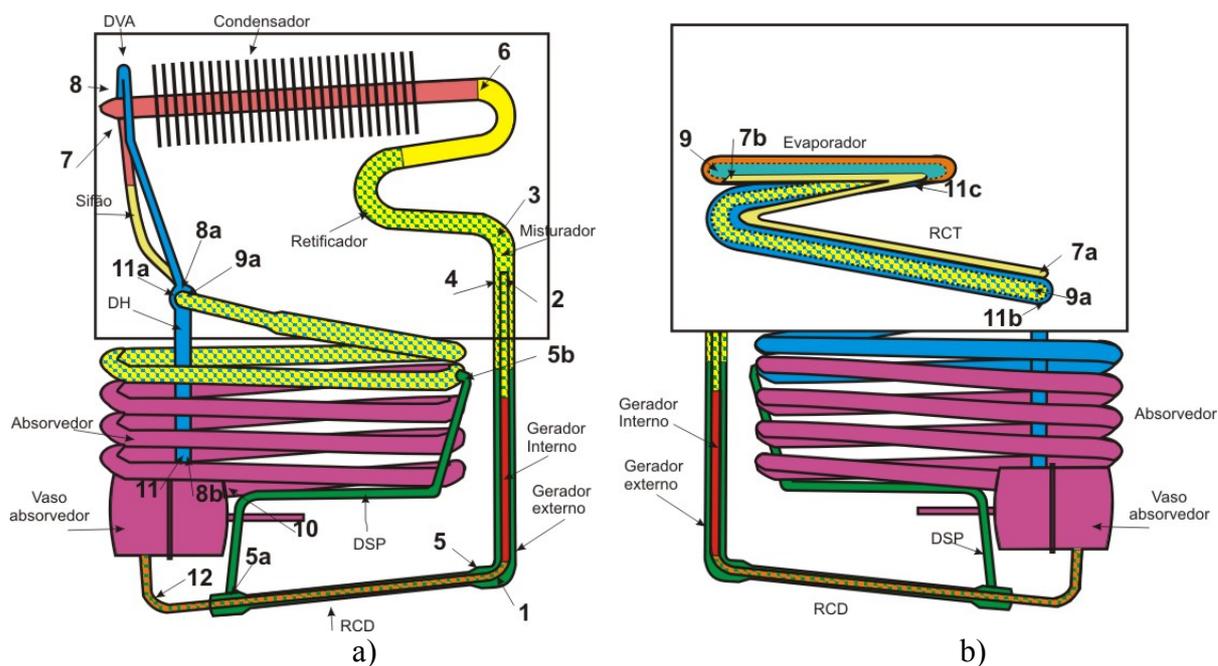


FIGURA 3.3 – Localização dos termopares: a) vista de frente; b) vista por trás.

A FIG 3.4 apresenta o evaporador em maior detalhe, onde pode-se observar o posicionamento dos termopares 3 e 4 na aleta do tubo evaporador.

Medições de pressão e de vazão não foram realizado por envolve grandes

dificuldades práticas e riscos à integridade do refrigerador.



FIGURA 3.4 – Termopares 3 e 4 na aleta do evaporador.

Para o armazenamento dos dados de temperatura, usou-se um sistema de aquisição de dados (FIG 3.5), composto de uma placa de aquisição, modelo CAD12/32 de 12 bits, e de um módulo para o condicionamento dos sinais, modelo MCS1000-V2, ambos fabricados pela Lynx. Para a leitura e tratamento dos sinais, provenientes dos termopares, foi utilizado um programa de computador em linguagem C (LabView). Este software converte os sinais de tensão, apresentando a evolução de cada uma das variáveis medidas em tempo real.

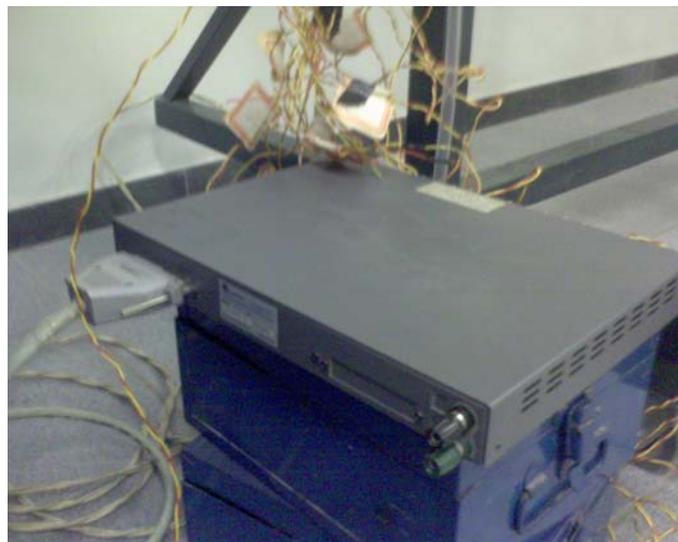


FIGURA 3.5 – Sistema de aquisição de dados da Lynx.

### 3.3 Metodologia utilizada na realização dos ensaios

Com o objetivo inicial de validar a análise teórica (modelo matemático, programa computacional), um total de 8 ensaios foram realizados, cada um deles consistindo de operação em regime permanente (RAPTU funcionando há pelo menos uma hora). As leituras de temperatura foram registradas em um arquivo de dados. A bancada de teste necessita de duas fontes térmicas uma quente e uma fria. Para a fonte fria foi usa-se o ambiente. A fonte quente é isolada termicamente para evitar perdas.

A aparente limitação da bancada de teste, por ter somente tomadas de temperatura, pode ser contornada com a observação do fenômeno por trás das variações das mesmas. É possível determinar a pressão através da temperatura de condensação e a vazão através das temperaturas encontradas na saída e entrada do RCD ou no DSP. A análise da pressão via temperatura ocorre pelo conhecimento termodinâmico de um recuperador de calor, no caso de RCD, e de um radiador de calor sobre convecção do ar aplicado ao DSP. Quando se conhece a temperatura na entrada e na saída dos componentes é possível prever qual é a vazão que possibilitou tal variação de temperatura entre as entradas e saídas dos componentes.

A observação da temperatura constante ao longo do condensador, indicando mudança de fase, junto com a hipótese de que a pressão parcial da amônia e a pressão total no condensador são iguais, devido a ausência de hidrogênio e vapor d'água, permitiu a determinação da pressão total do RAPTU, através da temperatura de saturação da amônia no condensador.

O comportamento térmico dos trocadores de calor é relativamente previsível. Sabe-se que dois dados são importantes para definição de um recuperador de calor duplo - as temperaturas nas extremidades ou as vazões. A bancada de teste fornece a temperatura na entrada e saída do DSP e é medida a temperatura ambiente. Como a taxa de troca de calor com o ambiente é determinada pela diferença de temperatura observada no DSP. O calor trocado com o ambiente define a vazão de solução pobre.

#### 3.3.1 Incerteza de medição

Toda medição é afetada por erros que podem ser provocados pela ação isolada ou combinada de vários fatores. Apesar disso é possível obter informações

confiáveis de uma medição, desde que a ordem de grandeza e a natureza do erro sejam conhecidas. O erro de medição pode ser considerado como composto por três parcelas básicas (Gonçalves, 1999):

$$e = e_{sis} + e_{ale} + e_{gro} \quad (3.1)$$

onde  $e$ ,  $e_{sis}$ ,  $e_{ale}$ ,  $e_{gro}$ , são respectivamente o erro de medição, o erro sistemático, o erro aleatório e o erro grosseiro.

O erro sistemático ( $e_{sis}$ ) é a parcela de erro sempre presente nas medições realizadas em idênticas condições de operação. Pode ser causado tanto por um problema de ajuste ou desgaste do sistema de medição, quanto por fatores construtivos. Pode estar associado ao próprio princípio de medição empregada, ou ainda ser influenciado por grandezas ou fatores externos, como por exemplo, condições ambientais. Embora se repita em medições realizadas em idênticas condições, o erro sistemático geralmente não é constante em toda a faixa do sistema de medição. Para cada valor distinto do mensurado é possível ter um valor diferente para o erro sistemático, e a forma com que este varia ao longo da faixa de medição depende de cada sistema de medição, sendo de difícil previsão (Maia, 2005). O erro sistemático só pode ser estimado por comparação. O método mais direto é através da calibração utilizando um padrão adequado. Uma outra alternativa consiste em utilizar uma metodologia diferente de medição que seja, preferivelmente, baseada em um outro princípio físico para se estimar a mesma grandeza e comparar os resultados. Por último, o erro sistemático também pode ser estimado através da comparação de resultados obtidos em laboratórios diferentes, em medições similares.

O erro aleatório ( $e_{ale}$ ) se origina de variações temporais ou espaciais, estocásticas ou imprevisíveis, de grandezas de influência (Guia, 1998). O efeito de tais variações é que mesmo em medições realizadas por diversas vezes, sob as mesmas condições, observa-se variação nos valores obtidos do mensurado. A forma com que ele se manifesta ao longo da faixa de medição depende de cada sistema, sendo de difícil previsão. Fatores como a existência de folgas, atrito, vibrações, flutuações na tensão elétrica, instabilidades internas, condições ambientais entre outros, podem contribuir para o aparecimento deste tipo de erro (Maia, 2005). Em virtude da natureza do erro aleatório, valores exatos não podem ser determinados, mas estimativas prováveis podem

ser realizadas através de análise estatística. Desta forma, embora não seja possível compensar o erro aleatório de um resultado de medição, ele pode geralmente ser reduzido aumentando-se o número de observações.

O erro grosseiro ( $e_{gro}$ ) é, geralmente, decorrente de mau uso ou mau funcionamento do sistema de medição. Pode, por exemplo, ocorrer em função da leitura errônea, operação indevida ou dano do sistema de medição (Maia, 2005).

A incerteza do resultado de uma medição reflete a falha na detecção do exato valor mensurado. Após a correção dos efeitos sistemáticos reconhecidos, o resultado de uma medição é ainda somente uma estimativa do valor mensurado, em função da incerteza proveniente dos efeitos aleatórios, e da correção imperfeita do resultado para efeitos sistemáticos (Guia, 1998). Diversos fatores podem contribuir para a incerteza do resultado de uma medição, dentre eles podemos citar aspectos construtivos, características e condições de operação, ação de grandezas ambientais, princípio de medição empregado, número e forma de coleta de dados, degradação física dos meios de medição entre outros.

Basicamente, dois parâmetros devem ser estimados em qualquer operação de medição: a correção ( $C$ ) e a incerteza expandida ( $U$ ) apresentadas na EQ. (3.2). A correção é o valor que deve ser adicionado à indicação para corrigir os efeitos sistemáticos, originando assim, o resultado corrigido ou resultado base. A incerteza expandida está associada com a dúvida ainda presente no resultado de medição. É quantificada como a faixa de valores, simétrica em torno do resultado base, que delimita a faixa de dúvidas com nível de confiança estabelecido. É composta pela combinação dos efeitos aleatórios conhecidos de cada fonte de incerteza, que afeta o processo de medição, e também, pelos componentes relacionados com a desinformação existente sobre alguma fonte de incerteza. Uma vez determinadas estas grandezas, o resultado da medição ( $R_M$ ) pode ser obtido a partir da expressão (Gonçalves, 1999):

$$R_m = MI + Cor \pm (\Delta I_{m\acute{a}x} + U_{95}) \quad (3.2)$$

As variáveis  $MI$ ,  $Cor$ ,  $\Delta I_{m\acute{a}x}$  e  $U_{95}$  representam a média das  $n$  indicações disponíveis, a correção, o valor absoluto da máxima diferença, entre as indicações e seu valor médio, e a incerteza expandida do processo de medição calculada para um nível de confiança de 95%. A faixa de variação do mensurado compõe a parcela de efeitos

aleatórios, compensando as variações características da grandeza que se está medindo. Essa grandeza pode ser estimada por:

$$\Delta I_{máx} = [I_i - MI]_{máx} \quad (3.3)$$

Antes de apresentar a metodologia utilizada para estimar a incerteza expandida e a correção, é necessário definir as fontes de incerteza de medição a serem consideradas. Conforme já discutido, no início deste capítulo, o banco de testes experimental utilizado, conta basicamente com 15 termopares. Os itens considerados com maior potencial, para influenciar no resultado da medição, foram: troca de calor com o meio externo; interferência elétrica dos dispositivos da bancada no sistema de aquisição de dados; aterramento deficiente; e a repetitividade das medições. Diversas medidas foram tomadas com o intuito de minimizar estes fatores. Dentre elas, pode-se mencionar:

- 1) A haste de cada termopar foi alojada com auxílio de massa térmica na superfície da tubulação do banco de testes. Além disso, após a instalação dos termopares, o local foi revestido com isolante térmico.
- 2) Os cabos responsáveis por conduzir o sinal proveniente de cada um dos dispositivos de medição, até o sistema de aquisição de dados, foram alinhados e posicionados de forma a evitar a passagem próxima a placas de aquisição de dados.
- 3) O banco de testes foi aterrado e o mesmo foi feito para o computador que comporta o sistema de aquisição de dados.

Uma vez que estas medidas minimizaram a influência da maior parte das fontes de incerteza citadas, a única fonte de incerteza considerada foi àquela relativa a repetitividade das medições. A estimativa desta grandeza juntamente com a correção, depende de como o mensurado foi obtido, podendo este último resultar de uma medição direta ou indireta.

A aferição dos termopares foi feita com os seguintes procedimentos. A bancada foi mantida desligada, sem umidade, sem corrente de vento, ligada ao sistema de aquisição de dados. Com um termopar confiável, medindo a temperatura ambiente numa faixa de 15 a 30 °C, foram feitas as leituras dos termopares instalados. Com base nos dados obtidos, estimaram-se a correção (C) e a incerteza expandida (U), que são apresentadas na TAB 3.2.

TABELA 3.2 – Correção (C) e a incerteza expandida (U).

Posição	(C)	(U)
Temperatura ambiente	-0,32	± 0,01
Entrada a amônia líquida no evaporador	0,05	± 0,01
Após a primeira curva da amônia no evaporador	-0,19	± 0,01
Após a segunda curva do evaporador	0,78	± 0,01
Saída do evaporador	0,49	± 0,01
Entrada do absorvedor – entrada da solução pobre	0,64	± 0,01
Saída do absorvedor	1,32	± 0,01
Entrada do RCT	-0,11	± 0,01
Saída do vaso absorvedor	0,74	± 0,01
Entrada do gerador externo	0,65	± 0,01
Entrada do misturador	0,30	± 0,01
Resistência elétrica	0,81	± 0,01
Entrada do condensador	1,10	± 0,01
Saída do condensador	0,01	± 0,01
Saída da solução pobre do RCD	0,72	± 0,01

A potência elétrica nominal foi medida através da corrente e da tensão e confirmada pela medição da resistência elétrica.

### 3.4 Metodologia aplicada no levantamento das massas dos fluidos

O RAPTU funciona com o uso de três fluidos. O fluido mais complexo para análise é a amônia, pois ela se encontra em solução e sofre difusibilidade pelo hidrogênio.

A determinação das massas ocorreu através dos passos a seguir:

- 1) O RAPTU foi pesado antes do furo feito pela válvula perfurante.
- 2) Colocação de uma válvula perfurante para se obter a pressão inicial, ou seja, uma válvula que se fixa externamente ao tubo do RAPTU e através de um perfurador se cria um furo que permite acesso aos fluidos internos, que é direcionado a um manômetro.
- 3) A pressão interna, gerada pelo hidrogênio, foi extraída para a atmosfera através do compartimento de água pura descrita a seguir.
- 4) Em seguida uma mangueira foi acionada à saída da válvula perfurante,

em uma de suas extremidades, e na outra foi acrescentada a um compartimento que circulou água pura. Desse modo, foi possível manter na mangueira o hidrogênio que possibilitou a difusão da amônia e diminuiu a solução de hidróxido de amônio em alta concentração para a água pura.

5) Esse processo durou cinco dias, onde foi possível prever que a parcela de amônia presente na parte interna do RAPTU era desprezível.

6) Nova medição de massa do RAPTU foi realizada.

7) A água dentro do RAPTU foi extraída e pesada.

8) O volume interno foi determinado utilizando o refrigerador desmontado sem a presença de fluidos internos, esse foi preenchido com água e seu volume medido com a extração da água usada para a medição.

9) Através da pressão inicial, da equação dos gases perfeitos EQ. (3.4), do volume interno, subtraído o volume ocupado pela solução de amônia, e a temperatura do sistema foi possível calcular a massa de hidrogênio.

$$PV=nRT \quad (3.4)$$

Desse modo, a determinação da massa de amônia, hidrogênio e água foram possíveis.

## 4 MODELAGEM DO RAPTU

### 4.1 Considerações iniciais

Nesse capítulo será apresentado o modelo matemático do refrigerador por absorção a pressão total única. Esse modelo é composto pelos modelos individuais dos 14 componentes do refrigerador. De uma forma geral, algumas grandezas obtidas através do modelo matemático de um componente são usadas como variáveis de entrada nos modelos matemáticos de outros componentes. Essa interdependência entre os modelos matemáticos individuais constitui a base para a solução do modelo do refrigerador.

### 4.2 Hipóteses do modelo matemático

As hipóteses do modelo matemático do refrigerador, de modo geral, são adotadas em quase todos os componentes. As principais hipóteses do modelo (regime permanente) são:

1. O fluido que entra no gerador encontra-se na pressão de saturação.
2. As propriedades que são funções da temperatura são calculadas em termos de temperaturas médias utilizando equações polinomiais.
3. As propriedades que são funções da concentração que são calculadas em termos de concentrações médias.
4. A vazão da solução líquida que sai do gerador interno é igual à vazão de solução líquida que entra no gerador externo.
5. A resistência térmica da parede é desprezada.
6. O hidrogênio está presente apenas na região de baixa pressão.
7. O misturador, RCT e o gerador são perfeitamente isolados do ambiente.
8. A água não condensa no misturador.
9. A amônia não condensa no retificador.

10. Não há água no condensador.
11. A troca de calor por radiação no DVA, DH, evaporador, absorvedor são desprezíveis.
12. As aletas apresentam eficiência igual ao longo do condensador e do evaporador.
13. Amônia líquida não sai do RCT pelo tubo externo.
14. Existe equilíbrio termodinâmico na interface do absorvedor.
15. A superfície do tubo do absorvedor é molhada pela solução pobre.
16. A condensação de amônia no direcionador de vapor é desprezada.

### 4.3 Grupo Gerador

O gerador de vapor é o componente mais complexo do sistema de refrigeração por absorção de pressão total única. Com o intuito de simplificar o entendimento deste, optamos em explicar o funcionamento das seguintes partes: o RAPTU como um todo, o gerador interno, o gerador externo e o misturador.

A figura 4.1 apresenta um esboço do grupo gerador.

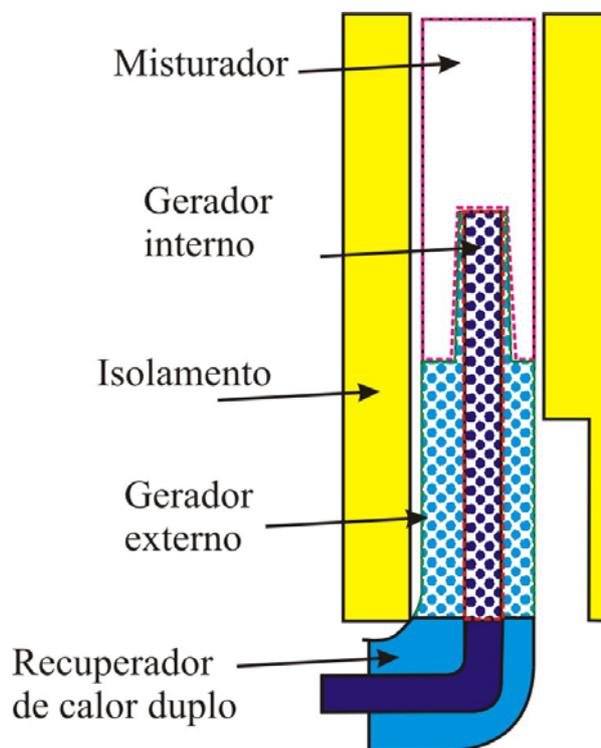


FIGURA 4.1 – Partes que estão ligadas ao grupo gerador.

O gerador é compreendido melhor através das explicações de cada parte. A FIG 4.1 mostra as partes do gerador. O gerador é composto por dois geradores, um dentro do outro. Isso faz o calor fornecido ao gerador externo se dividir em dois fluxos. Parte do calor produz vapor no gerador externo e parte é cedida ao gerador interno. Além disso, o gerador interno verte a solução líquida empobrecida para o gerador externo, tornando-a ainda mais pobre. Assim, as saídas dos vapores, que é direcionada para o misturador, apresentam concentrações e temperaturas diferentes para a mesma pressão de saturação.

#### 4.3.1 Rotina RAPTU de abertura

A apresentação da rotina denominada RAPTU foi criada para aliviar os cálculos no gerador interno. A rotina RAPTU calcula o valor da pressão total única e a concentração do líquido e do vapor na entrada do gerador interno. Essa rotina ainda é usada para simular o comportamento da temperatura de condensação, pois há uma relação entre a pressão total única e a temperatura de condensação, como relatada no item 4.4.2.

A pressão total única, segundo Çengel (2006), pode ser calculada com base no princípio de Raoult:

$$x_{S\ i} = \frac{P_{sat\ li}}{P_u} \cdot y_{S\ vi} \quad (4.1)$$

$x$  é a concentração da solução rica,  $y$  é a concentração do vapor e ' $i$ ' indica a posição.

Como a pressão de saturação é calculada com base na temperatura e na concentração de vapor, os valores da temperatura de entrada e da pressão total única levam ao valor da concentração da solução rica na entrada do gerador externo.

#### 4.3.2 Gerador interno ou bomba de bolhas

O gerador interno é formado por um tubo central conforme a FIG 4.2. Nele encontra-se a solução rica que veio do RCD. Esse componente é um vaso comunicante

que interliga o gerador e o vaso absorvedor. Esse vaso mantém o nível da solução de hidróxido de amônio no vaso absorvedor igual ao nível da solução dentro do gerador interno, pois o fluido possui a mesma massa específica nos dois lados. Porém, o fluido que se empobrece no gerador interno produz vapores que diminuem a sua massa específica. Como a função do vaso comunicante é equilibrar os pesos do líquido dos seus dois lados, a solução no gerador aumenta o nível até verter-se para o gerador externo.

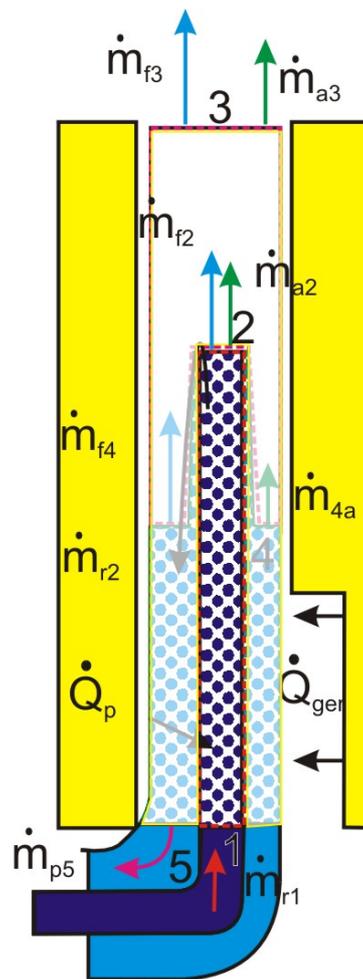


FIGURA 4.2 – Gerador interno, em detalhe.

Há uma relação entre a existência das bolhas e a diminuição de massa específica da solução. A FIG 4.3 mostra os três padrões básicos de escoamentos bifásicos (líquido/vapor): bolhas, bolsas e anular. O tipo de escoamento depende da produção de bolhas e do diâmetro da bomba de bolhas. As bolhas mostradas nesta figura estão na ordem crescente de produção de bolhas e tamanho do diâmetro.

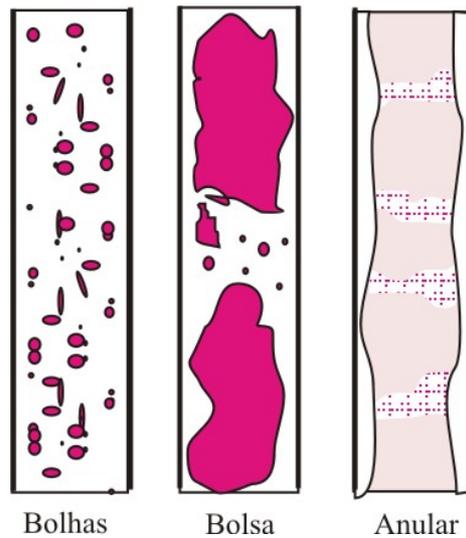


FIGURA 4.3 – Padrões de escoamentos bifásicos (líquido/vapor) em um tubo

Para que ocorra o bombeamento de solução empobrecida no gerador interno é necessário que haja formação de bolhas, e que não ocorra formação do tipo bolsa ou agitação. Para isso o diâmetro máximo do tubo deve obedecer à equação abaixo (Delano; 1998):

$$d \leq 19 \cdot \sqrt{\frac{\sigma_t \cdot v_v}{g \left(1 - \frac{v_l}{v_v}\right)}} \quad (4.2)$$

onde  $v_l$  e  $v_v$  são os volumes específicos do líquido e vapor e  $\sigma_t$  é a tensão superficial gerada entre o vapor e a solução. As equações que envolvem o gerador interno são de equilíbrio de massa e de energia. São elas:

$$0 = \dot{m}_{r1} - \dot{m}_{r2} - \dot{m}_{v2} \quad (4.3)$$

$$0 = \dot{m}_{r1} h_{r1} - \dot{m}_{v2} h_{v2} - \dot{m}_{r2} h_{r2} + \dot{Q}_{bb} \quad (4.4)$$

os índices r1 e r2 representam a solução rica na entrada e na saída respectivamente, e v o vapor produzido.  $\dot{Q}_{bb}$  é o calor utilizado no gerador interno, h é a entalpia,  $\dot{m}$  é a vazão. Com o valor da taxa de transferência de calor para a bomba de bolhas (arbitrado), é possível determinar a temperatura da solução na saída, uma vez que a

entrada desse componente é fornecida pelo modelo matemático do RCD.

$$\dot{Q}_{bb} = \left( \frac{Nu \cdot k_r}{d_{\text{interno}}} \right) S_w (t_{\text{parede}} + t_r) \quad (4.5)$$

Através do valor dessa taxa de transferência de calor, é possível calcular as temperaturas utilizando um polinômio em função da pressão de saturação. A entalpia também é obtida com um polinômio em função da pressão de saturação. De acordo com Cleland (1986), o processo foi aplicado com o levantamento da tabela da entalpia em função da pressão de saturação. Foi levada em conta a concentração. Essa relação gerou produtos de 3ª ordem para o caso das soluções. Criou-se o gráfico com a curva da entalpia e aplicou os mínimos quadrados para encontrar a equação polinomial que rege as propriedades em função da pressão de saturação (o mesmo se aplicou as outras propriedades termodinâmicas). Com isso, a vazão de vapor de amônia é definida por:

$$\dot{m}_{v2} = \frac{\dot{Q}_{bb}}{h_{v2} - h_{r2}} \quad (4.6)$$

Todas as propriedades termodinâmicas de estado da solução, necessárias nos geradores, são obtidas por polinômio em função da pressão de saturação e polinômios interpoladores.

A concentração da solução líquida é dada por:

$$x_2 = x_1 - \left( \frac{\rho_{v2}}{\rho_{v2} + \rho_{r2}} \right) \quad (4.7)$$

A vazão de vapor também é verificada com a equação:

$$\dot{m}_{v2a} = \dot{m}_{r1}x_1 - \dot{m}_{r2}x_2 \quad (4.8)$$

#### 4.3.2.1 Metodologia do modelo para o gerador interno

O modelo matemático definido tem como variáveis de entrada dos seguintes termos: o calor que vem do gerador externo, as dimensões, a concentração da solução rica que vêm do vaso absorvedor e a temperatura na entrada do gerador interno. O modelo deve fornecer as seguintes variáveis de saída: a vazão que verte do gerador interno para o externo, a vazão na entrada do gerador interno, a produção de vapor, a concentração da solução líquida e a do vapor na saída do gerador e as respectivas temperaturas através das propriedades termodinâmicas na entrada, saída e na posição média do gerador.

A metodologia aplicada constitui-se em arbitrar duas variáveis: a temperatura na saída do gerador interno e a vazão de solução líquida que verte do gerador interno para o externo. A temperatura, na saída do gerador interno, é validada pelo balanço de energia, obtida no final da rotina completa. A vazão líquida, na saída do gerador, é validada por comparação realizada na vazão de vapor produzido no gerador interno. A vazão de vapor, calculada através do calor fornecido na equação de energia é comparada com a vazão de vapor calculada através da diferença entre as concentrações através da EQ. (4.8). Somente quando essas vazões coincidem, a menos de um erro pré-estabelecido, podemos afirmar que a vazão líquida arbitrada é aquela gerada pelo aquecimento do gerador. Esse processo é apresentado esquematicamente no fluxograma da FIG 4.4. A FIG A.2 no Apêndice A apresenta um fluxograma mais detalhado desse processo.

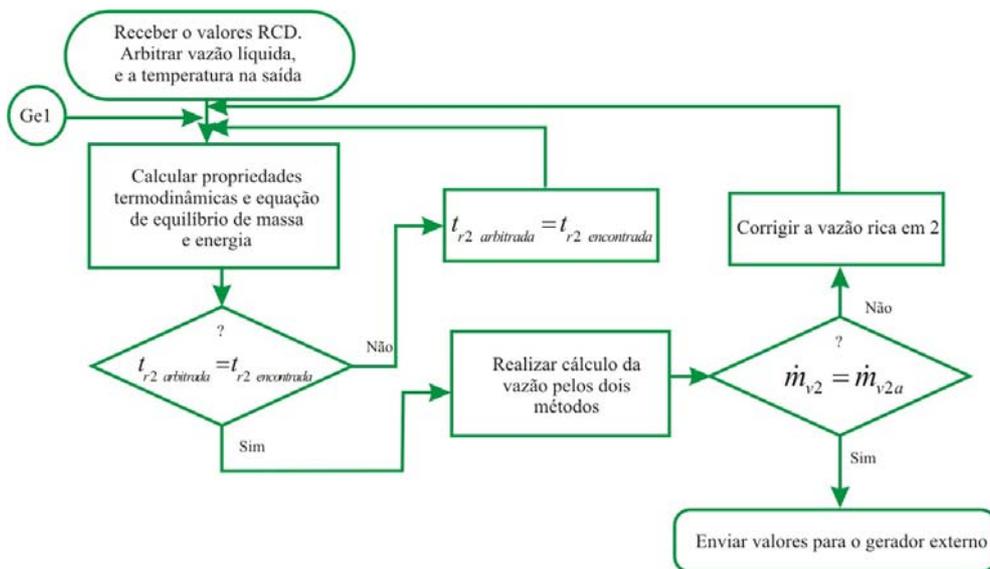


FIGURA 4.4 – Fluxograma simples do modelo do gerador interno

### 4.3.3 Gerador externo

O gerador externo compreende-se do tubo externo, subtraído o tubo central, conforme a FIG 4.5. Nele encontra-se a solução empobrecida vertida pelo gerador interno. A saída do gerador externo é o RCD para a solução líquida, e o misturador para o vapor. O RCD também age como um vaso comunicante entre o gerador externo e o DSP. Esse serve para verter a solução pobre para o absorvedor. Os fenômenos observados no gerador interno também ocorrem no gerador externo. Para evitar que no gerador externo ocorra o bombeamento de solução para o gerador interno, é necessário que ocorra bolhas do tipo bolsa ou superior. Portanto a EQ. (4.9) deve ser respeitada.

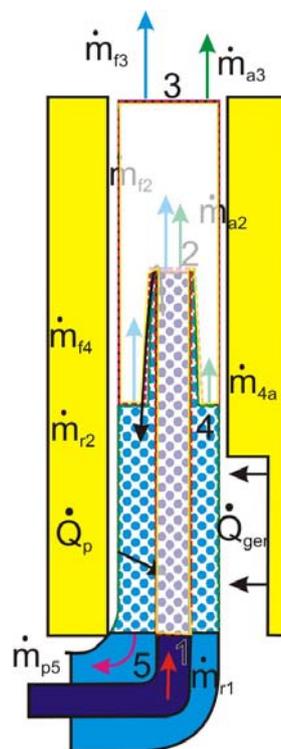


FIGURA 4.5 – Esboço do gerador externo

$$d \geq 19 \cdot \sqrt{\frac{\sigma_l \cdot \nu_v}{g \left(1 - \frac{\nu_l}{\nu_v}\right)}} \quad (4.9)$$

O modelo matemático do gerador externo começa com as equações que envolvem o equilíbrio de massa e de energia, que são:

$$\dot{m}_{p5} = \dot{m}_{p4} - \dot{m}_{v4} \quad (4.10)$$

$$0 = \dot{m}_{r4}h_{r4} - \dot{m}_{v4}h_{v4} - \dot{m}_{p5}h_{p5} + \dot{Q}_g - \dot{Q}_{bb} \quad (4.11)$$

onde os índices p4 e p5 representam a solução pobre na entrada e na saída respectivamente, e v o vapor produzido. O calor recebido pelo gerador é  $\dot{Q}_g$ , o calor cedido para a bomba de bolhas é  $\dot{Q}_{bb}$ , h é a entalpia e  $\dot{m}$  é a vazão. O calor que é cedido para a bomba de bolhas foi arbitrado e deve ser confirmado pela rotina do gerador externo. O cálculo da temperatura é obtido pela equação:

$$\dot{Q}_g - \dot{Q}_{bb} = \left( \frac{Nu \cdot k_p}{d_{ext} - d_{int}} \right) S_w (t_p + t_w) \quad (4.12)$$

O numero de Nusselt Nu é igual 4,364. Todas as propriedades termodinâmicas de estado da solução, necessárias nos geradores, são obtidas por polinômio em função da pressão de saturação e polinômios interpolantes. A vazão de vapor de amônia, portanto, é dada por:

$$\dot{m}_{v4} = \frac{\dot{Q}_g - \dot{Q}_{bb}}{h_{v4} - h_{r4}} \quad (4.13)$$

A concentração na saída é obtida da mesma forma que foi aplicada na EQ. (4.7). A vazão de vapor também é testada com a equação:

$$\dot{m}_{v4a} = \dot{m}_{p4}x_4 - \dot{m}_{p5}x_5 \quad (4.14)$$

#### 4.3.3.1 Metodologia do modelo para o gerador externo

As variáveis de entrada do modelo do gerador externo são: a vazão que vêm do gerador interno, sua temperatura e concentração, o calor que é fornecido externamente e suas dimensões geométricas. O modelo fornece as seguintes variáveis de

saída: a vazão que sai do gerador externo, sua temperatura e concentração, a produção de vapor, suas propriedades na entrada e as respectivas temperaturas.

O calor que é fornecido pelo gerador externo ao interno é importante, pois ele é usado nas interações sucessivas entre os dois geradores para se obter a convergência do modelo. A metodologia aplicada constitui-se em arbitrar duas variáveis, a temperatura na saída do fluido do gerador externo e o calor que é transferido para o gerador interno. A convergência da primeira variável arbitrada é obtida quando a rotina encontra o equilíbrio de energia. A convergência da segunda variável é obtida através da vazão de vapor gerado no gerador externo, calculado de duas formas independentes, porém, ambas relacionadas com a vazão líquida que entra no gerador interno. Quando as duas formas de calcular a vazão de vapor fornecem valores iguais, o calor transferido ao gerador interno é igual ao arbitrado.

Apenas o gerador externo não pode ser usado na convergência do calor fornecido ao gerador interno. Existe uma relação entre a vazão que verte para o gerador externo e o calor que ele fornece. Portanto, é necessário rodar manualmente o modelo do gerador interno e externo, realizando, a cada passo, uma nova convergência do calor que passa do gerador externo para o interno, até que a convergência final ocorra. Procedendo dessa forma, é possível determinar o calor transferido de um gerador ao outro. Esse procedimento iterativo é apresentado de forma esquemática na FIG 4.6. A FIG A.3 no Apêndice A apresenta um fluxograma mais detalhado do processo.

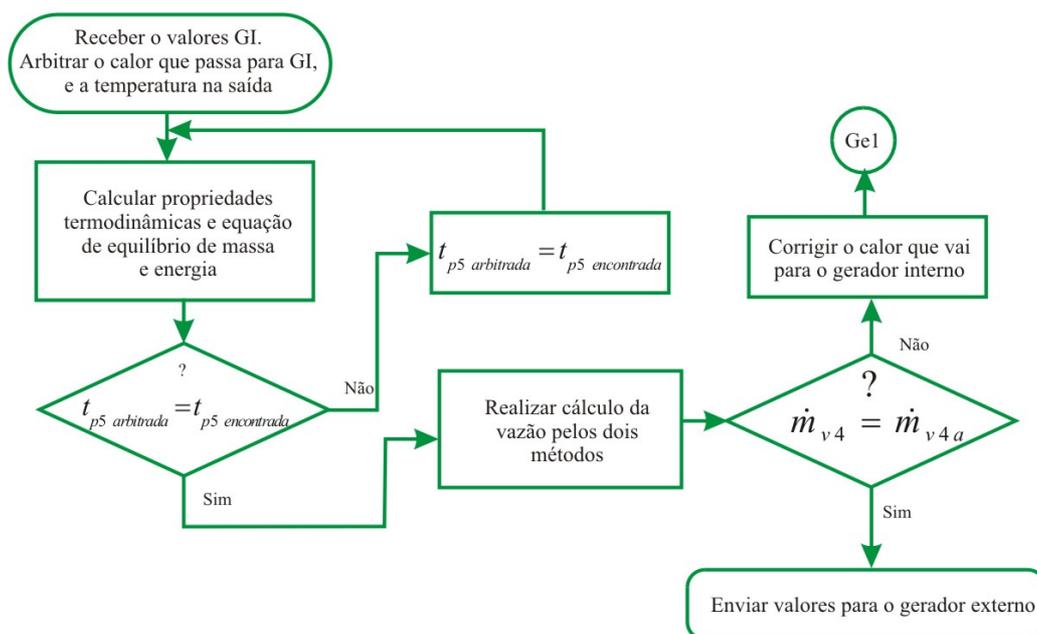


FIGURA 4.6 – Fluxograma simples do gerador externo

#### 4.3.4 Misturador

O misturador possui a função de misturar os vapores concentrados de amônia provenientes dos geradores internos e externos, e encaminhá-los para o retificador. A entrada de vapores de concentrações, vazões e temperaturas diferentes fazem com que se tenha uma saída de valores ponderados. Na FIG 4.7 é observado o formato do misturador e as entradas provenientes dos geradores.

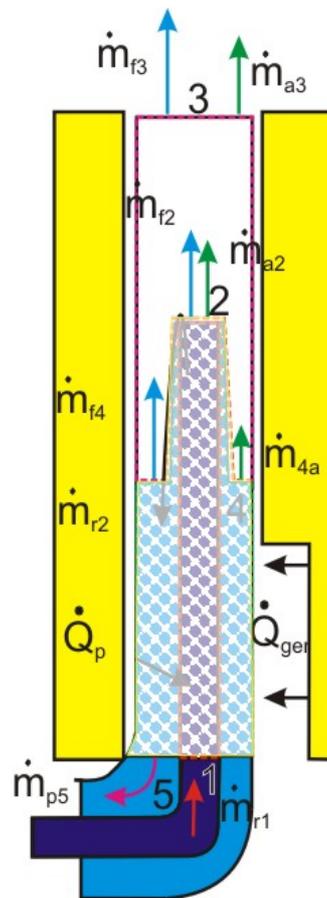


FIGURA 4.7 – O misturador

As equações de equilíbrio de massa e de energia são apresentadas abaixo, onde o índice 'a' representa a água e 'f' o fluido refrigerante amônia:

$$0 = \dot{m}_{f2}h_{f2} + \dot{m}_{f4}h_{f4} - \dot{m}_{f3}h_{f3} \quad (4.15)$$

$$0 = \dot{m}_{f2} + \dot{m}_{f4} - \dot{m}_{f3} \quad (4.16)$$

$$0 = \dot{m}_{a2}h_2 + \dot{m}_{a4}h_4 - \dot{m}_{a3}h_3 \quad (4.17)$$

$$0 = \dot{m}_{a2} + \dot{m}_{a4} - \dot{m}_{a3} \quad (4.18)$$

A relação que existe entre a vazão de água e a vazão do vapor de amônia pode ser expressa por:

$$\dot{m}_{fi} = y_i \cdot \dot{m}_{vi} \quad (4.19)$$

portanto,

$$\frac{\dot{m}_{f2}}{\dot{m}_{f4}} = \frac{h_4 - h_3}{h_3 - h_2} \quad (4.20)$$

Outras propriedades termodinâmicas necessárias são calculadas com auxílio de polinômios em função da pressão de saturação.

#### 4.3.4.1 Metodologia do modelo para o misturador

A metodologia aplicada ao misturador tem as seguintes variáveis de entrada: as vazões de vapor que vêm do gerador interno e externo, suas temperaturas e concentrações. O modelo fornece as seguintes variáveis de saída: a vazão, a temperatura e concentração de vapor de amônia na saída do misturador. Na rotina do misturador não é necessário arbitrar valores. Esses são ponderados na saída. O modelo do misturador é simples e a sua rotina completa está apresentada de forma completa na FIG A.4 no apêndice A.

## 4.4 Grupo Condensador

Os componentes responsáveis pela condensação no RAPTU são o condensador e o retificador.

#### 4.4.1 O retificador

O retificador é composto de um tubo simples, sem aletamento. Ele possui chicanes que geram turbulência na solução de vapor. Essa solução, proveniente do misturador, entra no retificador e sai em direção ao condensador. Na entrada do retificador, o vapor se encontra com uma presença de água inadequada para o uso no condensador. Através da perda calor para o ambiente, a água sofre condensação e, pela ação da gravidade, retorna ao gerador externo via paredes do misturador, como ilustra a FIG 4.8.

O princípio termodinâmico que envolve o retificador está diretamente relacionado com a pressão de saturação da parcela água presente na solução de vapor. A água condensada possui temperatura de saturação maior que a da amônia. Como a temperatura diminui com a perda de calor, ocorre condensação somente da água.

No modelo matemático do retificador, o tubo é dividido em sete volumes de controle. O equilíbrio de massa para cada volume de controle pode ser expresso pela EQ. (4.21):

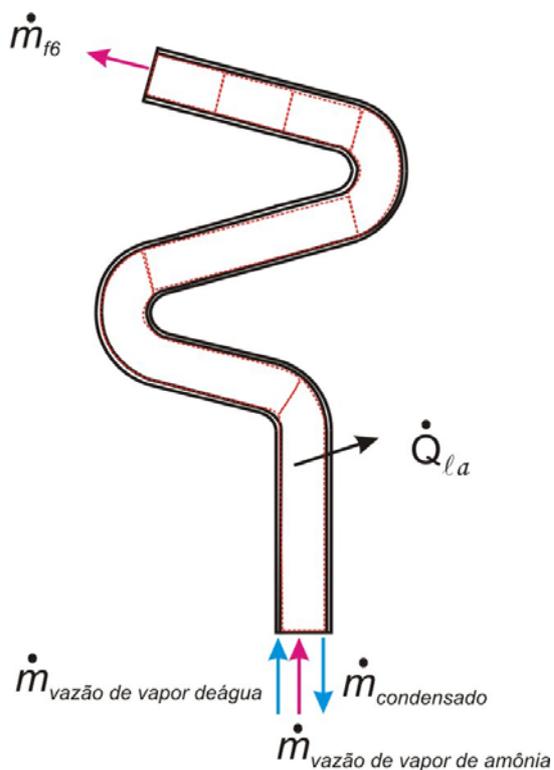


FIGURA 4.8 – Retificador

$$0 = -\dot{m}_{fs} + \dot{m}_{ae} + \dot{m}_{fe} - \dot{m}_{lae} + \dot{m}_{las} - \dot{m}_{as} \quad (4.21)$$

O equilíbrio de energia pela EQ. (4.22).

$$0 = -\dot{m}_{fs}h_{fs} + \dot{m}_{ae}h_{ae} + \dot{m}_{fe}h_{fe} - \dot{m}_{lae}h_{lae} + \dot{m}_{las}h_{las} - \dot{m}_{as}h_{as} - \dot{Q}_{la} - \dot{Q}_{fn} \quad (4.22)$$

O calor que é perdido no retificador pode ser dividido em duas partes: o calor perdido pela amônia e o calor perdido pela água que condensa. A taxa de calor transferida ao ambiente pela amônia pode ser calculado por:

$$\dot{Q}_{fn} = \alpha_{fn} \cdot S(T_{sat} - T_w) \quad (4.23)$$

onde

$$\alpha_{fn} = \frac{Nu \cdot k_f}{d_{int}} \quad (4.24)$$

A condutividade térmica é fornecida por um polinômio em função da temperatura. O calor perdido pela condensação é obtido pela equação:

$$\dot{Q}_{la} = \alpha_{L Nu} \cdot S(T_{sat} - T_w) \quad (4.25)$$

onde o coeficiente de película é dado pelo número médio de Nusselt.

$$\alpha_{L Nu} = 0,943 \left[ \frac{g \rho_l (\rho_l - \rho_v) k_l^3 h'_{lv}}{\mu_l (T_{sat} - T_w) L} \right]^{1/4} \quad (4.26)$$

$$h'_{lv} = h_{lv} (1 + 0,68 Ja) \quad (4.27)$$

e

$$Ja = cp_l \frac{(t_i - t_w)}{h_{lv}} \quad (4.28)$$

O calor específico e entalpia são obtidos por polinômio em função da

temperatura. A pressão de saturação criada por essa parcela é dada por:

$$P_{sati} = (1 - y_i) \cdot Pu \quad (4.29)$$

É necessário definir a entalpia e definir a entalpia de transformação. O calor perdido para o ambiente é então:

$$\dot{Q}_{jn} + \dot{Q}_{la} = \alpha_{ar} \cdot S(T_w - T_{ar}) + \beta \quad (4.30)$$

De acordo com Holman (1983), uma aproximação para o coeficiente de calor da convecção do ar é:

$$\alpha_{ar} = 1,42 \cdot \left( \frac{t_p - t_{amb}}{L_{ext}} \right)^{1/4} \quad (4.31)$$

Neste caso, como a temperatura da parede é alta, a perda de calor por radiação deve ser levada em conta. Esse calor é calculado por  $\beta$  que é definido pela equação:

$$\beta = \sigma \left( \frac{R}{(t_w - t_{amb})} \right) \text{Área} \left( (t_w + 273,15)^4 - (t_{amb} + 273,15)^4 \right) \quad (4.32)$$

A temperatura de saturação é então, calculada com base na pressão de saturação obtida por polinômio. A vazão condensada pode ser obtida por:

$$\dot{m}_{la} = \frac{\alpha_{Nu}}{h_{lv}} S(T_{sat} - T_w) \quad (4.33)$$

Subtraindo a vazão condensada, obtemos a vazão líquida que sai de cada volume:

$$\dot{m}_{lae} - \dot{m}_{las} = \frac{\dot{Q}_{la}}{h_{lv}} \quad (4.34)$$

A vazão de vapor de água que sai de cada volume de controle é dada por:

$$\dot{m}_{ae} - \dot{m}_{as} = \frac{\dot{Q}_{la}}{h'_{lv}} \quad (4.35)$$

Ao dividir o retificador em volume de controle, é possível definir até onde ocorre a condensação da água do vapor, tornando os cálculos mais precisos.

#### 4.4.1.1 Metodologia do modelo para o retificador

A metodologia aplicada no modelo do retificador é construída com as seguintes variáveis de entrada: as vazões de vapor que vêm do misturador, suas temperaturas e concentrações, além da temperatura ambiente. O modelo fornece a vazão de vapor de amônia para o condensador e a vazão de água que retorna para o misturador.

A rotina do retificador consiste em arbitrar um valor de temperatura na saída de cada volume de controle, verificar o quanto se perde de calor no volume de controle e o quanto isso representa na condensação de vapor de água. Em cada volume de controle, a temperatura é corrigida com o auxílio da equação de energia. Esse processo é repetido até o último volume de controle. A FIG 4.9 apresenta a lógica utilizada na rotina. A FIG A.5 do Apêndice A apresenta o fluxograma completo.

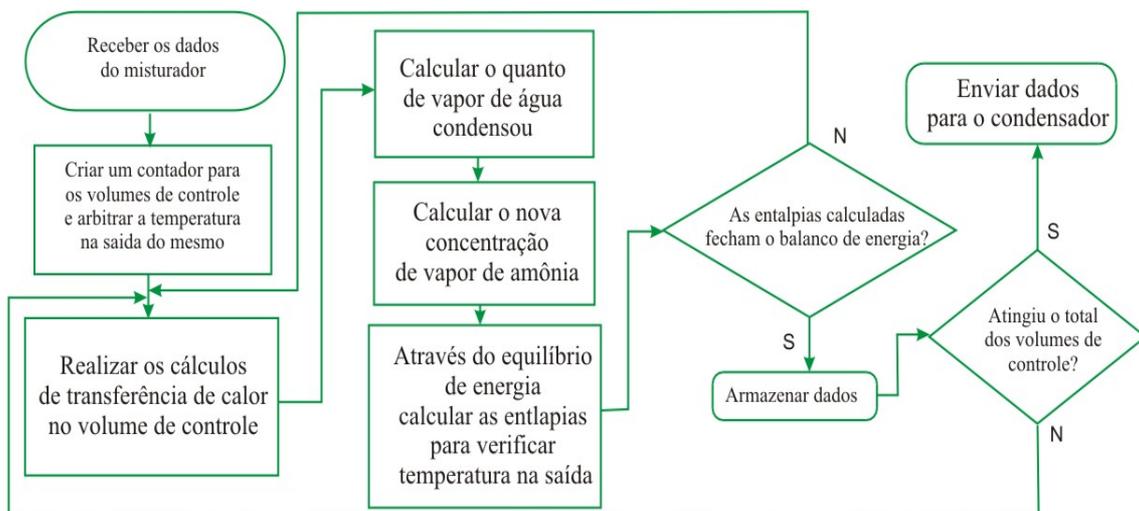


FIGURA 4.9 – Fluxograma simples do retificador

#### 4.4.2 Condensador

A entrada do condensador recebe os vapores de amônia provenientes do retificador. Há duas saídas no final do condensador, uma para o condensado e outra para os vapores não condensados, como mostra a FIG 4.10. No condensador de um RAPTU, é relevante a presença de vapor não condensado na saída do condensador. Durante a operação transiente de partida do refrigerador, o vapor empurra o hidrogênio presente no condensador em direção aos outros componentes, até que o hidrogênio fique presente apenas no evaporador. A saída de líquido condensado é direcionada para o sifão, passando pelo RCT, finaliza com o derramamento do líquido no interior do evaporador. A saída de vapores de amônia, não condensada, é direcionada pelo DVA para uma junção que se divide. Uma parte do vapor vai o vaso absorvedor via DH, enquanto a outra parte é dirigida para a entrada de hidrogênio no RCT.

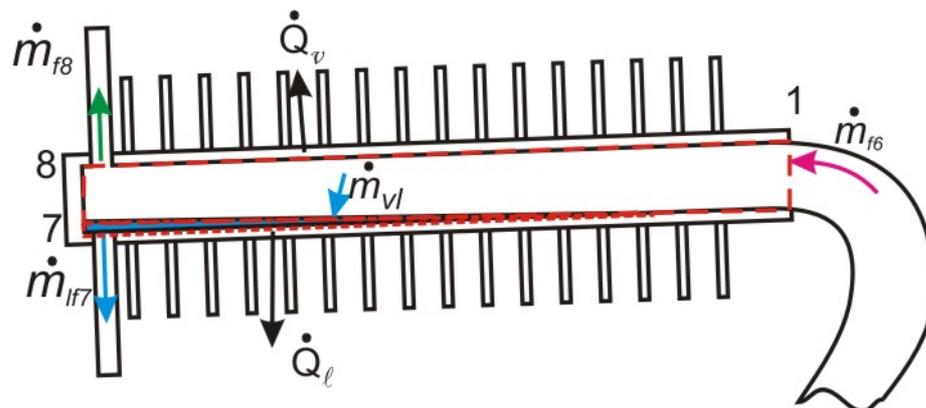


FIGURA 4.10 – Condensador

O condensador de vapor de amônia é constituído de um tubo de pequenas dimensões. Aletas quadradas são usadas para aumentar a eficiência desse trocador de calor. O calor que é transferido para o ambiente é retirado da entalpia de transformação. A pressão total única é calculada através da temperatura de condensação da amônia. As propriedades termodinâmicas necessárias são calculadas através de polinômios em função da pressão total. O calor perdido pela condensação é dado por:

$$\dot{Q}_f = \alpha_f \cdot S(T_{sat} - T_w) \quad (4.36)$$

O coeficiente de transferência de calor é calculado pela correlação de Chato:

$$\alpha_f = 0,555 \left[ \frac{g(\rho_l - \rho_v)k_l^3 h'_{fvl}}{\mu_l(T_{sat} - T_w)d} \right]^{1/4} \quad (4.37)$$

com

$$h'_{fvl} = h_{fvl} + \frac{3}{8} c_{p,l} (T_{sat} - T_w) \quad (4.38)$$

O calor necessário para que ocorra a condensação mais o calor perdido pela convecção natural são iguais ao calor perdido para o ambiente

$$\dot{Q}_{lf} = \alpha_{ar} \cdot S(T_w - T_{ar}) + \beta \quad (4.39)$$

onde, de acordo com Holman (1983), pode-se definir o coeficiente de película como:

$$\alpha_{ar} = 1,32 \cdot \left( \frac{t_p - t_{amb}}{d_{ext}} \right)^{1/4} \quad (4.40)$$

Para se determinar a eficiência das aletas, calculamos as áreas e verificamos a capacidade de seu formato em retirar calor. As correlações de MacQuiston, citadas por Wang e Toubert (1990), foram usadas nesses cálculos. A eficiência foi aplicada às áreas laterais e externas das aletas. O calor perdido por elas é dado por:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_p = & \alpha_n \cdot fat_{cor} (S_{rad} + ef_{al} (S_{lat} + S_{ext}) \cdot (t_e - t_{amb})) + \\ & + \sigma \left( \frac{R}{t_e - t_{amb}} \right) \cdot (A_{rad} + ef_{al} (A_{lat} + A_{ext})) \left( (t_e + 273,15)^4 - (t_{amb} + 273,15)^4 \right) \end{aligned} \quad (4.41)$$

onde  $A_{rad}$  é a área radial,  $A_{lat}$  a área lateral,  $A_{ext}$  a área externa e  $ef_{al}$  a eficiência do formato da aleta. Portanto a vazão de vapor condensada é obtida por:

$$\frac{\dot{Q}_p}{h_{latente\ amônia}} = \dot{m}_{vapor\ cond} \quad (4.42)$$

O condensador fornece a relação do condensado e do não condensado. O equilíbrio de massa é:

$$\dot{m}_{cond} = \dot{m}_{ent} - \dot{m}_{sai} \quad (4.43)$$

Desse modo, é possível determinar os valores das vazões na entrada e saída.

#### 4.4.2.1 Metodologia do modelo para o condensador

O modelo matemático do condensador tem as seguintes variáveis de entrada: a vazão, a temperatura e a concentração do vapor que vem do retificador e a temperatura ambiente. O modelo fornece a vazão de vapor não condensado, a vazão de condensado e o calor perdido para o ambiente. A rotina do condensador consiste em achar a temperatura de condensação para a pressão total única e calcular o calor trocado com o ambiente. É possível ainda calcular a vazão de condensado e a parcela não condensada. A eficiência das aletas é levada em conta nestes cálculos. A FIG 4.11 apresenta, de forma simplificada, a lógica utilizada na rotina. O apêndice A.6 apresenta o fluxograma completo.

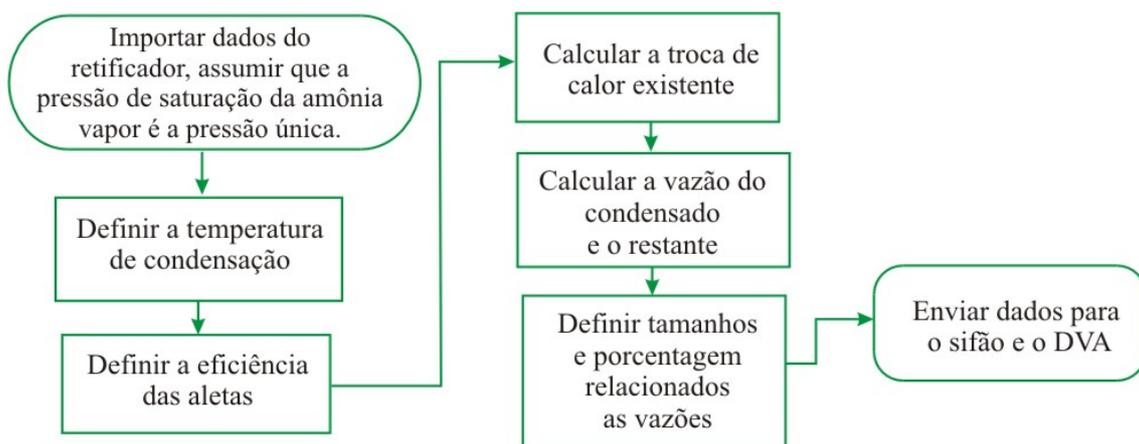


FIGURA 4.11 – Fluxograma simples do condensador

#### 4.4.3 Sifão

O sifão, FIG 4.12, recebe a amônia condensada e quente proveniente do

condensador e fornece a amônia para o evaporador. O sifão troca calor com o ambiente. A sua função básica é manter uma pressão parcial alta de amônia no lado do condensador, isolado da pressão parcial baixa de amônia no lado do evaporador. As pressões totais nos dois lados do sifão são iguais.

Não há mudança de fase no sifão, e a equação de energia nesse componente é dado pela EQ. (4.44).

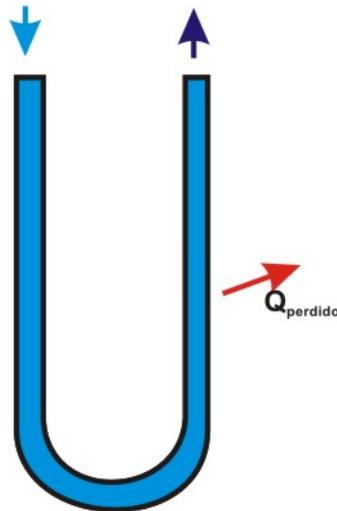


FIGURA 4.12 – Sifão

$$0 = \dot{m}_f \cdot cp_f \cdot \Delta t - \dot{Q}_{per} \quad (4.44)$$

O calor perdido para o ambiente é igual à redução de energia interna da amônia líquida:

$$\dot{Q}_{ext} = 1,32 \left( \frac{t_w - t_{amb}}{d_{ext}} \right)^{1/4} S (t_w - t_{amb}) \quad (4.45)$$

e

$$\dot{Q}_{int} = \left( \frac{Nu \cdot k_f}{d_{int}} \right) Área (t_w + t_f) \quad (4.46)$$

Portanto, com a diferença de temperatura calculada pela EQ. (4.44), é

possível definir a temperatura na saída. As propriedades termodinâmicas são calculadas por polinômios em função da temperatura.

#### 4.4.3.1 Metodologia do modelo para o sifão

A metodologia aplicada no modelo matemático do sifão tem as seguintes variáveis de entrada: a vazão de líquido, sua temperatura de entrada e a temperatura ambiente. O modelo fornece o calor perdido para o ambiente e a temperatura na saída. A rotina do sifão consiste em arbitrar um valor de temperatura na saída, e verificar o quanto se perdeu de calor ao longo de sua área. Na saída do sifão, a temperatura deve ser avaliada com o auxílio da equação de energia para que a sua convergência seja alcançada. O modelo do sifão é bastante simples, e a FIG A.13 no Apêndice A apresenta o fluxograma dessa rotina.

## 4.5 Grupo Evaporador

Fazem parte do grupo evaporador os componentes em que ocorrem as vaporizações da amônia líquidas, ou seja, o evaporador e o recuperador de calor triplo.

### 4.5.1 Recuperador de calor triplo - RCT

O recuperador é isolado do ambiente, só havendo troca de calor entre os fluidos que se encontram dentro dele. No tubo lateral escoam amônia líquida que vem do sifão e segue para o evaporador. O tubo externo concêntrico liga o evaporador ao vaso absorvedor via DH, e dentro encontra-se hidrogênio. Nesse tubo, a amônia, que não se evaporou no evaporador, realiza o final da evaporação, recebendo calor da amônia líquida que se encontra no tubo lateral. O tubo interno recebe a amônia que evaporou, no evaporador e no tubo externo do RTC, e a direciona para o absorvedor. A FIG 4.13 ilustra esses processos.

Há duas funções básicas para o RCT: a troca de calor entre os fluidos e a coleta de amônia que não evaporou no evaporador. Isso permite que essa parcela

evapore trocando calor com a amônia líquida, que se encontra no tubo lateral. Com isso, a amônia líquida atinge uma temperatura mais adequada na entrada do evaporador. No modelo matemático do RCT, dividimos esse trocador de calor em cinco volumes de controle.

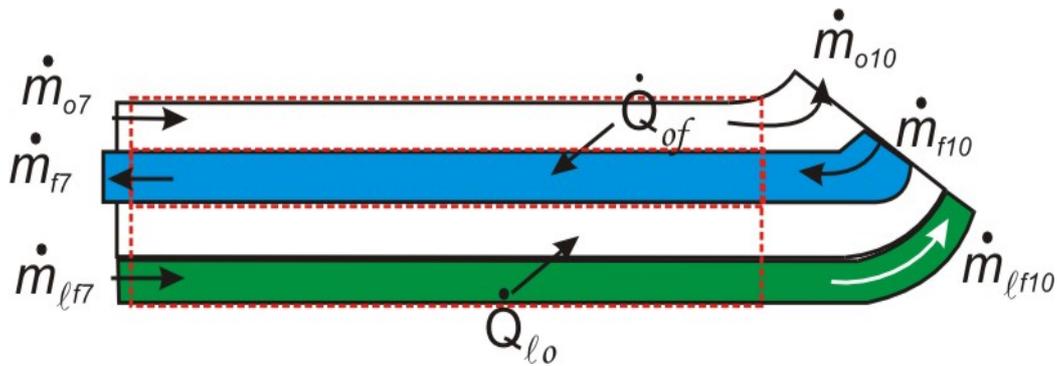


FIGURA 4.13 – Esboço do recuperador de calor triplo.

Não há mudança de fase nesses volumes de controle. Assim:

$$0 = \dot{m}_f \cdot cp_f \cdot \Delta t_p - \dot{Q}_{ext} \quad (4.47)$$

$$0 = \dot{m}_f \cdot cp_f \cdot \Delta t_f + \dot{Q}_{int} \quad (4.48)$$

e

$$0 = \dot{m}_o \cdot cp_o \cdot \Delta t_o + \dot{Q}_{ext} - \dot{Q}_{int} \quad (4.49)$$

Os calores expressos nas equações são referentes ao tubo concêntrico externo

$$\dot{Q}_{int} = \left( \frac{Nu \cdot k_o}{d_{ext} - d_{int}} \right) S_{int} (t_o + t_w) \quad (4.50)$$

Para o tubo concêntrico interno:

$$\dot{Q}_{\text{int}} = \left( \frac{Nu \cdot k_f}{d_{\text{int}}} \right) Area_{\text{int}} (t_w + t_f) \quad (4.51)$$

Para o tubo concêntrico externo são usadas as equações 4.50 e 4.51 com as devidas correções em relação a área, a temperatura dos fluidos e que o calor é o externo. A área se refere ao contato do tubo lateral com o tubo externo concêntrico. O fluido que circula no tubo lateral é amônia líquida.

As vazões obedecem ao equilíbrio de massa, ou seja, as vazões que entram são iguais as vazões que saem. As propriedades termodinâmicas necessárias são obtidas por polinômios em função da temperatura. Portanto, a diferença da temperatura é calculada sendo possível definir as temperaturas na saída.

É necessário calcular a área onde ocorre a evaporação da amônia, e limitá-la aos cálculos. O calor recebido pela amônia é igual ao calor fornecido pela amônia líquida ao tubo lateral. Assim:

$$\dot{Q}_{eb} = \alpha_{eb} \cdot S(T_{sat} - T_w) \quad (4.52)$$

O coeficiente de transferência de calor é obtido pela correlação de Foster-Zuber:

$$\alpha_{eb} = 0,00122 \left[ \frac{k_l^{0,79} c_{p_l}^{0,45} \rho_l^{0,49}}{\sigma_l^{0,5} \mu_l^{0,29} h_{lv}^{0,24} \rho_v^{0,24}} \right] (t_w - t_{sat})^{0,24} \Delta P_{sat}^{0,75} \quad (4.53)$$

Para aplicar a correlação de Foster-Zuber é necessário levantar várias propriedades da amônia. É necessário o cálculo da pressão de saturação obtida com a temperatura da parede para se obter a diferença da pressão:

$$\Delta P_{sat} = P_{satw} - P_{sati} \quad (4.54)$$

A vazão é encontrada pela equação:

$$\dot{m}_e = \frac{\dot{Q}_e}{h_{fvl}} \quad (4.55)$$

Para determinar o calor, nos valemos do fato de que o calor doado do lado da amônia líquida é igual ao recebido. O calor recebido da amônia líquida é:

$$\dot{Q}_n = \frac{Nu \cdot k_f}{d_f} S_f (t_f - t_w) \quad (4.56)$$

O balanço de energia fica:

$$\dot{m}_f \cdot cp_f \cdot \Delta t_f - \dot{Q}_{fl} = 0 \quad (4.57)$$

Com a temperatura obtida, calculamos o calor específico através dos pesos moleculares da amônia e do hidrogênio. Como a diferença de temperatura foi calculada, é possível determinar a temperatura na saída. O calor específico é definido por:

$$cp_{f,l} = cp_o \left( \frac{2}{19} \right) + cp_f \left( \frac{17}{19} \right) \quad (4.58)$$

#### 4.5.1.1 Metodologia do modelo para o RCT

A metodologia do modelo do RCT tem as seguintes variáveis de entrada: a vazão de vapor de amônia, a vazão de amônia líquida que vem do sifão, as temperaturas e concentrações na entrada do RCT. O modelo fornece as vazões de vapor e de líquido de amônia e o calor trocado entre os tubos. O RCT é dividido em cinco volumes de controles. A rotina do RCT consiste em arbitrar a temperatura na saída dos volumes de controle, realizar o levantamento das propriedades na entrada e saída de cada volume. Assim, é possível achar a temperatura na saída de cada volume de controle. A partir do balanço de energia, a temperatura na saída é calculada e o seu valor é comparado com o valor arbitrado. Os cálculos são repetidos até que a convergência seja atingida. Esse procedimento é realizado para todos os volumes de controle. A FIG 4.14 apresenta, de forma simplificada, a lógica utilizada na rotina. No apêndice A, a FIG A.7 representa o fluxograma completo.

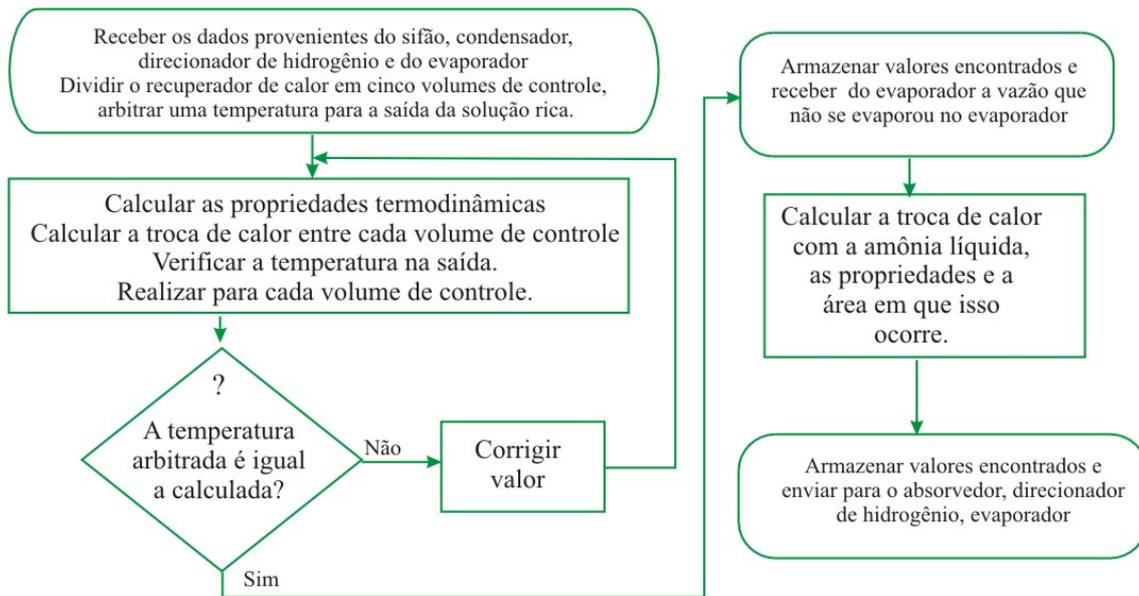


FIGURA 4.14 – Fluxograma simples do RCT.

#### 4.5.2 Evaporador

Esse componente é constituído de dois tubos concêntricos, sendo que a amônia líquida chega por um terceiro tubo lateral e é despejada no tubo concêntrico externo. Nele, a amônia mantém-se através de pequenos sucos radiais. Na saída do evaporador, o tubo externo liga-se, via RCT, a uma bifurcação, que é o DVA e o DH. Esses componentes são ligados ao condensador e ao vaso absorvedor, respectivamente. O tubo interno é direcionado para o absorvedor via RCT.

O evaporador recebe o calor proveniente do ambiente, que é usado para evaporação da amônia. Há hidrogênio somente no grupo evaporador. Sua pressão parcial é maior que a pressão parcial da amônia. O hidrogênio faz com que a temperatura de saturação da amônia seja baixa.

O hidrogênio realiza um balanço dinâmico entre o evaporador e o absorvedor. Funciona como uma “mola” de equilíbrio de pressão entre a pressão reinante no vaso absorvedor (que diminui com a absorção) e a pressão de evaporação no evaporador. Quando a pressão parcial da amônia aumenta em um ela diminui no outro.

O evaporador é apresentado na FIG 4.15. Existe uma aleta de alumínio que auxilia a retirada de calor do ambiente.

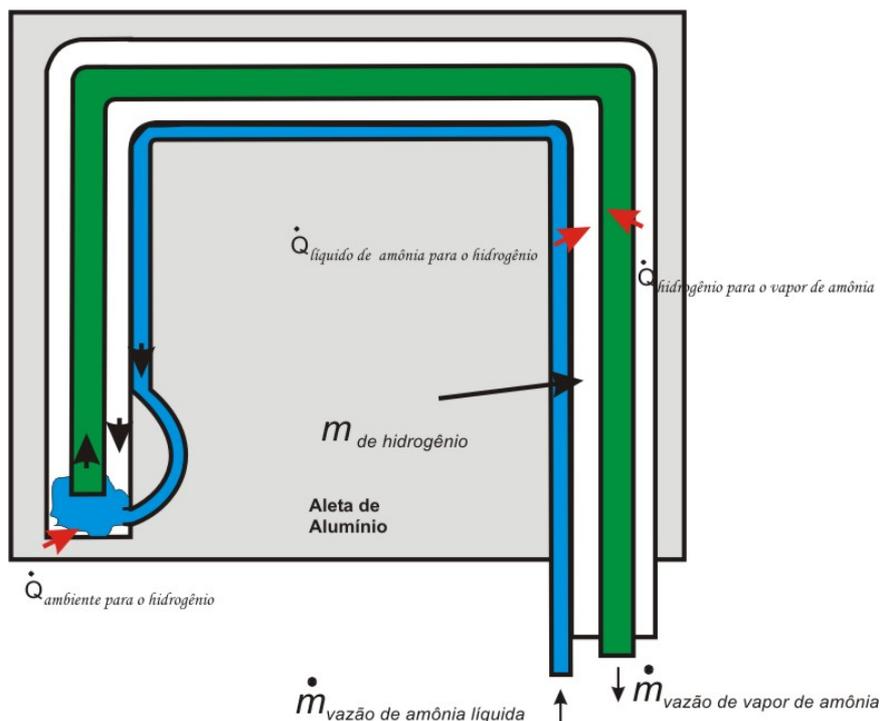


FIGURA 4.15 – Vista de cima do evaporador.

O calor recebido pela amônia é:

$$\dot{Q}_f = \alpha_f \cdot S(T_{\text{sat}} - T_w) \quad (4.59)$$

O coeficiente de transferência de calor é dado pela correlação de Foster-Zuber, citada anteriormente no modelo do RCT. A vazão é obtida por:

$$\dot{m}_e = \frac{\dot{Q}_e}{h_{\text{fvl}}} \quad (4.60)$$

O calor recebido do ambiente é:

$$\dot{Q}_{\text{amb}} = \alpha_{\text{amb}} \cdot S_{\text{ext}}(t_{\text{amb}} - t_w) \quad (4.61)$$

onde o coeficiente de película é obtido pela EQ. (4.40).

O balanço de energia é obtido com a igualdade do calor transferido. A pressão de saturação da amônia é devida a presença da pressão parcial da amônia

conforme a equação abaixo:

$$P_u = P_{satev} + P_o \quad (4.62)$$

A pressão do hidrogênio é calculada pela presença do hidrogênio:

$$P_o = \frac{n \cdot R \cdot (t_{ev} + 273,15)}{V} \quad (4.63)$$

Existe uma pequena parte de tubos, que ligam o evaporador ao recuperador de calor triplo. Nesses tubos, há uma pequena troca de calor com o ambiente, dado pelo mesmo processo aplicado no RCT pelas equações 4.47 a 4.51. A eficiência da aleta é calculada de forma semelhante àquela apresentada no modelo do condensador.

#### 4.5.2.1 Metodologia do modelo para o evaporador

O modelo matemático do evaporador é constituído pelas seguintes variáveis de entrada: a vazão de amônia líquida, a temperatura ambiente e a pressão total. O modelo fornece a vazão de vapor de amônia, pressão de evaporação (pressão parcial da amônia) e o calor recebido. O modelo do evaporador é semelhante ao modelo do RCT. A FIG 4.16 apresenta, de forma simplificada, a lógica utilizada na rotina e o o apêndice A.8 é apresentado o fluxograma completo.

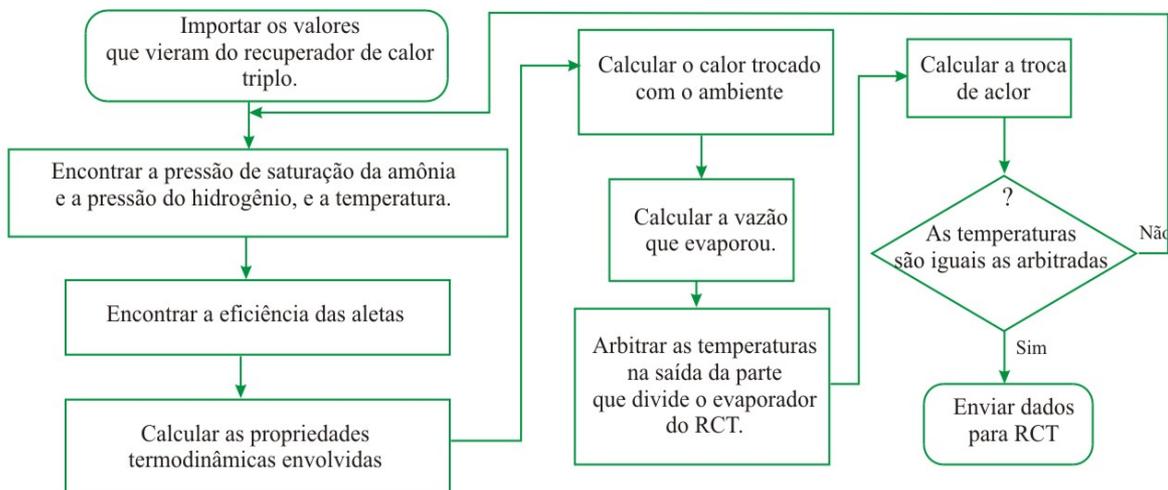


FIGURA 4.16 – Fluxograma simplificado do evaporador

## 4.6 Grupo Absorvedor

O grupo absorvedor é formado pelos componentes que possuem a função de absorver a amônia: o vaso absorvedor e o absorvedor. Como o raciocínio aplicado ao absorvedor é o mesmo do vaso absorvedor. Por isso, o equacionamento do modelo é apresentado apenas uma vez.

### 4.6.1 Absorvedor

O Absorvedor tem a função de receber a solução pobre proveniente do gerador, via RCD e DSP, e o vapor de amônia proveniente do evaporador. A saída do absorvedor apresenta solução enriquecida, quando o vapor de amônia já está absorvido pela solução pobre, agora enriquecida. O princípio termodinâmico do absorvedor está relacionado à afinidade existente entre a amônia e a solução pobre. A água absorve a amônia no ambiente em sua volta e, como a energia interna do vapor é maior que a do líquido, isso leva ao aumento da energia interna da solução, que sofre uma reação exotérmica. A solução tem a possibilidade de perder calor para o ambiente, equilibrando esse aumento da energia interna (Goel e Goswami; 2004, Möller e Knoche; 1996, Kang e Kashiwagi; 2002). Na FIG 4.17 apresenta um esboço de absorvedor. Seu formato possui o intuito de aumentar a turbulência da solução pobre. Assim, o efeito Marangoni pode aumentar a absorção do vapor de amônia. A solução pobre (que se enriquece) escorre pela base do tubo, aumentando a área de absorção do vapor de amônia.

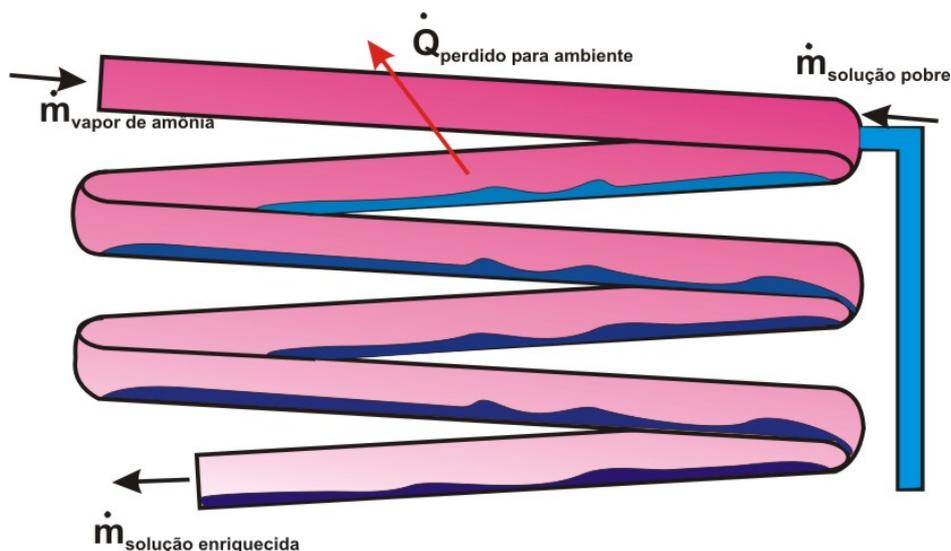


FIGURA 4.17 – Absorvedor

#### 4.6.2 Vaso absorvedor

O vaso absorvedor possui a mesma função do absorvedor, porém suas entradas são o absorvedor e o DH e a saída é o RCD. Na entrada, o vaso absorvedor recebe a solução enriquecida. Essa solução torna-se rica com a absorção do vapor proveniente do condensador, via DVA e DH, para o vaso absorvedor. O vapor é absorvido pela solução enriquecida. Ao absorver todo o vapor, ocorre um aumento de temperatura da solução.

O princípio termodinâmico é igual ao descrito para o absorvedor no item 4.6.1. Na FIG 4.14 mostra o esboço do vaso absorvedor. Seu formato permite a turbulência gerada pela queda da solução que vem do absorvedor. Portanto, o efeito Marangoni é observado também.

O equilíbrio de massa e de energia para os três elementos é dado por:

$$\dot{m}_{oe} - \dot{m}_{os} = 0 \quad (4.64)$$

$$\dot{m}_{fe} - \dot{m}_{fs} - \dot{m}_{abs} = 0 \quad (4.65)$$

$$\dot{m}_{spe} - \dot{m}_{sps} + \dot{m}_{abs} = 0 \quad (4.66)$$

$$\dot{m}_{oe} h_{oe} - \dot{m}_{os} h_{os} = 0 \quad (4.67)$$

$$\dot{m}_{fe} h_{fe} - \dot{m}_{fs} h_{fs} - \dot{m}_{abs} h_{lv} - \dot{Q}_{sf} - \dot{Q}_{abs} = 0 \quad (4.68)$$

$$\dot{m}_{spe} h_{spe} - \dot{m}_{sps} h_{sps} + \dot{m}_{abs} h_{lv} + \dot{Q}_{abs} - \dot{Q}_{sp} = 0 \quad (4.69)$$

O calor transferido é:

$$\dot{Q}_{tot} = \dot{Q}_{abs} + \dot{Q}_{sp} \quad (4.70)$$

$$\dot{Q}_{abs} = \alpha_{abs} \cdot S(t_{sp} - t_f) \quad (4.71)$$

onde  $\dot{Q}_{tot}$  e  $\dot{Q}_{sp}$  são calculados utilizando as equações 4.45 e 4.46.

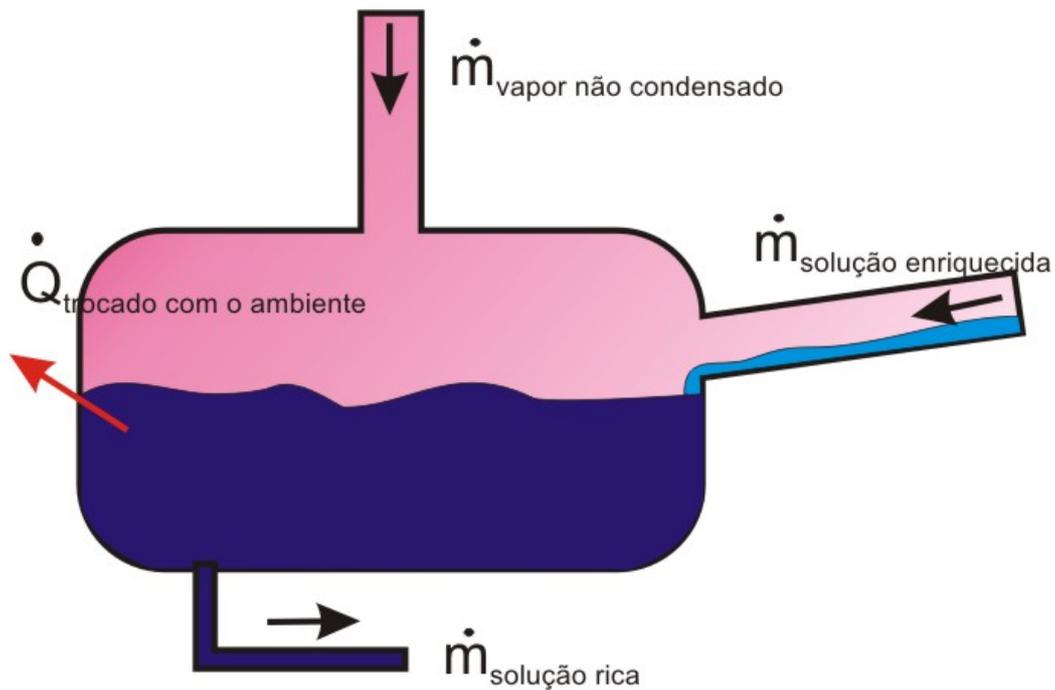


FIGURA 4.18 – Vaso Absorvedor

#### 4.6.3 Equacionamento do Absorvedor e Vaso absorvedor

Para equacionar o modelo matemático do absorvedor é necessário relacionar a fração molar dos elementos água e amônia na solução líquida e no vapor,  $\tilde{x}_i$  e  $\tilde{y}_i$ . A vazão transferida pela absorção dos elementos é:

$$\frac{d\dot{m}_{abs}}{m_f} = S_i \cdot k_v \cdot 1 \times 10^5 \cdot \ln \left( \frac{z - \bar{y}}{z - \tilde{y}_i} \right) \quad (4.72)$$

$$\frac{d\dot{m}_{abs}}{m_a \cdot (1-x) + m_f x} = A_i \cdot k_l \cdot 1 \times 10^5 \cdot \ln\left(\frac{z - \bar{x}}{z - \tilde{x}_i}\right) \quad (4.73)$$

onde  $z$  é a qualidade do vapor. O coeficiente de transferência de massa é dado por:

$$K_l = 0,01099 \cdot \text{Re}_{film}^{0,3955} \cdot \text{Sc}_l^{0,5} \left( \frac{D M_l}{\rho_l} \left( \frac{g}{\nu_l^2} \right)^{1/3} \right) \quad (4.74)$$

onde  $\nu_l$  é a viscosidade cinemática do líquido. O Reynolds de película de filme é dado por uma formula empírica adimensional fornecida por Goel e Goswami (2004):

$$\text{Re}_{film} = 400 \cdot \text{Vel} \cdot S \quad (4.75)$$

onde  $S$  é a área do absorvedor,  $\text{Vel}$  é a velocidade do fluxo. O número de Schmidt é definido por:

$$\text{Sc}_l = \frac{\mu_l}{\rho_l \cdot D_a} \quad (4.76)$$

onde  $t_{ab}$  é a temperatura média,  $D_f$ ,  $D_a$  é a difusibilidade volumétrica da amônia e água e o  $D$  é a média ponderada. O peso molecular é obtido por:

$$M_l = m_f x + m_a (1-x) \quad (4.77)$$

O coeficiente de transferência de calor é dado por:

$$\alpha = 7,541 \left( \frac{k_v}{d_{int}} \right) \quad (4.78)$$

As propriedades termodinâmicas são obtidas por polinômios em função da temperatura. A vazão de amônia absorvida pode ser obtida pela expressão:

$$h_{lv} = \frac{\dot{Q}_a}{\dot{m}_f} \quad (4.79)$$

A concentração final, a temperatura e a diferença de temperatura entre a entrada e a saída no absorvedor podem ser calculadas pelas expressões a seguir:

$$x_s = (x_1 - x_e) \left( \frac{\dot{m}_f}{\dot{m}_{tot}} \right) + x \quad (4.80)$$

$$t_{fs} = t_{fe} + \left( \frac{\dot{Q}_{abs} \cdot A}{\dot{m}_{abs} \cdot cp_{sp}} \right) + \Delta t_{sp} \quad (4.81)$$

$$\dot{Q}_{tot} = \dot{m}_{abs} \cdot cp_{sp} \cdot \Delta t_{sp} \quad (4.82)$$

#### 4.6.3.1 Metodologia dos modelos para o absorvedor e vaso absorvedor

A metodologia aplicada ao absorvedor e vaso absorvedor tem como variáveis de entrada: a vazão de solução pobre e de vapor de amônia, a temperatura ambiente, as dimensões geométricas, e suas temperaturas (solução enriquecida, no caso do vaso absorvedor). O modelo fornece a vazão de solução enriquecida (ou solução rica para o vaso absorvedor), o calor que foi doado ao ambiente, além das características de absorção. A rotina do grupo absorvedor consiste em arbitrar uma temperatura de saída da solução que se enriquece nesse componente. Com essa temperatura, as propriedades termodinâmicas da solução podem ser calculadas. As características de absorção e a vazão de vapor de amônia absorvida, para a solução fraca de hidróxido de amônio, são calculadas de acordo com Goel e Goswami (2005). Em seguida, através do equilíbrio de massa e de energia, o valor da temperatura na saída do absorvedor é calculado. O procedimento é repetido até que a convergência dessa temperatura é atingida. A FIG 4.19 apresenta, de forma simplificada, a lógica utilizada na rotina. A FIG A.9 do Apêndice A apresenta o fluxograma completo do absorvedor, A FIG A.10 deste Apêndice fornece o fluxograma completo do vaso absorvedor.

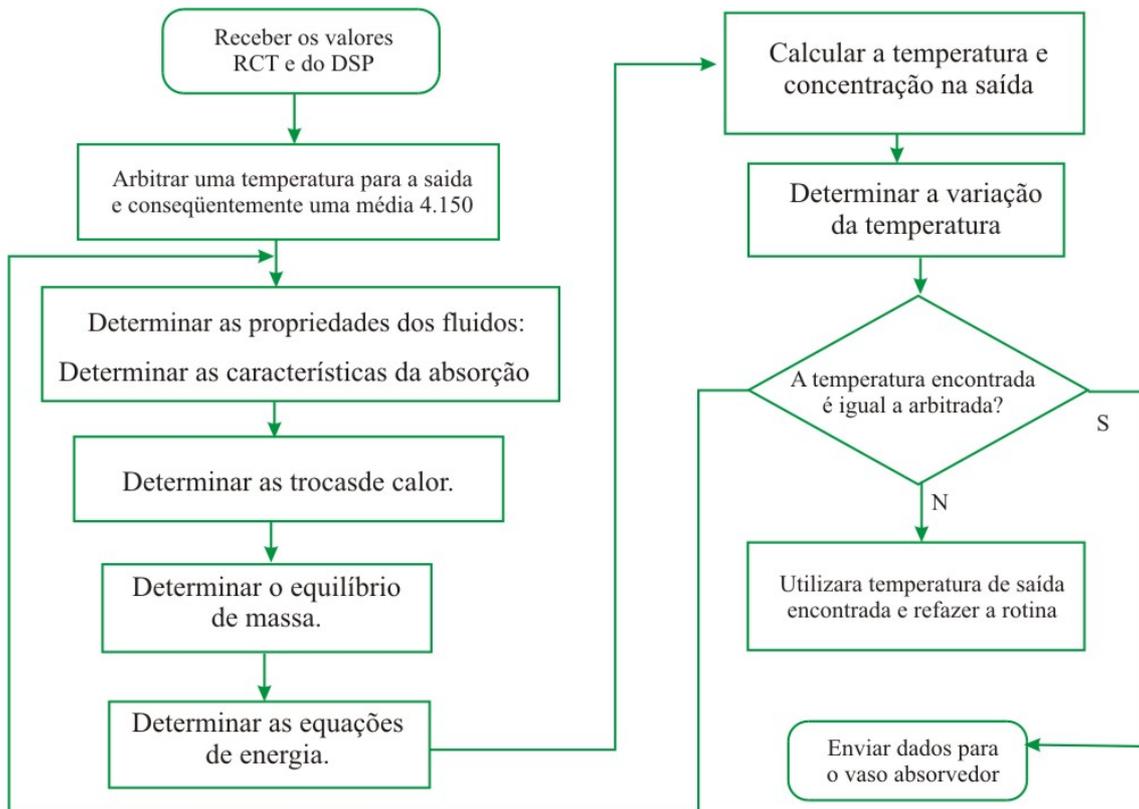


FIGURA 4.19 – Fluxograma simples do absorvedor

#### 4.6.4 Recuperador de calor duplo - RCD

O recuperador de calor duplo está mostrado na FIG 4.20. Para realizar os cálculos relativos a esse componente, dividimos o trocador de calor em pequenos volumes de controle. Através da equação de conservação da massa, é possível mostrar que as vazões que entram no trocador são iguais às vazões que saem dos tubos concêntricos. A equação de energia nesse caso é a seguinte:

$$0 = \dot{m}_p \cdot cp_p \cdot \Delta t_p - \dot{Q}_{ext} - \dot{Q}_{int} \quad (4.83)$$

$$0 = \dot{m}_r \cdot cp_r \cdot \Delta t_r + \dot{Q}_{int} \quad (4.84)$$

onde o calor específico pode ser obtido através de:

$$cp_{rl} = x_r \cdot cp_{fl} + (1 - x_r) \cdot cp_{al} \quad (4.85)$$

$$c_{p_{pl}} = x_p \cdot c_{p_{fl}} + (1 - x_p) \cdot c_{p_{al}} \quad (4.86)$$

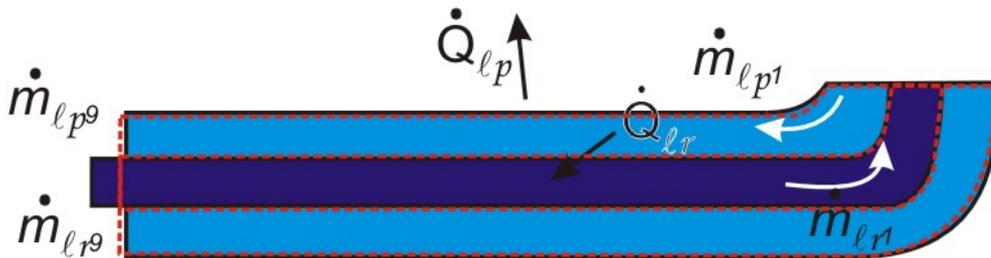


FIGURA 4.20 – Recuperador de calor duplo.

As propriedades termodinâmicas são calculadas por polinômios em função da temperatura. O calor que a solução pobre troca com a parede é igual ao calor que a parede troca com o ambiente. As equações para o cálculo de transferência de calor é dado pelas equações 4.45 somada a parcela  $\beta$  do calor radiante e a EQ. (4.46).

Da mesma forma, a energia que a solução pobre troca com a parede do tubo interno é igual ao calor que a solução rica recebe da parede, e é calculada pelas equações 4.50 e 4.51. A temperatura à saída é calculada através da diferença de temperatura que ocorre ao longo de cada volume de controle. Obtidos pelas equações 4.83 e 4.84.

#### 4.6.4.1 Metodologia do modelo para o RCD

O modelo matemático do RCD tem como variáveis de entrada: a vazão de solução rica e pobre, a temperatura ambiente, as dimensões geométricas, e suas temperaturas nas entradas. O modelo fornece as temperaturas de saída das soluções rica e pobre. A rotina do RCD consiste em dividi-lo em volumes de controle, e arbitrar as temperaturas de saída citadas. A seguir, o calor trocado no RCD é calculado e as temperaturas das soluções na saída são calculadas. O procedimento é repetido até que as convergências dessas temperaturas são atingidas. Esses cálculos são realizados para todos os volumes de controle.

A FIG 4.21 apresenta, de forma simplificada, a lógica utilizada na rotina. A FIG A.1 do Apêndice A apresenta o fluxograma completo.

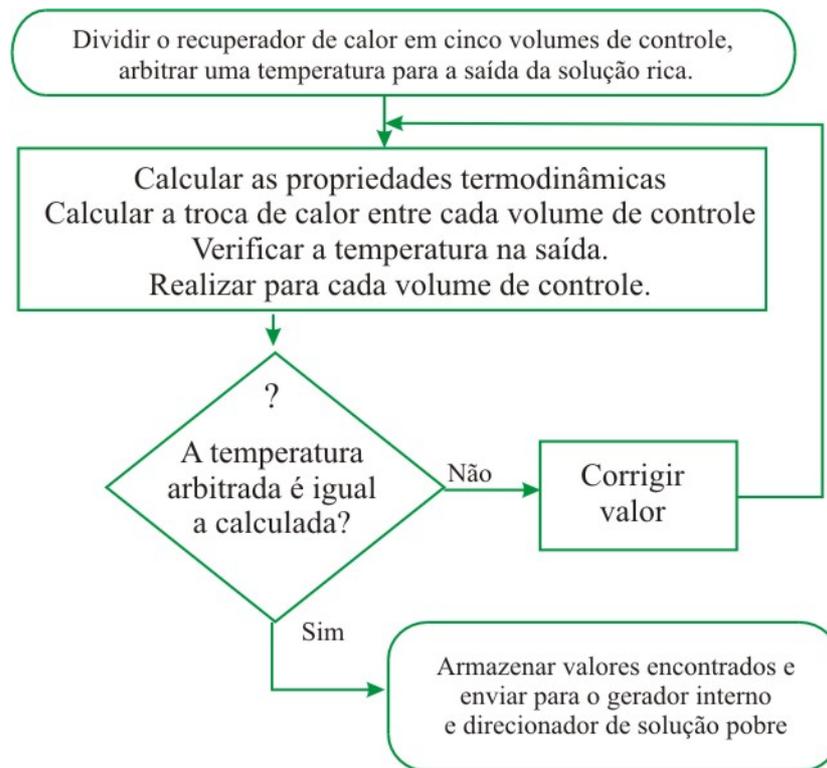


FIGURA 4.21 – Fluxograma simples do RCD

## 4.7 Direcionadores

### 4.7.1 Direcionador de solução pobre

O direcionador de solução pobre, mostrado na FIG 4.22, é ligado ao absorvedor e ao RCD. Ele troca calor com o ambiente. Sua função é direcionar a solução líquida pobre para o absorvedor. A troca de calor que ocorre com o ambiente possibilita uma redução da temperatura da solução pobre. A equação de energia no direcionador de solução pobre é:

$$0 = \dot{m}_f \cdot cp_f \cdot \Delta t - \dot{Q}_{per} \quad (4.87)$$

O calor perdido é calculado considerando as parcelas de convecção natural (EQ. 4.45, mais a parcela radiante  $\beta$ ) e igualando a convecção forçada do fluido (EQ. 4.46). Utilizando a EQ. (4.87) defini-se a diferença de temperatura observada da entrada

menos a saída. Sendo possível verificar a temperatura na saída.

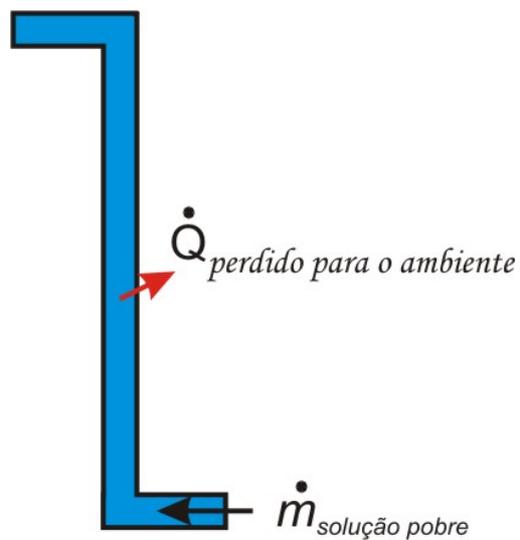


FIGURA 4.16 – Direcionador de solução pobre

#### 4.7.2 Direcionador de vapor de amônia e Direcionador de hidrogênio

O direcionador de vapor de amônia, FIG 4.17, tem como entrada o condensador e como saída uma bifurcação que se divide no tubo externo do evaporador e no DH.



FIGURA 4.17 – Direcionador de vapor de amônia

O direcionador de hidrogênio, FIG 4.18, tem como entrada o vaso absorvedor e como saída uma bifurcação que se divide no tubo externo do evaporador e no DVA.



FIGURA 4.18 – Direcionador de hidrogênio

O equacionamento do DVA e DH são iguais ao aplicado ao DSP, porém sem a parcela de calor radiante  $\beta$ .

#### 4.7.2.1 Metodologia dos modelos para os direcionadores

A rotina consiste em arbitrar um valor de temperatura na saída, e verificar o quanto se perdeu de calor ao longo de sua área. Ao final dos componentes a temperatura deve ser validada com o auxílio da equação de energia. O apêndice A, FIG A.11, A12 e A14, apresentam os fluxogramas completos.

## 5 RESULTADOS E DISCUSSÕES

### 5.1 Considerações iniciais

Neste capítulo são apresentados resultados experimentais e teóricos do refrigerador estudado neste trabalho. Os primeiros resultados foram obtidos na bancada de testes e os outros através do modelo implementado apresentado no capítulo anterior. Uma comparação entre esses resultados é realizada visando validar o modelo matemático. Uma análise dos resultados é também feita.

### 5.2 Resultados experimentais

Como descrito no capítulo 3, a bancada de teste foi colocada em funcionamento, e as temperaturas do refrigerador foram coletadas por um sistema de aquisição de dados. Foram realizados nove ensaios em regime permanente com tomadas de temperaturas no RAPTU em temperaturas ambiente diferentes. Os testes foram realizados com a potência elétrica de 80 W no gerador de vapor, valor nominal estabelecido pelo fabricante do refrigerador. As temperaturas medidas são apresentadas na TAB 5.1. Nas duas últimas colunas são mostrados os valores médios de cada temperatura e a sua incerteza absoluta.

TABELA 5.1 – Temperaturas.

Localização do termopar*	Teste 1	Teste 2	Teste 3	Teste 4	Teste 5	Teste 6	Teste 7	Teste 8	Teste 9	Média	U
Temperatura ambiente	25,0	31,1	21,9	19,8	25,5	23,4	23,2	23,8	23,9	24,2	±0,1
Evaporador	1,1	7,2	0,1	-0,5	2,5	0,5	0,4	0,5	0,6	1,4	±0,1
Evaporador esq	13,8	12,9	12,4	12,4	13,2	12,9	12,7	12,9	13,2	12,9	±0,1
Evaporador dir	18,2	17,6	17,2	16,6	17,9	17,3	17,0	17,6	17,4	17,4	±0,1
Evaporador saída	20,1	19,6	18,8	18,3	20,1	19,2	18,9	19,3	19,4	19,3	±0,1
Entrada do absorvedor	56,6	56,8	56,8	54,0	55,8	56,3	56,0	56,3	56,4	56,1	±0,1
Saída do absorvedor	51,0	51,1	51,3	48,7	50,0	50,7	50,5	50,6	50,8	50,5	±0,1
Entrada do RCT	36,5	36,4	35,8	35,5	36,0	35,9	35,7	36,0	36,1	36,0	±0,1
Saída do vaso absorvedor	62,4	62,3	63,3	57,1	62,0	62,0	61,9	62,0	62,1	61,7	±0,1
Entrada do gerador	121,4	121,3	122,7	112,8	119,0	121,2	121,1	121,0	121,2	120,2	±0,1
Entrada do retificador	117,0	116,9	115,7	106,5	120,1	117,2	116,9	116,9	117,0	116,0	±0,1
Gerador	219,0	217,6	222,1	150,0	214,4	203,9	199,4	201,5	212,1	204,4	±0,1
Entrada do condensador	48,0	48,1	47,8	44,8	48,0	47,8	47,6	47,8	47,8	47,5	±0,1
Saída do condensador	44,8	44,7	44,6	41,9	44,6	44,5	44,4	44,6	44,6	44,3	±0,1
Entrada do RCD	68,2	70,5	68,6	66,1	70,0	70,6	70,5	70,6	70,8	69,6	±0,1

\* Medidas em regime permanente com a potência de 80W.

Os GRA 5.1 e 5.2 apresentam as curvas de temperatura obtidas na bancada de teste nos processos de partida e de parada do refrigerador (ligamento e desligamento da resistência elétrica do gerador de vapor).

#### Partida da bancada de teste

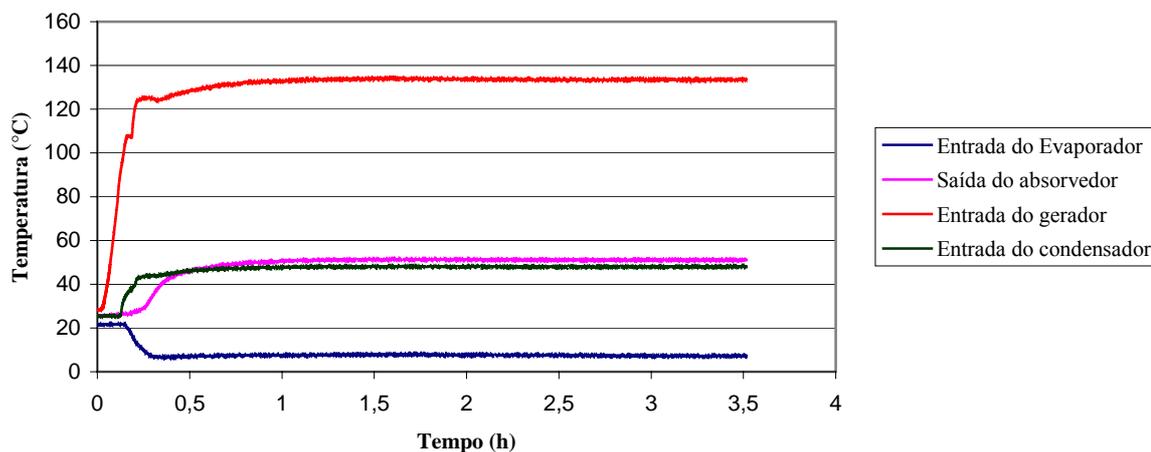


GRÁFICO 5.1 – Evolução temporal de temperaturas características do RAPTU durante a partida a frio do sistema.

#### Desligamento da Bancada de teste

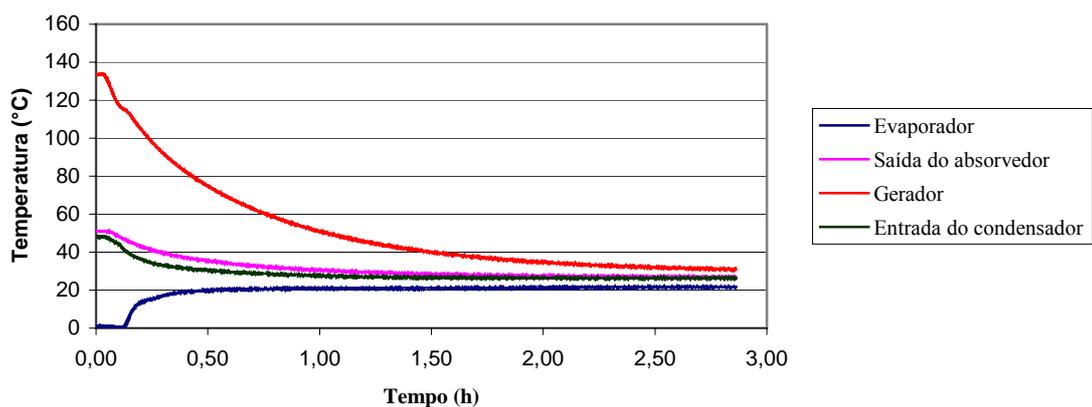


GRÁFICO 5.2 – Evolução temporal de temperaturas características do RAPTU durante a parada do sistema.

No GRA 5.1, observa-se que a temperatura do gerador aumentou fortemente nos primeiros minutos de seu funcionamento. Por volta de 15 minutos de operação, a curva do gerador indicou um decréscimo de temperatura, seguido poucos minutos depois de uma evolução novamente crescente, mas agora bem mais suave que aquela verificada após a partida do sistema. O regime permanente foi atingido após 1 hora de funcionamento do gerador. Esse tipo de evolução foi observado em outro dois ensaios de partida a frio realizados com o refrigerador. A variação súbita observada é atribuída ao fenômeno de oscilação da temperatura do gerador sugere que bolhas de vapor, ainda aprisionadas na solução rica dentro do tubo interno, eclodem, jorrando rapidamente do tubo em direção ao misturador. As bolhas expandem e sofrem um processo de resfriamento adiabático. As bolhas que sucedem esse jorro se movem de forma mais ordenada e com velocidades moderadas, próximas dos valores do regime permanente.

Nas curvas de temperatura de evaporação e de condensação, observa-se que o condensador e o evaporador tornam-se ativos em momentos bem próximos do fenômeno de instabilidade discutido no parágrafo anterior. Isso é esperado, pois as trocas de calor nestes componentes ocorrem depois que esses são alimentados com amônia. Uma observação mais apurada do GRA 5.1 revela que a ativação do condensador ocorre um pouco antes da ativação do evaporador. Isso é explicado pelo fato de que o evaporador recebe amônia líquida do sifão existente entre ele e o condensador. Portanto, o pequeno atraso de tempo que separa o início de operação do evaporador em relação ao condensador é igual ao tempo gasto para ocorrer o enchimento do sifão.

Observamos no GRA 5.2 que o evaporador e o condensador continuam ativos durante 15 minutos depois do desligamento do gerador. Os tubos do gerador apresentam uma massa importante. Por isso, mesmo alguns minutos depois do desligamento da resistência elétrica, o gerador continua aquecido suficientemente para estimular a produção de vazão de amônia no circuito. Quando a vazão imposta pelo gerador de bolhas cessa, o evaporador ainda recebe a amônia condensada que resta no condensador e a amônia líquida do sifão. Assim, a evaporação prossegue por mais alguns minutos. A amônia, no final do processo, fica retida no vaso absorvedor.

Outros ensaios semelhantes ao descrito acima foram realizados com potências no gerador de vapor abaixo do valor nominal especificado. Os resultados são apresentados na TAB 5.2.

TABELA 5.2 – Temperatura em regime permanente com potência de 10 a 80W.

Termopar/Potência	10W	20W	30W	40W	42W	44W	46W	48W	50W	60W	70W	80W
Temperatura ambiente	27,1	27,1	27,1	27,8	27,1	27,0	27,3	27,2	27,3	27,2	27,2	27,6
Evaporador	24,5	23,8	21,5	23,1	15,2	9,9	1,3	-0,3	0,6	1,09	2,5	2,7
Evaporador dir	26,5	26,0	25,5	27,2	25,2	24,9	24,3	24,2	23,3	23,8	23,8	23,7
Evaporador saída	26,0	25,6	25,3	26,3	25,2	25,1	24,7	24,4	24,2	24,7	25,1	24,8
Entrada do absorvedor	30,7	32,1	33,53	31,6	35,9	36,9	37,7	38,7	39,6	43,3	53,7	57,3
Saída do absorvedor	30,9	31,6	32,2	33,1	33,1	34,3	35,8	36,9	38,4	41,6	48,8	52,6
Entrada do RCT	29,0	29,8	30,2	29,6	30,7	31,3	31,7	32,3	32,7	33,2	36,8	38,3
Saída vaso absorvedor	40,1	42,3	41,9	48,8	36,8	36,9	37,5	38,7	38,7	41,6	56,4	62,9
Entrada do gerador	71,1	85,4	90,3	120,4	91,0	92,1	91,1	92,4	97,1	102,9	114,8	115,3
Entrada do retificador	60,9	74,7	82,0	79,1	95,2	96,6	97,6	98,5	103,4	109,5	112,8	109,4
Gerador	84,9	108,2	115,9	116,3	118,5	119,6	119,9	120,9	129,1	136,2	139,9	134,0
Entrada do condensador	32,0	33,2	33,9	35,1	37,7	39,1	40,7	41,5	42,3	44,6	47,3	48,8
Saída do condensador	29,0	29,5	31,0	31,6	34,8	36,2	37,7	38,3	39,9	42,5	44,9	45,2
Entrada do RCD	43,7	46,8	46,6	56,9	43,8	44,0	44,0	45,1	45,5	48,7	64,7	70,4

A TAB 5.2 apresenta em cada coluna os valores médios obtidos pelos termopares com as potências variando de 10W a 80 W. Observa-se que o RAPTU funciona em condições de operação melhores a 50W que a 80W (veja a temperatura de evaporação em ambos condições). Na seção 5.5, usa-se o modelo implementado do refrigerador para mostrar que o seu desempenho aumenta com a diminuição da potência do gerador. Assim, uma potência do gerador de 70 W, por exemplo, permite uma operação em regime permanente mais eficaz que aquela correspondente a 80 W. O fabricante, provavelmente, optou por uma potência maior, comprometendo o desempenho da operação do refrigerador em regime permanente, com o objetivo de reduzir o tempo de espera de ativação do evaporador, uma desvantagem inerente desse sistema.

### 5.3 Resultados computacionais com a potência nominal

Para simular o modelo matemático do refrigerador, o programa computacional EES - Engineering Equation Solver – foi usado. Esse código é próprio para resolução de equações relacionadas com a área de calor e fluidos. O EES permite resolver um sistema de equações lineares e não lineares, não havendo a necessidade de criação de loops de programação. Além disso, esse programa possui bibliotecas internas para calcular propriedades físicas de inúmeros fluidos, inclusive o par amônia/água. Foram criados e usados polinômios de interpolação com as propriedades dos fluidos. De acordo com Cleland (1986), o processo constituiu em levantar tabelas

das propriedades termodinâmica desejadas em função da temperatura ou pressão de saturação. Para o caso da solução foi levada em conta a concentração. Essas relações geram produtos de até 3º ordem para o caso das soluções. Com o uso de planilhas de Excel® foi possível criar os gráficos e aplicar os mínimos quadrados para encontrar a equação polinomial que rege as propriedades em função da temperatura ou pressão de saturação. Esses polinômios foram incorporados ao programa do modelo implementado do refrigerador escrito no EES.

O modelo implementado foi rodado inicialmente para a potência nominal de 80 W e para uma temperatura ambiente de 24°C. As rotinas foram executadas na seqüência do movimento do fluido, começando a partir do gerador interno. As telas de abertura do EES são apresentadas no apêndice B. A seguir, são apresentados os resultados e discussões dessas simulações.

### 5.3.1 RAPTU – Abertura

A rotina RAPTU foi criada com intuito de fornecer ao programa uma janela por onde se inicia o modelo implementado. A opção de poder acompanhar a temperatura de condensação permitiu mais rapidez ao programa. Isso é importante, pois é necessário ajustar a temperatura de condensação para a pressão total única, que é uma variável de entrada. Os resultados obtidos são listados na TAB 5.3. Procurou-se uma pressão total que fornecesse uma temperatura de condensação de 44°C, típica desse refrigerador. A rotina forneceu uma pressão total de 1800 kPa. Com base na temperatura de entrada, obteve-se uma concentração de aproximadamente 0,35 na entrada do gerador interno. A concentração da solução de vapor também foi calculada. O valor encontrado foi 0,9596.

TABELA 5.3 – Rotina RAPTU.

Variável do RAPTU	Resultado
Pressão de saturação em l	665 kPa
Pressão total única	1,8 MPa
Calor fornecido	80 W
Temperatura na entrada	73,0°C
Temperatura ambiente	24,0°C
Temperatura no condensador	44,0°C
Concentração da solução	0,355
Concentração do vapor	0,960

Os resultados obtidos na TAB 5.3 revelam uma pressão de saturação baixa da solução em função da concentração, quando comparada à pressão total única. Essa é uma característica das soluções binárias em ebulição. A pressão de saturação está associada também à temperatura na entrada do gerador interno. A concentração na entrada de 0,35 é arbitrada inicialmente, para posteriormente ser validada no final da rotina. Como não foram verificadas as concentrações experimentalmente, é provável que esse valor não seja o real. Todavia, o catálogo de manutenção da Cònsul® cita esse valor para o seu refrigerador (refrigerador de maior porte – capacidade de 400 litros). Em vista disso, optou-se pela concentração de 0,35 para iniciar as rotinas. Observa-se também que o modelo implementado inicia a rotina verificando as condições de condensação.

### 5.3.2 Gerador interno

A rotina do gerador interno possui um processo manual de convergência. É necessário entrar com um valor de vazão que verte para o gerador externo e verificar se as vazões de vapor produzidas, por dois cálculos diferentes, são iguais. Quando se consegue igualdade, a vazão de solução líquida arbitrada está correta.

Os resultados mais relevantes obtidos na rotina do gerador interno encontram-se na TAB 5.5. O gerador interno é o responsável pelo bom funcionamento do restante das rotinas. Se os resultados obtidos forem inconsistentes, o restante da simulação numérica fica comprometido.

TABELA 5.5 – Gerador interno

Variáveis do gerador interno	Resultados	Unidade
Vazão da solução líquida que entra	0,3457	g/s
Vazão da solução líquida que sai	0,3102	g/s
Vazão da vapor que sai	0,0356	g/s
Pressão de saturação na entrada	665	kPa
Pressão de saturação na saída	1,150	MPa
Calor no gerador interno	31,0	W
Temperatura na entrada	73,0	°C
Temperatura na saída	109,4	°C
Concentração líquida na entrada	0,355	
Concentração líquida na saída	0,282	
Concentração de vapor na entrada	0,960	
Concentração de vapor na saída	0,914	
Qualidade do vapor média	0,103	

A TAB 5.5 foi gerada após a realização da validação da vazão de solução que verte para o gerador externo. Nela é possível observar que o gerador interno possui uma faixa de processo (concentração da solução que entra menos a concentração que sai) de 7%. Não foram encontrados dados na literatura que confirmassem esse valor. Porém, quando se verifica a faixa de processo global, os valores encontrados são de 24%. Isso representa 5% acima do observado na literatura, que é 19%. Tal discrepância pode ser atribuída aos dados encontrados na literatura serem de um refrigerador de maiores proporções, portanto, a divergência de 5% no valor deve ser observada com cautela.

### 5.3.3 Gerador externo

O gerador externo também possui um processo manual de convergência associado ao gerador interno. Deve-se arbitrar o calor que é fornecido ao gerador interno,  $Q_b$ , e verificar se as vazões de vapor geradas por dois cálculos diferentes são iguais. Caso sejam diferentes, é necessário corrigir  $Q_b$  arbitrando um novo valor para que haja convergência e retornar a rotina do gerador interno para realizar nova convergência. Os resultados mais importantes encontram-se na TAB 5.6.

TABELA 5.6 – Gerador externo.

Variáveis do gerador externo	Resultados
Vazão de solução que entra	0,3102 g /s
Vazão de solução que sai	0,2495 g /s
Vazão de vapor que sai	0,0598 g /s
Pressão de saturação na entrada	1,154 MPa
Pressão de saturação na saída	874,8 kPa
Temperatura na entrada	109,4°C
Temperatura na saída	141,3°C
Concentração líquida na entrada	0,2822%
Concentração líquida na saída	0,112%
Concentração de vapor na saída	0,537%
Qualidade de vapor	0,163%

Na TAB 5.6, observa-se a largura de processo discutida no tópico anterior. Como era de se esperar, as concentrações de vapor diminuíram de valores, a temperatura de saturação da solução pobre é mais alta que a observada na solução rica. Os valores observados na rotina do gerador externo são condizentes com a teoria e com as seqüências de eventos nos outros componentes.

### 5.3.4 Misturador

A rotina do misturador é simples e os resultados obtidos encontram-se na TAB 5.7.

TABELA 5.7 – Misturador

Variáveis do misturador	Resultados
Vazão de vapor de água – saída	0,01964 g /s
Vazão de vapor de amônia – saída	0,07649 g /s
Temperatura na saída	119,4°C
Concentração da solução de vapor na saída	0,796%

As temperaturas obtidas pela bancada experimental e pelo modelo matemático na saída do misturador (ver TAB 5.1 e 5,7) são 116,4°C e 119,4°C respectivamente. Isso demonstra que o modelo apresenta boa concordância.

### 5.3.5 Retificador

A TAB 5.8 apresenta os resultados obtidos para o retificador. Observamos que esse componente apresenta uma grande variação de temperatura ao longo de seu comprimento.

TABELA 5.8 – Retificador.

Variáveis do retificador	Resultados
Vazão de vapor de água no 1° volume de controle	0,01964 kg /s
Vazão de vapor de água no 7° volume de controle	1,129E-04 g/s
Vazão do condensado no 1° volume de controle	0,005441 g /s
Vazão do condensado no 7° volume de controle	9,028E-04 g /s
Pressão de saturação da água no 1° volume de controle	365,55 kPa
Pressão de saturação da água no 6° volume de controle	18,91 kPa
Calor perdido no 1° volume de controle	11,66 W
Calor perdido no 7° volume de controle	0,0654 W
Temperatura no 1° volume de controle	119,4°C
Temperatura no 7° volume de controle	43,8°C
Concentração da solução de vapor 1° VC	0,796%
Concentração da solução de vapor 6° VC	0,989%

As temperaturas, vazões do condensado, concentrações do vapor e calores perdidos apresentam valores decrescentes a cada volume de controle. Através da

bancada experimental (TAB 5.1), as temperaturas de 116,4°C e 47,53°C foram medidas na entrada e na saída do retificador. Na TAB 5.8, observamos que esses valores são 119,4°C e 43,83°C. Novamente, constatamos que o modelo apresenta uma boa concordância com os valores experimentais.

### 5.3.6 Condensador

Ao rodar essa rotina, observamos que a vazão de condensado é cerca da metade do valor da vazão de vapor na entrada do componente. Isso confirma o comentário, feito no capítulo 1, de que parte do vapor de amônia empurra o hidrogênio em direção ao grupo evaporador. Essa é a parcela de amônia que não sofre condensação, e é absorvida diretamente no vaso absorvedor. A TAB 5.9 apresenta os resultados mais relevantes da rotina do condensador.

TABELA 5.9 – Condensador.

Variáveis do condensador	Resultados
Eficiência das aletas	96,86%
Vazão de vapor que entra	0,09613 g /s
Vazão do condensado	0,03739 g /s
Vazão não condensada	0,05874 g /s
Calor perdido para o ambiente	40,46 W
Temperatura de condensação	43,8°C

Os dados obtidos na rotina do condensador são usados para determinar a pressão total de trabalho, conforme comentado no item 5.3.1. Portanto, era de se esperar concordância. O condensador trouxe outros dados importantes. O mais significativo é a vazão não condensada, importante para o entendimento do RAPTU, como explicado no capítulo 1.

### 5.3.7 Sifão

Os resultados do sifão são simples. Sua função é prever o calor perdido para o ambiente. Os dados mais relevantes foram listados na TAB 5.10

O sifão não foi instrumentado, desse modo os dados gerados na rotina do sifão se tornam importante para o bom funcionamento das rotinas subseqüentes.

TABELA 5.10 – Sifão

Variáveis do sifão	Resultados
Calor perdido para o ambiente	0,181 W
Temperatura na entrada	43,8°C
Temperatura na saída	42,9°C

### 5.3.8 Recuperador de calor triplo – RCT

Os resultados obtidos no RCT também não possuem dados de comparação experimental aumentando a importância dos dados gerados nessa rotina. Esses resultados são apresentados na TAB 5.11.

TABELA 5.11– RCT

Variáveis do RCT	Resultados
Vazão de vapor de amônia do evaporador	0,02943 g/s
Vazão de amônia líquida – tubo lateral	0,03739 g/s
Vazão de amônia que evapora no RCT	0,007963 g/s
Calor gerado evaporação da amônia	8,51 W
Calor da trocado com a amônia líquida no 1° VC	4,89 W
Calor da trocado com a amônia líquida no 5° VC	6,02 W
Calor trocado com a amônia líquida pela evaporação	8,51 W
Calor trocado com a amônia vapor no tubo interno 1° VC	1,11 W
Calor trocado com a amônia vapor no tubo interno 5° VC	1,18 W
Temperatura do vapor no 1° VC	3,4°C
Temperatura do vapor no 5° VC	-5,5 °C
Temperatura da amônia no 1° VC	29,2°C
Temperatura da amônia no 5° VC	25,9 °C
Temperatura da parede externa no 1° VC	23,4°C
temperatura da parede externa no 5° VC	18,9°C
Temperatura da parede interna no 1° VC	4,6°C
Temperatura da parede interna no 5° VC	-4,3°C

### 5.3.9 Evaporador

Os resultados da rotina do evaporador mostraram que 78% da amônia sofrem evaporação. O restante da evaporação ocorre no RCT, que opera reduzindo a temperatura da amônia líquida presente no tubo lateral do RTC. Os dados mais importantes foram listados na TAB 5.12.

TABELA 5.12 – Evaporador.

Variáveis do evaporador	Resultados
Eficiência da aleta de alumínio	0,930%
Calor perdido pela extensão	0,754 W
Vazão de amônia que evapora	0,02943 g /s
Vazão de amônia que entra	0,03739 g /s
Vazão que não evapora	0,007963 g /s
Pressão do hidrogênio	1,49 MPa
Pressão da amônia	400,0 kPa
Calor que é recebido	36,15 W
Temperatura de evaporação	-4,2°C

O valor da temperatura de evaporação gerada pelo modelo do evaporador foi igual a  $-4,22^{\circ}\text{C}$ , enquanto o valor experimental da temperatura da parede externa do evaporador foi  $1,38^{\circ}\text{C}$ . Uma avaliação da resistência da parede do evaporador e da resistência associada à convecção interna pode ser incorporada ao modelo para reduzir esse desvio.

### 5.3.10 Absorvedor

A rotina permitiu o cálculo da vazão absorvida. Os resultados mais importantes foram listados na TAB 5.13

TABELA 5.13 – Absorvedor.

Variáveis do Absorvedor	Resultados
Vazão absorvida	0,03739 g /s
Vazão da solução pobre na entrada	0,24950 g /s
Vazão da solução enriquecida	0,28689 g /s
Vazão de vapor de amônia	0,03739 g /s
Calor perdido para o ambiente	12,1 W
Temperatura na entrada	62,7°C
Temperatura na saída	60,3°C
Concentração da solução que entra	0,110
Contração da solução que sai	0,213
Qualidade do vapor	0,471

Neste caso, observa-se que resultados do modelo divergem dos resultados experimentais mais expressivamente que para os outros componentes. Esse fato é discutido no item 5.5.

### 5.3.11 Vaso absorvedor

Os resultados do vaso absorvedor apresentaram a mesma tendência observada no absorvedor. Os resultados mais importantes foram listados na TAB 5.14.

TABELA 5.14 – Vaso absorvedor

Variáveis do Vaso Absorvedor	Resultados
Vazão absorvida	0,05168 g /s
Vazão que entra	0,28689 g /s
Vazão que sai	0,33857 g /s
Concentração que entra	0,313%
Concentração que sai	0,355%
Calor trocado com o ambiente	9,42 W
Temperatura que entra	60,3°C
Temperatura que sai	61,1°C

Como os modelos do vaso absorvedor e do absorvedor seguem a mesma metodologia, o comportamento de um é semelhante ao do outro. As diferenças observadas entre os resultados teóricos e experimentais também são discutidas no item 5.5.

### 5.3.12 Recuperador de calor duplo - RCD

As temperaturas obtidas no RCD foram usadas para gerar a vazão produzida no gerador. Os resultados encontram-se na TAB 5.15. Uma discussão mais detalhada do RCT é relatada no item 5.5.

TABELA 5.15 – Recuperador de calor duplo.

Variáveis do RCD	Resultados
Vazão de solução pobre	0,2495 g /s
Vazão de solução rica	0,3457 g /s
Calor perdido para o ambiente	3,68 W
Calor trocado solução pobre/rica	6,64 W
Temperatura da solução pobre que entra	115,5°C
Temperatura da solução pobre que sai	73,5°C
Temperatura da solução rica que entra	61,1°C
Temperatura do solução rica que sai	73,4°C
Concentração pobre	0,111
Concentração rica	0,355

### 5.3.13 Direcionador de solução pobre

Os resultados do DSP são simples. Com eles, são possível achar o calor transferido para o ambiente. Os dados mais relevantes encontram-se TAB 5.16.

TABELA 5.16 – DSP.

Variáveis do DSP	Resultados
Vazão de solução pobre	0,2495 g /s
Calor perdido pra o ambiente	1,13 W
Temperatura que sai	62,7°C
Temperatura que entra	70,2°C
Temperatura da parede	70,0°C

A diferença de temperatura na entrada menos a saída, observada teórica, é de 7,54°C. A diferença experimental é 13,45°C. Esses valores apresentam desvios que são discutida no item 5.5.

### 5.3.14 Direcionador de vapor de amônia

Os dados mais relevantes do modelo do direcionador estão listados na TAB 5.17. Essas temperaturas não foram medidas devido a não colocação de termopares à entrada e a saída, porém os valores teóricos obtidos pelo modelo são coerentes devido a verificação das vazões de vapor amônia em outros componentes e o conhecimento do comportamento de um tubo de aço funcionando como radiador de calor para o ambiente.

TABELA 5.17 – DVA.

Variáveis do DVA	Resultados
Vazão de vapor de amônia	0,05166 g /s
Calor perdido para o ambiente	0,13 W
Temperatura que entra	43,8°C
Temperatura que sai	43,3°C

### 5.3.15 Direcionador de Hidrogênio

Os resultados mais importantes estão listados na TAB 5.18. As temperaturas

desse componente também não foram medidas. Os valores obtidos pelo modelo são coerentes devido, também, a verificação das vazões de vapor amônia em outros componentes e o conhecimento do comportamento de um tubo de aço funcionando como radiador de calor para o ambiente.

TABELA 5.18 – DH.

Variáveis do DH	Resultados
Vazão de vapor de amônia	0,004399 g /s
Calor perdido para o ambiente	0,0751 W
Temperatura que entra	40,0°C
Temperatura que sai	38,8°C
Temperatura da parede	27,0°C

### 5.3.16 Balanço energético

Não há variação da energia interna em um sistema que opera em regime permanente. Assim, a soma das taxas de energias que entram deve ser igual à soma das taxas que saem do refrigerador. A TAB 5.4 apresenta o balanço de energia no refrigerador. As taxas de troca de calor entre o refrigerador e a sua vizinhança é igual entre a taxa que penetra e aquela que sai do refrigerador, a menos de erros de arredondamentos de cálculos.

TABELA 5.4 – Balanço de energia.

Variáveis do balanço	Resultados
COP	0,4012
Calor do evaporador	31,48 W
Calor do gerador	80,00 W
Calor do extensão de evaporador	0,618 W
<b>Total que entra</b>	<b>112,10 W</b>
Calor do condensador	40,46 W
Calor do absorvedor	9,73 W
Calor do direcionador de hidrogênio	0,0751 W
Calor do direcionador de solução pobre	1,131 W
Calor do direcionador de vapor de amônia	0,1295 W
Calor do retificador	43,190 W
Calor do sifão	0,1808 W
Calor do recuperador de calor duplo	3,678 W
Calor do vaso absorvedor	13,590 W
<b>Total que sai</b>	<b>112,20 W</b>

## 5.4 Resultados computacionais com baixas potências

Apresenta-se a seguir os resultados dos ensaios com valores de potência de entrada diferentes de 80 W. Simulações foram realizadas com a potência variando de 40 W a 80 W. A temperatura ambiente foi fixada em 27°C. Os resultados são apresentados na TAB 5.19. Como ocorreu nos ensaios com a potência nominal, esses valores também apresentaram uma boa concordância com os valores experimentais. Essa concordância pode ser observada no GRA 5.3, que mostra uma comparação entre algumas temperaturas do refrigerador obtidas por simulação e por experimentação.

TABELA 5.19 – Variação da potência no modelo implementado

Termopar/Potência (W)	40	42	44	46	48	50	60	70	80
Temperatura ambiente	27,0	27,0	27,0	27,0	27,0	27,0	27,0	27,0	27,0
Evaporador	21,6	17,2	12,3	6,5	-0,4	-5,3	-1,8	-1,7	-1,7
Entrada do gerador	101	101,5	102,2	102,9	113,7	113,7	113,7	114	114,1
Entrada do retificador	80,0	93,4	98,3	101,9	108,4	108,6	109,4	111,3	112,5
Gerador	118,5	119,3	122,1	123,5	124,0	124,6	125,4	127,0	128,2
Entrada do condensador	31,2	37,8	39,9	41,0	42,0	42,6	44,0	47,0	48,9
Saída do condensador	30,1	35,3	37,3	37,8	40,7	41,1	43,1	45,2	46,5
Entrada do trocador	44,2	50,1	52,7	54,2	55,2	55,7	57,2	60,2	62,2
Entrada solução rica gerador	60,0	66,0	68,5	70,0	71,0	71,5	73,0	76,0	78,0
Pressão total bar	12,0	13,8	16,0	16,5	17,0	17,3	18,0	19,5	20,5
Pressão no evaporador	9,0	7,8	6,6	5,4	4,2	3,5	4,0	4,0	4,0

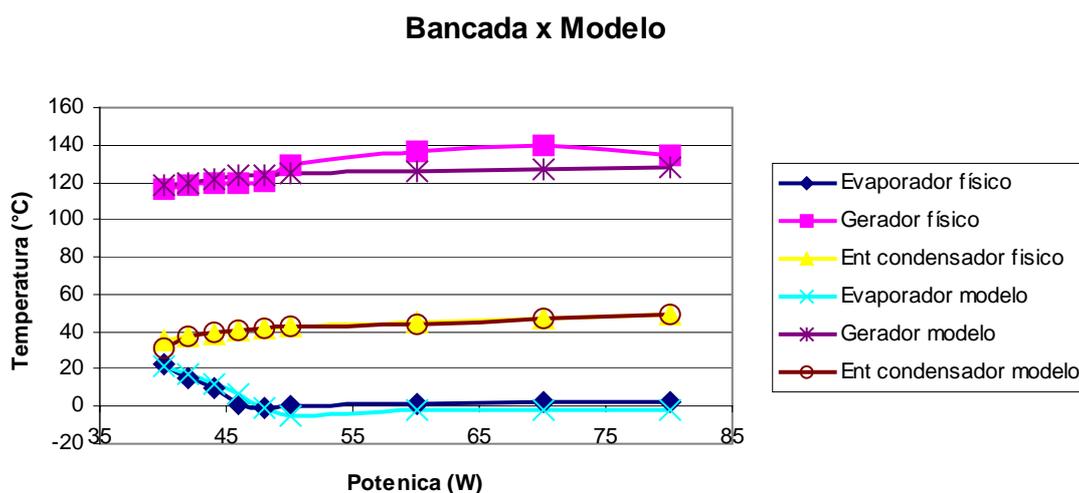


GRÁFICO 5.3 – Estudo modelo/experimental com potências de entrada diferentes.

## 5.5 Aplicações com o modelo

O modelo do refrigerador pode ser aplicado para gerar muitos resultados interessantes. Por exemplo, através de simulações computacionais, pode-se observar o comportamento da pressão única em função da potência do gerador de vapor. O gráfico mostrado no GRA 5.4, obtido por simulação, mostra que a pressão única aumenta com o aumento da potência do gerador.

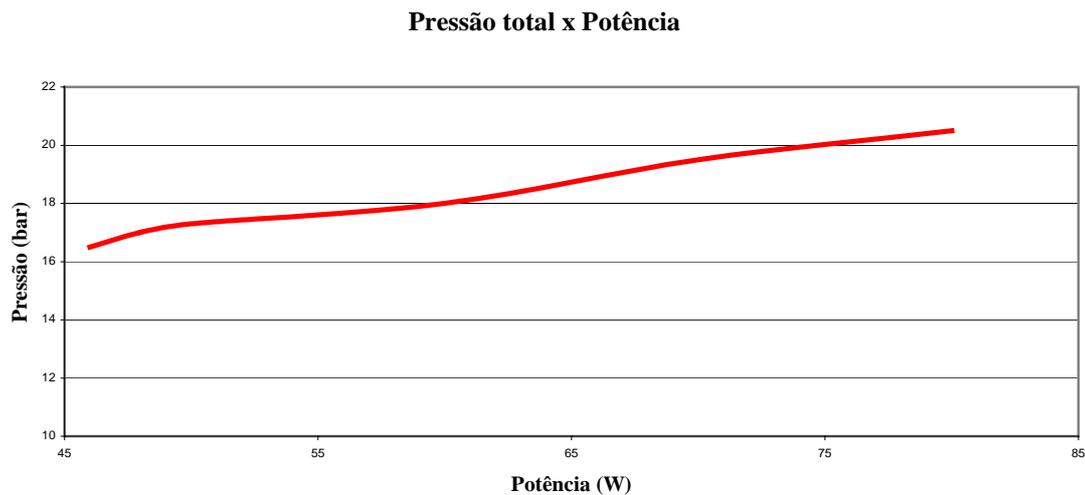


GRÁFICO 5.4 – Evolução da pressão única em função da potência do gerador.

Pode-se analisar o comportamento mostrado neste gráfico através da EQ. (5.1), que fornece a diferença de temperatura entre a amônia no interior do condensador e o ar ambiente. O aumento da potência do gerador produz vazões de amônia mais significativas, o que faz aumentar o calor  $Q_{cond}$  que a amônia transfere para o exterior. O aumento dessa vazão aumenta o coeficiente de troca de calor por condensação no interior do condensador. Todavia, esse valor é muito grande em comparação ao coeficiente de troca térmica no exterior (convecção natural). Por isso, o coeficiente global  $U$  entre a amônia e o ar ambiente é praticamente constante e igual ao valor dado pelo coeficiente externo. Assim, o denominador da EQ. (5.1) é constante, e  $\Delta T$  aumenta com o aumento de  $Q_{cond}$ . Naturalmente, como a temperatura ambiente é constante, o aumento de  $\Delta T$  ocorre porque a temperatura de condensação e a pressão de condensação crescem.

$$\Delta T = \frac{Q_{cond}}{US} \quad (5.1)$$

Outro resultado importante que pode ser obtido com o modelo é o comportamento do coeficiente de performance do refrigerador (COP) em função da potência do gerador de vapor. O GRA 5.5 mostra que o COP diminui com o aumento da potência do gerador de vapor, estabilizando a partir de uma potência em torno de 70 W. A potência nominal estabelecida pelo fabricante é 80 W, pois esse valor reduz o tempo de espera para o evaporador iniciar a sua operação. O tempo de espera deve tornar-se inviavelmente longo para baixas potências.

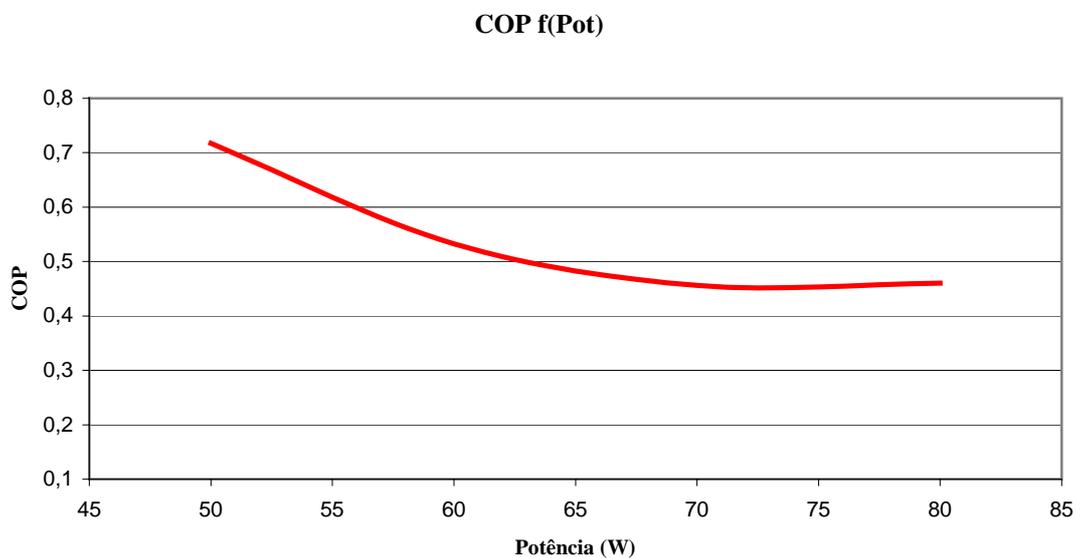


GRÁFICO 5.5 – Estudo modelo/experimental com potências de entrada diferentes.

## 5.6 Medição das massas internas dos fluidos

As massas medidas, através do processo descrito no item 3.4, foram de 90 gramas para amônia, 70 gramas para a água e de 0,48 gramas para o hidrogênio. A pressão interna do sistema antes da partida foi de 1580 kPa.

A partir dos resultados observou-se que a concentração inicial na literatura que era de 0,60 diferenciou dos dados experimentais que foram de 0,53. Porém essa divergência não interfere nos dados gerados nas rotinas do RAPTU.

## **5.7 Considerações finais**

Esse capítulo apresentou uma síntese dos resultados experimentais e computacionais obtidos para o refrigerador estudado neste trabalho. Uma análise comparativa mostrou que o modelo apresenta uma boa concordância. O modelo, devidamente validado, mostrou-se uma ferramenta útil para a realização de análises sobre o funcionamento do refrigerador.

## CONCLUSÃO

Neste trabalho, foi apresentado um estudo experimental para levantamento dos perfis térmicos de um refrigerador por absorção de amônia a pressão total única. Para isso, um banco de testes foi montado usando um refrigerador de 80 litros da marca Eletrolux®. Um estudo teórico foi também desenvolvido através de um modelo matemático deste refrigerador. Simulações com os modelos matemáticos foram realizadas através do programa EES (Engineering Equation Solver). O modelo implementado foi desenvolvido modularmente, com rotinas individuais para cada um dos componentes do refrigerador. A divisão em partes mostrou-se acertada, pois facilitou a convergência. Os resultados dos modelos matemáticos apresentaram uma boa concordância com os resultados experimentais.

Realizaram-se testes com o a bancada do RAPTU no processo de partida, onde foi possível verificar fenômenos físicos do princípio de funcionamento, que validou as hipóteses levantadas para o gerador interno e externo. Entendeu-se que cada componente do RAPTU só começa a funcionar com o surgimento da amônia em seu interior. Da mesma maneira, ficou conhecido o processo de desligamento do RAPTU onde cada componente deixa de funcionar quando há ausência de amônia. Avaliou-se, ainda, que o refrigerador possui COP melhor quando acionado com 50W, porém, devido à inércia térmica a potência de 80W se torna mais indicada.

O modelo matemático do refrigerador permitiu resolver um sistema de equações lineares e não lineares para o refrigerador. Um levantamento das propriedades termodinâmicas desejadas em função da temperatura ou pressão de saturação foi levantada, e para o caso da solução levou-se em conta a concentração. O programa foi dividido em partes onde foram criadas rotinas cujo intuito era de fornecer a opção de poder acompanhar o processo. O modelo matemático também definiu que a pressão única do sistema foi determinada pela pressão de condensação no condensador por não haver outro fluido além da amônia. O gerador interno possui um processo manual de convergência, porém após a mesma, os dados gerados pela rotina apresentaram boa precisão com o modelo físico. Da mesma forma ocorre com os dados do gerador externo, onde foi possível observar a faixa de processo do sistema que se apresentou dentro do esperado. A convergência do gerador externo tornou possível a determinação do  $Q_b$ . Observou-se que a temperatura de saturação da solução pobre é mais alta que a

observada na solução rica. Os valores obtidos nas rotinas foram condizentes com a teoria e com as seqüências de eventos nos outros componentes. No misturador os dados obtidos com o modelo matemático simularam bem os fenômenos físicos. O retificador apresentou grande variação de temperatura física devido a condensação da parcela água, e o modelo matemático previu satisfatoriamente esse comportamento. O modelo do condensador, além de determinar a pressão total única, determinou a vazão de condensado e de não condensado gerado em seu interior, dados essenciais para os componentes posteriores. Os direcionadores e o sifão apresentaram comportamento matemático satisfatório quando comparado ao físico, e devido suas propriedades terem sido bem definidas, foi possível prever a vazão do fluido em seu interior indiretamente. Os dois recuperadores físicos puderam ser simulados matematicamente e seus resultados foram essenciais para o fechamento do entendimento como um todo. O modelo do evaporador demonstrou o comportamento físico ficando aquém dos fenômenos envolvidos em seu interior. Porém os absorvedor e vaso absorvedor, apesar de terem apresentados dados condizentes, necessitam serem mais acurados para a descrição do fenômeno. A descrição matemática apresentou-se confiável e isso pode ser comprovado com o balanço energético do sistema.

Portanto, os modelos matemáticos do grupo gerador e grupo condensador apresentaram resultados mais precisos. Os modelos matemáticos do grupo evaporador apresentaram bons resultados, com um menor grau de precisão que o primeiro grupo. Os modelos matemáticos do grupo direcionador não puderam ser validados por falta de medições experimentais. Por fim, os modelos matemáticos do grupo absorvedor apresentaram os resultados mais discrepantes em relação aos valores experimentais. Isso se deve ao fato do modelo matemático do grupo absorvedor ainda ser ainda fraco em suas hipóteses.

Os estudos do RAPTU pelo modelo implementado e pela análise experimental serviram como ferramentas para avaliação de alguns fenômenos inerentes do refrigerador, como o baixo coeficiente de desempenho do sistema e elevado tempo de espera para início do processo de resfriamento no evaporador. O modelo implementado do refrigerador mostrou ser uma ferramenta valiosa para análises desses fenômenos.

Como sugestões para trabalhos futuros, tem-se:

1. Medição experimental das pressões totais para cada potência.

2. Realização de novas simulações com o modelo implementado para novas configurações do refrigerador.
3. Estudo do refrigerador conjugado com a energia solar, calor de rejeito e energia proveniente de biomassa.
4. Realização de um estudo experimental com a bancada instrumentada com medidores de pressão e de vazão.
5. Estudo aprofundado da difusibilidade do hidrogênio na amônia no evaporador.

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Abreu, Ari Ferreira de “Sistema por absorção intermitente concepção dimensionamento construção, ensaios e considerações econômicas” Universidade de São Paulo, 1999.

Amônia: Uso do mais antigo refrigerante ainda pode trazer novidades. Revista Oficina do Frio, São Paulo, n° 24, pg 9-13, dezembro de 1996.

Alefeld, G. “Einstein as Inventor.” Physics Today. May, 1980, pp.9-13.

Alefeld e Radermacher, "Heat Conversion Systems", 1994 2°Ed McGill. N.York.

Antonopoulos, K.A. and Rogdakis, E.D., Nomographs for optimum solar pond driven LiBr/ZnBr<sub>2</sub>/CH<sub>3</sub>OH absorption refrigeration system. Int. J. Energy Res. 16 (1992), pp. 413-429. Full Text via CrossRef | View Record in Scopus | Cited By in Scopus (2)

Aphornratana, S. and I.W. Eames, Experimental investigation of a combined ejector-absorption refrigerator. Int. J. of Energy Res. 22 (1998), pp. 195-207. Full Text via CrossRef | View Record in Scopus | Cited By in Scopus (9)

Best, R. Porras, L. and Holland, F.A., Thermodynamic design data for absorption heat pump system operating on ammonia-nitrate: part I cooling. Heat Recovery System and CHP 11 1 (1991), pp. 49-61. Abstract | View Record in Scopus | Cited By in Scopus (3)

Bennani, N. Prevost, M. and Coronas, A., Absorption heat pump cycle: performance analysis of water-glycerol mixture. Heat Recovery System and CHP 9 3 (1989), pp. 257-263. Abstract | View Record in Scopus | Cited By in Scopus (3)

Bjurströin, H and Raldow, W, Absorption Process. Energy Reserch, V.5 pg 43 a 56, 1981

Carey COB. Research and testing of working fluids suitable for an absorption heat pump to heat buildings. PhD thesis, Cranfield Institute of Technology, 1984.

Caccoila, G. Restuccia, G. and Rizzo, G. Theoretical performance of an absorption heat pump using ammonia-water-potassium hydroxide solution. Heat Recovery System and CHP 10 3 (1990), pp. 177-185.

Chen, J. Investigation of the diffusion absorption refrigeration, PhD Dissertation University of Maryland at College Park (1995).

Chen, J., Kim, K. J., Herold, K. E., Performance enhancement of a diffusion absorption refrigerator, Int J Refrig 19 (1996) 208 – 218.

Cleland, A. C. "Computer subroutine for rapid evaluation of refrigerant thermodynamic properties" International Journal of Refrigeration, nov 1986, vol 9, p. 329-335.

Costa, Ênio Cruz, Refrigeração, 3 ed., Editora Edgard Blücher Ltda.

Cortez, L.A.; Histórico e Considerações Sobre a Refrigeração Por Absorção", "Estudos Técnicos e Economia de Energia em Refrigeração, 1 .a Edição, Vol. 1, Editora: Universidade do Amazonas, Manaus, (1998).

Cortez, L. A. B. Larson D. L, A energy and exergy evaluation of ice production by absorption refrigeration., Transactions of the ASAE, 1997. v.40, n. 2, pg 395-405.

Cortez L. A. B., Mühle I. N., Silva A., A refrigeração por absorção com o para água amônia e o seu potencial brasileiro., Revista Abrava, p33-38, 1994.

Chung H, Huor MH, Prevost M, Bugarel R. Domestic Heating Application of an Absorption Heat Pump, Directly Fired Heat Pumps, Procs. Int. Conf., Uni. of Bristol, paper 2.2, 1984.

Çengel, Y. A. e Boles M. A. Termodinâmica 5° edição Mac Graw Hill, 2006.

Delano, Andrew., Analysis of the Einstein Refrigeration System., M.S. Thesis, Georgia Institute of Technology, 1997.

Delano, Andrew., Design analysis of the Einstein refrigeration cycle ” M.S. Thesis, Georgia Institute of Technology, 1997.

Devault, R.C. and Marsala, J., Ammonia-water triple-effect absorption cycle. ASHRAE Trans. 96 (1990), pp. 676-682.

Eames, I.W. and Wu, S. Experimental proof-of-concept testing of an innovative heat-powered vapour recompression-absorption refrigerator cycle. Applied Thermal Eng. 18 (1998), pp. 1149-1157.

Elperin, T., Fominykh A., Four stages of the simultaneous mass and heat transfer during bubble formation and rise in a bubbly absorber, Chemical Engineering Science 58 (2003) 3555 – 3564

Eriksson, K. and Jernquist, A., Heat Transformers with self-circulation: design and preliminary operational data. Int. J. Refrig. 12 1 (1989), pp. 15-20. Abstract | View Record in Scopus | Cited By in Scopus (12)

Figueiredo, J. R., Projeto e modelamento de um sistema de refrigeração por absorção movido a energia solar., 1980. Tese de mestrado em engenharia mecânica. – Faculdade de engenharia mecânica. Universidade Estadual de Campinas.

Filho, Aldo Falconi, “Análise Experimental de um Ciclo de Refrigeração por Absorção Operando em Regime Transiente” Tese de mestrado de engenharia mecânica. Pontifícia da universidade católica, Rio de janeiro, 2002.

Garimella S, Christensen RN. Cycle description and performance simulation of a gas-fired hydronically coupled double-effect absorption heat pump system. ASE-Vol. 28, recent Research in Heat pump Design. ASME pub., 1992:7-14.

Gonçalves, Armando Albertazzi Jr. Metrologia – Parte 1. 1º Edição, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 1999.

Guia para a expressão da incerteza de medição, 1998.

Groll EA, Radermacher R. Vapor compression heat pump with solution circuit and desorber/absorber heat exchange, Proc. of the Absorption Heat Pump Conf., Jan 19-21, New Orleans, La., AES no. 31, 1994;463-469.

Groll EA. Current status of absorption/compression cycle technology. ASHRAE Trans., 1997;103(1).

Grossman, G. Devault, R.C. and Creswick, F., Simulation and performance analysis of an ammonia-water absorption heat pump based on the generator-absorber heat exchanger (GAX) cycle. ASHRAE Trans. 101 (1995), pp. 1313-1323. View Record in Scopus | Cited By in Scopus (9)

Grossman, G. Absorption heat transformer for process heat generation from solar ponds. ASHRAE Trans. 97 (1991), pp. 420-427. View Record in Scopus | Cited By in Scopus (2)

Grossman, G. and Gommed, K., A computer model for simulation of absorption system in flexible and modular form. ASHRAE Trans. 93 (1987), pp. 2389-2427.

Grossman G, Zaltash A, Adcock PW, Devault RC. Simulating a 4-effect absorption chiller, ASHRAE J., Jun., 1995;45-53.

Grover, G.S. Eisa, M.A.R. and Holland, F.A. Thermodynamic design data for absorption heat pump system operating on water-lithium chloride: part I cooling. Heat Recovery System and CHP 8 1 (1988), pp. 33-41. Abstract | View Record in Scopus | Cited By in Scopus (5)

George, J.M. and Murthy, S.S. Influence of heat exchanger effectiveness on performance of vapour absorption heat transformers. Int. J. Energy Res. 13 (1989 (1)), pp. 455-457.

George, J.M. and Murthy, S.S., Influence of absorber effectiveness on performance of

vapour absorption heat transformers. *Int. J. Energy Res.* 13 (1989 (2)), pp. 629-638. Full Text via CrossRef | View Record in Scopus | Cited By in Scopus (5)

George, J.M. and Murthy, S.S., Influence of generator effectiveness on performance of vapour absorption heat transformers. *Int. J. Energy Res.* 13 (1989 (3)), pp. 687-699. Full Text via CrossRef | View Record in Scopus | Cited By in Scopus (3)

Goel, N and Goswami, D. Y., Analysis of a counter-current vapor flow absorber, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 48 (2005) 1283–1292

Hanna WT, Wilkinson WH, Ball DA. The Battelle Dual-Cycle Absorption Heat Pump, Direct Fired Heat Pumps, *Procs. Int. Conf. Uni. of Bristol*, 19-24 Sept., paper 2.7, 1984.

Herold, K.E., R. Radermacher, S. Klein. *Absorption Chillers and Heat Pumps*. New York: CRC Press, 1996.

Herold, K.E. “Diffusion Absorption Heat Pump” *Annual Reports to Gas Research Institute*, 1991-1992 and 1992-1993.

Holman, J. P. *Transferência de calor* 4<sup>ed</sup> Mac Graw Hill 1983

Idema PD. Simulation of stationary operation and control of a LiBr/ZnBr<sub>2</sub>/CH<sub>3</sub>OH absorption heat pump system, Directly fired heat pump, *Procs. Int. Conf. University of Bristol*, 19-21 Sep., 1984, paper 2.1.

Ikeuchi M, Yumikura T, Ozaki E, Yamanaka G. Design and performance of a high-temperature boost absorption heat pump. *ASHRAE Trans* 1985;90:2081–94

Jakob, U., Eicker, U., Taki, A. H., Cook, M. J., Development of an optimised solar driven diffusion-absorption cooling machine, in: *Proceedings of the ISES Solar World Congress*, 2003 June 16-19,

Kandlikar, S.G., A new absorber heat recovery cycle to improve COP of aqua-ammonia

absorption refrigeration system. *ASHRAE Trans.* 88 (1982), pp. 141-158. [View Record in Scopus](#) | [Cited By in Scopus](#) (3)

Kang, Y. T., Christensen, R. N., Kashiwagi, T., Ammonia–water bubble absorber with a plate heat exchanger, *ASHRAE Trans.* 104 (1998).

Kang, Y. T., Kashiwagi, T., Heat transfer enhancement by Marangoni convection in the NH<sub>3</sub>–H<sub>2</sub>O absorption process, *International Journal of Refrigeration* 25 (2002) 780–788

Kang, Y.T. Chen, W. and Christensen, R.N. Development of design model for a rectifier in GAX absorption heat pump systems. *ASHRAE Trans.* 102 (1996), pp. 963-972. [View Record in Scopus](#) | [Cited By in Scopus](#) (16)

Kaushik, S.C. and Chandra, S., Computer modeling and parametric study of a double-effect generation absorption refrigeration cycle. *Energy Convers. Mgmt.* 25 1 (1985), pp. 9-14. [Abstract](#) | [View Record in Scopus](#) | [Cited By in Scopus](#) (4)

Kaushik, S.C. and Kumar, R., A comparative study of an absorber heat recovery cycle for solar refrigeration using NH<sub>3</sub>-refrigerant with liquid/solid absorbents. *Energy Res.* 11 (1987), pp. 123-132. [Full Text via CrossRef](#) | [View Record in Scopus](#) | [Cited By in Scopus](#) (2)

Koskhim, N. N. Máquinas frigoríficas, pg 425-480, 1956.

Kouremenos, D.A. and A.S. Sagia, Use of helium instead of hydrogen in inert gas absorption refrigeration. *Int. J. Refrig.* 11 (1988), pp. 336-341. [Abstract](#) | [View Record in Scopus](#) | [Cited By in Scopus](#) (5)

Koyfman, A., Jelinek, M., Levy, A., Borde I, An experimental investigation of bubble pump performance for diffusion absorption refrigeration system with organic working fluids, *Applied Thermal Engineering* 23 (2003) 1881–1894

Kuhlenschmidt D. Absorption Refrigeration System with Multiple Generator Stages,

US Patent No. 3717007, 1973.

Le Goff, P., Oliveira Jr. S., Matsuda, H., Ranger, P. M., Rivero, R. "Heat Transformers for upgrading waste heat industrial process. In Proceedings of florence wordls energy research sympisium , pg 541- 550, 1990.

Maia, Antônio Augusto Torres, Metodologia de desenvolvimento de um algoritmo para o controle simultâneo da carga térmica e do grau de superaquecimento de um sistema de refrigeração, Tese de doutorado, Departamento de engenharia mecânica, Universidade Federal de Minas Gerais. 2005, pg 56 – 74.

Manual de serviços-Refrigeração por absorção da Cònsul®. Treinamento e de assistência ao consumidor). Brumenau. s/d.

Machienlsen CHM. Research activities on absorption systems for heating. Cooling and industrial use. ASHRAE Trans 1990;96:1577–81.

Mühle, I. N., Produção de frio por aquecimento direto ou indireto usando qualquer tipo de combustível, Revista ABRAVA, p. 77-84. 1985

Mohammed, S. B. E. Performance studies on a reversed absorption heat pump. PhD thesis, University of Salford, UK, 1982.

Napoleão, Diovana Aparecida dos Santos, Determinação da entropia de mistura amônia água para aplicações em processo de refrigeração por absorção, Unesp Guaratinguetá, 2003.

Napoleão, Diovana Aparecida dos Santos, et, al., Cálculo da entropia associada a sistema de refrigeração por absorção utilizando misturas amônia/água: análise energética e exergetica, 8º Congresso Iberoamericano de Engenharia Mecânica em Cusco, 2007, pg 203-212.

Napoleão, Diovana Aparecida dos Santos, et, al., Análise termodinâmica se um sistema de refrigeração água-amônia, 8º Congresso Iberoamericano de Engenharia Mecânica

em Cusco, 2007, pg 213-223.

Narayankhedlar, K.G. and M.P. Maiya, Investigation of triple fluid vapor absorption refrigerator. *Int. J. Refrig.* 8 (1985), pp. 335-342.

Nakanishi, T. Furukawa, T. and Sato, N. Industrial high-temperature heat pump. *Hitachi zosen Tech. Rev.* 42 1 (1981), pp. 7-12.

Priedeman, D.K. and Christensen, R.N. GAX absorption cycle design process. *ASHRAE Trans.* 105 1 (1999), pp. 769-779.

Platen, V. B.C. , C.G. Munters. Refrigerator. US Patent 1,609,334, 1926.

Platen, V. B.C. , C.G. Munters. Refrigerator. US Patent 1,685,764, 1928.

Potnis SV, Gomezplata A, Papar RA, Annand G, Erickson DC. Gax component simulation and validation, *ASHRAE Trans*, 1997;103.

Perez-Blanco, H., Randemacher, R., Absortion: Update. *ASHRAE Journal*, p-25-26, 1986.

Rane, M.V. Amrane K. and Radermacher, R., Performance enhancement of a two-stage vapor compression heat pump with solution circuits by eliminating the rectifier. *Int. J. Refrig.* 16 4 (1993), pp. 247-257. Abstract | View Record in Scopus | Cited By in Scopus (3)

Renon, H., Guillevic, J. L. Richon, D., Boston, J., Britt, H., A cubic equation of stage representaion of ammonia-water vapour-liquid equilibrium data. *Int. Journal of refrigeration*, v. 9, p. 70-73, 1986.

Riffat, S. B., Su, Y. H., Analysis of a novel absorption refrigeration cycle using centrifugal separation, *Energy* 26 (2001) 177–185

Rane MV, Radermacher R. Two-stage vapor compression heat pump with solution

circuits: performance enhancement with a bleed line, Tokyo: Proceedings of Absorption Heat Pump Conference, Sept. 30-Oct. 2, 1991;97-102.

Smith IE, Khahra JS. Performance Tests on a CH-900-B Yazaki Absorption Water Chiller. Cranfield Institute of Technology, 1983.

Staicovici, M.D., Polybranched regenerative GAX cooling cycles. *Int. J. Refrig.* 18 5 (1995), pp. 318-329. [Article](#) | [PDF \(1056 K\)](#) | [View Record in Scopus](#) | [Cited By in Scopus \(8\)](#)

Steirlin H, Ferguson. Diffusion Absorption Heat Pump (DAR), Proceedings of Workshop on Absorption Heat Pumps, 1988;247-257.

Silva, A., Análise energética de uma instalação por absorção (água-amônia) para produção de gelo a partir de vapor do processo., 1994. 94f. Dissertação de Mestrado em engenharia mecânica. Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas.

Silveira, J. L., Cogeração disseminada para pequenos usuários: estudo de casos para o setor terciário, 1994. 221f. Tese de doutorado, Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas.

Sriksirin, Pongsid., Aphornratana, Satha., Investigation of a diffusion absorption refrigerator, *Applied Thermal Engineering* 22 (2002) 1181–1193

Sresnewsy, Svetlana Francisca Galvão Bueno, Estudos de ciclos de refrigeração por absorção quanto a sua aplicação e fonte energética, Escola Politécnica/USP, São Paulo, SP, 1983.

Sriksirin, P. Aphornratana, S., Investigation of a diffusion absorption refrigerator, *Appl Therm Eng* 22 (2002) 1181– 1193.

Stegou-Sagia, A., A computational method for the methyl amine/H<sub>2</sub> gas mixture concentrations in methyl amine/ H<sub>2</sub>O/ H<sub>2</sub> absorption refrigeration, *Applied Thermal Engineering*. Vol. 16, Nos S/9, pp. 101-7 18. 1996

Stephan, K., History of absorption heat pumps and working pair of development in Europe, *Int. Journal of Refrigeration*, v. 6, p 156-160, 1983.

Vianna, J. N. S., Simulação digital de um sistema de refrigeração por absorção, 1974, 149f. Tese de mestrado em engenharia mecânica – Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina.

Vliet, G.C. Lawson, M.B. and. Lithgow, R.A. Water-lithium bromide double-effect absorption cooling cycle analysis. *ASHRAE Trans.* 88 (1982), pp. 811-822.

Wang L, Herold KE. Diffusion-Absorption Heat Pump, Annual Report to Gas Research Institute, GRI-92/0262, 1992.

Wu, S. and Eames, I.W., A novel absorption-recompression refrigeration cycle. *Applied Thermal Eng.* 20 (2000), pp. 721-736.

White, S. D. thesis - Design and modeling of novel absorption refrigeration cycles 1993 University of Adelaide.

Ziegler, F. R. Kahn, F. Summerer and G. Alefeld, Multi-effect absorption chillers. *Int. J. Refrig.* 16 5 (1993), pp. 301-310.

Zohar, A., Jelinek, M., Levy, A., Borde, I., Numerical investigation of a diffusion absorption refrigeration cycle, *International Journal of Refrigeration* 28 (2005) 515–525

Zohar, A., Jelinek, M., Levy, A., Borde, I., The Influence of the Generator and Bubble Pump Configuration on the Performance of Diffusion Absorption Refrigeration (DAR) System, *International Journal of Refrigeration*, Accepted Date: 20 January 2008.

Zohar, A., Jelinek, M., Levy, A., Borde, I. The influence of diffusion absorption refrigeration cycle configuration on the performance, *Applied Thermal Engineering* 27 (2007) 2213–2219.

Zohar, A., Model development for a Diffusion Absorption Refrigeration (DAR) Cycle, A dissertation—Ben Gurion University of the Negev, Israel, July 2003.

## APÊNDICE A – METODOLOGIA EM FORMA DE FLUXOGRAMA

### Recuperador de calor

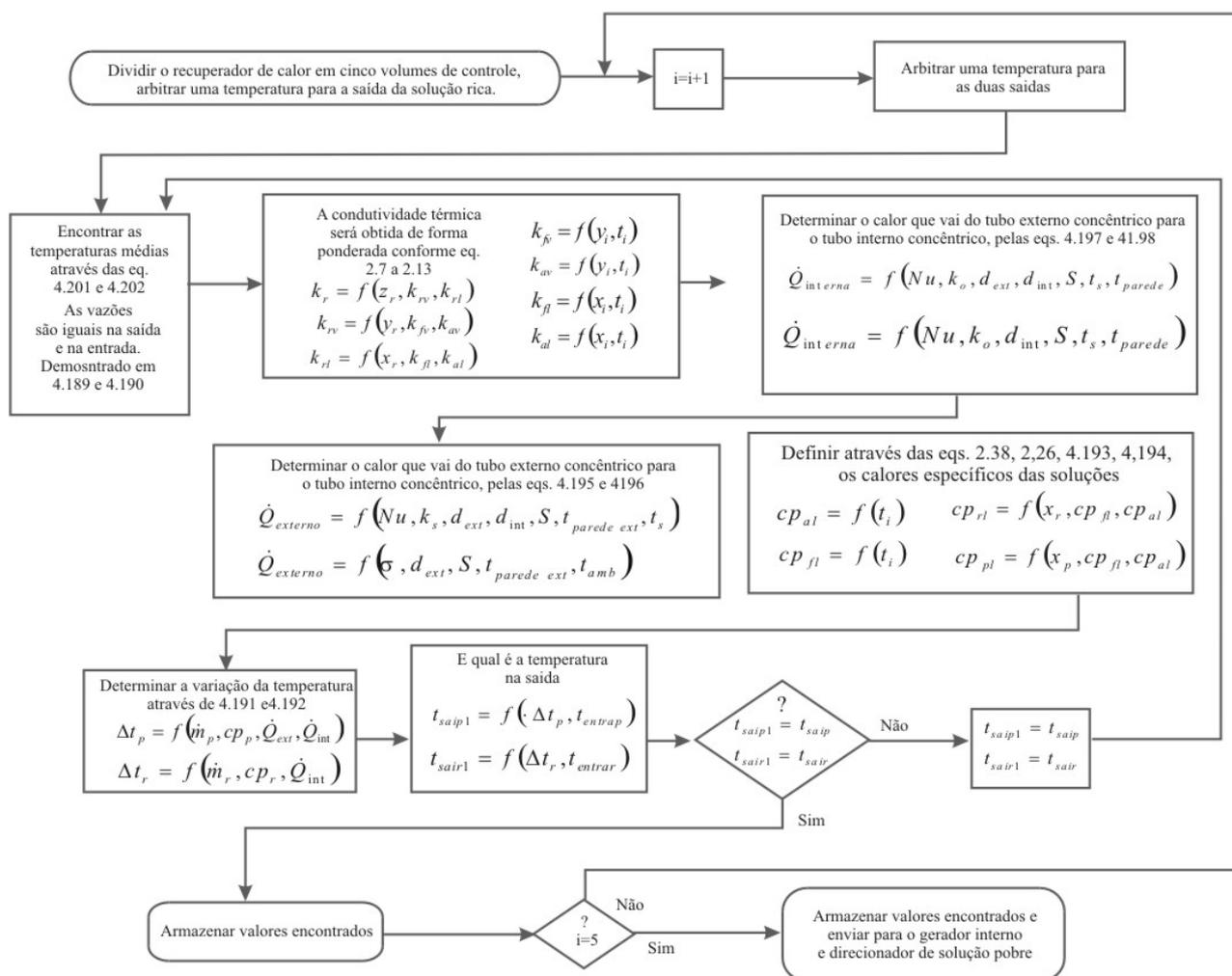
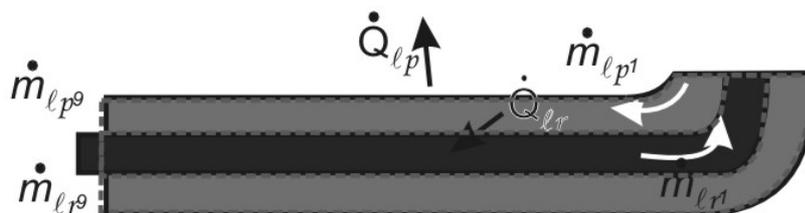


FIGURA A.1 – Fluxograma completo do RCD.

## Gerador Interno

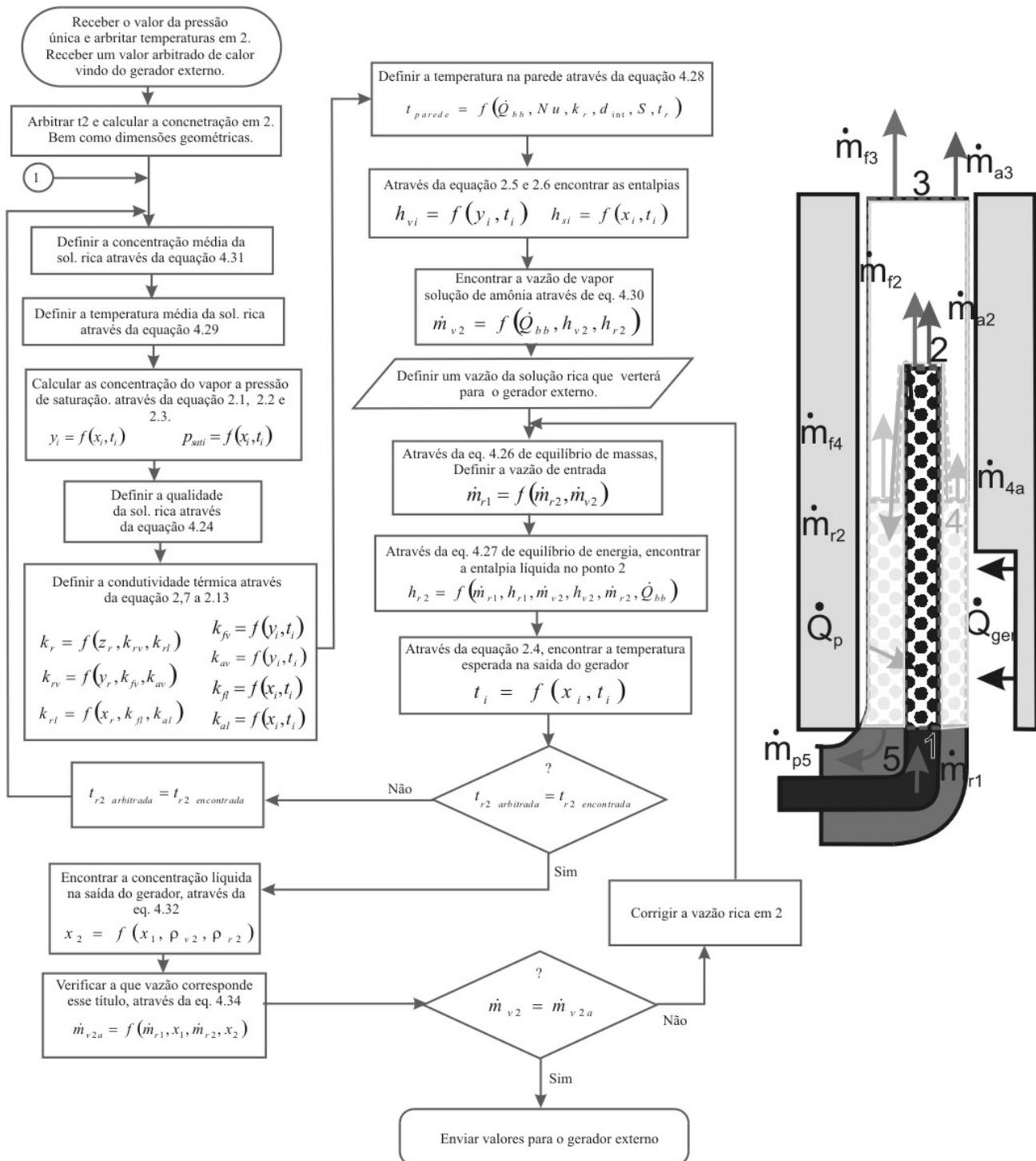


FIGURA A.2 – Fluxograma completo do gerador interno.

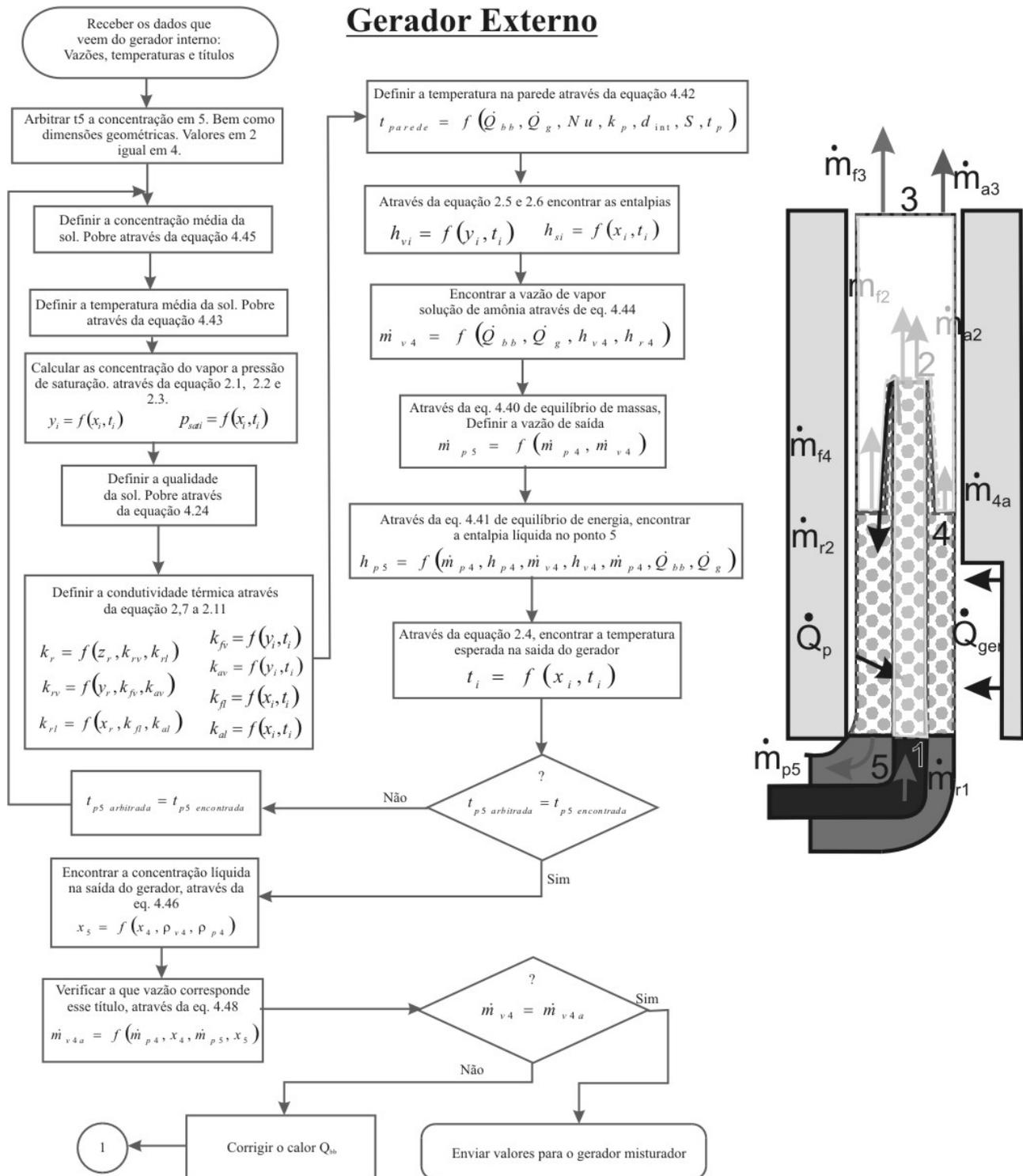


FIGURA A.3 – Fluxograma completo do gerador externo.

## Misturador

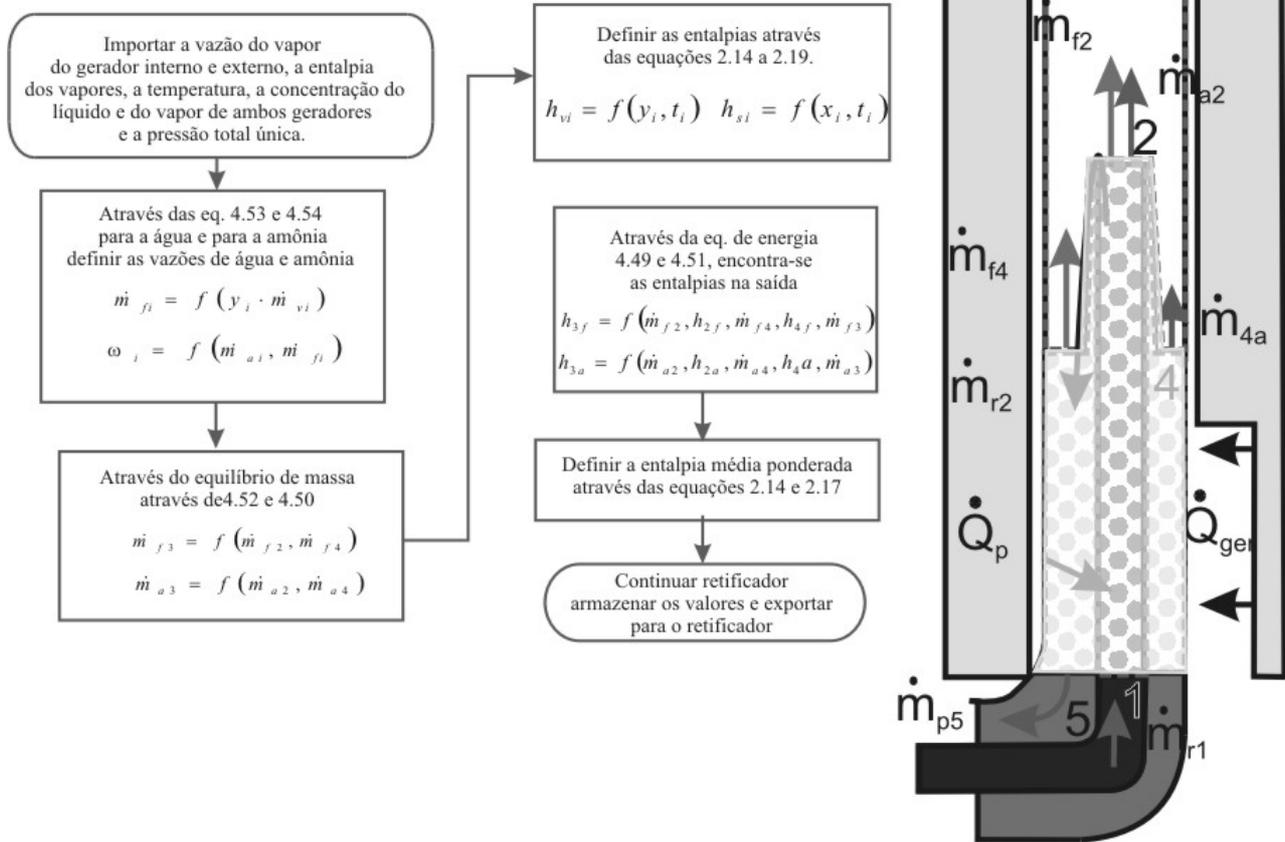


FIGURA A.4 – Fluxograma completo do misturador.

## Retificador - Condensador de água

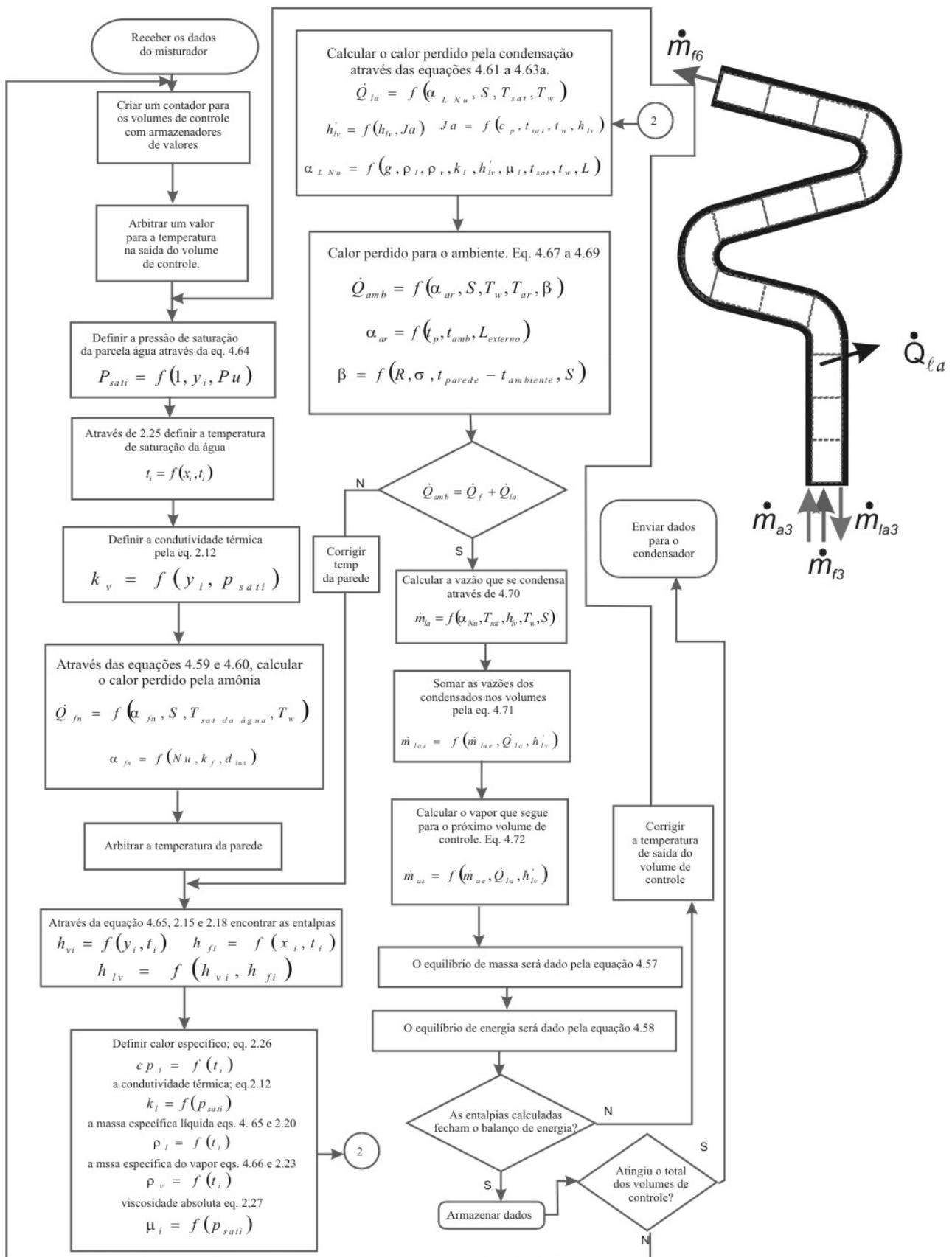


FIGURA A.5 – Fluxograma completo do retificador.

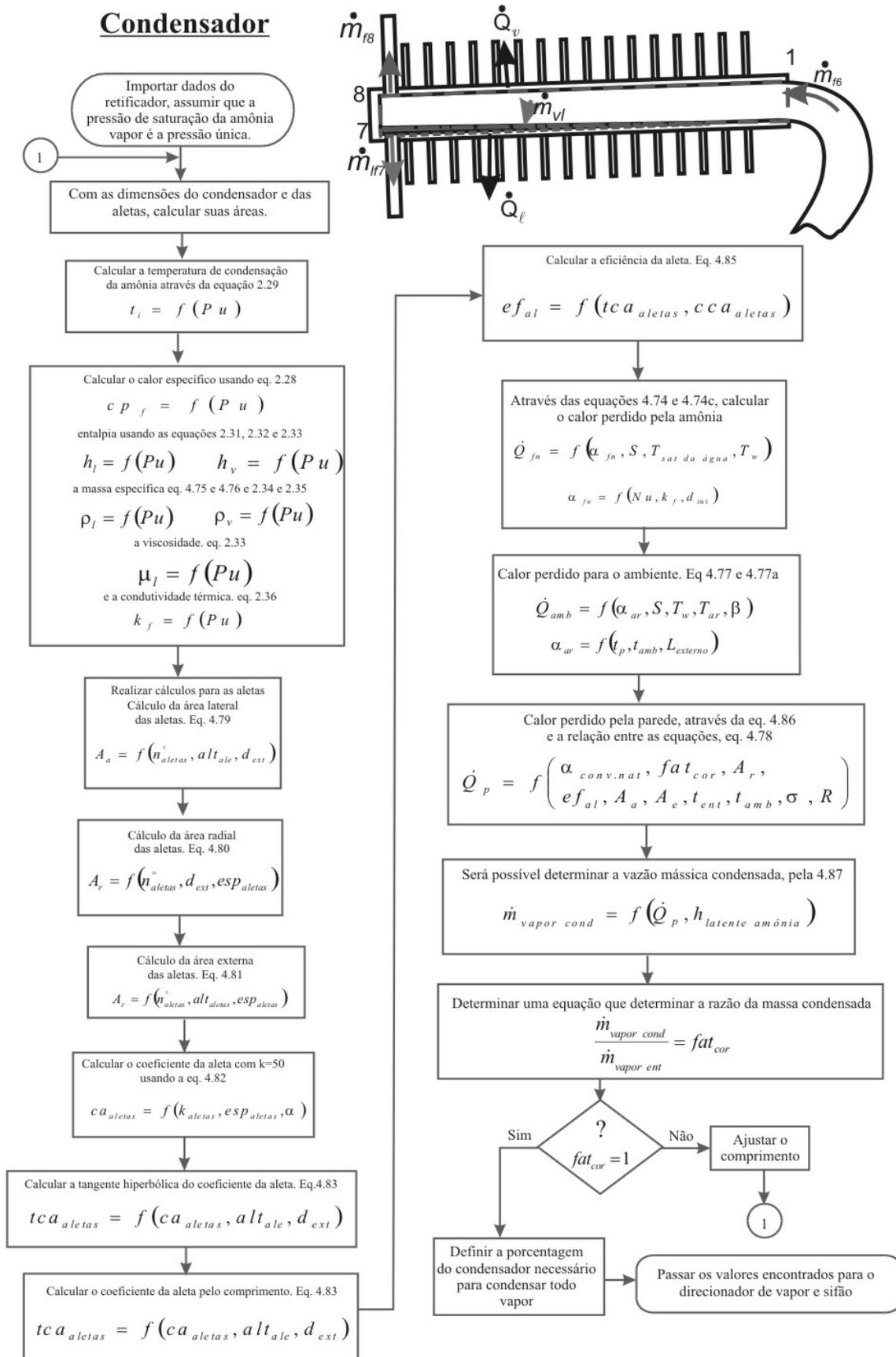


FIGURA A.6 – Fluxograma completo do condensador.

### Recuperador de calor triplo

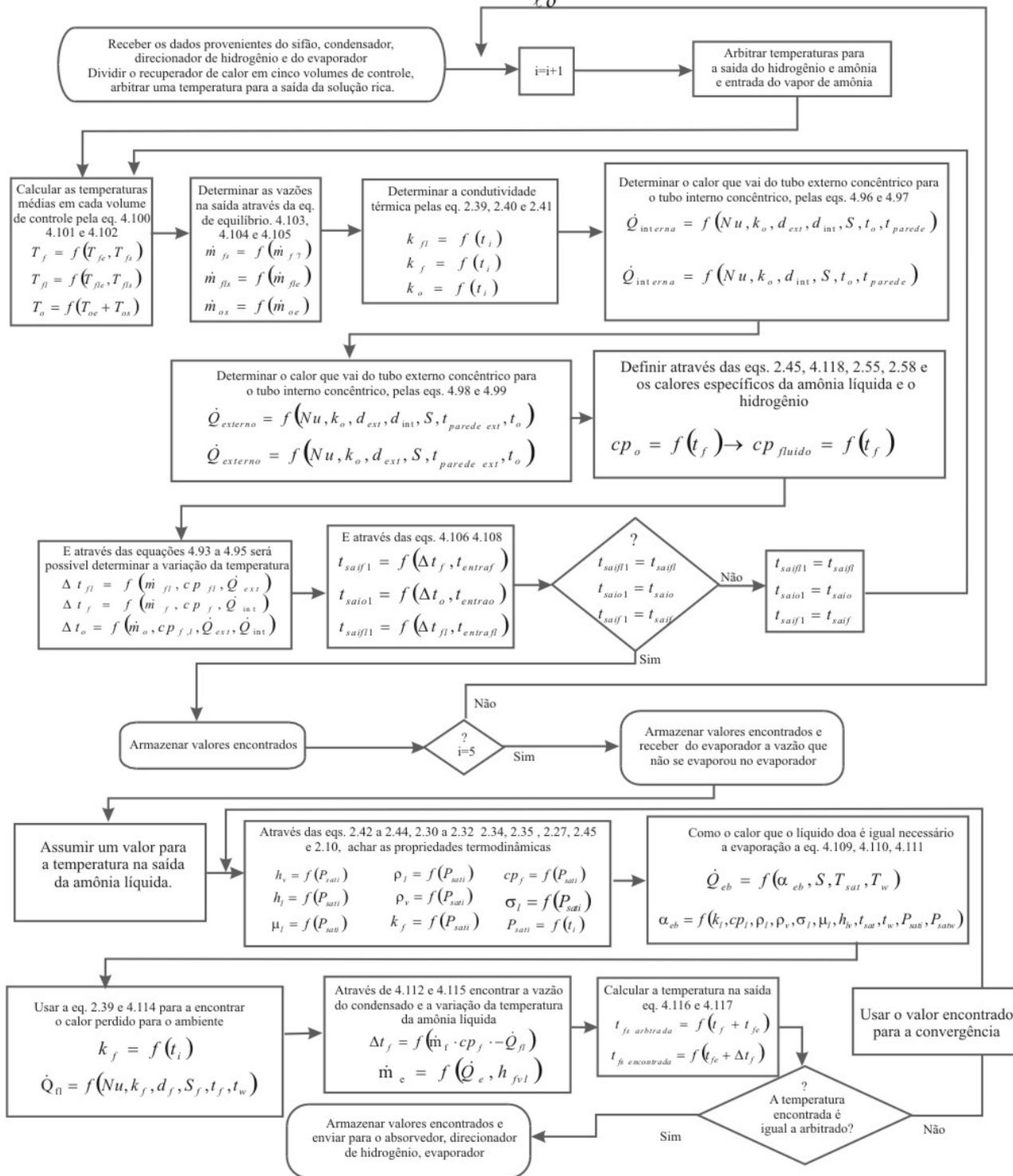
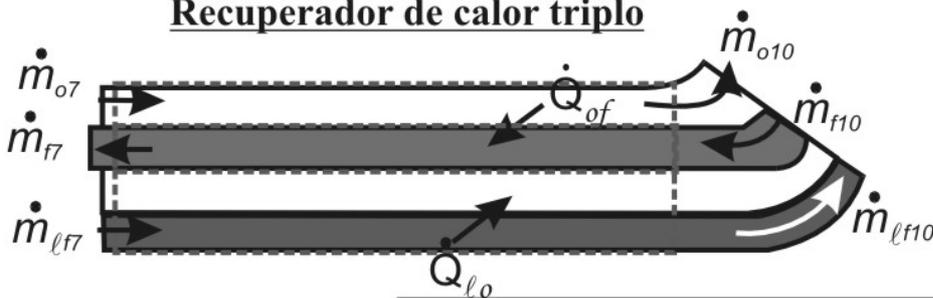


FIGURA A.7 – Fluxograma completo do RCT.

### Evaporador

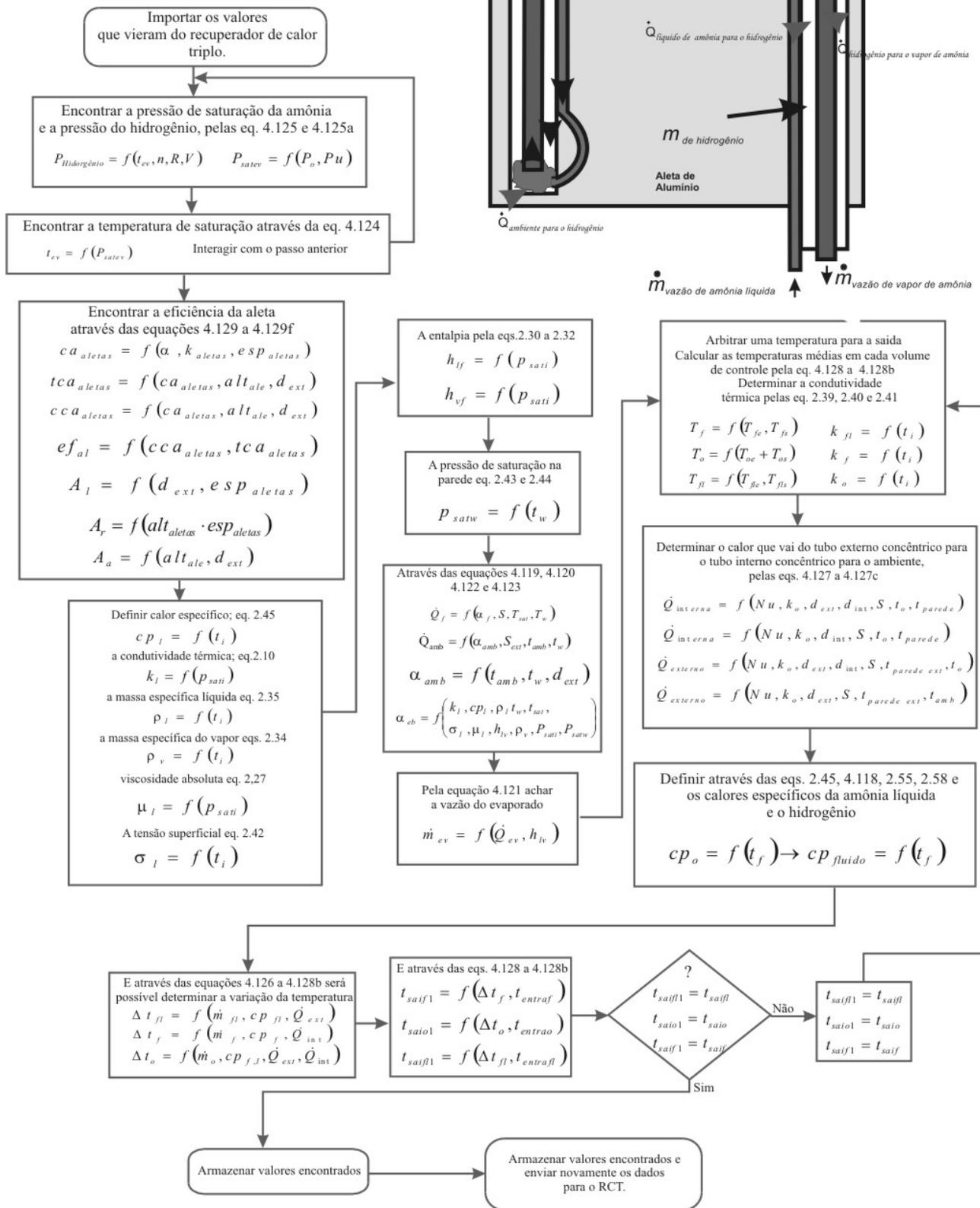


FIGURA A.8 – Fluxograma completo do evaporador.

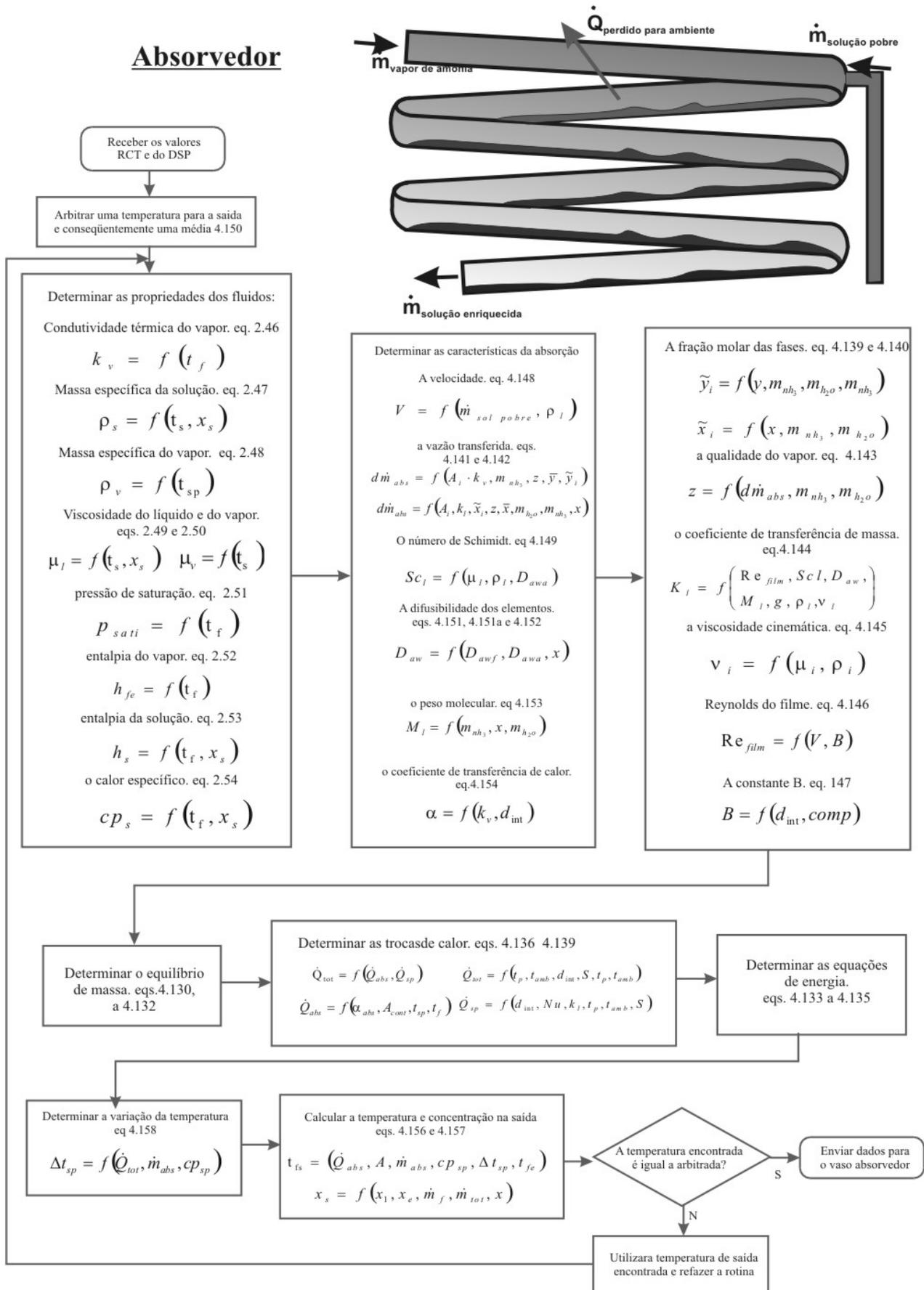


FIGURA A.9 – Fluxograma completo do absorvedor.

## Vaso Absorvedor

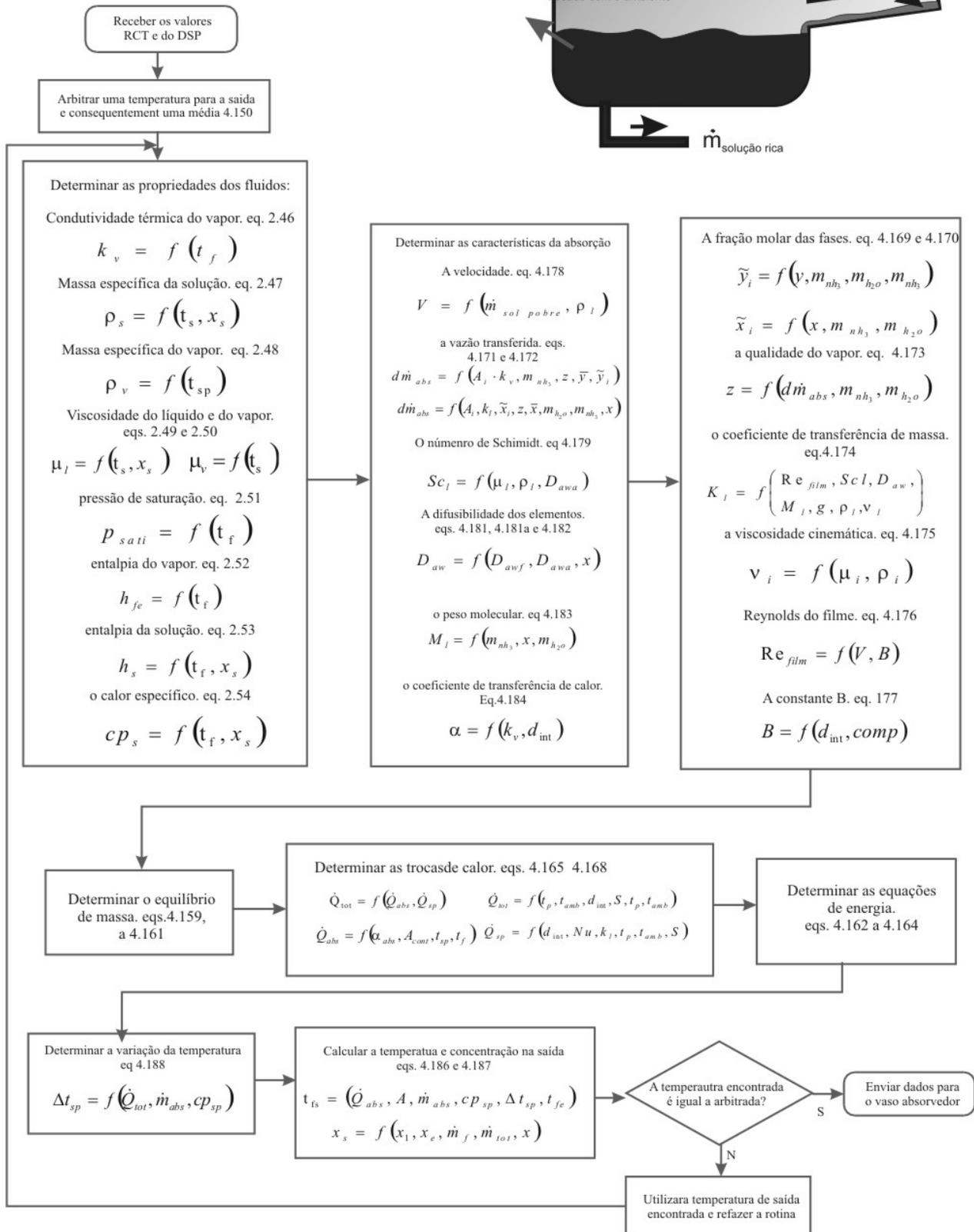
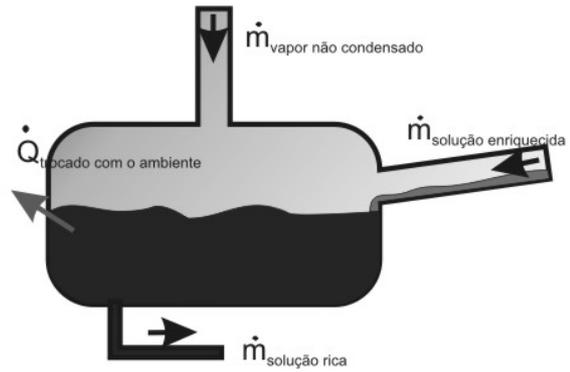


FIGURA A.10 – Fluxograma completo do vaso absorvedor.

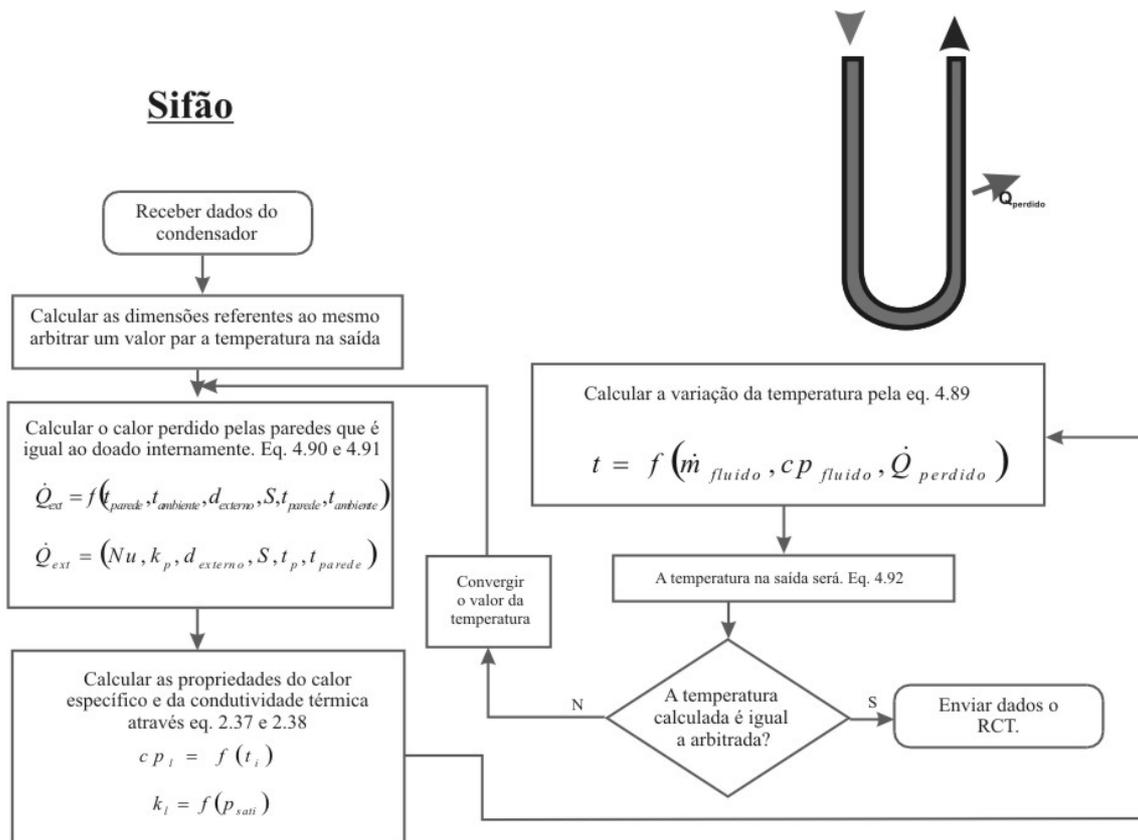


FIGURA A.11 – Fluxograma completo do sifão.

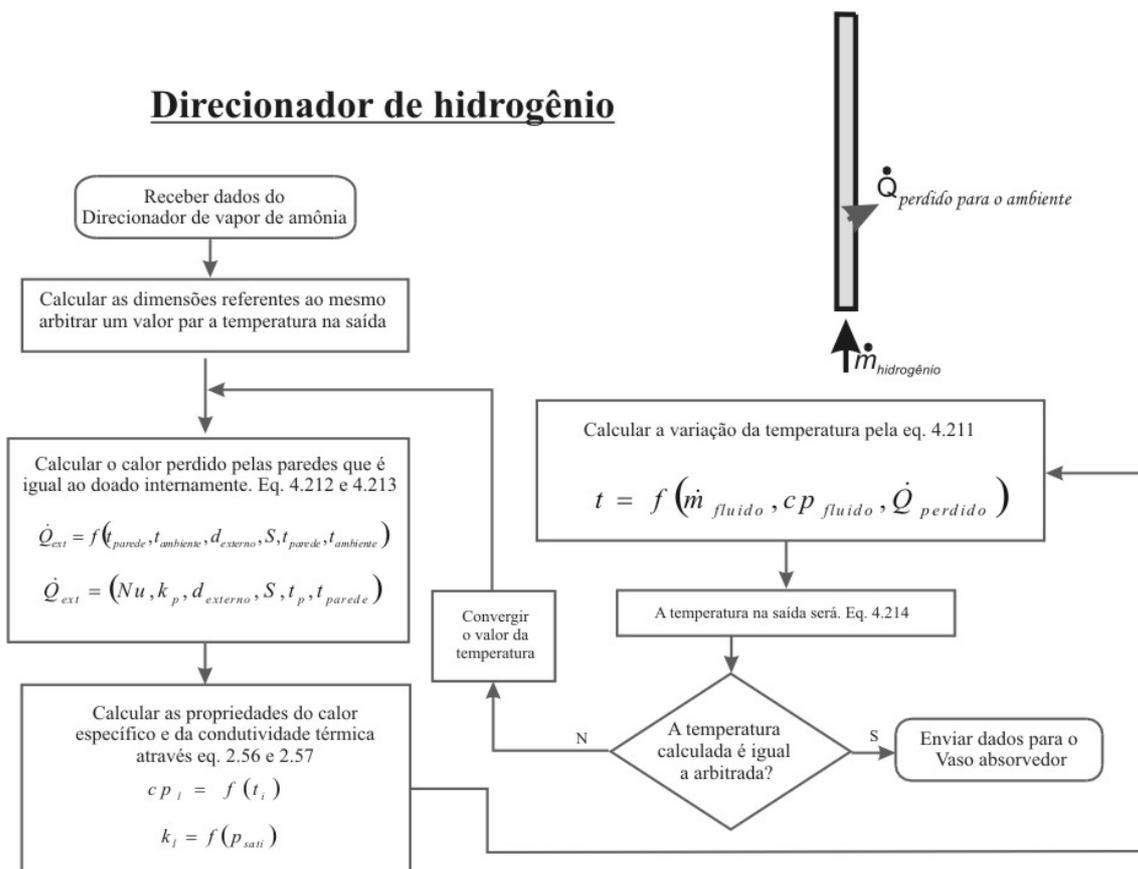


FIGURA A.12 – Fluxograma completo do DH.

## Direcionador de solução pobre

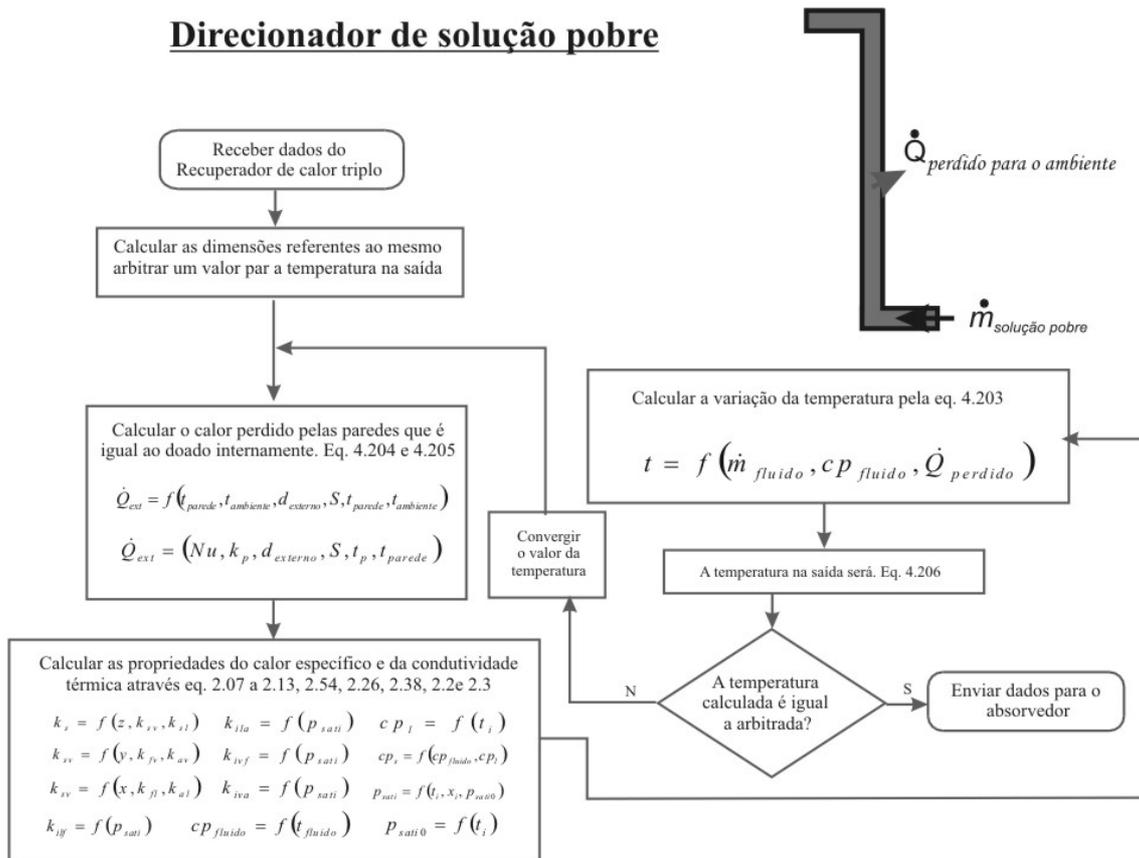


FIGURA A.13 – Fluxograma completo do DSP.

## Direcionador de vapor de amônia

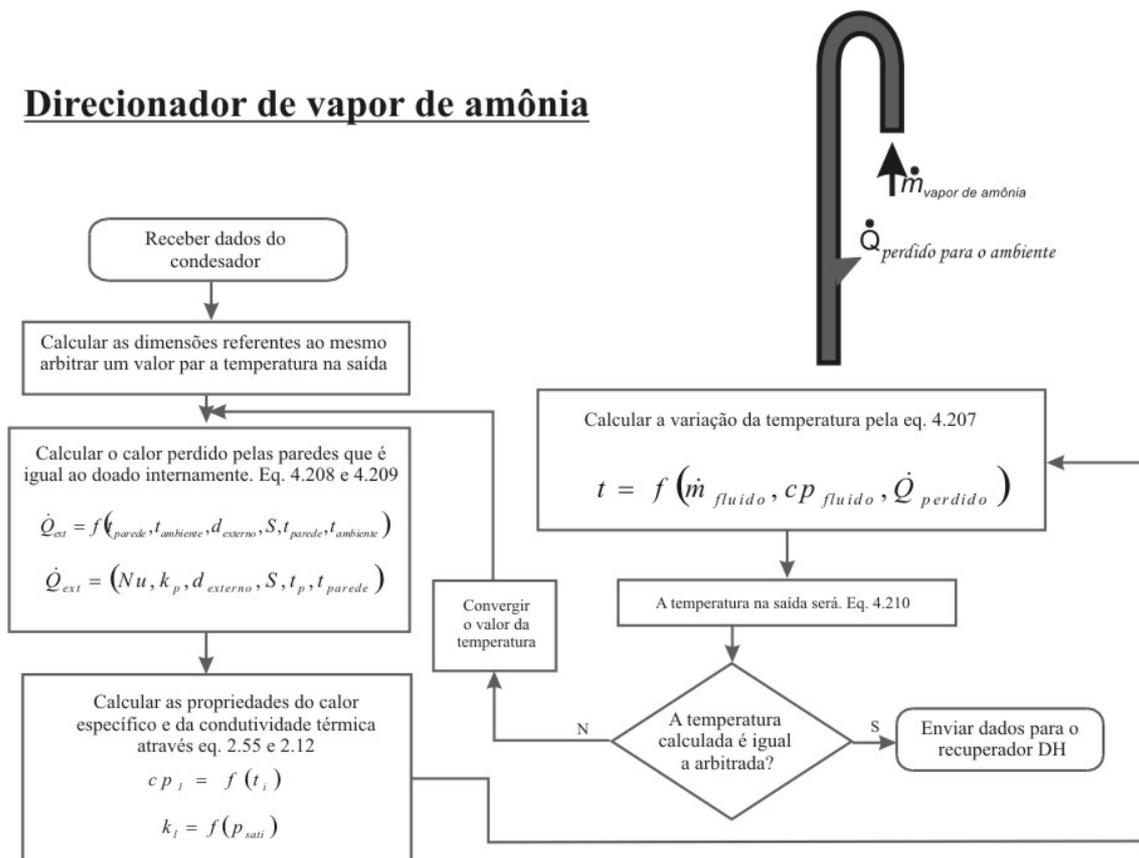


FIGURA A.14 – Fluxograma completo do DVA.

## APÊNDICE B – TELA DE ABERTURA DO PROGRAMA COMPUTACIONAL

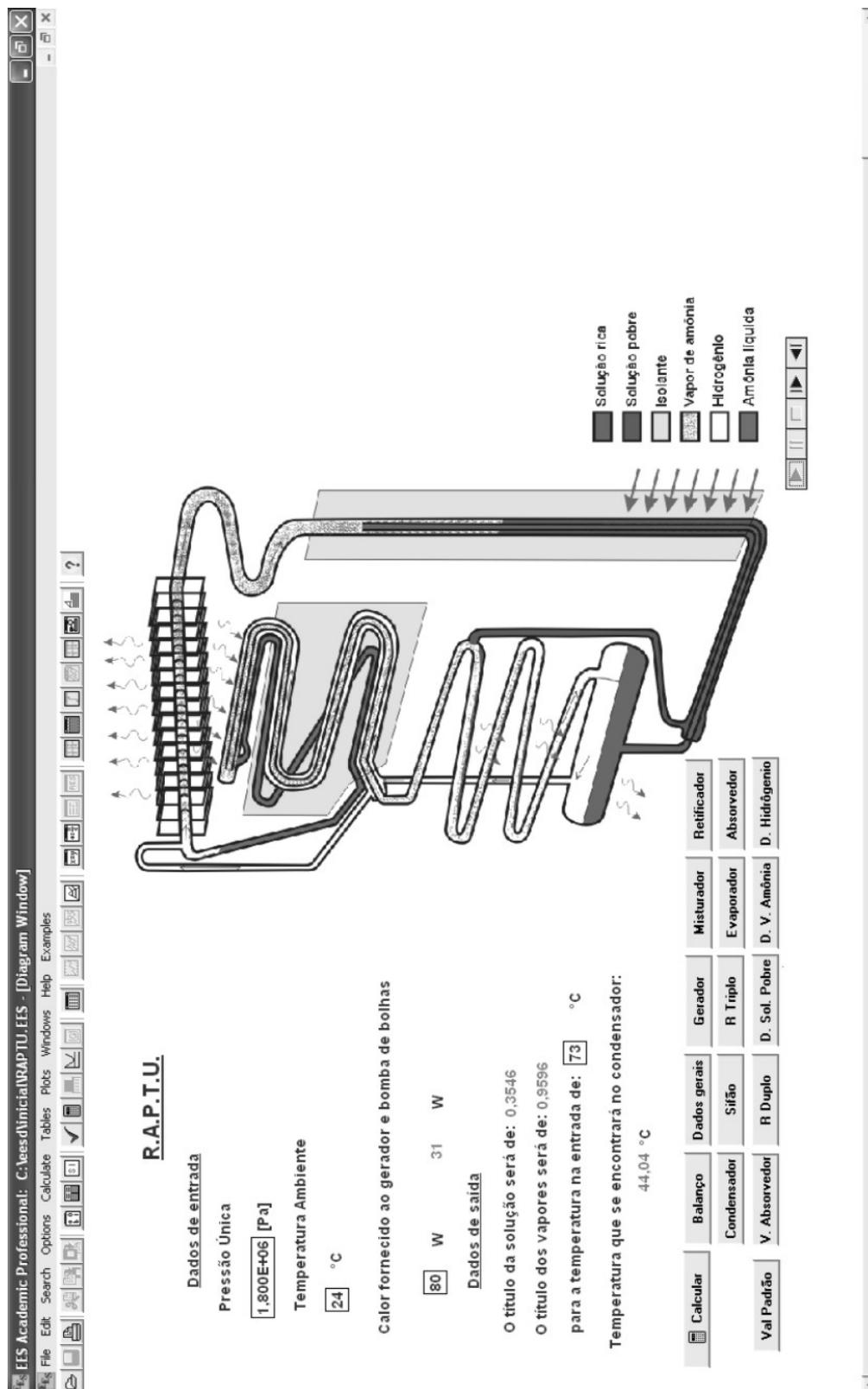


FIGURA B.1 – Tela de abertura do programa RAP.TU.

EES Academic Profissional: C:\eess\Dados\Wal padrao.EES - [Diagram Window]

File Edit Search Options Calculate Tables Plots Windows Help Examples

**Temperaturas Experimentais**

Solução rica na entrada do gerador 67 °C

Solução na entrada do troc duplo 73 °C

Saída do absorvedor 50 °C

Saída do vaso absorvedor 60 °C

Entrada do absorvedor 55 °C

Na entrada do direcionador de hidrogênio 36 °C

**Valores Padrão**

**Direcionador de vapor de amônia**  
Comprimento: 0,400m  
Diâmetro: Interno: 3,0 mm Externa: 4,1 mm

**Sifão**  
Comprimento: 0,300m  
Diâmetro: Interno: 3,0 mm Externa: 4,1 mm

**Absorvedor**  
Comprimento: 2,6m  
Diâmetro: Interno: 12,7 mm Externa: 16,0 mm

**Direcionador de hidrogênio**  
Comprimento: 0,300m  
Diâmetro: Interno: 9,8 mm Externa: 13,0 mm

**Direcionador de solução pobre**  
Comprimento: 0,530m  
Diâmetro: Interno: 3,0 mm Externa: 4,1 mm

**Vaso absorvedor**  
Comprimento: 0,095m  
Diâmetro: Interno: 61,0 mm Externa: 65,0 mm

**Trocador de calor triplo**  
Comprimento: 0,230m  
Diâmetro parte central: Interno: 3,0 mm Externa: 4,1 mm  
Diâmetro parte externa

**Gerador**  
Comprimento: 0,250m  
Diâmetro parte central: Interno: 3,3 mm Externa: 7,0 mm  
Diâmetro parte externa: Interno: 12,7 mm Externa: 16,6 mm

**Trocador de calor triplo**  
Comprimento: 0,780m  
Diâmetro parte central: Interno: 9,8 mm Externa: 13 mm  
Diâmetro parte externa: Interno: 17,7 mm Externa: 22,3 mm  
Diâmetro anular: Interno: 3,0 mm Externa: 4,1 mm

**Evaporador**  
Comprimento: 0,780m  
Diâmetro parte central: Interno: 9,8 mm Externa: 13 mm  
Diâmetro parte externa: Interno: 17,7 mm Externa: 22,3 mm  
Diâmetro anular: Interno: 3,0 mm Externa: 4,1 mm

**Condensador**  
Comprimento: 0,200m  
Diâmetro: Interno: 12,7 mm Externa: 16,6 mm  
Aletas: Área individual: 0,06m² n.º: 36  
Espessura: 1mm

**Retificador**  
Comprimento: 0,360m  
Diâmetro: Interno: 12,7 mm Externa: 16,6 mm

**Calculador** **RAPTU** **Dados Gerais** **Gerador** **Misturador** **Retificador** **Condensador** **Sifão** **R Triplo** **Evaporador**  
**Absorvedor** **V. Absorvedor** **R. Duplo** **D. Sol. Pobre** **D. V. Amônia** **D. Hidrogênio**

FIGURA B.2 – Tela dos valores padrões.

EES Academic Professional: C:\eess\dados\Dados1.EES - [Diagram Window]

File Edit Search Options Calculate Tables Plots Windows Help Examples

**Mudança de diâmetros**

Diâmetro interno 3,0 mm para  m  
 O diâmetro externo será de:  m  
 Diâmetro interno 9,8 mm para  m  
 O diâmetro externo será de:  m  
 Diâmetro interno 12,7 mm para  m  
 O diâmetro externo será de:  m  
 Diâmetro interno 17,7 mm para  m  
 O diâmetro externo será de:  m  
 Diâmetro interno 61 mm para  m  
 O diâmetro externo será de:  m

**Mudança de Comprimentos em metros**

Gerador  Retificador   
 Condensador  Sifão   
 Trocador triplo  duplo   
 Evaporador  Absorvedor   
 Vaso absorvedor   
 Direcionador de solução pobre   
 Direcionador de vapor de amônia   
 Direcionador de hidrogênio

**Valores Padrão**

**Direcionador de vapor de amônia**  
 Comprimento: 0,400m  
 Diâmetro: Interno: 3,0 mm Externa: 4,1 mm

**Sifão**  
 Comprimento: 0,300m  
 Diâmetro: Interno: 3,0 mm Externa: 4,1 mm

**Absorvedor**  
 Comprimento: 2,6m  
 Diâmetro: Interno: 12,7 mm Externa: 16,0 mm

**Direcionador de hidrogênio**  
 Comprimento: 0,300m  
 Diâmetro: Interno: 9,8 mm Externa: 13,0 mm

**Direcionador de solução pobre**  
 Comprimento: 0,530m  
 Diâmetro: Interno: 3,0 mm Externa: 4,1 mm

**Vaso absorvedor**  
 Comprimento: 0,095m  
 Diâmetro: Interno: 61,0 mm Externa: 65,0 mm

**Trocador de calor triplo**  
 Comprimento: 0,230m  
 Diâmetro parte central: Interno: 3,0 mm Externa: 4,1 mm  
 Diâmetro parte externa: Interno: 12,7 mm Externa: 16,6

**Gerador**  
 Comprimento: 0,250m  
 Diâmetro parte central: Interno: 3,3 mm Externa: 7,0 mm  
 Diâmetro parte externa: Interno: 12,7 mm Externa: 16,6

**Trocador de calor triplo**  
 Comprimento: 0,780m  
 Diâmetro parte central: Interno: 9,8 mm Externa: 13 mm  
 Diâmetro parte externa: Interno: 17,7 mm Externa: 22,3

**Evaporador**  
 Comprimento: 0,780m  
 Diâmetro parte central: Interno: 9,8 mm Externa: 13 mm  
 Diâmetro parte externa: Interno: 17,7 mm Externa: 22,3

**Condensador**  
 Comprimento: 0,200m  
 Diâmetro: Interno: 12,7 mm Externa: 16,6  
 Aleias: Área individual: 0,06m<sup>2</sup> n°: 3  
 Espessura: 1mm

**Retificador**  
 Comprimento: 0,360m  
 Diâmetro: Interno: 12,7 mm Externa: 16,6

**Gerador**  
 Comprimento: 0,780m  
 Diâmetro parte central: Interno: 9,8 mm Externa: 13 mm  
 Diâmetro parte externa: Interno: 17,7 mm Externa: 22,3  
 Diâmetro anular: Interna: 3,0 mm Externa: 4,1 mm

**Trocador de calor triplo**  
 Comprimento: 0,780m  
 Diâmetro parte central: Interno: 9,8 mm Externa: 13 mm  
 Diâmetro parte externa: Interno: 17,7 mm Externa: 22,3  
 Diâmetro anular: Interna: 3,0 mm Externa: 4,1 mm

**Calcular** **RAPTU** **Dados Gerais** **Gerador** **Condensador** **Retificador** **Sifão** **R Triplo** **Evaporador**  
**Misturador** **V. Absorvedor** **R. Duplo** **D. Sol. Pobre** **D. V. Amônia** **D. Hidrogênio**  
**Absorvedor**

FIGURA B.3 – Tela para mudança de dados.

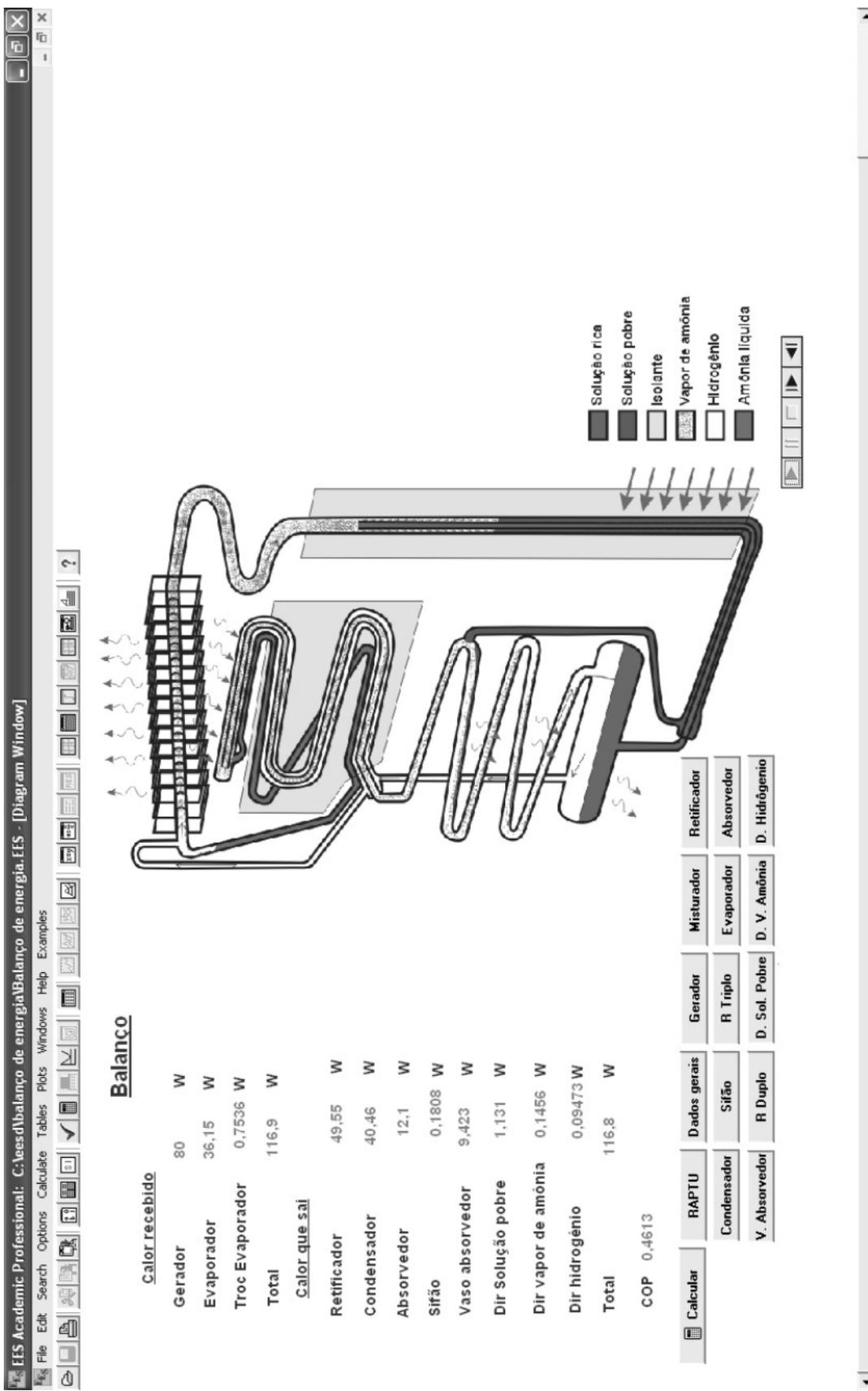


FIGURA B.4 – Tela de balanço energético.

EES Academic Professional: C:\ees\gerador\Gerador1.EES - [Diagram Window]

File Edit Search Options Calculate Tables Plots Windows Help Examples

### Gerador Interno

**Vazões geradas**  
 Vazão de vapor da solução rica é de: 0,00003566  
 Vazão que verte de rica para pobre é de: 0,00031  
 Vazão de solução rica: 0,0003457

**Temperaturas geradas**  
 Ambiente 24 °C Entrada rica: 73 °C  
 Saída vapor rico: 109,4 °C  
 Vazão calculada e esperada são iguais?  
 0,00003509 - 0,00003566 = -5,679E-07  
 Não - Ajustar vazão de rica para pobre

**Títulos soluções**  
 Entrada rica: 0,3546 Saída rica: 0,2822

**Títulos vapores**  
 Saída rica: 0,9144

**Calores**  
 Fornecido 80 W  
 Calor fornecido à bomba de bolhas 31 W

FIGURA B.5 – Tela do gerador interno.

EES Academic Professional: C:\eessd\gerador\Gerador2.EES - [Diagram Window]

File Edit Search Options Calculate Tables Plots Windows Help Examples

### Gerador Externo

**Vazões geradas**

Vazão de vapor da solução pobre é de: 0,00006047

Vazão que verte de rica para pobre é de: 0,00031

Vazão de solução pobre: 0,0002495

**Temperaturas geradas**

Ambiente 24 °C      Calor que vai para o interno 31 W

Saída vapor pobre: 125,4 °C

Entrada solução pobre: 109,4 °C

Saída solução pobre: 141,3 °C

Vazão esperada e calculada  
0,00005982 - 0,00006047 = -6,454E-07

**Titulos soluções**

Entrada pobre 0,2822    Saída pobre 0,1108

**Titulos vapores**

Saída pobre 0,7257

**Calores**

Fornecido 80 W

Calor fornecido à bomba de bolhas 31 W

Calcular	RAPTU	Dados gerais	Ger interno	Misturador	Retificador
Condensador	Sifão	R Triplo	E vaporador	Absorvedor	
V. Absorvedor	R. Duplo	D. Sol. Pobre	D. V. Amônia	D. Hidrogênio	

FIGURA B.6 – Tela de gerador externo.

EES Academic Professional: C:\ees\misturador\misturador1.EES - [Diagram Window]

File Edit Search Options Calculate Tables Plots Windows Help Examples

**Misturador**

**Vazões**

Vazão da solução rica 0,00003566  
 Vazão da solução pobre 0,00006047  
 Vazão resultante 0,00009613

**Temperatura**

Temperatura que sai 119,4 °C  
 Temperatura rica 109,4 °C  
 Temperatura pobre 125,4 °C

O título dos vapores que sai 0,7957  
 O título dos vapores que vem de solução rica 0,9144  
 O título dos vapores que vem de solução pobre 0,7257

Calculador RIAPTU Dados Gerais Gerador Misturador Retificador  
 Condensador Sifão R Triplo Evaporador Absorvedor  
 V. Absorvedor R. Duplo D. Sol. Pobre D. V. Amônia D. Hidrogênio

The diagram shows a distillation column with a reboiler at the bottom and a condenser at the top. Arrows indicate mass flow:  $\dot{m}_{\text{vapor}}$  exiting from the top,  $\dot{m}_{\text{vapor}} \$R$  exiting from the reboiler, and  $\dot{m}_{\text{vapor}} \$P$  entering the reboiler.

FIGURA B.7 – Tela do misturador.

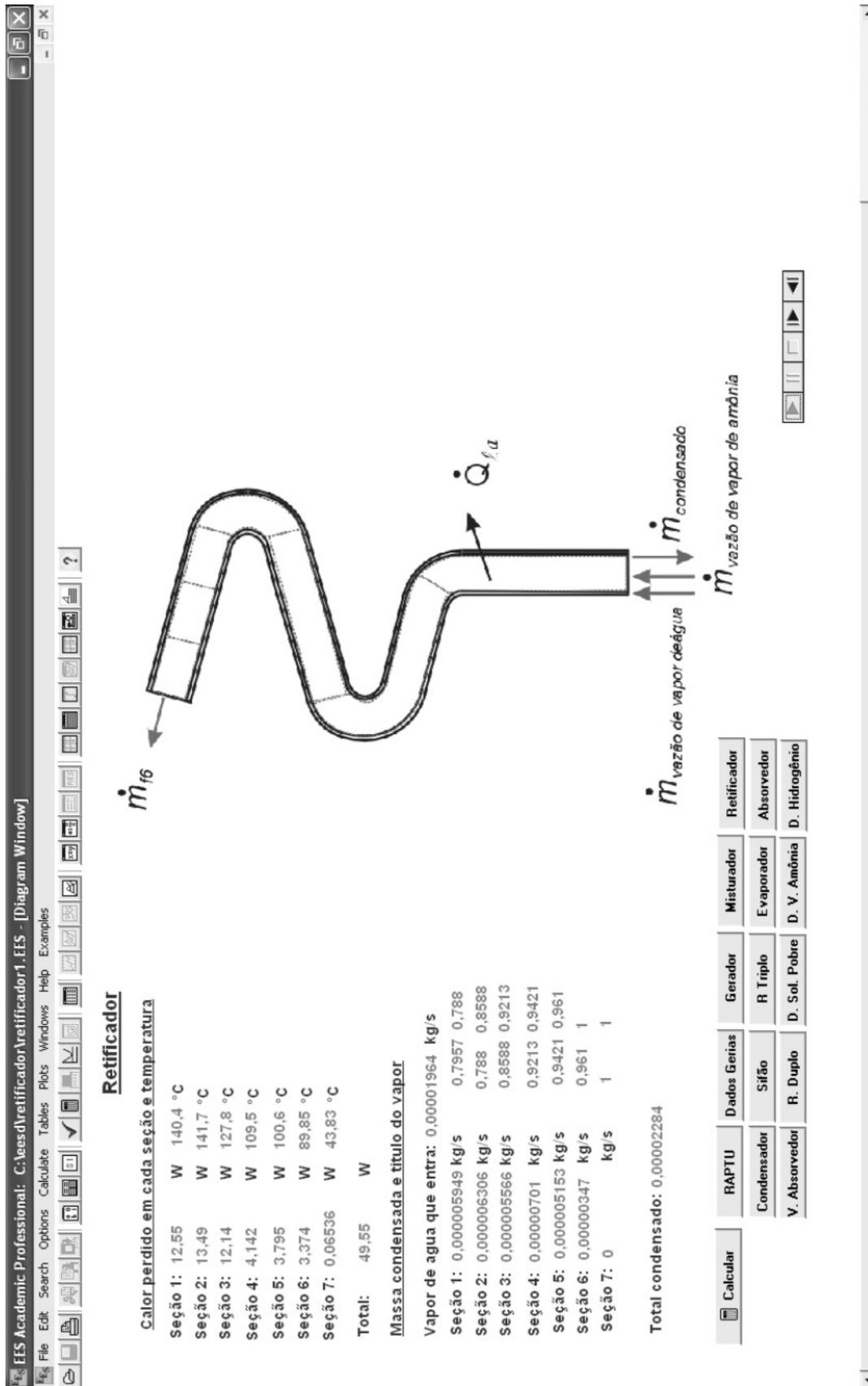


FIGURA B.8 – Tela de retificador.

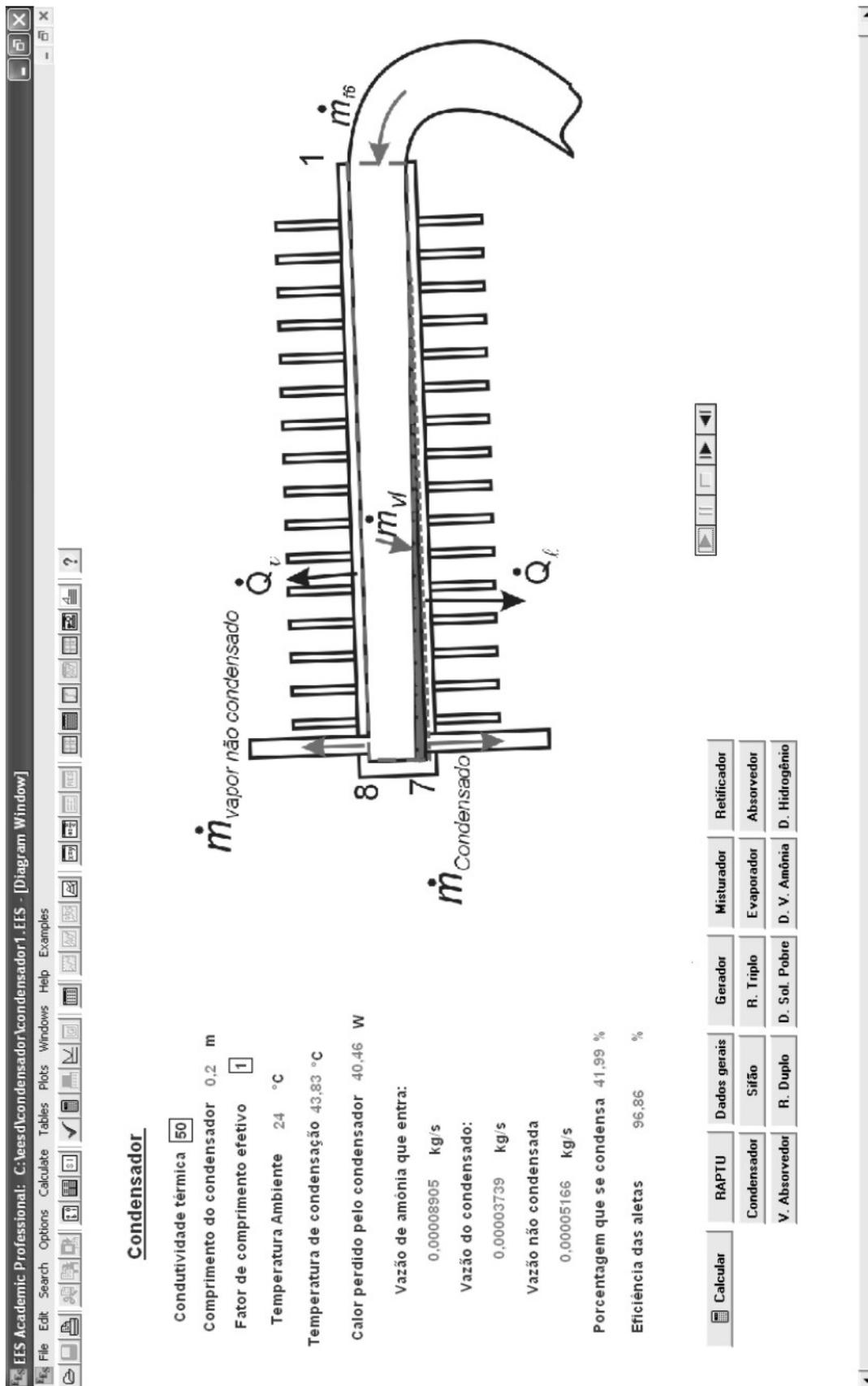
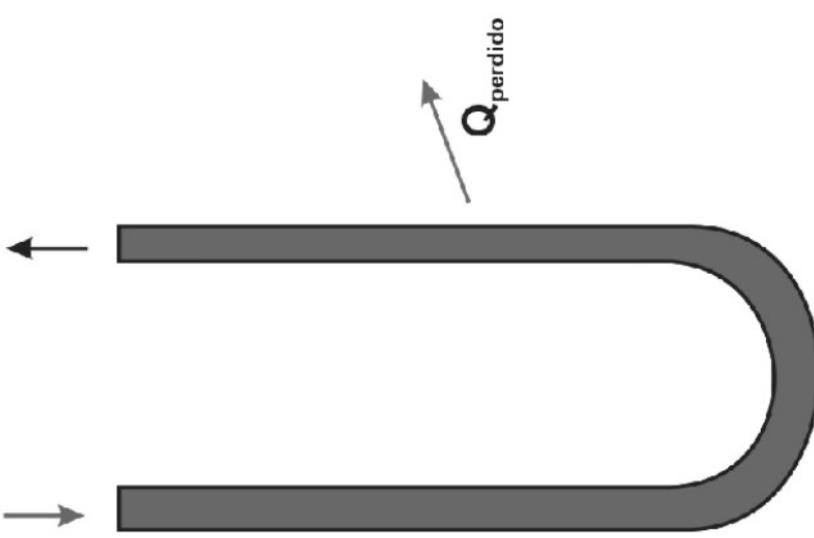


FIGURA B.9 – Tela do condensador.

EES Academic Professional: C:\ees\d\sisfao\sisfao1.EES - [Diagram Window]

File Edit Search Options Calculate Tables Plots Windows Help Examples

**Sifão**



Temperatura Ambiente 24 °C  
 Temperatura na entrada 43,83 °C  
 Temperatura que sai 42,87 °C  
 Vazão de amônia que entra e sai:  
 0,00003739 Kg/s  
 Calor perdido ao ambiente no sifão  
 0,1808 W  
 Temperatura ambiente  
 24 °C

Calcular	RAPTU	Dados Gerais	Gerador	Misturador	Retificador
Condensador	Sifão	R. Triplo	Evaporador	Absorvedor	
V. Absorvedor	R. Duplo	D. Sol. Pobre	D. V. Amônia	D. Hidrogênio	

FIGURA B.10 – Tela do sifão.

EES Academic Professional: C:\ees\dtrocaador triplo\trocaador triplo vel cont1.EES - [Diagram Window]

File Edit Search Options Calculate Tables Plots Windows Help Examples

### Recuperador de calor triplo

Vazão de amônia líquida 0,00003739 kg/s  
 Vazão de vapor de amônia 0,00002943 kg/s  
 Vazão de vapor de amônia total 0,00003739 kg/s

Temperatura na saída da amônia líquida (°C)

Seção 1	29,17	Seção 2	28,09	Seção 3	27,21
Seção 4	26,49	Seção 5	25,88	Seção 6	8,883

Temperatura na saída do vapor tubo interno (°C)

Seção 1	3,395	Seção 2	0,5061	Seção 3	-1,841
Seção 4	-3,81	Seção 5	-5,505	Seção 6	-8,814

Temperatura na saída do tubo externo (°C)

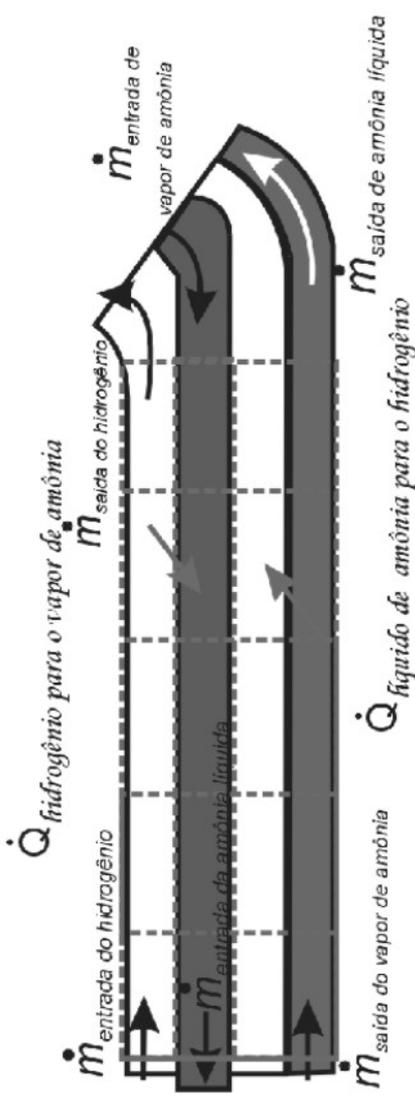
Seção 1	8,051	Seção 2	5,285	Seção 3	3,038
Seção 4	1,154	Seção 5	-0,4657	Seção 6	-9,22

Temperatura do vapor de amônia na entrada esperada  
 -6,295 = -8,814

Ajustar temperatura do vapor na saída

Ajustar tamanho para fim evaporação

Vazão restante 0,000001035



The diagram illustrates a triple heat exchanger with three parallel tubes. The top tube carries ammonia vapor, with an inlet mass flow rate  $\dot{m}_{\text{entrada de vapor de amônia}}$  and an outlet  $\dot{m}_{\text{saída de amônia líquida}}$ . The middle tube carries ammonia liquid, with an inlet  $\dot{m}_{\text{entrada da amônia líquida}}$  and an outlet  $\dot{m}_{\text{saída do vapor de amônia}}$ . The bottom tube carries hydrogen, with an inlet  $\dot{m}_{\text{entrada do hidrogênio}}$  and an outlet  $\dot{m}_{\text{saída do hidrogênio}}$ . Heat transfer rates are denoted as  $\dot{Q}_{\text{hidrogênio para o vapor de amônia}}$  and  $\dot{Q}_{\text{líquido de amônia para o hidrogênio}}$ .

Calcular	RAPTU	Dados Gerais	Gerador	Misturador	Retificador
Condensador	Sifão	R. Triplo	Evaporador	Absorvedor	
V. Absorvedor	R. Duplo	V. Sol. Pobre	D. V. Amônia	D. Hidrogênio	

FIGURA B.11 – Tela do recuperador de calor triplo.

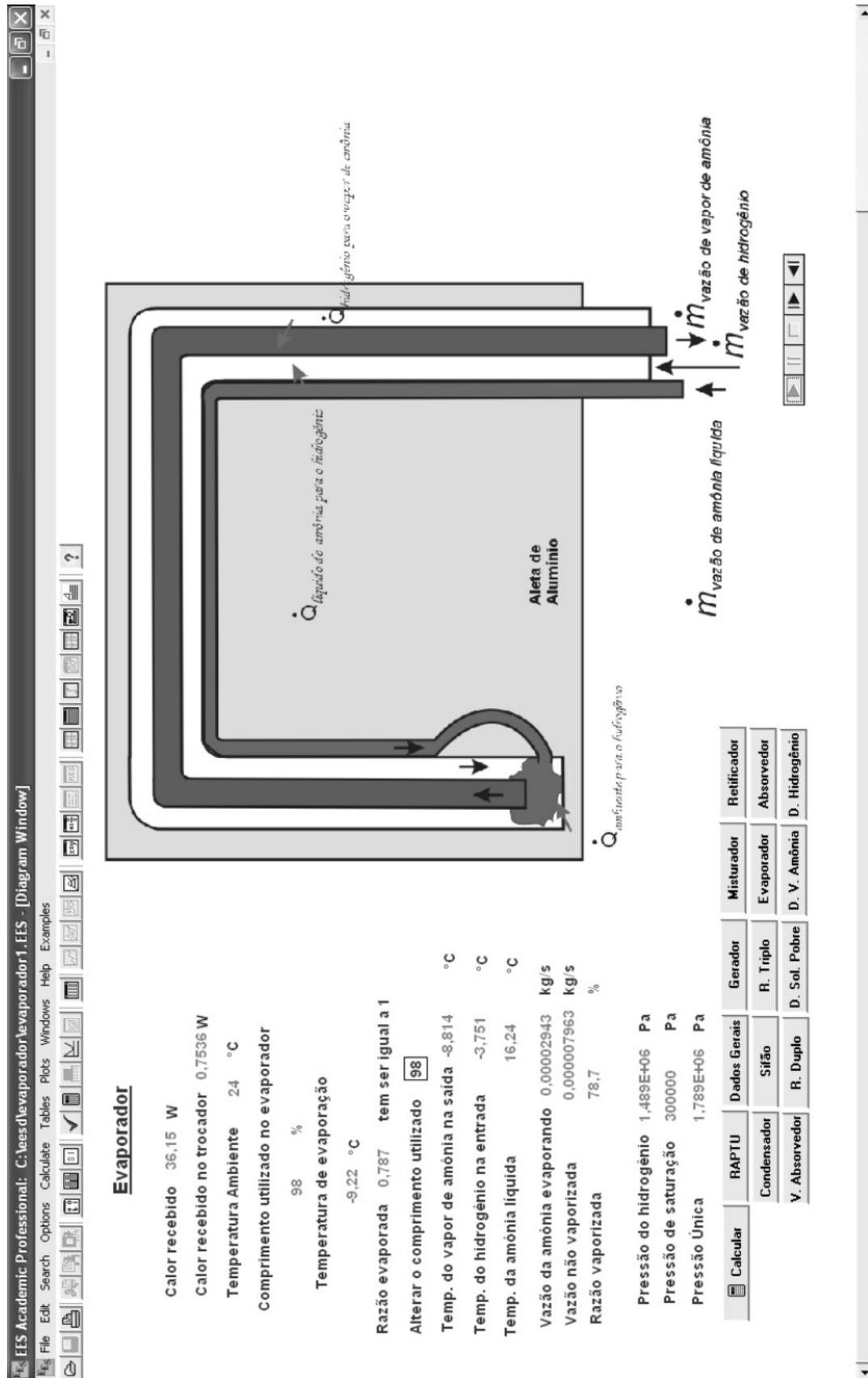


FIGURA B.12 – Tela do evaporador.

EES Academic Professional: C:\ees\absorvedor\absorvedor1.EES - [Diagram Window]

File Edit Search Options Calculate Tables Plots Windows Help Examples

### Absorvedor

Tamanho do absorvedor  em porcentagem

Calor perdido para ambiente 12,1 W

Temperatura da solução pobre na entrada 62,7

Temperatura na saída do absorvedor 60,33

Vazão da solução enriquecida 0,0002495 kg/s

Avaliador do tamanho do absorvedor = 1 5,616

Diagram labels:  $\dot{m}_{\text{vapor de amônia}}$ ,  $\dot{Q}_{\text{perdido para ambiente}}$ ,  $\dot{m}_{\text{solução pobre}}$ ,  $\dot{m}_{\text{solução enriquecida}}$

Buttons: Calcular, RAPTU, Dados gerais, RAPTU, Gerador, Misturador, Retificador, Condensador, Sifão, Evaporador, Absorvedor, V. Absorvedor, R Duplo, D. Sol. Pobre, D. V. Amônia, D. Hidrogênio

FIGURA B.13 – Tela do absorvedor.

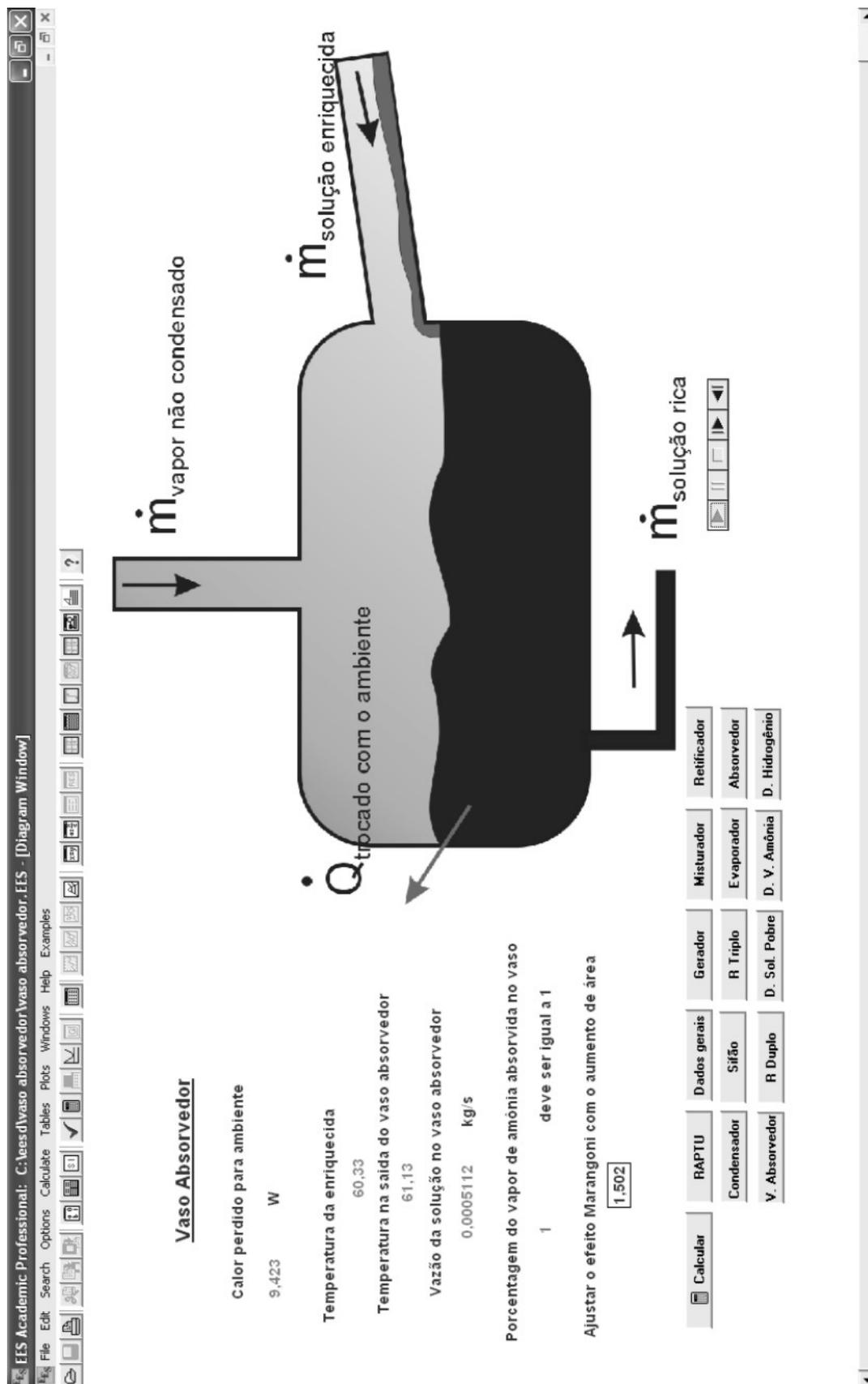


FIGURA B.14 – Tela do vaso absorvedor.

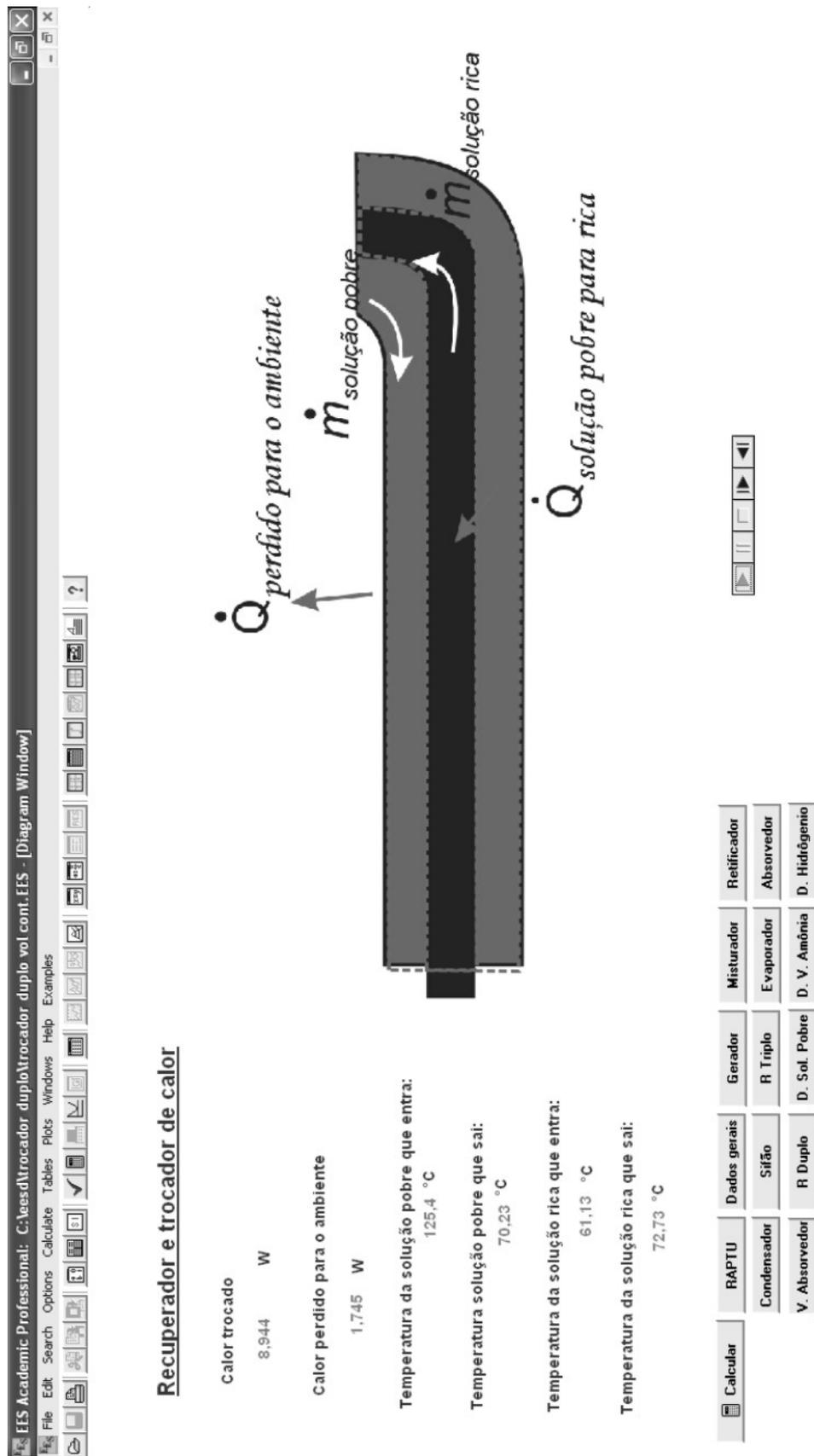


FIGURA B.15 – Tela do recuperador de calor duplo.

EES Academic Professional: C:\ees\dir\sol\_pobre\dir\_solução pobre.EES - [Diagram Window]

File Edit Search Options Calculate Tables Plots Windows Help Examples

### Direcionador de Solução Pobre

Temperatura Ambiente 24 °C  
 Temperatura na entrada 70,23 °C  
 Temperatura que sai 62,7 °C  
 Vazão de amônia que entra e sai:  
 0,0002495 Kg/s  
 Calor perdido ao ambiente  
 1,131 W  
 Temperatura ambiente  
 24 °C

$\dot{Q}$  perdido para o ambiente

$\dot{m}$  solução pobre

Calcular RAPTU Dados Gerais Gerador Misturador Retificador  
 Condensador Silão R. Triplo Evaporador Absorvedor  
 V. Absorvedor R. Duplo D. Sol. Pobre D. V. Amônia D. Hidrogênio

FIGURA B.16 – Tela do direcionador de solução pobre.

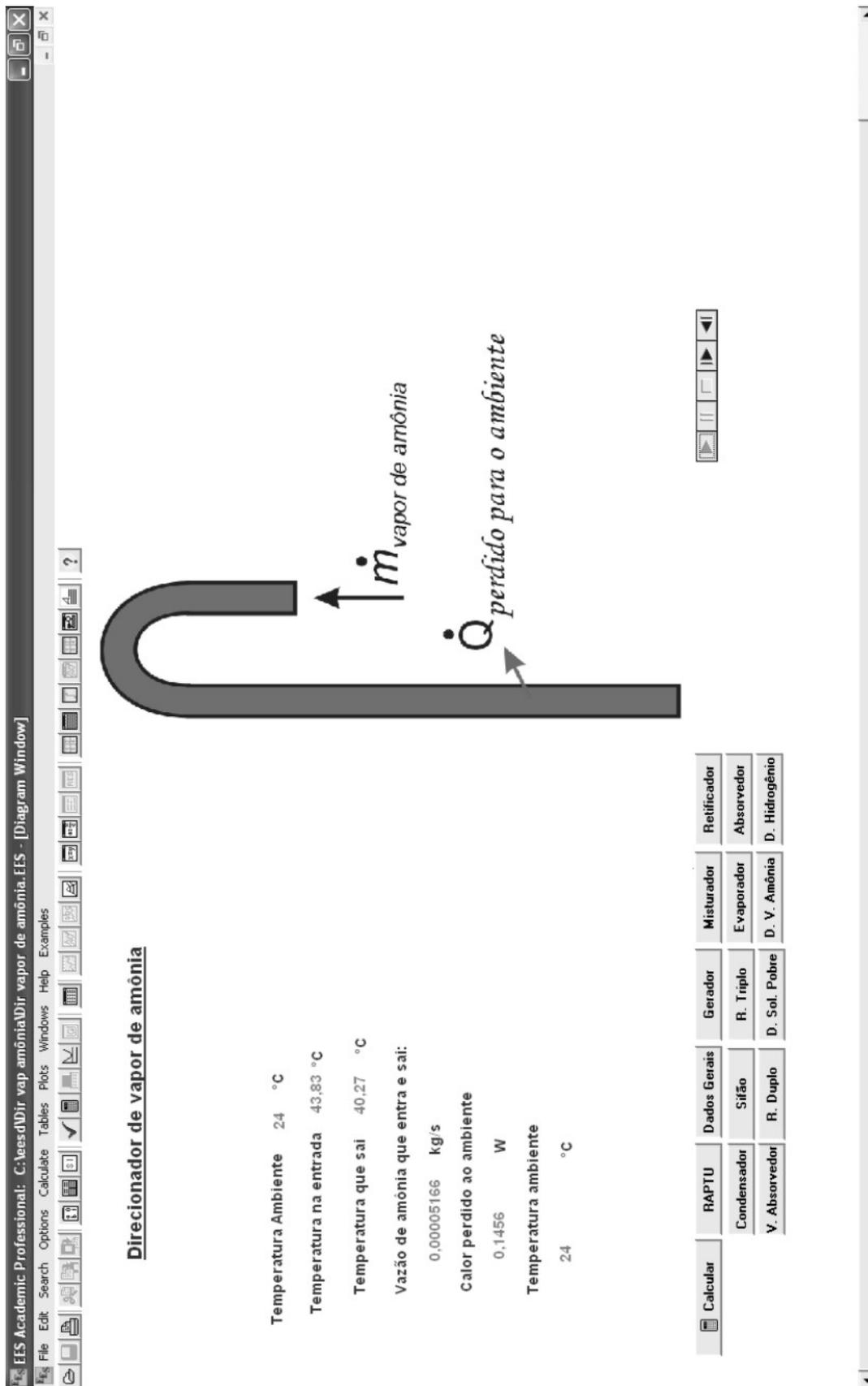


FIGURA B.17 – Tela do direcionador de vapor de amônia.

EES Academic Professional: C:\ees\dir\hidrogênio\dir hidrogênio.EES - [Diagram Window]

File Edit Search Options Calculate Tables Plots Windows Help Examples

**Direcionador de hidrogênio**

Temperatura Ambiente 24 °C  
 Temperatura na entrada 40 °C  
 Temperatura que sai 38,28 °C  
 Vazão de amônia que entra e sai:  
 0,00004399 Kg/s  
 Calor perdido ao ambiente  
 0,09473 W  
 Temperatura ambiente  
 24 °C

$\dot{Q}$  perdido para o ambiente

$\dot{m}_{\text{hidrogênio}}$

Calculador RAPTU Dados Gerais Gerador Misturador Retificador  
 Condensador Silão R. Triplo Evaporador Absorvedor  
 V. Absorvedor R. Duplo D. Sol. Pobre D. V. Amônia D. Hidrogênio

FIGURA B.18 – Tela do direcionador de hidrogênio.

## APÊNDICE C – PARTICULARIDADES DA AMÔNIA EM SOLUÇÃO

- Amônia refrigerante

Existem diferenças entre o refrigerante R-717 e o refrigerante água-amônia. O refrigerante R-717 é a amônia pura usada como refrigerante, sem a presença de água. Seu número simboliza sua identidade, onde, o primeiro 7 significa que é um gás natural e o 17 é o número atômico do gás, onde 17 é a soma do número atômico do nitrogênio, que é 14, mais três vezes o número atômico do hidrogênio, que é 1, portanto, a amônia que é  $\text{NH}_3$ , tem a soma dos números atômicos igual a 17.

As primeiras grandes instalações, como as fabricas de cerveja há 120 anos atrás, utilizavam a amônia por ser um dos primeiros frigorígenos naturais. Segundo alguns pesquisadores, outros elementos, como o  $\text{CO}_2$  ou  $\text{SO}_2$ , também naturais, não tiveram o mesmo desenvolvimento. Na década de 1930 houve o aparecimento dos refrigerantes CFCs, e a amônia, devido seu odor característico e desconhecimentos dos efeitos colaterais dos primeiros, foi deixada de lado como frigorígeno por excelência, onde era usada até em pequenas instalações.

Quando se tem a amônia em solução, forma-se o par amônia-água, que é usado em processos de absorção. O par  $\text{H}_2\text{O-NH}_3$ , ou água-amônia são elementos naturais, presentes abundantemente na natureza e conhecido, na refrigeração, há mais de um século. Atualmente, a amônia volta a receber atenção especial, como alternativas para substituição dos gases refrigerantes, CFCs e HCFCs (halogenados), que estão sendo banidos por contribuírem na destruição da camada de ozônio. Além de se apresentar, como alternativa imediata nos casos de refrigeração industrial, onde é utilizada em: sistemas de acondicionamento de alimentos em supermercados; câmaras de frutas e até sistemas de ar condicionado central. Ela pode ser considerada como um refrigerante ecológico, pois não causa nenhum dano a camada de ozônio e nem contribui para agravar o efeito estufa, conforme Amônia, (1996).

### O princípio de funcionamento químico do par água-amônia

Para se compreender o funcionamento da refrigeração por absorção, que utilize o par água-amônia, principia-se explicando as relações existentes entre os três

elementos aplicados no sistema: água, amônia e hidrogênio, cujas propriedades se encontra no apêndice C.

A amônia, amoníaco ou gás amoníaco é um composto químico cuja molécula é constituída por um átomo de Nitrogênio (N) e três átomos de hidrogênio (H) sua formula molecular é  $\text{NH}_3$ , e sua forma estrutural é apresentada na FIG 2.1.

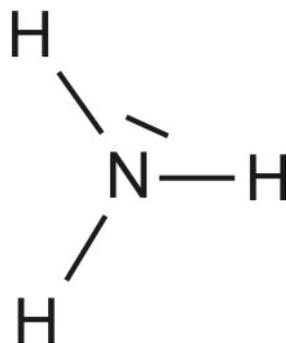


FIGURA C.1 – Forma estrutural da amônia.

Em solução aquosa se comporta como uma base transformando-se num íon amônio,  $\text{NH}_4^+$ , com um átomo de hidrogênio em cada vértice do tetraédro:

Portanto, a amônia ( $\text{NH}_3$ ), quando em solução, se torna hidróxido de amônio  $\text{NH}_4\text{OH}$  de acordo com Chagas (2007). O hidróxido de amônio possui ligações moleculares fracas e instáveis, e o  $\text{NH}_3$  possui ligações fortes de ponte de hidrogênio, porém em solução, a amônia se torna o hidróxido de amônio, isso se deve ao fato de que, apesar do  $\text{NH}_3$  estar fortemente ligado, da mesma forma que o  $\text{H}_2\text{O}$ , devido à formação de ligações de hidrogênio, a ligação não se apresenta na forma:



O que era de se esperar, uma vez que os mesmo se encontram numa forma estável, mas, devido a temperatura, ocorre uma mudança que fornece energia suficiente para modificar as ligações moleculares no par e:



se torna

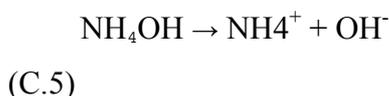


onde, na condição atômica, o H intermediário não pertence nem ao oxigênio da água (O), nem ao nitrogênio da amônia (N), mas a ambos. E é essa noção de ligação de hidrogênio, portanto, que produz o ultimo par. Como o par depende apenas da temperatura para perder a energia recém ganha, e voltar a condição anterior, esse fenômeno ocorre milhares de vezes por segundo. Como resultado, não se observa, de forma fácil, a presença dos íons de  $\text{OH}^-$  em soluções de amônia, pois esses íons estão participando do equilíbrio dinâmico.

Pode-se escrever que quando se mistura vapor de amônia em água líquida, obtém-se a solução de hidróxido de amônio.



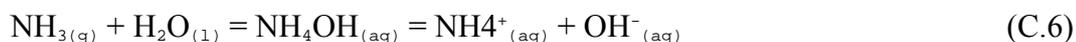
Vale a pena salientar que essa não é uma reação de dissociação de bases fortes como é o caso do NaOH, onde se observa:



pois, o  $\text{NH}_4\text{OH}$  trabalha com as pontes de hidrogênio, ao invés de criar hidroxilas na água. Portanto, o hidróxido de amônia é considerado uma base fraca, onde a instabilidade do  $\text{NH}_4\text{OH}$  é maior quando comparada decomposição do  $\text{NH}_{3(\text{gás})}$  em água líquida.

O vapor de amônia é absorvido pela água, uma vez que as ligações de hidrogênio dentro da molécula de  $\text{NH}_3$  são mais fracas que as mesmas ligações dentro da molécula de água, pois o oxigênio é mais eletronegativo que o nitrogênio. Logo,  $\text{NH}_3$  ao encontrar o  $\text{H}_2\text{O}$  é absorvido e se transforma em  $\text{NH}_4\text{OH}$ .

Quimicamente pode se escrever usando o sinal de igualdade, significando equilíbrio químico entre as espécies:



à ligação da esquerda sofre a força das ligações de hidrogênio.

O  $\text{NH}_4(\text{OH})$ , apresenta as seguintes características: é um composto molecular, só existe em meio aquoso, não possui metal em sua composição, em água sofre ionização, o que o individualiza perante as demais bases.

Ainda trabalhando com os conceitos, a amônia é um composto químico que sofre ionização em meio aquoso. Percebe-se que o elemento químico, oxigênio, é eletronegativo e se encontra ligado a dois átomos de hidrogênio de baixo eletro-negatividade, em vista disso o mesmo vai transportar o elétron de um hidrogênio que fica com cargas positivas, pois se perde elétron e o OH e se torna negativo ao ganhar elétrons.

Segundo Medeiros (2004), pela definição de ácido e base de Lewis, o ácido é uma espécie capaz de receber pares de elétrons, e a base é uma espécie capaz de doar pares de elétrons, formando ligações químicas. Portanto a amônia líquida se comporta como base de Lewis, e o íon de amônio da solução hidróxido de amônio se comporta como ácido de Lewis.

Pela teoria de Bronsted – Lowry, também, o íon amônio pode ceder prótons funcionando como ácido de Bronsted- Lowry, e não pode ser base de Bronsted, pois não pode ganhar prótons.

Essas duas definições trazem um fato, que deve ser levado em conta, quando se pretende projetar o material do refrigerador por absorção, uma vez que, há partes do refrigerador, que os produtos internos se apresentaram como base e outras partes como ácidos, exigindo, assim cuidados especiais na escolha dos materiais do refrigerador. Usa-se o aço, que não está totalmente isento das agressões, e os experimentos realizados durante a tese, em refrigeradores que pararam de funcionar, após décadas de funcionamento, demonstram que ao longo dos anos de uso, o aço do refrigerador permite a difusão lenta do carbono, para a solução e o seu depósito na bomba de bolhas do gerador, onde a amônia vaporiza-se. O que ocasiona o entupimento da bomba de bolhas, sendo esse o principal e único problema que define o fim de vida do refrigerador por absorção de pressão constante.

De acordo com IIA (1992), o cromo não reage bem com a amônia, portanto o aço inox é menos indicado quando comparado ao aço carbono, mas que esse último seja, preferencialmente, de baixo carbono.

Importante salientar, de acordo com a Chemistry Uakron, é que a solução de hidróxido de amônio possui título preferencialmente entre 0,35 a 0,50, podendo ocorrer com títulos menores, mas sendo mais estável quando se encontra dentro dessa faixa. O

que implica, numa estabilidade maior quanto mais a solução estiver próxima da solução rica, visto que: a solução rica trabalha com título de 0,34 e a solução pobre com título de 0,19. Esse fato, portanto, reforça o porquê da amônia evaporar e encaminhar para a solução pobre tornando-a rica, uma vez que, a mesma, nesse processo, se torna mais estável e ainda não se encontra saturada.

Um outro fenômeno químico semelhante ocorre na refrigeração por absorção quando a amônia vaporiza-se, e encontra um ambiente rico em hidrogênio.

O  $\text{NH}_3$  possui ligações fortes de ponte de hidrogênio, como dito anteriormente, porém num ambiente rico em hidrogênio, a amônia se torna o íon de amônio quando se vaporiza, isso também se deve ao fato de que, apesar do  $\text{NH}_3$  estar fortemente ligado, da mesma forma que o  $\text{H}_2$ , devido à formação de ligações de hidrogênio, a ligação não se apresenta na forma:



o que era de se esperar, uma vez que os mesmo se encontram numa forma estável, mas, devido a temperatura, mesmo baixa, ocorre uma mudança que fornece energia suficiente para modificar as ligações moleculares no par de:

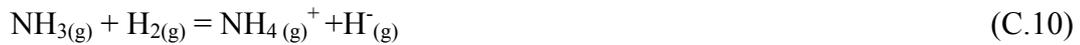


para



onde, de modo semelhante ao que ocorre na amônia, na condição atômica, o H intermediário não pertence nem ao hidrogênio isolado (H), nem ao nitrogênio da amônia (N), mas a ambos. Como o par dependente apenas da temperatura para perder a energia recém ganha, e voltar a condição anterior –  $\text{H}_3\text{N} + \text{H-H}$  - esse fenômeno, de tal forma, retém e solta o hidrogênio, participando do equilíbrio dinâmico. Como resultado, ocorre um movimento da massa de hidrogênio junto com o vapor de amônia em direção ao absorvedor. E ao ser liberado pela amônia, quando essa é absorvida pela água, o hidrogênio, menos denso, retorna ao evaporador, criando um fluxo que auxilia o rendimento do refrigerador é mais tarde explicado mais detalhadamente.

Pode-se escrever que o vapor de amônia mais hidrogênio se comporta de forma ionizada.



O equilíbrio das pressões parciais no evaporador está relacionado com o fato de o hidrogênio ser difusível com a amônia, o que possibilita sua evaporação a baixas pressões. O vapor de amônia encontra um ambiente rico em hidrogênio, favorecendo o surgimento do íon de amônio. De acordo com Ferguson (1984) e Fenn (1976), mesmo no ar, que possui parcela insignificante de hidrogênio, 7% da amônia volatilizada, em adubos, encontra-se na forma de íon de amônio, retirando esse hidrogênio do próprio adubo. Em um ambiente rico em hidrogênio, esse é utilizado para produzir íon de amônio, e a sua vazão pode ser determinada pela vazão de amônia na forma molar, ou seja, a cada mol de amônia vaporizada, usa-se um mol de hidrogênio, que é liberado quando a amônia for absorvida pela água para formar o hidróxido de amônio, possibilitando, assim, uma estimativa da vazão do hidrogênio. A relação hidrogênio-amônia se reduz com o aumento da temperatura. Uma pequena parcela de hidrogênio permanece com o vapor de amônia até o vaso absorvedor, onde há um tubo de retorno do hidrogênio para o evaporador. Antes de voltar ao evaporador, o hidrogênio passa pelo recuperador de calor (RCT), onde cede calor para a mistura fria de vapor amônia-hidrogênio.