



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

"MODELO DE SIMULAÇÃO DE UM REFRIGERADOR POR
ABSORÇÃO/DIFUSÃO OPERANDO EM REGIME
TRANSIENTE"

MICHEL FÁBIO DE SOUZA MOREIRA

Belo Horizonte, 26 de Setembro de 2014.

MICHEL FÁBIO DE SOUZA MOREIRA

**"MODELO DE SIMULAÇÃO DE UM REFRIGERADOR POR
ABSORÇÃO/DIFUSÃO OPERANDO EM REGIME
TRANSIENTE"**

Tese de Doutorado apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Minas Gerais, para a obtenção do título de Doutor em Engenharia Mecânica.

Área de concentração: Calor e fluidos.

Orientador: Prof. Dr. Márcio Fonte-Boa Cortez.

(Universidade Federal de Minas Gerais)

Co-orientador: Prof. Dr. Luiz Machado

(Universidade Federal de Minas Gerais)

Belo Horizonte

Escola de Engenharia da UFMG

2014



Universidade Federal de Minas Gerais
Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica

Av. Antônio Carlos, 6627 - Pampulha - 31.270-901 - Belo Horizonte – MG

Tel.: +55 31 3409-5145 - Fax.: +55 31 3443-3783

www.demec.ufmg.br - E-mail: cpgmec@demec.ufmg.br

**"MODELO DE SIMULAÇÃO DE UM REFRIGERADOR POR
ABSORÇÃO/DIFUSÃO OPERANDO EM REGIME
TRANSIENTE"**

MICHEL FÁBIO DE SOUZA MOREIRA

Defesa de Tese defendida e aprovada em __, de ____ de 2014, pela Banca Examinadora designada pelo Colegiado do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Minas Gerais, para obtenção do título de “**Doutor em Engenharia Mecânica**”, na área de concentração “Calor e Fluidos”.

PROF. MÁRCIO FONTE BOA CORTEZ

Orientador – Doutor, Departamento de Engenharia Mecânica, UFMG

PROF. LUIZ MACHADO

Co-orientador – Doutor, Departamento de Engenharia Mecânica, UFMG

PROF. RICARDO NICOLAU NASSAR KOURY

Examinador – Doutor, Departamento de Engenharia Mecânica, UFMG

PROF. LUCAS PAGLIONI PATARO FARIA

**Examinador – Doutor, Departamento de Engenharia Mecânica, Centro Universitário
Newton Paiva.**

PROF. FABIANO DRUMOND CHAVES

**Examinador – Doutor, Departamento de Engenharia de Controle e Automação, Unidade
Leopoldina, CEFET/MG**

“A vida é uma peça de teatro que não permite ensaios. Por isso, cante, ria, dance, chore e viva intensamente cada momento de sua vida, antes que a cortina se feche e a peça termine sem aplausos.” (Charles Chaplin)

AGRADECIMENTOS

Agradeço primeiro a Deus, Senhor e dono de todo o universo!

Agradeço a minha família. Em especial a minha esposa (Camila) e ao meu filho (Pedro) pelos inúmeros dias em que não estivemos juntos em prol desse trabalho.

A meu pai (Antônio), exemplo de fé.

Agradeço a minha mãe (Ana Maria) que muito me ajudou durante essa jornada.

A minha tia (Cidinha) pelo amor e atenção.

Ao meu irmão Leonardo Felipe, grande companheiro.

A todos os amigos que fiz no PPGMEC.

Agradeço ao Professor Dr. Márcio Fonte-Boa Cortez por toda atenção e apoio na elaboração deste trabalho, excelente profissional. Muito obrigado Prof. Márcio por tudo, não vou esquecer seu exemplo seriedade e compromisso!

Agradeço ao Professor Dr. Luiz Machado pelo apoio e direcionamento na elaboração desta tese, excelente profissional e uma didática incrível!

Agradeço ao Professor Dr. Ricardo Nicolau Nassar Koury, por ter aceitado participar da banca de defesa dessa tese e por todo conhecimento transferido ao longo dessa caminhada.

Agradeço ao Prof. Fabiano Drumond Chaves por ter aceitado participar da banca de defesa dessa tese, bem como no direcionamento da compreensão de vários mecanismos associados ao refrigerador estudado e por ter cedido gentilmente equipamentos necessários a essa pesquisa.

Agradeço ao Prof. Dr. Rudolf Huebner por todos os “toques” dados para a concretização deste trabalho.

Agradeço aos Professores Dr. Lucas Paglioni Pataro Faria e Dr. Antônio Carlos Lopes da Costa por terem aceitado participar da banca de defesa dessa tese de doutorado.

Agradeço a todos os funcionários da Pós – Graduação em Engenharia Mecânica da UFMG.

Agradeço aos Professores MSc. Reginaldo Heidler de Jesus Alves e ao Dr. Márcio Guimarães Coelho, por terem me ajudado na compreensão dos algoritmos exploratórios e na formulação de reações químicas específicas, respectivamente.

Enfim, agradeço a todas as pessoas que intercederam por mim contribuindo de alguma forma para a realização deste trabalho.

Meus sinceros agradecimentos.

RESUMO

No presente estudo, um modelo de simulação transiente não severo de um refrigerador por absorção/difusão contendo amônia, como refrigerante, água, como fluido absorvente e hidrogênio, como gás inerte, é apresentado. O modelo de simulação proposto foi desenvolvido a partir de balanços de massa, energia e entropia em cada componente do ciclo. O modelo matemático desenvolvido foi validado a partir da medição direta da evolução temporal da temperatura na parede dos componentes do refrigerador estudado. Simulações em regime permanente associadas ao algoritmo Genético deram origem às condições iniciais, de contorno e critérios de parada necessários a simulação transiente do refrigerador estudado. Resultados obtidos através do modelo proposto, em regime transiente, foram comparados a resultados experimentais. Nessas condições, o modelo desenvolvido apresentou capacidade preditiva regular para determinação do período transiente. Com os resultados da simulação em regime transiente foi possível compreender a definição de uma potência de acionamento máxima do refrigerador pelo fabricante. Potência que se extrapolada, em torno de 10% acima do valor nominal, cessa a produção de frio pelo refrigerador. Isso ocorre, pois o gerador interno, com seu volume acumulado de solução reduzido, faz com que a solução não verta para o gerador externo. Esse fato interrompe o ciclo de funcionamento, pois o gerador externo com níveis baixos de solução pobre não transfere solução ao tubo absorvedor. O que interrompe a produção de solução rica. Foi observado entre outras características de funcionamento do refrigerador o tempo de estabilização em transientes de pequena escala. Por exemplo, considerando 20 segundos como intervalo de tempo, em regime transiente a condição estacionária ocorreu em cerca de 60 segundos para a potência inicial de 70 W e alterada subitamente para 80 W. De 60 W para 70 W, o estabelecimento da condição estacionária ocorre em cerca 80 segundos.

Palavras chaves: *Modelo de simulação, transiente não severo, refrigerador por absorção/difusão, balanços de massa, energia e entropia, validação experimental.*

ABSTRACT

In this study, a model for the transient simulation of a refrigerator for absorption / distribution containing ammonia (as refrigerant) water (absorbent fluid) and hydrogen (as inert gas) is displayed. The proposed simulation model was developed from mass balances, energy and entropy in each component of the cycle. The mathematical model was validated from direct measurement of the temporal evolution of the temperature on the wall of the refrigerator components studied. Simulation results in permanent regime gave rise to the initial conditions, boundary and stopping criteria required for transient simulation refrigerator studied. Results obtained through the proposed model in the transient regime were compared with experimental results. Under these conditions the model developed presented regular predictive capability for determining the transient period. With the simulation results in the transient regime was possible to understand the definition of a maximum drive power of the refrigerator manufacturer. Power extrapolated that around 10% above the nominal value, ceases production of the refrigerator cold. This is because the internal generator with its accumulated small volume solution makes the solution does not pour into the external generator. This fact interrupts the working cycle, since the external generator with low levels of non-lean solution to the absorber solution transfer tube. It was observed among other operating characteristics of the refrigerator in the transient settling time small scale. For example, given 20 seconds time interval as in the transient regime the stationary condition occurred in about 60 seconds for the initial power of 70 W and 80 W abruptly changed to from 60 W to 70 W, the establishment of a stall condition occurs in about 80 seconds.

Key words: simulation model, transient not severe, refrigerator for absorption / diffusion, mass balances, energy and entropy, experimental validation.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 2. 1 – Sistema básico de refrigeração por absorção.	24
Figura 2. 2 – Diagrama esquemático do DAR.	26
Figura 3. 1– Gerador com trocador de calor (GWHX).....	41
Figura 3. 2 - Visão esquemática do refrigerador experimental.	44
Figura 3. 3 – O refrigerador experimental.....	45
Figura 3. 4– Diagrama esquemático do DAR.	46
Figura 3. 5– Diagrama esquemático do DAR: imagem à esquerda com sub-resfriamento, à direita sem sub-resfriamento.	47
Figura 3. 6 – As três configurações do gerador e da bomba de bolhas propostas por Zohar et. al. (2008). (a) separação total, (b) parcialmente associado e (c) totalmente associado.....	49
Figura 3. 7– Fluxograma operacional do DAR.	51
Figura 4. 1– (a) O gerador, (b) Vista ampliada dos geradores externo (espaço anular) e interno (tubo interno escuro), (c) início do retificador, (d) tubo de fixação da resistência elétrica e (e) Esquema para o equacionamento do gerador externo.	56
Figura 4. 2 – Esquema para o equacionamento do gerador interno.	59
Figura 4. 3– (a) Esquema para o equacionamento do retificador e (b) vista tridimensional do retificador.....	62
Figura 4. 4– (a) Esquema para o equacionamento do condensador e (b) vista tridimensional do condensador.	65
Figura 4. 5– (a) Esquema para o equacionamento do sifão e (b) vista tridimensional do sifão.	68
Figura 4. 6– (a) Esquema para o equacionamento do DVA e (b) vista tridimensional do DVA.	70
Figura 4. 7– (a) Esquema para o equacionamento do AGHX, (b) vista tridimensional do tubo lateral do AGHX e (c) tubos concêntricos do AGHX.	73
Figura 4. 8– (a) Esquema para o equacionamento do evaporador, (b) vista tridimensional do tubo lateral do evaporador e (c) tubos concêntricos do evaporador.	77
Figura 4. 9– (a) Esquema para o equacionamento do tubo absorvedor e (b) vista tridimensional do tubo absorvedor.	82

Figura 4. 10– (a) Esquema para o equacionamento do vaso absorvedor e (b) vista tridimensional do vaso absorvedor.	84
Figura 4. 11– (a) Esquema para o equacionamento do DSP e (b) vista tridimensional do vaso absorvedor.	87
Figura 4. 12– (a) Esquema para o equacionamento do SHX e (b) vista tridimensional do SHX.	89
Figura 5. 1 – Fluxograma de solução do modelo proposto para o refrigerador estudado operando em regime permanente.....	105
Figura 5. 2 – Fluxograma de solução do modelo proposto para o refrigerador estudado operando em regime transiente.....	107
Figura 6. 1 – Esquema de montagem da bancada de testes.....	109
Figura 6. 2 – O aparato experimental.....	109
Figura 6. 3- Localização dos termopares: a) vista de frente; b) vista por trás.....	110
Figura 6. 4 – Termopares instalados com e sem isolamento: (a) à entrada do condensador, (b) à saída do condensador, (c) no evaporador e (d) à saída do tubo absorvedor.	111
Figura 6. 5 – Placa de aquisição da National Instruments, Hi – Speed USB Carrier, NI USB 9162.....	112
Figura 7. 1 – Evolução das temperaturas, teórica e experimental, à entrada do gerador para intervalos de potência de 10 em 10 W.....	116
Figura 7. 2 – Evolução das temperaturas, teórica e experimental para a potência variando de 40 para 50 W (Região 1 da Figura 7.1).	117
Figura 7. 3 – Evolução das temperaturas, teórica e experimental para a potência variando de 50 para 60W (Região 2 da Figura 7.1).	118
Figura 7. 4 – Evolução das temperaturas, teórica e experimental para a potência variando de 60 para 70 W (Região 3 da Figura 7.1).	119
Figura 7. 5 – Evolução das temperaturas, teórica e experimental para a potência variando de 70 para 80 W (Região 4 da Figura 7.1).	120
Figura 7. 6 – Evolução das temperaturas, teórica e experimental, à saída do condensador para intervalos de potência de 10 em 10W.....	121
Figura 7. 7 – Evolução das temperaturas à saída do condensador, teórica e experimental, para a potência variando de 40 para 50 W (Região 1 da Figura 7.6).	121

Figura 7. 8 – Evolução das temperaturas à saída do condensador, teórica e experimental, para a potência variando de 50 para 60 W (Região 2 da Figura 7.6).	122
Figura 7. 9 – Evolução das temperaturas à saída do condensador, teórica e experimental, para a potência variando de 60 para 70 W (Região 3 da Figura 7.6).	122
Figura 7. 10 – Evolução das temperaturas à saída do condensador, teórica e experimental, para a potência variando de 70 para 80W (Região 4 da Figura 7.6).	123
Figura 7. 11 – Evolução temporal das temperaturas medidas no evaporador para a potência variando de 10 em 10 W.....	124
Figura 7. 12 – Evolução temporal das temperaturas medidas no evaporador para a potência variando de 20 em 20 W.....	124
Figura 7. 13 - Localização dos termopares: a) vista de frente; b) vista por trás.....	126
Figura 7. 14– Temperatura do evaporador obtida por Chaves (2009) e pelo modelo proposto para diferentes potências de entrada no DAR.	127
Figura 7. 15 – Temperatura do gerador obtida por Chaves (2009) e pelo modelo proposto para diferentes potências de entrada no DAR.	128
Figura 7. 16 – Temperatura de entrada de solução rica no trocador de calor de solução, SHX obtida por Chaves (2009) e pelo modelo proposto para diferentes potências de entrada no DAR.....	129
Figura 7. 17 – Potência de acionamento do DAR versus pressão total no sistema.	130
Figura 7. 18 – Evolução dos Coeficientes de Performance em função do tempo para o intervalo de potência de entrada no gerador.....	132
Figura 7. 19 – Evolução temporal da vazão de solução à saída do gerador interno.....	134
Figura 7. 20 – Evolução temporal da massa acumulada no grupo gerador interno.....	135
Figura 7. 21 – Evolução temporal da energia fornecida ao grupo gerador (solução + parede) para potências de entrada variando de 60 para 70 W, de 70 para 80 W.....	136
Figura 7. 22 – Evolução temporal da vazão mássica à saída do retificador para potências de entrada variando de 60 para 70 W, de 70 para 80 W.....	137
Figura 7. 23 – Evolução temporal da vazão mássica de vapor à saída do gerador interno para potências de entrada variando de 60 para 70 W, de 70 para 80 W.....	138
Figura 7. 24 – Evolução temporal da vazão retificada para potências de entrada variando de 60 para 70 W, de 70 para 80 W.....	139
Figura 7. 25 – Evolução temporal das vazões mássicas de amônia e hidrogênio no evaporador para potências de entrada variando de 60 para 70 W e de 70 para 80 W.....	139

Figura 7. 26 – Evolução temporal da capacidade de refrigeração para potências de entrada variando de 60 para 70 W, de 70 para 80 W.	140
Figura 7. 27 – Variação da temperatura do evaporador obtida experimentalmente por Chaves (2009) em função da temperatura ambiente.	141
Figura 7. 28 – Evolução temporal das perdas térmicas do retificador juntamente com o condensador para potências de entrada variando de 60 para 70 W e de 70 para 80 W.....	142
Figura 7. 29 - Evolução temporal dos COP para a potência de entrada variando de 70 para 80 W para intervalos de tempo iguais a 20, 40 e 60 segundos.	143
Figura 7. 30 - Evolução temporal da massa acumulada no gerador externo para a potência de entrada variando de 70 para 80 W para intervalos de tempo iguais a 20, 40 e 60 segundos.	144
Figura 7. 31 - Evolução temporal das vazões mássicas de vapor à saída dos geradores, interno e externo, para a potência de entrada variando de 70 para 80 W para intervalos de tempo iguais a 20, 40 e 60 segundos.	145
Figura 7. 32 - Evolução temporal das vazões mássicas (saída do evaporador, retificada, e de hidrogênio na saída do evaporador) para a potência de entrada variando de 70 para 80 W para intervalos de tempo iguais a 20, 40 e 60 segundos.....	146
Figura 7. 33 – Evolução temporal das taxas de absorção ou liberação de calor pelos componentes do DAR (geradores, interno e externo, retificador mais condensador, evaporador, absorvedor) para a potência de entrada variando de 70 para 80 W e intervalos de tempo iguais.....	147
Figura 7. 34 – Evolução temporal do COP para a potência de entrada de 70 W (inicialmente em regime permanente) e alterada subitamente para potência de entrada para 80 W até o estabelecimento do regime estacionário para essa nova potência para um intervalo igual a 20	148
Figura 7. 35 – Evolução temporal das vazões no grupo gerador para a potência de entrada de 70 W (inicialmente em regime permanente) e alterada subitamente para potência de entrada para 80 W até o estabelecimento do regime estacionário para essa nova potência para um..	149
Figura 7. 36 – Evolução temporal das vazões de amônia e hidrogênio na saída do evaporador para a potência de entrada de 70 W (inicialmente em regime permanente) e alterada subitamente para potência de entrada para 80 W até o estabelecimento do regime estacionário para essa nova potência para um intervalo de tempo igual a 20 segundos.....	149
Figura 7. 37– Evolução temporal do calor liberado ou absorvido pelo componente do DAR para a potência de entrada de 70 W (inicialmente em regime permanente) e alterada	

subitamente para potência de entrada para 80 W até o estabelecimento do regime estacionário para e essa nova potência para um intervalo igual a 20 segundos..... 150

Figura B. 1- Evolução temporal das vazões mássicas relativas ao grupo gerador para a potência de entrada variando de 70 para 80 W para intervalo de tempo igual a 10 segundos. 168

Figura B. 2- Evolução temporal dos COP do refrigerador por absorção difusão para a potência de entrada variando de 70 para 80 W para intervalo de tempo igual a 10 segundos..... 169

Figura B. 3 - Evolução temporal das massas acumuladas no grupo gerador para a potência de entrada variando de 70 para 80 W para intervalo de tempo igual a 10 segundos. 170

Figura B. 4- Evolução temporal das vazões mássicas (entrada do evaporador, retificada, e de hidrogênio na entrada do evaporador) para a potência de entrada variando de 70 para 80 W para intervalo de tempo igual a 10 segundos..... 171

LISTAS DE TABELAS

Tabela 4. 1: Coeficientes e expoentes da Equação 4.118.....	93
Tabela 4. 2: Coeficientes e expoentes da Equação 4.119.....	93
Tabela 4. 3: Coeficientes e expoentes da Equação 4.120.....	93
Tabela 4. 4: Coeficientes e expoentes da Equação 4.121.....	94
Tabela 4. 5: Coeficientes e expoentes da Equação 4.122.....	94
Tabela 4. 6: Parâmetros para o cálculo do fator de atrito para a fase líquida e vapor.	98
Tabela 6. 1 : Localização dos termopares – análise experimental transiente.....	110
Tabela 7. 1: Localização dos termopares.....	126
Tabela A. 1: Tabela com os resultados da estimativa da vazão mássica associada ao grupo gerador com a hipótese da solução à mesma temperatura da parede do gerador externo.	165

NOMENCLATURA

Letras latinas

A área [m^2]

c calor específico [kJ/kg-K]

d diâmetro [m]

dif difusividade térmica [m^2/s]

D diâmetro da serpentina [m]

f fator de atrito [-]

g é a função de Gibbs específica da substância pura [kJ/kg]

G velocidade mássica ou fluxo mássico [kg/s-m^2]

h entalpia [kJ/kg]

L comprimento do componente [m]

m massa [kg]

\dot{m} vazão mássica [kg/s]

p pressão [kPa]

\dot{Q} taxa de calor [kW]

Q_u qualidade do vapor [-]

R constante universal dos gases; $R = 8,314 \text{ J/mol.K}$

s entropia específica [kJ/kg-K]

\dot{S} taxa de geração de entropia dentro do sistema [kJ/s-K]

V volume [m^3]

x fração de amônia na solução [-]

y fração de amônia na mistura de vapor [-]

T temperatura [K]

t tempo [s]

U energia interna [kJ]

u energia interna específica [kJ/kg]

Letras gregas

α coeficiente de transferência de calor por convecção [$\text{W}/\text{m}^2\text{-K}$]

ρ massa específica [kg/m^3]

ν volume específico [m^3/kg]

σ constante de Stefan-Boltzmann; $\sigma = 5,67 \cdot 10^{-8} \text{ W}/\text{m}^2\text{K}^4$

$\dot{\sigma}$ taxa de geração interna de entropia por unidade de volume [$\text{kJ}/\text{m}^3\text{-s-K}$]

λ condutividade térmica [$\text{kW}/\text{m-K}$]

μ viscosidade dinâmica ou absoluta [$\text{Pa}\cdot\text{s}$]

Subscritos

1,2,3,4,5,6,7,8,9,10,11 posição no refrigerador

AGHX trocador de calor de gás auxiliar

amb ambiente

C refere-se à curvatura do tubo que deu origem a serpentina

cond refere-se ao condensador

DSP refere-se ao direcionamento de solução pobre

evap refere-se ao evaporador

g indica vapor

gi gerador interno

ge gerador externo

ger indica gerador

H calor adicionado ao gerador por uma fonte externa, no caso uma resistência elétrica

i = 1,2,3,4,5,6,7; indica o volume de controle no retificador

j designa o componente da mistura, refrigerante, absorvente ou gás inerte

o refere-se ao hidrogênio

p parede

pe parede externa

pi parede interna

rad refere-se a transferência de calor por radiação

refri refere-se ao fluido refrigerante

ret refere-se a retificador

s refere-se a tubo reto

sp solução pobre

sr solução rica

te tubo externo

tec tubo externo concêntrico

ti tubo interno

tic tubo interno concêntrico

tl tubo lateral

tub abs refere-se a tubo absorvedor

vaso abs refere-se a vaso absorvedor

Siglas

AGHX trocador de calor de gás auxiliar

C é a correção das medições

COP Coeficiente de performance

DAR Refrigerador por absorção difusão

DSP direcionador de solução pobre

DVA direcionador de vapor de amônia

I é a incerteza absoluta

MM média das medições

R_m resultado da medição

SHX trocador de calor de solução

U é a incerteza expandida

ΔI_{\max} valor absoluto da máxima diferença

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO	20
1.1 Objetivos	21
1.1.2 Objetivo geral	21
1.1.3 Objetivos específicos.....	22
- Propor novos trabalhos de pesquisas associadas à refrigeração por absorção/difusão visando parâmetros de operação, bem como novas configurações ainda não estudadas na literatura com potencial de publicação em periódicos.....	22
2. PRINCÍPIO OPERACIONAL DO REFRIGERADOR POR ABSORÇÃO/DIFUSÃO	23
2.1 O fenômeno de absorção na refrigeração	23
2.2 O refrigerador por absorção que utiliza partes móveis	24
2.3 Grupos de componentes do DAR	25
2.4 Funcionamento do DAR	27
2.5 Considerações sobre o sistema de pressão do DAR	29
2.6 Considerações finais	30
3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	31
3.1 Considerações iniciais	31
3.2 A refrigeração por absorção – Estado da arte	31
3.3 Estudos publicados relativos ao DAR	39
3.4 Considerações finais	53
4. MODELAGEM MATEMÁTICA DO DAR	55
4.1 Considerações iniciais	55
4.2 Grupo gerador	55
4.2.1 Gerador externo	55
4.2.2 Gerador interno.....	58
4.2.3 Considerações a respeito da modelagem matemática do grupo gerador	60
4.3 Retificador	62
4.3.1 Considerações a respeito da modelagem matemática do retificador.....	64
4.4 Condensador	65
4.4.1 Considerações a respeito da modelagem matemática do condensador	67
4.5 Sifão	68

4.5.1	Considerações a respeito da modelagem matemática do sifão.....	69
4.6	Direcionador de vapor de amônia – DVA	70
4.6.1	Considerações a respeito da modelagem matemática do DVA.....	71
4.7	Trocador de calor de gás auxiliar - AGHX.....	72
4.7.1	Tudo lateral do AGHX	73
4.7.2	Espaço anular do AGHX.....	74
4.7.3	Tubo interno concêntrico do AGHX.....	75
4.7.4	Considerações a respeito da modelagem matemática do AGHX.....	76
4.8	Evaporador.....	77
4.8.1	Tudo lateral do evaporador.....	78
4.8.2	Espaço anular do evaporador.....	79
4.8.3	Tubo interno concêntrico do evaporador.....	80
4.8.4	Considerações a respeito da modelagem matemática do evaporador	81
4.9	Tubo absorvedor.....	81
4.10	Vaso absorvedor	84
4.11	Direcionador de solução pobre – DSP	86
4.12	Trocador de calor de solução - SHX	88
4.12.1	Tubo interno do SHX	89
4.12.2	Tubo externo do SHX.....	90
4.13	Propriedades termodinâmicas.....	92
4.14	Cálculo da produção de entropia	95
4.15	Os coeficientes de transferência de calor por convecção	96
4.15.1	Obtenção do coeficiente de transferência de calor no gerador interno	96
4.15.2	Cálculo do coeficiente de transferência convectiva em filme descendente	99
4.15.3	Cálculo do coeficiente de transferência de calor na condensação.....	99
4.15.4	Cálculo do coeficiente de transferência de calor no tubo absorvedor	100
5	METODOLOGIA DE SIMULAÇÃO DO MODELO MATEMÁTICO PROPOSTO	102
5.1	O algoritmo genético, a solução do modelo em regime permanente e sua validação	102
5.2	O método de Euler explícito e a solução do modelo em regime transiente	106
6	DISPOSITIVO EXPERIMENTAL	108
6.1	Considerações iniciais.....	108
6.2	Bancada experimental.....	108

6.3 Aferição dos termopares tipo K utilizados	112
6.4 Metodologia utilizada na realização dos testes	112
6.5 Incerteza da medição	113
7. RESULTADOS E DISCUSSÕES	115
7.1 Considerações iniciais.....	115
7.2 Validação experimental do modelo proposto para o refrigerador operando em regime transiente	115
7.3 Simulações com o refrigerador operando em regime permanente	125
7.4 Simulações do modelo proposto para o refrigerador em regime transiente	131
7.5 Resultados teóricos para condições transientes em diferentes intervalos de tempo	142
7.6 Resultados teóricos para condições transientes em um intervalo de tempo constante	147
7.7 Considerações finais	150
8. CONCLUSÕES.....	151
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	154
Apêndice 1 – Cálculo da formação de amônia a partir da quebra de ligações de hidrogênio no hidróxido de amônia no gerador	163
Apêndice 2 – Simulação do modelo proposto em intervalos de 10 segundos para o DAR operando em regime transiente	167

1. INTRODUÇÃO

A produção de frio em ciclos de refrigeração por absorção/difusão ocorre a partir de duas etapas básicas: a absorção e a separação do absorvido. Na primeira etapa, absorção, o vapor de fluido refrigerante é absorvido por líquidos com a liberação de calor para o ambiente. Vários pares de fluidos podem responder pelo fenômeno da absorção, dentre estes pares o mais comum é o par amônia – água (Stegou – Sagia, 1996; Koyfman et. al., 2003). Neste par, a amônia, fluido refrigerante, é o soluto e a água é o solvente. Na separação do absorvido, segunda etapa, a solução é separada por meio do fornecimento adequado de calor. Nesta separação é produzido vapor rico em fluido refrigerante, o qual deve ser mais volátil que o solvente.

Um caso particular de equipamento no qual ocorre o fenômeno da absorção para a produção de frio é o Refrigerador por Absorção/Difusão. Este equipamento pode ser também referenciado pela sigla DAR de acordo com Chen, Kim e Herold, (1996) e Zohar et. al. (2005) ou pela sigla RAPTU (Refrigerador por Absorção de Pressão Total Única), designação dada por Chaves (2009). No DAR o par de fluido mais comum que realiza o fenômeno de absorção é amônia – água, mediados por um gás inerte (hidrogênio). Este gás, presente somente na fase gasosa da amônia, tem a função promover a difusão do vapor de NH_3 ao longo do refrigerador (Chen, Kim e Herold, 1996). Com isso a pressão total no refrigerador se mantém aproximadamente constante (Koyfman et. al., 2003). Com a inserção do hidrogênio neste dispositivo não há a necessidade de partes móveis como bombas e dispositivos de expansão, o que reflete na ausência de ruídos, alta durabilidade e baixa manutenção (Zohar et. al., 2008). Outro forte atrativo é a utilização cavidades concentradoras de energia solar para o acionamento do refrigerador (Moreira, 2009; Duffie e William, 2006).

Aparentemente o DAR parece ser uma tecnologia nova sem precedentes. Entretanto, trata-se de um dispositivo desenvolvido por Platten e Munters no período de 1926 e 1928 (Zohar, 2007). Já o sistema de refrigeração por absorção típico (constituído por bomba mecânica, válvulas redutoras de pressão e dispositivos de expansão) foi desenvolvido por Nairn em 1777 e antecede a refrigeração por compressão mecânica de vapor (Chaves, 2009). Refrigeradores por compressão mecânica são amplamente difundidos no meio comercial nos tempos atuais.

Isso se deve a inserção do motor elétrico no compressor dos refrigeradores à compressão mecânica em 1880 (Niu, Du e Xiao, 2010; Chaves 2009). Tal feito conferiu maior rendimento energético a estes refrigeradores frente aos refrigeradores por absorção que vinham ganhando mercado. Porém nos dias de hoje, com a crescente conscientização em se buscar equipamentos que utilizam recursos energéticos benéficos ao meio ambiente a refrigeração por absorção vem novamente ganhando espaço.

Ciclos de absorção podem ser utilizados em outros processos além da refrigeração. Estudos recentes apresentam a aplicação destes ciclos a condicionadores de ar e bombas de calor (Ziegler, 2002). Apesar de inúmeros estudos terem sido apresentados nas duas últimas décadas sobre a refrigeração por absorção é escassa a literatura exclusiva ao DAR. Modelos matemáticos (analíticos e numéricos), de ciclos DAR comerciais, operando em regime permanente podem ser encontrados na literatura (Zohar et. al., 2005; Zohar et. al., 2008; Chaves, 2009; e Starece e Pascalis, 2011). A elaboração destes modelos foi fundamentada nos princípios da Termodinâmica, Química Inorgânica, Transferência de Calor e Massa, cuja validação se fez através de ensaios experimentais.

O comportamento térmico de refrigeradores por absorção/difusão operando em regime transiente necessita ser avaliado. Dessa forma torna-se necessário investigar a resposta desse equipamento a variações de potência térmica de natureza transiente. Como, por exemplo, o caso do acionamento desses refrigeradores a por meio de energia solar. Tal investigação possibilitaria a utilização de refrigeradores por absorção/difusão acionados por energia solar de forma confiável e eficaz. Para realizar este estudo e aprofundar no conhecimento sobre o tema, um modelo de um ciclo DAR operando em regime transiente foi elaborado e implementado no software EES (Engineering Equation Solver).

1.1 Objetivos

1.1.2 Objetivo geral

O objetivo geral deste trabalho é elaborar um modelo para simulação em regime transiente de um refrigerador por absorção/difusão. O modelo para simulação proposto é relativo ao regime transiente não severo. Esse modelo foi desenvolvido a partir de balanços de massa (global e de refrigerante), energia (na solução e nas paredes dos componentes) e de entropia. Tal modelo

proporcionará uma melhor compreensão e um maior controle do refrigerador mediante variações nas condições operacionais, como, por exemplo, a utilização de um equipamento solar para suprimento de calor ao gerador, o que poderia resultar numa potência de aquecimento variável ao longo do tempo.

1.1.3 Objetivos específicos

Como objetivos específicos deste trabalho propõem-se:

- Predição do comportamento térmico do refrigerador sob condições variáveis de potência de acionamento do refrigerador e sua influência no desempenho do sistema e na inércia térmica;
- Análise de estabilidade do modelo proposto para diferentes intervalos de tempo a serem considerados na simulação transiente;
- Propor novos trabalhos de pesquisas associadas à refrigeração por absorção/difusão visando parâmetros de operação, bem como novas configurações ainda não estudadas na literatura com potencial de publicação em periódicos.

2. PRINCÍPIO OPERACIONAL DO REFRIGERADOR POR ABSORÇÃO/DIFUSÃO

Para se descrever o funcionamento do refrigerador por absorção/difusão (DAR) é necessária a descrição prévia de sistemas básicos de refrigeração por absorção. Nestes sistemas, dispositivos de expansão e bomba mecânica são utilizados. No DAR, estes componentes são retirados devido a inserção de um gás inerte (hidrogênio ou hélio) nos ambientes de baixa pressão. Com isso, operando em regime permanente, todos os ambientes passam a trabalhar com uma pressão aproximadamente constante (Koyfman et. al., 2003; Chaves 2009). Para a descrição do funcionamento do DAR devem ser considerados todos os aspectos térmicos, hidrodinâmicos e relativos aos fenômenos de absorção e difusão que ocorrem no dispositivo. De modo a facilitar a compreensão dos processos ocorrentes no DAR e seu funcionamento, o dispositivo pode ser dividido em *grupo gerador*, *grupo condensador*, *grupo evaporador* e *grupo absorvedor* (Chaves 2009).

2.1 O fenômeno de absorção na refrigeração

O fenômeno de absorção na refrigeração consiste na assimilação de vapor de refrigerante por uma solução líquida. Neste fenômeno ocorre a liberação de energia na forma de calor (processo exotérmico). Os sistemas de produção de frio que utilizam deste fenômeno devem ser dotados de um mecanismo que não interrompa o processo de absorção. Em ciclos básicos de refrigeração a manutenção do fenômeno de absorção é obtida utilizando-se uma bomba mecânica, uma válvula redutora de pressão e uma válvula de expansão (Stoecker e Jones, 1985). A bomba mecânica é responsável pela elevação da pressão de modo a manter constante a temperatura de absorção. A válvula redutora de pressão promove o retorno da solução empobrecida, proveniente do gerador, para o vaso absorvedor. Já a válvula de expansão é responsável pelo transporte do fluido refrigerante do condensador (alta pressão) para o evaporador (baixa pressão). O retorno da solução empobrecida no gerador e a entrada de vapor de refrigerante para o absorvedor promovem a manutenção do fenômeno de absorção para a produção de frio no evaporador. Este fenômeno pode ser mais bem compreendido na próxima seção, em que é apresentado um ciclo básico de refrigeração por absorção.

2.2 O refrigerador por absorção que utiliza partes móveis

Sistemas de refrigeração por absorção com partes móveis possuem dispositivos que proporcionam a transição dos fluidos, refrigerante e absorvente, entre ambientes de alta e baixa pressão (Stoecker e Jones, 1985). O ambiente de baixa pressão é formado pelo evaporador e absorvedor. Já o ambiente de alta pressão é composto pelo gerador e condensador. O ciclo básico de refrigeração por absorção dotado de partes móveis é apresentado na Figura 2.1, a seguir.

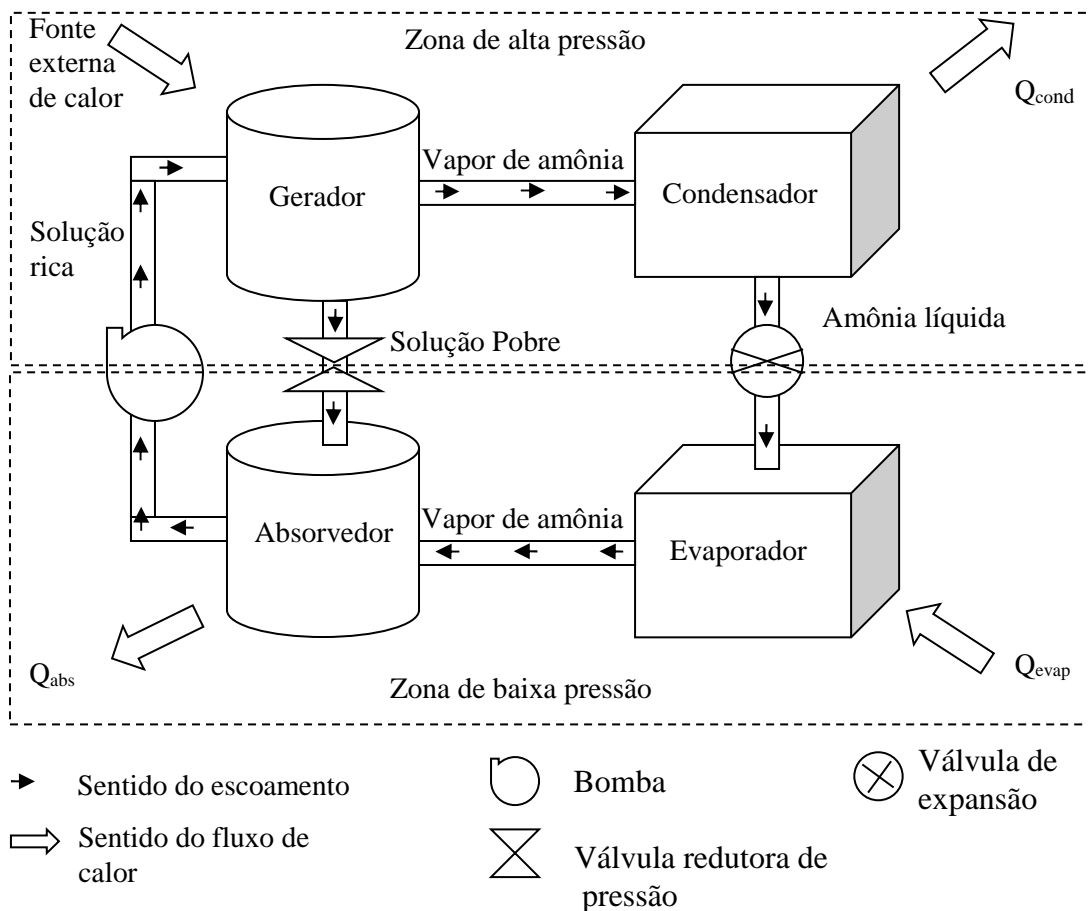


Figura 2. 1 – Sistema básico de refrigeração por absorção.

O sistema apresentado na Figura 2.1 possui como partes móveis a bomba mecânica, a válvula redutora de pressão e a válvula de expansão. O objetivo destes dispositivos é tornar cíclico o fenômeno de absorção para a produção de frio.

A partir de uma fonte externa de calor aplicada diretamente sobre o gerador tem-se início a produção de vapor de amônia. Com a geração de vapor de amônia a solução torna-se pobre e

é direcionada ao vaso absorvedor por uma válvula redutora de pressão. O vapor de amônia proveniente do gerador segue-se em direção ao condensador. Neste componente, o vapor amônia praticamente puro (Chaves, 2009) passa para a fase líquida, com a liberação de calor para o ambiente (Q_{cond}). A amônia líquida é então direcionada para o evaporador por um dispositivo de expansão. No evaporador a amônia sofre uma nova mudança de fase para o estado gasoso, para isso calor é retirado do ambiente a ser resfriado (Q_{evap}). Tem-se então a produção de frio. O vapor de amônia é então conduzido ao absorvedor para ser assimilado pela solução empobrecida. Dessa forma é garantida a produção constante de frio a partir do fenômeno de absorção.

2.3 Grupos de componentes do DAR

O DAR consiste em um refrigerador por absorção/difusão que não possui partes móveis, isso o difere de um sistema básico de refrigeração por absorção (Koyfman et. al., 2003). A substituição da bomba mecânica, da válvula redutora de pressão e da válvula de expansão se dá pela inserção de um gás inerte, o hidrogênio (H_2) ou o hélio (He), no ambiente de baixa pressão (Zohar et. al, 2005). Este ambiente é composto por evaporador e absorvedor. Com a presença do gás inerte auxiliar a pressão parcial da amônia apresenta-se baixa e a pressão total em todos os componentes do DAR é aproximadamente a mesma (Chen, Kim e Herold, 1996). Kotas (1995) define a pressão parcial de um componente de uma mistura de gases como sendo a pressão deste elemento quando ele ocupa todo o volume ocupado pela mistura na mesma temperatura dessa mistura (lei de Gibbs – Dalton).

Para facilitar a compreensão do DAR e proporcionar uma análise matemática de rápida solução o dispositivo estudado é dividido em grupos: grupo gerador, grupo condensador, grupo evaporador e grupo absorvedor. A Figura 2.2, a seguir, ilustra o DAR e seus componentes.

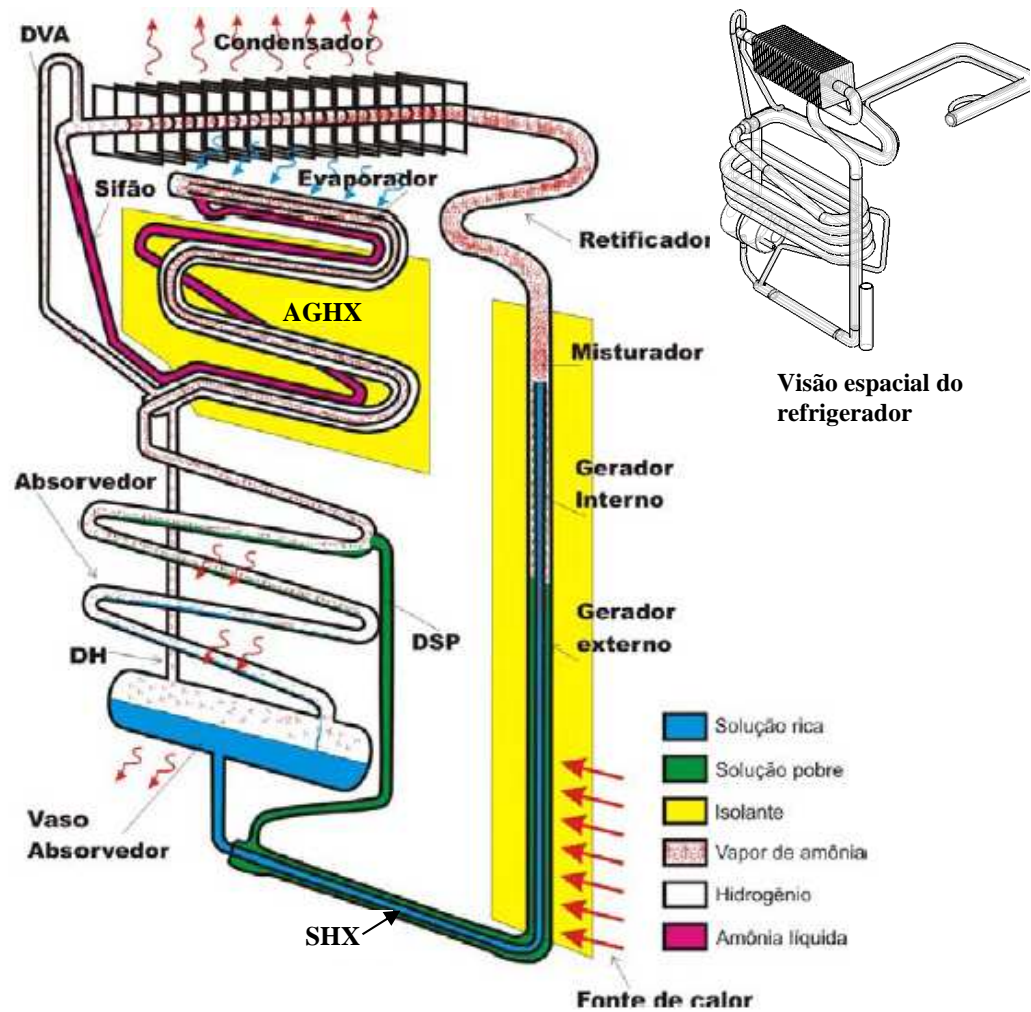


Figura 2. 2 – Diagrama esquemático do DAR.

Fonte: Adaptado de Chaves (2009).

O grupo gerador é composto por gerador interno, gerador externo e misturador. O gerador interno constitui-se de um tubo interno ao gerador externo. Esta configuração termina até o misturador. O gerador interno é também chamado de bomba de bolhas. O grupo condensador é composto pelo retificador (que se inicia ao final do misturador), condensador, direcionador de vapor de amônia, DVA, e sifão. No ponto mais baixo do DVA e do sifão inicia-se o trocador de calor de gás auxiliar (AGHX). Este último componente juntamente com o evaporador compõe o grupo evaporador. O AGHX é formado por dois tubos concêntricos. O tubo externo é o prolongamento do DVA associado ao direcionador de hidrogênio, DH. O tubo interno é responsável pelo direcionamento do vapor de amônia, proveniente do evaporador, para absorção (tubo absorvedor). Além dos dois tubos concêntricos, o AGHX possui um terceiro tubo lateral que é a continuação do sifão e termina no evaporador. O

AGHX é um trocador de calor regenerativo entre o escoamento do gás circulando entre o evaporador e o absorvedor. O gás auxiliar flui continuamente em um loop entre o evaporador e absorvedor. O gás auxiliar quente deixando o absorvedor reduz a capacidade do evaporador para um valor inutilizável sem o AGHX. Por transferência de calor entre as duas pernas de retorno de gás auxiliar (DH e tubo absorvedor), o efeito de detrimento de gás auxiliar sobre a capacidade do evaporador é minimizado. Na Figuras 2.2 podem ser observados isolamentos térmicos (em amarelo) envolvendo o grupo gerador e o AGHX.

O grupo absorvedor é composto pelo tubo absorvedor e vaso absorvedor. Este vaso está ligado ao AGHX pelo DH e o tubo absorvedor. Em sua extremidade inferior o vaso absorvedor direciona a solução rica para o tubo interior do trocador de calor de solução (SHX). Este último componente é formado por um tubo interno e outro tubo externo. Nesse tubo externo circula a solução pobre em vapor de amônia vinda do gerador externo em direção ao tubo absorvedor. O SHX é um trocador de calor regenerativo entre os fluxos de líquidos entrando e deixando o gerador.

A amônia circula por todos os componentes do DAR. O circuito do gás auxiliar, considerando operação em regime permanente, inclui o evaporador, absorvedor e trocador de calor de gás auxiliar. Uma mistura gasosa de hidrogênio/amônia circula no circuito de gás, acionada por convecção natural. Como uma primeira aproximação, o vapor na máquina pode ser considerado isento de água, da mesma forma é considerado que não há hidrogênio no líquido. Embora as considerações anteriores não sejam estritamente verdadeiras, estas considerações são precisas o suficiente para descrever a maioria das características do ciclo.

2.4 Funcionamento do DAR

O funcionamento do DAR foi descrito por Chen, Kim e Herold (1996), Srihirin e Aphornratana (2002), Zohar et. al (2005), Zohar et. al (2007), Zohar et. al (2008), Zohar et. al (2009), Chaves (2009), Starace e Pascalis (2011), entre outros. Nessas descrições os autores relatam os processos hidrodinâmicos e térmicos que ocorrem no equipamento. Uma releitura do funcionamento do DAR é aqui apresentada.

Antes do início de funcionamento do DAR a solução pobre e à rica encontram-se, por ação da massa específica, na parte inferior do dispositivo. Em uma localização precisa: no gerador, no

vaso absorvedor, no DSP e no SHX. Os níveis de posicionamento das soluções nestes componentes obedecem às leis da hidrostática. Nos demais componentes do DAR o hidrogênio é o único gás presente e determina a pressão do sistema. Isso ocorre, pois não há vapor de refrigerante no interior do equipamento, o que contribui com as maiores concentrações nas soluções, pobre e rica. O líquido de entrada para o gerador/bomba de bolhas, para o refrigerador operando em regime permanente, contém aproximadamente 30% de amônia por massa. Este absorvente fraco (rico em amônia) tem origem no absorvedor, em que o líquido pobre flui juntamente com a mistura de vapor de amônia/hidrogênio.

O DAR é então acionado por uma fonte externa de calor direcionada ao gerador. Esta fonte de energia poderia ser, por exemplo, a energia solar conduzida por um coletor solar concentrador do tipo parabólico (Moreira, 2009). O calor fornecido ao gerador externo aquece primeiro a solução pobre, que tem sua temperatura aumentada e por sua vez aquece a solução rica na bomba de bolhas (gerador interno). Com o aquecimento do gerador tem-se então a produção de vapor rico em amônia que se desprende das soluções (pobre e rica). Isso ocorre porque a temperatura de evaporação da amônia é menor que a da água. A fração mássica típica da solução pobre do sistema operando em regime permanente é de aproximadamente 15%. A temperatura típica do vapor amônia deixando o gerador é de 180 °C.

A produção de vapor de refrigerante, posterior aquela difundida no H₂, atua como um êmbolo, devido à diferença entre suas massas específicas. Tal configuração contribui para a movimentação do refrigerante no interior do DAR. Ao ser produzido na bomba de bolhas, o vapor de amônia arrasta a solução que se tornou pobre para o gerador externo. Este fluxo contribui para a circulação de líquido no interior do ciclo. No gerador externo também é produzido vapor de refrigerante, dessa forma a concentração da solução pobre é reduzida ainda mais. Esta solução quente verte-se para o SHX e contribui ainda mais para a produção de vapor de amônia na bomba de bolhas. Esse aumento na produção de vapor de amônia no SHX ocorre porque a solução empobrecida fornece calor à solução rica em partes distantes da fonte de calor atuando sobre o gerador. A solução pobre atinge o absorvedor devido à presença do DSP (direcionador de solução pobre que forma o vaso comunicante) e também devido disposição de solução pobre no gerador externo proveniente da bomba de bolhas (alteração na altura da coluna de fluido).

O vapor de amônia proveniente dos geradores, interno e externo, segue-se em direção ao misturador. Nesse componente o vapor de refrigerante é homogeneizado. Isso ocorre porque os vapores de amônia produzidos pelos geradores possuem diferentes temperaturas e concentrações.

Após a passagem pelo misturador, o vapor de amônia homogeneizado é direcionado ao retificador. Nesse dispositivo o vapor de água é condensado devido à troca de calor para o ambiente externo ao do DAR. Para uma efetiva condensação das partículas de água, o retificador é dotado de curvas com ressaltos que melhoram o processo de transferência de calor.

Do retificador o vapor de amônia é direcionado para o condensador (refrigerado a ar). Em regime transiente o transporte da amônia em direção ao condensador é feito com a ajuda do gás auxiliar (hidrogênio no caso). A amônia líquida produzida no condensador escoar para o sifão e o vapor de amônia não condensado segue-se para o DVA (direcionador de vapor de amônia). A amônia líquida do sifão escoar pelo AGHX até o evaporador. Nesse último componente a amônia líquida, do sifão, e seu vapor, proveniente do DVA, encontram um ambiente rico em H_2 (O hidrogênio já está aprisionado pelo próprio DVA, pelo sifão, pelo DSP, vaso absorvedor e tubo absorvedor.). Neste ambiente rico em gás inerte a amônia líquida evapora-se. Tal fenômeno ocorre porque a pressão parcial da amônia é menor que a do hidrogênio. Dessa forma a temperatura de saturação da amônia é reduzida, o que promove a evaporação desse refrigerante com remoção de calor a baixas temperaturas (produção de frio). Então a amônia, na forma de vapor, sofre difusão no hidrogênio até o tubo absorvedor. Nesse tubo absorvedor o vapor de amônia começa a ser reabsorvido pela solução empobrecida conduzida pelo DSP. O gás auxiliar, que é essencialmente não absorvível, retorna ao evaporador. O término do fenômeno de absorção ocorre no vaso absorvedor e a solução rica é direcionada novamente ao gerador por meio do tubo interno do SHX. Para que a produção de frio seja contínua o grupo absorvedor deve trabalhar a uma temperatura aproximadamente constante.

2.5 Considerações sobre o sistema de pressão do DAR

A pressão total do sistema governa a temperatura na qual o condensador opera (Chen, Kim e Herold, 1996). Quando a máquina é ligada, a temperatura ambiente, a taxa de escoamento

interno é zero e o fluido de trabalho existe como uma mistura bifásica consistindo de três componentes: amônia (NH_3), água (H_2O) e hidrogênio (H_2). Inicialmente, a fase vapor é formada em grande parte por gás auxiliar com uma pequena pressão parcial de NH_3 e quase nada de água. Quando calor é adicionado ao gerador, algum líquido vaporiza, bolhas surgem do gerador e o líquido da bomba de bolhas é direcionado para o gerador externo e através do DSP para o absorvedor.

Até a pressão de vapor do líquido no gerador exceder a pressão total na máquina, o vapor deixando o gerador deve se difundir através da manta de gás auxiliar. Neste regime, o processo de condensação é controlado pela difusão através do gás auxiliar. Quando a pressão de vapor excede a pressão total, um escoamento direcionado pela pressão é iniciado, a qual varre uma porção de gás auxiliar para fora do condensador. O ponto final de operação do condensador envolve um balanço dinâmico onde o gás auxiliar está difundindo no condensador e sendo retirado por convecção para fora deste dispositivo em uma mesma taxa. Chen, Kim e Herold (1996) relatam que cálculos termodinâmicos indicam que o estado na entrada do condensador é de amônia pura. Por isso, a temperatura da primeira queda de condensado é determinada pela carga (pressão) de gás auxiliar.

2.6 Considerações finais

O princípio operacional de refrigeradores por absorção foi descrito inicialmente nesse capítulo. Em seguida, o funcionamento de um refrigerador por absorção/difusão, com amônia, como refrigerante, água, como absorvente, e hidrogênio como gás inerte foi apresentado. A partir dessa descrição foi possível entender fisicamente todos os processos envolvidos no refrigerador estudado. Uma divergência foi observada a respeito do funcionamento do refrigerador. Chaves (2009) observou um sentido de fluxo contrário ao mencionado por Zohar et. al (2005), Zohar et. al (2007), Zohar et. al (2008), Zohar et. al (2009), Starace e Pascalis (2011) no grupo evaporador. Após a compreensão do funcionamento do refrigerador, teve-se início aos estudos de trabalhos relevantes associados ao DAR.

3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

3.1 Considerações iniciais

A revisão bibliográfica aqui apresentada compreende um breve relato da refrigeração por absorção nos tempos atuais, ressaltando as novidades em termos de pesquisas. É dada ênfase a refrigeração solar por absorção. A modelagem matemática de equipamentos de refrigeração também é relatada.

3.2 A refrigeração por absorção – Estado da arte

A refrigeração por absorção pertence aos ciclos de sorção com transferência de calor em baixa temperatura (Ziegler, 2002). Estes ciclos envolvem processos de *sorção*, cujo mecanismo consiste na atração física ou química entre um par de substâncias. Neste par de substâncias, a de menor temperatura de ebulição é o *soluto* (na refrigeração, este exerce o papel de refrigerante) e a outra é o *solvente*. O fenômeno de absorção na refrigeração ocorre quando um líquido absorve moléculas de refrigerante em seu interior e se altera fisicamente e/ou quimicamente no processo. Além da absorção, a adsorção também constitui mecanismo de produção de frio associado à sorção. A adsorção corresponde à sorção sólida e envolve um solvente sólido que atrai moléculas de refrigerante em sua superfície através de forças físicas ou químicas e não muda sua forma no processo. Em um sistema de adsorção, cada um dos adsorventes tem suas funções alternadas no gerador e absorvedor. Essa alternância deve-se a dificuldade de se transportar o solvente sólido de um lugar para outro.

Segundo Ziegler (2002), os ciclos de sorção utilizados na refrigeração podem ser agrupados em quatro partes: área de sorção sólida, ciclos (por absorção) com transferência de calor em baixa temperatura, ciclos híbridos de compressão – sorção e ciclos dessecantes abertos. A sorção sólida abrange os ciclos de adsorção. Já os ciclos com transferência de calor em baixa temperatura correspondem à absorção. Os ciclos híbridos de compressão – sorção estão associados a sistemas que utilizam princípios de sorção e compressão em paralelos. Os ciclos dessecantes abertos promovem a retirada de umidade para produção de frio utilizando sistemas abertos.

A refrigeração por absorção tem sido mais freqüentemente adotada para a refrigeração solar (Kima e Ferreira, 2007). Este tipo de refrigeração requer muito pouco ou nenhuma energia elétrica de entrada e, para a mesma capacidade, as dimensões físicas de uma máquina de absorção são menores que aquelas para uma máquina de adsorção devido ao elevado coeficiente de transferência de calor do absorvedor. Além disso, a fluidez do solvente dá uma maior flexibilidade na construção de uma máquina mais compacta e/ou eficiente. Entretanto, Ziegler (2002) relata que refrigeradores por adsorção são preferíveis aos sistemas de absorção para aplicação automotiva. As razões são devidas as temperaturas atingíveis por sorção com sólidos, exigência de energia para acionamento da bomba de solução e dificuldade de manipulação dos líquidos passando pelo sistema em movimento.

Vários estudos envolvendo o mecanismo de absorção têm sido divulgados. Niu, Du e Xiao (2010) relatam a recente atenção voltada para a refrigeração por absorção nas últimas décadas. Nesta mesma referência é apontada a potencialidade do sistema para aproveitamento de calor desperdiçado em indústrias e a contribuição para a preservação do meio ambiente. Adicionalmente os autores referenciam o baixo COP (coeficiente de performance) dos sistemas de refrigeração por absorção frente aos refrigeradores por compressão mecânica e as pesquisas realizadas com o objetivo de melhorar a eficiência de refrigeradores por absorção.

Para melhorar o desempenho de refrigeradores por absorção deve-se primeiro reforçar o fenômeno de absorção. Com base neste princípio Kim et. al. (2006) apresentaram três métodos para se reforçar o fenômeno de absorção, são eles:

- Métodos mecânicos (trabalha a forma, superfície e estrutura dos tubos responsáveis pela transferência de calor);
- Métodos químicos (adição de surfactantes na solução água – amônia para melhorar a performance do sistema);
- Método de adição de nanopartículas na solução água – amônia (é observado que a adição destas substâncias proporciona a redução do tamanho do absorvedor o que pode promover a redução do equipamento ou aumentar a eficiência de absorção em um mesmo dispositivo).

Diversos trabalhos foram realizados para reforçar o fenômeno de absorção com base nestes três métodos descritos por Kim et. al. (2006). Moller e Knoche (1996) estudaram a utilização de vários surfactantes para a redução da tensão superficial da solução. Resultados mostraram a redução de refluxo no absorvedor e aumento na eficiência do equipamento com reforço do fenômeno de absorção. Kang e Kashiwagi (2002) pesquisaram a inserção de aditivos para induzir a convecção de Marangoni. Esta convecção é desencadeada devido à dependência da tensão superficial em um fluido com a temperatura. Com a elevação da temperatura gera instabilidade e movimento da solução, o que contribui para o fenômeno de absorção.

Um método adicional é descrito por Niu, Du e Xiao (2010). Com o objetivo de reforçar o fenômeno de absorção estes autores estudaram a aplicação de um campo magnético para melhorar o COP do equipamento. Tal estudo está relacionado ao fato de que as moléculas de amônia e água são todas polarizadas. E o campo magnético afeta diretamente o campo de velocidades que influencia na transferência de calor e massa. Dessa forma o campo magnético pode alterar as propriedades físicas da solução amônia – água modificando o fenômeno de absorção. Isso proporciona a melhoria do COP de sistemas de absorção quando o campo magnético é aplicado de forma adequada. Estes autores também estudaram a variação de intensidade e direção do campo magnético com diversas condições operacionais do equipamento. O resultado final constatou que aplicado um campo magnético em direção contrária ao fluxo de absorção tem-se a redução do efeito de absorção e redução do COP. E aplicado este campo magnético na mesma direção do fluxo de absorção o COP é aumentado.

O trabalho de Niu, Du e Xiao (2010) foi fundamentado em pesquisas anteriores realizadas por (Niu e Du, 2007; Niu et al., 2007). No estudo feito por Niu e Du (2007) foi realizada uma discussão sobre a influência de um campo magnético externo sobre um sistema de refrigeração por absorção. Em Niu et. al. (2007) foi realizada a análise numérica preliminar com a inserção de um campo magnético no sistema de refrigeração por absorção. Este estudo foi realizado considerando um tubo vertical de solução descendente sob influência de um campo magnético externo.

Kima e Ferreira (2007) apresentaram um estudo sobre o estado da arte da refrigeração solar. Neste trabalho os autores comentaram toda a problemática associada à refrigeração solar e informaram as tecnologias disponíveis e emergentes. As alternativas apresentadas pelos autores são: a refrigeração solar elétrica, refrigeração solar térmica, refrigeração termo

mecânica e a refrigeração solar por sorção. Os autores também relatam os riscos associados ao aquecimento global, com o aumento da temperatura média no planeta Terra. Esse fato tem proporcionado inúmeras pesquisas no campo da refrigeração solar. Adicionalmente, Kima e Ferreira (2007) comentam o crescente interesse pela refrigeração solar que advém da redução do consumo de energia pela refrigeração, redução do uso de refrigerantes sintéticos e redução da produção de CO₂. Quanto à refrigeração por sorção Kima e Ferreira (2007) apresentam a refrigeração por adsorção, sistemas abertos dessecantes e absorção. Esta última opção, segundo estes autores, tem sido mais freqüentemente adotada para a refrigeração solar. Por último, Kima e Ferreira (2007) sumariza alguns estudos sobre a refrigeração solar em que são utilizados diversos tipos de coletores solares concentradores para acionamento de refrigeradores por absorção.

Ziegler (2002), em seu artigo, apresentou o estado da arte de bombas de calor e tecnologias de resfriamento que funcionam com base no princípio de sorção. O autor relata a intensa utilização da refrigeração por absorção, em virtude da redução de ruídos e vibrações dos sistemas e da economia de energia na associação destes a sistemas de co-geração. Por outro lado, a carência de conhecimentos sobre os sistemas refrigeração por absorção e custos relativamente altos são inconvenientes, de acordo com Ziegler (2002). Os sistemas de refrigeração por absorção envolvem considerações termodinâmicas, pares de fluido de trabalho e transferência de calor e massa, tudo isso resulta na complexidade de análise. Em relação às considerações termodinâmicas é enfatizada a importância da análise de ciclos específicos de absorção. Em relação aos pares de fluidos de trabalhos, Ziegler (2002) aponta diversos parâmetros que devem ser considerados e cita novas linhas pesquisas associadas ao tema, são eles:

- Obtenção de materiais de baixo custo (orgânicos);
- Uso de refrigeradores por absorção associados a sistemas de co-geração de forma otimizada;
- Escolhas dos pares de trabalho e seus impactos em questões técnicas e aplicações;
- Parâmetros para escolha do par (absorvente e soluto): intervalo de pressão e temperatura, COP, experiência, complexidade no manuseio, segurança, características ambientais, etc.
- Incertezas nas propriedades que podem influenciar o cálculo do ciclo e projeto para uma extensão considerável;

- Avaliação de pares de fluidos conhecidos (consolidados) e pesquisas para obtenção de novos pares;
- Investigação de problemas com corrosão e má transferência de calor que ainda não foram resolvidos (soluções salinas, hidróxidos e ácidos);
- Propostas para utilização de pares orgânicos e utilização de solventes sólidos;
- Problemas associados a não utilização de solventes sólidos e a possibilidade de ocorrência de descontinuidade do processo cíclico com redução do COP.

Ziegler (2002) afirma que a transferência de calor e massa é essencial para sistemas de sorção. Pois, enquanto bombas de calor por compressão mecânica necessitam de dois diferentes trocadores de calor, sistemas de sorção necessitam de quatro ou mais trocadores de calor. A transferência de calor e massa é um importante campo para análises, simulação e experimentos. Ziegler (2002) também relata a grande importância prática, que tem sido alvo de inúmeros estudos, da adição de surfactantes nos processos de transferência de calor e massa em sistemas de absorção. Este autor aponta vários estudos experimentais e teóricos de sistemas de absorção operando com água/amônia. Ele também fala da importância da viscosidade e tensão superficial nos estudos (comportamento da absorção e determinação dos coeficientes de transferência de calor). Segundo Ziegler (2002), ainda no mesmo artigo, são exemplos de aplicações para sistemas de absorção:

- Arrefecimento de gás e resfriamento a partir de calor desperdiçado (co-geração);
- Refrigeração em sistemas automotivos (câmaras frigoríficas e ar condicionado);
- Resfriamento e bombas de calor acionadas a partir de energia solar.

Ziegler (2002) cita vários estudos relativos à sua pesquisa para fundamentação de suas informações, isso por se tratar do estado da arte sobre os mecanismos de sorção.

Fan, Luo e Souyri (2007) apresentaram um estudo do estado da arte sobre tecnologias de refrigeração por sorção (absorção e adsorção). Os princípios básicos, desenvolvimento histórico e recentes progressos em tecnologias de refrigeração solar por sorção são relatados neste estudo. Adicionalmente, as áreas de aplicação destas tecnologias foram categorizadas pela demanda da temperatura de resfriamento. Os autores mostraram que as tecnologias desenvolvidas para a refrigeração por sorção são alternativas atrativas que não somente pode servir as necessidades para aplicação em condicionamento de ar, refrigeração, produção de

gelo e propósitos de congelamento, mas também podem encontrar demanda para a conservação de energia e proteção ambiental.

Sieres e Seara (2006) realizaram um estudo experimental detalhado sobre as características da transferência de massa de um sistema de vedação para retificação em sistemas de refrigeração por absorção operando com o par água/amônia. Segundo estes autores, a utilização mais eficiente de sistemas refrigeração por absorção ocorre a partir de duas fontes de energia. A primeira delas é a utilização da energia proveniente de sistemas de co-geração. A segunda consiste na utilização de energia solar para condicionamento de ar. Sieres e Seara (2006) relatam que a redução do tamanho dos equipamentos pode ocorrer se for utilizado um mecanismo efetivo para a transferência de calor e massa. Por último estes autores orientam que a água acumulada no evaporador proporciona a deterioração do sistema e reduz a eficiência do equipamento.

Darwish, Al-Hashimi e Al-Mansoori (2008) fizeram um estudo sobre um sistema de refrigeração por absorção comercial água/amônia (ARWA). Nesse estudo os autores analisaram a performance do equipamento em diversas condições de operação, considerando o sistema acionado por calor que antes era desperdiçado. Para tais análises os autores utilizaram a ferramenta computacional de modelagem Aspen Plus 2004. Segundo os autores essa ferramenta é relativamente fácil e versátil de se usar na modelagem de ciclos de potência avançados e fornece uma plataforma para descrever diferentes processos físico-químicos. Darwish, Al-Hashimi e Al-Mansoori (2008) também relatam a necessidade fundamental da combinação soluto – solvente que na fase líquida, dentro do intervalo de temperatura de operação do ciclo, estes componentes devem ter uma margem de miscibilidade. A mistura deve ser ambientalmente amigável, de baixo custo, quimicamente estável, não tóxica, não corrosiva e não explosiva. Em adicional a estas necessidades, a elevação do ponto de ebulição (a diferença no ponto de ebulição entre o refrigerante puro e a mistura na mesma pressão) deve ser tão grande quanto possível. O refrigerante também deve ter um alto calor de vaporização e alta concentração no interior do solvente com o objetivo de manter-se baixa a taxa de circulação entre o gerador e o absorvedor por unidade de capacidade de resfriamento. As propriedades de transporte (por exemplo: viscosidade, condutividade térmica e coeficiente de difusão) que influenciam a transferência de calor e massa devem ser favoráveis.

Yokozeki (2005) investigou a performance teórica de vários pares refrigerante – solvente em ciclos de refrigeração por absorção de vapor usando equações de estado. Este autor afirma que sistemas de absorção possuem parâmetros importantes (temperatura – pressão – concentração e entalpia – temperatura) sob o ponto de vista termodinâmico e que podem ser utilizadas equações cúbicas de estado para modelagem do ciclo. Estas equações permitem avaliar o comportamento das propriedades PVT e necessitam de parâmetros de interação adequados entre estas propriedades. Yokozeki (2005) relata que as equações cúbicas são bem sensíveis a estes parâmetros.

Stoecker e Jones (1985) dedicaram um capítulo de sua obra a refrigeração por absorção. Esses autores apresentaram a relação entre o ciclo de absorção e o ciclo de compressão mecânica. Citaram ainda o francês Ferdinand Carré como inventor do sistema de absorção e a utilização pioneira desse sistema nos Estados Unidos durante a primeira guerra civil pelos estados confederados do sul. Stoecker e Jones (1985) descrevem o ciclo básico de absorção e o referenciam como ciclo operado a calor. Tal designação ocorre porque a maior parte do custo de operação do sistema de absorção é devida ao fornecimento de calor, que tem o objetivo de liberar o vapor do refrigerante a alta pressão. Nessa mesma referência, os autores descrevem o coeficiente de eficácia de um ciclo de absorção ideal, CDE_{abs} (razão entre a taxa de refrigeração pela taxa de adição de calor ao gerador). Stoecker e Jones (1985) deixam claro que o coeficiente de eficácia, CDE, de um sistema de absorção é inferior ao CDE de um sistema de refrigeração por compressão mecânica. Segundo os autores esse fato não deve ser considerado prejudicial aos ciclos de absorção, porque os coeficientes de eficácia para os dois sistemas são definidos de formas diferentes. O CDE do ciclo de compressão de vapor é a razão entre a taxa de refrigeração pela potência na forma de trabalho fornecida para acionar o ciclo. Energia na forma de trabalho é mais onerosa que energia na forma de calor. Stoecker e Jones (1985) apresentam ainda diversos aspectos da refrigeração por absorção, são eles: propriedades de concentração – temperatura – pressão considerando o par LiBr – Água, cálculos das vazões em massa nos ciclos de absorção, entalpia de soluções LiBr, análise térmica de sistemas de absorção simples, ciclo de absorção com trocadores de calor, configuração de unidades de absorção comerciais, cristalização, controle de capacidade, sistema de duplo – efeito, combinação com sistema de compressão de vapor, sistema Água – Amônia, o papel de unidades de absorção na prática de refrigeração. O capítulo da obra de Stoecker e Jones (1985) é finalizado com oito problemas a serem resolvidos pelo leitor.

Vários outros estudos sobre a refrigeração por absorção podem ser encontrados na literatura especializada. Em síntese, alguns desses estudos são apresentados:

- Táboas et. al. (2009) estudaram a transferência de calor em um escoamento evaporativo de uma mistura água – amônia em um trocador de placa plana. O objetivo do estudo foi contribuir para o desenvolvimento de trocadores de calor planos que podem funcionar como geradores em máquinas de refrigeração por absorção. Tais máquinas seriam acionadas por energia solar ou em sistemas de co-geração;

- Edison e Sengers (1999) investigaram as propriedades termodinâmicas da amônia na região crítica. Foi obtido um modelo teórico baseado em combinações. Este modelo incorpora um cruzamento (relação) a partir de um comportamento termodinâmico simples no ponto crítico com comportamentos termodinâmicos regulares distantes do ponto crítico. A partir desta metodologia foi possível obter as propriedades termodinâmicas da amônia utilizando equações matemáticas (obtenção de propriedades termodinâmicas entre 398 a 500 K considerando um amplo intervalo de densidade em torno da região crítica). Os resultados obtidos foram confrontados com dados disponíveis na literatura;

- Sieres, Seara e Uhía (2008) realizaram a análise experimental da retificação água – amônia em sistemas de absorção com um envoltório anular de metal com 10mm. O objetivo do estudo foi avaliar a taxa de transferência de calor e massa no retificador;

- Sieres, Seara e Vazquéz (2003) avaliaram as configurações da coluna de destilação em sistemas de refrigeração por absorção água – amônia. A coluna de destilação referida pelos autores é o retificador, que tem a função promover a remoção da água junto à amônia por destilação. Esta última substância, pura quanto possível, por sua vez deve entrar no condensador. Neste componente a presença de água pode deteriorar a eficiência do sistema de refrigeração. A configuração adequada do retificador promove a maior eliminação de água possível e contribui para o melhor desempenho do sistema. Sieres, Seara e Vazquéz (2003) empregaram mais de um retificador e diferentes meios de resfriamento para a condensação da água. As melhores configurações foram observadas com base no COP dos equipamentos;

- Polikhronidi et. al. (2009) realizaram medições PVT da mistura água – amônia em regiões críticas e supercríticas. O estudo ocorreu, segundo os autores, devido à grande atenção

atualmente dada ao par água – amônia e seu potencial de atuar como fluido de trabalho em ciclos de refrigeração e plantas de energia. Adicionalmente, o par contribui para a preservação do meio ambiente e é chamado de fluido orgânico alternativo;

- Mejbri e Bellagi (2006) realizaram a modelagem das propriedades termodinâmicas da mistura refrigerante água – amônia por três aproximações diferentes. A primeira é uma aproximação empírica baseada em um modelo de entalpia livre da mistura. Neste caso essa mistura é considerada como a resultante das propriedades de seus componentes puros e de um termo excedente correspondente ao desvio do conceito de solução ideal. A segunda aproximação é semi – empírica formulada com base em equações cúbicas de estado. A última aproximação é teórica e foi baseada em equações de estado associadas a teorias estatísticas de movimentos de fluidos. Comparando os três métodos os autores observaram que a última aproximação é mais adequada na predição e extrapolação das propriedades termodinâmicas do par água – amônia em sistemas com pressões e temperaturas elevadas.

3.3 Estudos publicados relativos ao DAR

A literatura exclusiva ao DAR (refrigerador por absorção – difusão) é escassa. O DAR é um equipamento que produz frio a partir do fenômeno de absorção associado à difusão. Esse último mecanismo ocorre com a inserção de um gás inerte (hidrogênio ou hélio) no ambiente de baixa pressão e contribui para a difusão do vapor de refrigerante (Zohar et. al, 2005). Deste modo todos os ambientes do DAR operam em uma pressão total aproximadamente constante (Koyfman et. al., 2003; Chaves 2009). A inserção do gás auxiliar é bastante útil, pois possibilita a retirada de componentes móveis causadores de ruídos, onerosos e que necessitam de manutenção (bomba, válvula redutora de pressão e válvula de expansão) (Chen, Kim e Herold, 1996). A descrição dos componentes e funcionamento deste equipamento foi realizada no Capítulo 2 do presente trabalho. No presente item são apresentados os trabalhos relativos ao DAR considerando os objetivos e resultados das pesquisas.

Chen, Kim e Herold (1996) estudaram a melhoria do desempenho de um refrigerador por absorção – difusão. Segundo estes autores as únicas características do DAR (refrigerador por absorção/difusão) são: a falta de partes móveis, ausência de ruídos e da vibração, associada a estas partes faltosas e a habilidade para operar sem energia elétrica. Baseado nestas características, o DAR satisfaz as necessidades de um refrigerador para quarto de hotel de

operação silenciosa. O equipamento também satisfaz a necessidade do mercado em relação a veículos frigoríficos para funcionamento a gás. Chen, Kim e Herold (1996) relatam que a tecnologia DAR apresenta boa confiabilidade, durabilidade, baixo custo de manutenção e operação, sem a presença de clorofluorcarbonetos. Os ciclos associados ao DAR utilizam, de acordo com os autores, três fluidos de trabalho: o fluido refrigerante (amônia), o absorvente (água) e o gás auxiliar (normalmente hidrogênio). A única característica desta tecnologia comparada com o ciclo de absorção convencional, é que a introdução de um gás auxiliar proporciona a equalização da pressão por todo o ciclo. Então, a necessidade de trabalho mecânico de entrada para a bomba de líquido é reduzida ao ponto onde somente uma bomba de bolhas pode operar por meio do fornecimento de calor por condução. Em síntese, Chen, Kim e Herold (1996) buscaram esforços para melhorar a performance atual do DAR. Para tanto, os autores partiram de bases termodinâmicas para projetar mudanças e o reuso de calor desperdiçado a partir de um retificador para aquecer o líquido absorvente fraco vindo absorvedor. Com isso, um novo gerador com trocador de calor (GWHX) foi projetado e fabricado (Figura 3.1). Os resultados do teste do DAR com GWHX foram comparados a partir de testes básicos. O novo gerador projetado demonstrou um melhoramento significativo no COP de resfriamento de até 50% comparado aos testes básicos, permanecendo-se constante a capacidade de resfriamento. Adicionalmente, os autores descrevem o minuciosamente o funcionamento do DAR.

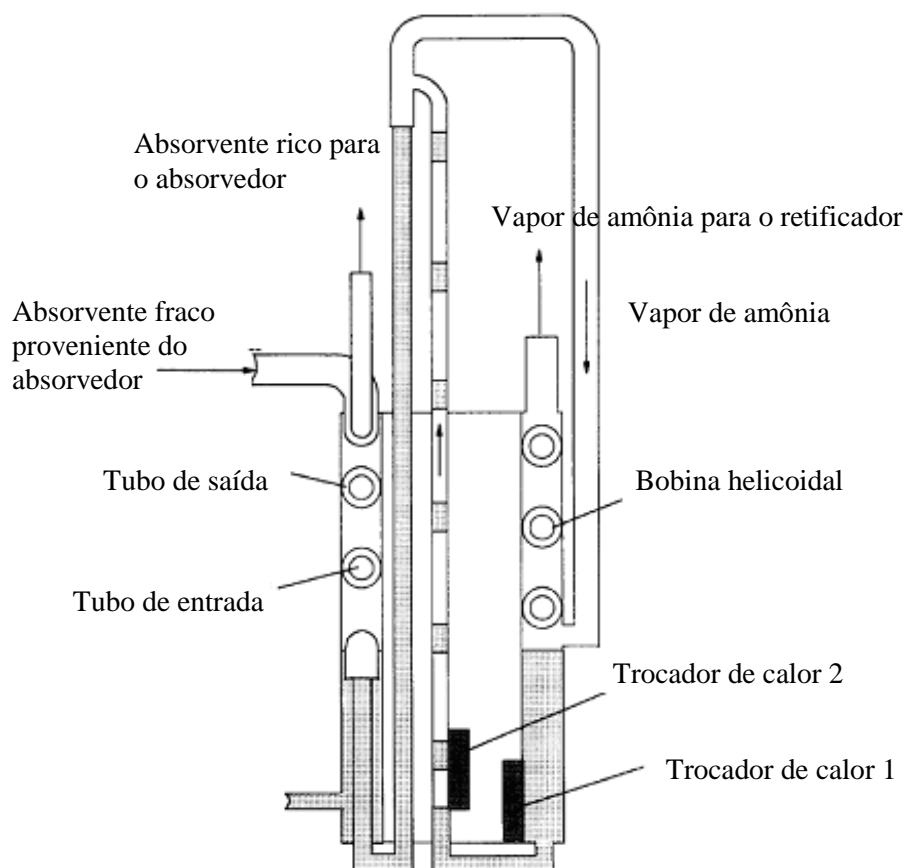


Figura 3. 1– Gerador com trocador de calor (GWHX).

Fonte: Chen, Kim e Herold (1996).

Chen, Kim e Herold (1996) idealizaram o gerador mostrado na Figura 3.1 com o objetivo de utilizar o retificador quente para pré aquecer a solução absorvente fraca (termo referente à solução rica) proveniente do absorvedor. No projeto típico existente, a bomba de bolhas é posicionada concentricamente no interior do tubo. A bomba de bolhas é indiretamente aquecida pela solução absorvente forte (solução fraca com alto potencial de absorção). No trocador de calor de solução (SHX ou RCD), o absorvente forte é usado para aquecer o absorvente fraco. Durante os testes realizados Chen, Kim e Herold (1996) foi observado que o tubo de saída do trocador de calor da solução opera quente e perde aproximadamente cerca de 15 – 35 W para as vizinhanças. O projeto proposto pelos autores realiza a integração de todos estes componentes de modo a reduzir as perdas. O vapor de amônia quente originado na bomba de bolhas flui para a seção média do gerador durante a operação. Ele pré aquece a solução absorvente fraca fluindo para baixo, dentro do tubo externo de uma bobina helicoidal.

O absorvente forte da bomba de bolhas flui dentro do tubo interno da bobina helicoidal. Ele também rejeita calor para o absorvente fraco fluindo para baixo no anel (espaço anular) da bobina helicoidal. Outra característica do projeto é que as perdas térmicas são reduzidas, pois o calor é fornecido para o sistema a partir do interior da concha cilíndrica. Dessa forma, é minimizado o problema da perda direta de calor proveniente do aquecedor. O dimensionamento do trocador de calor foi restrito pelo tamanho da unidade e dessa forma foi reduzido aos diâmetros do gerador. O mesmo aconteceu para os tubos da bobina helicoidal e para o afastamento desta bobina. O projeto convencional do trocador de calor da solução (RCD ou SHX) foi avaliado durante os testes. Os resultados foram utilizados para estimar as áreas superficiais do GWHX (trocador de calor proposto pelos autores).

Koyfman et. al. (2003) realizaram investigações experimentais para estudar a bomba de bolhas de unidades DAR. Segundo estes autores a bomba de bolhas é a força motora do ciclo e é um componente crítico da unidade. O propósito da bomba de bolhas (além de proporcionar a circulação do fluido de trabalho) é separar o soluto (refrigerante) da solução. Dessa forma, a eficiência da bomba de bolhas indicará a quantidade de refrigerante que saíra da solução. Koyfman et. al. (2003) desenvolveram um sistema experimental contínuo. Esse mecanismo foi construído e operado com sucesso. Os experimentos foram realizados de tal forma que alguns dos parâmetros que afetam a performance da bomba de bolhas puderam ser alterados. Durante a investigação experimental, fotografias foram tiradas mostrando que a bomba de bolhas opera internamente em regime de fluxo lento, mas agitado na entrada do tubo da bomba de bolhas (local de saída do vapor de refrigerante). Foi constatado que a performance da bomba de bolhas depende principalmente do calor de entrada no gerador. Koyfman et. al. (2003) declaram ainda que utilizando a solução água/amônia como fluido de trabalho é necessário a geração de altas temperaturas (acima de 150 °C) para acionamento do refrigerador. E que utilizando a solução brometo/água como fluido de trabalho é permitido a utilização de fontes de calor em baixas temperaturas (abaixo de 100 °C). O autores investigaram também a utilização de uma solução de solvente orgânico com refrigerante a base de hidroclorofluorcarbonetos (dimetilacetamida e clorodifluorometano – R-22) como fluido de trabalho para uma unidade de refrigeração por absorção/difusão. Segundos os autores esta solução permitiu obter baixas temperaturas no evaporador (abaixo de 0 °C) com uma temperatura de geração entre 50 e 90 °C. Dessa forma um simples coletor solar de placa plana poderia fornecer a temperatura de geração necessária e permitiria o sistema operar com um custo muito baixo.

Estudos sobre a bomba de bolhas para um ciclo de absorção brometo/água foram realizados por Pfaff et. al. (1998). Eles desenvolveram um modelo matemático usando o princípio do manômetro para avaliar a performance da bomba de bolhas. De modo a validar o modelo matemático, um equipamento de teste foi construído em vidro, para avaliar a performance da bomba de bolhas e para visualizar padrões de escoamentos. De modo a comparar a performance da bomba de bolhas com diferentes diâmetros de tubos Pfaff et. al. (1998) construíram o equipamento de teste com várias bombas de bolha que foram conectadas em paralelo. O sistema experimental não operou continuamente. A solução foi bombear a partir de um reservatório inferior para um vaso de separação. Neste vaso de separação o refrigerante foi separado da solução. Ambos, refrigerante e solução forte (rica em BrLi), foram levados a um reservatório de medição onde as taxas de fluxo foram medidas. O refrigerante e a solução forte permaneceram nos vasos de medições até próximo teste. Armazenando a solução rica e o refrigerante nos vasos de medições torna-se possível obter concentrações desejadas na bomba de bolhas. Embora este método permita obter medidas precisas de taxas médias de fluxos ele não permite o sistema operar continuamente. Pfaff et. al. (1998) constataram experimentalmente que a bomba de bolhas operada em regime lento em intervalos cíclicos. Também foi visto que a frequência de ação da bomba aumenta com o aumento do calor de entrada na bomba de bolhas, aumenta na direção do topo da bomba e diminui com o aumento do diâmetro do tubo. Pfaff et. al. (1998) mostraram ainda que uma bomba de bolhas com um diâmetro de tubo igual a 10 mm e fornecimento de calor de 40 W é apropriada para uma capacidade de resfriamento de cerca de 100 W. Adicionalmente, eles encontraram que usando um número de bombas de bolhas em paralelo aumenta a capacidade de resfriamento do refrigerador.

Srihirin e Aphornratana (2002) descreveram o funcionamento do DAR. Para investigar as características do sistema, a variação de alguns parâmetros operacionais pode ser realizada. Para isso os autores projetaram e construíram um refrigerador experimental. Nesse refrigerador a variação de algumas condições de trabalho em cada componente do sistema pode ser realizada independentemente. Todos os componentes tradicionais refrigerados a ar foram substituídos por componentes refrigerados a água. Isto permitiu o refrigerador experimental ser testado sobre um amplo intervalo de condições operacionais. Um simples modelo matemático foi desenvolvido como uma ferramenta primária para análise do sistema. O refrigerador experimental de Srihirin e Aphornratana (2002) foi projetado com base no

ciclo Platen e Munters. Hélio foi utilizado como gás auxiliar no lugar do hidrogênio, por razões de segurança. Srihirin e Aphornratana (2002) observaram a variação de alguns parâmetros específicos (valores de pressão, temperatura e concentração) de acordo com as condições de operação. O refrigerador desenvolvido por estes autores é apresentado na forma de diagrama pela Figura 3.2, a seguir. Uma fotografia do dispositivo pode ser observada pela Figura 3.3.

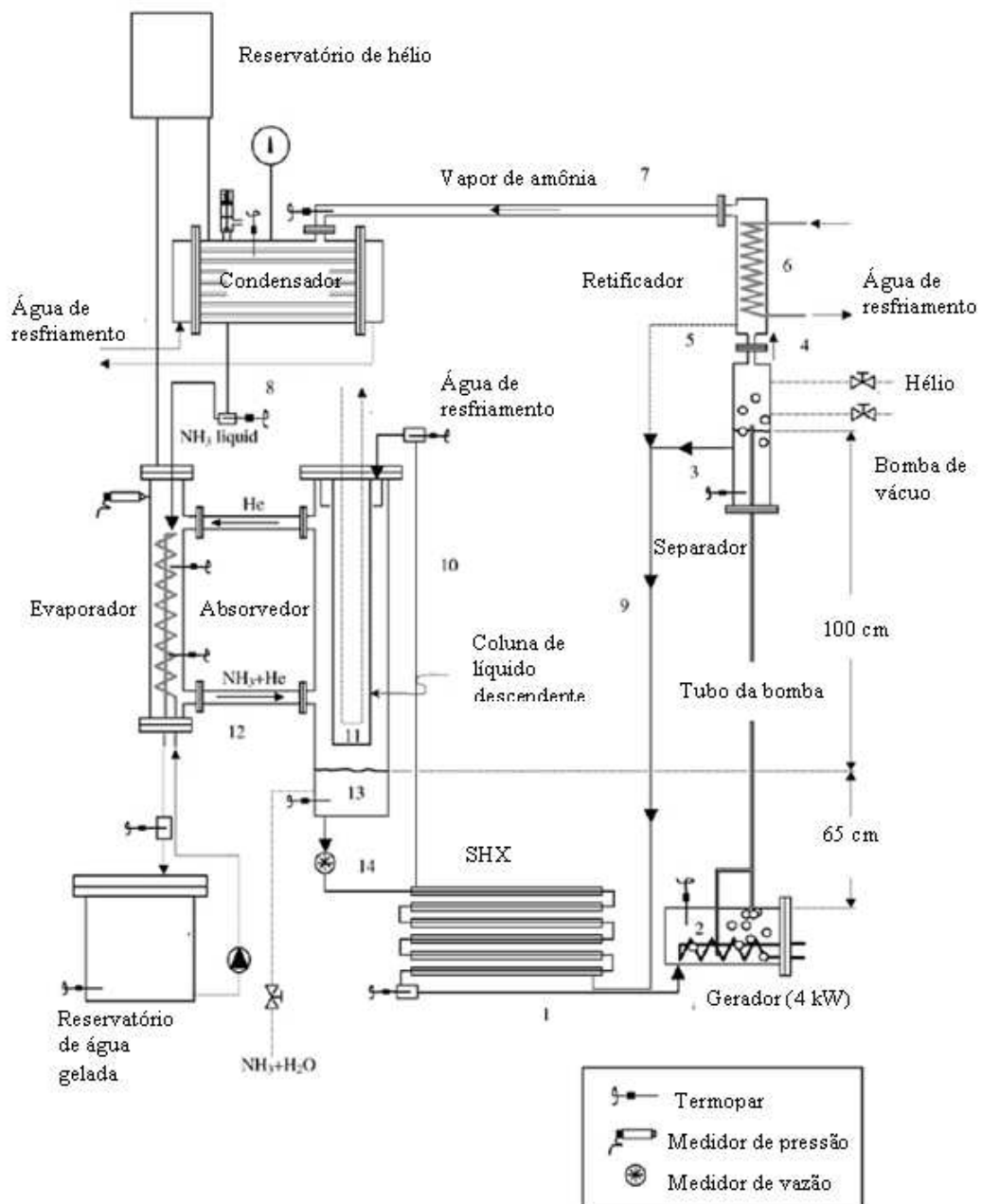


Figura 3. 2 - Visão esquemática do refrigerador experimental.

Fonte: Srihirin e Aphornratana (2002).

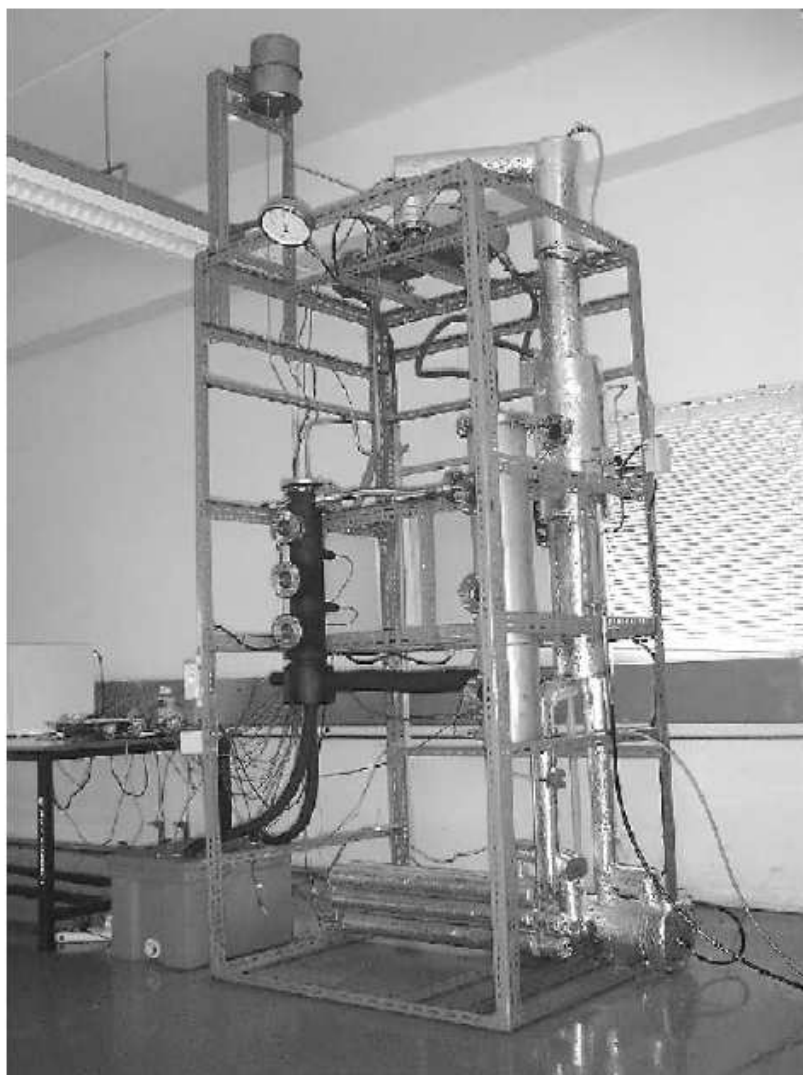


Figura 3. 3 – O refrigerador experimental.

Fonte: Srihirin e Aphornratana (2002).

Zohar et. al. (2005) desenvolveram um modelo termodinâmico para descrever o ciclo de refrigeração por absorção/difusão operando com amônia – água e hidrogênio ou hélio como gás auxiliar inerte. A performance do sistema foi examinada parametricamente por simulação computacional. Equações de conservação de massa e energia foram obtidas para cada componente do ciclo e resolvidas numericamente. O modelo foi validado por comparação com resultados experimentais publicados anteriormente para sistemas DAR. Investigações sobre a performance do ciclo sob diferentes condições indicaram que a melhor performance foi obtida para um intervalo de concentração de solução rica de 0,2 – 0,3 de fração mássica de amônia e que a concentração recomendada da solução fraca foi de 0,1. Foi visto também que quando o grau de retificação diminui, a performance do ciclo DAR também diminui. Zohar et. al. (2005) mostraram em seu estudo que o hélio foi superior ao hidrogênio como gás inerte: o

coeficiente de performance de uma unidade de DAR trabalhando como hélio foi superior até 40% em relação a um ciclo trabalhando com hidrogênio. No estudo realizado por estes autores o funcionamento do DAR foi descrito em detalhes. Nessa descrição uma informação chama a atenção do leitor. Zohar et. al. (2005) afirmam que a mistura gasosa de amônia/hidrogênio deixa o evaporador (5b), passa através do reservatório, entra no absorvedor a partir de baixo (10) e flui de forma ascendente em fluxo contrário a solução enfraquecida a qual entra no absorvedor a partir do topo (9b), depois de ter passado através do trocador de calor de solução (SHX). As indicações 5b, 9b e 10 referem-se a locais específicos que podem ser observados na Figura 3.4, a seguir.

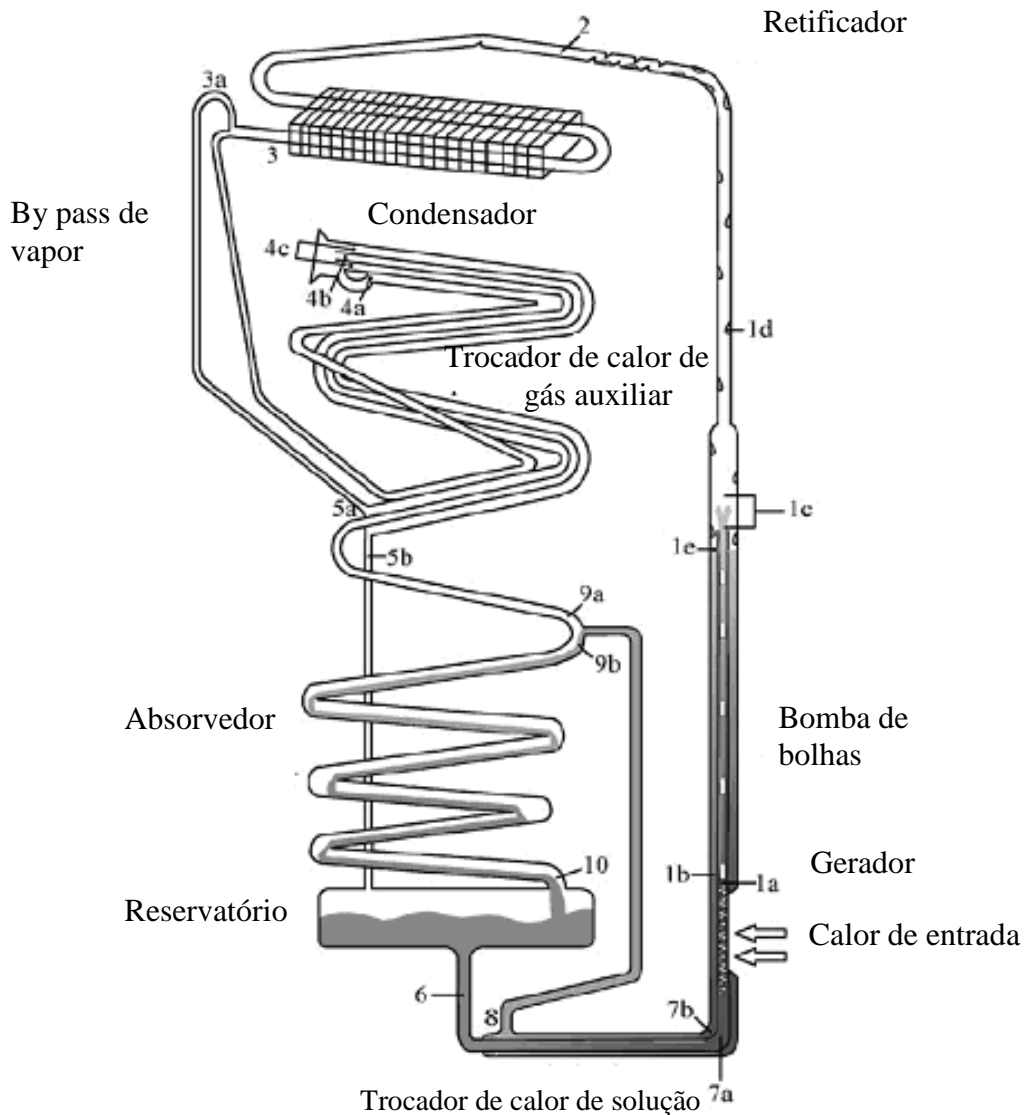


Figura 3. 4– Diagrama esquemático do DAR.

Fonte: Zohar et. al. (2005).

Zohar et. al (2007) realizaram um estudo baseado em um modelo termodinâmico completo para um ciclo de refrigeração por absorção/difusão operando com amônia – água e com hidrogênio, como gás auxiliar inerte. A performance de duas configurações fundamentais de um ciclo DAR, com e sem sub-resfriamento de condensado foram estudados e comparados. O sub-resfriamento é colocado em uma posição anterior a entrada do evaporador. O esquema das duas configurações (com e sem sub-resfriamento) é apresentado na Figura 3.5.

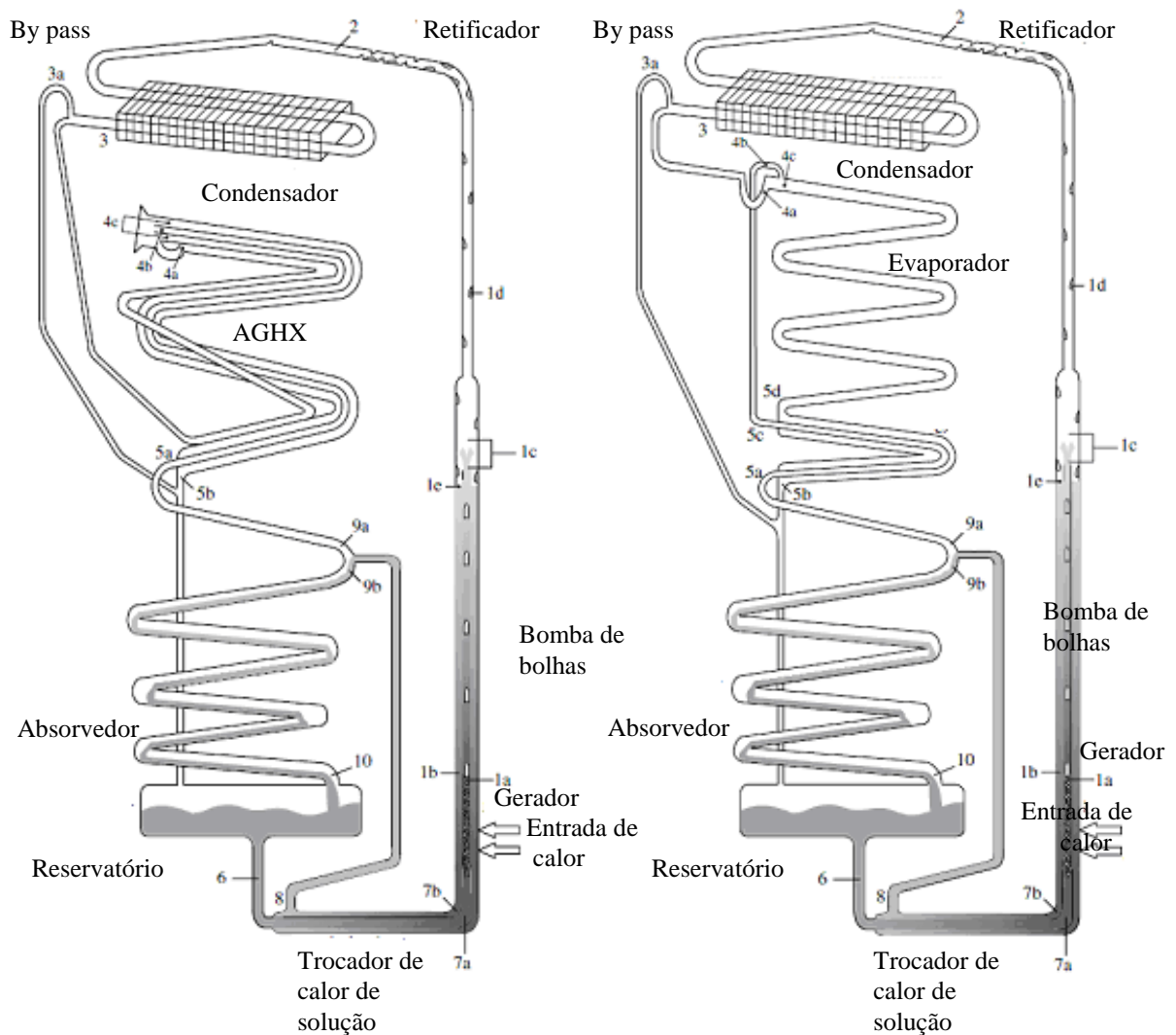


Figura 3. 5– Diagrama esquemático do DAR: imagem à esquerda com sub-resfriamento, à direita sem sub-resfriamento.

Fonte: Zohar et. al (2007).

A performance dos dois ciclos, apresentados na Figura 3.5, foram examinadas parametricamente por simulações computacionais. Equações da conservação de massa e energia foram desenvolvidas para cada componente do ciclo e resolvidas numericamente. Zohar et. al (2007) observaram que o ciclo DAR sem sub-resfriamento de condensado apresentou COP superior de 14 – 20% em comparação com o ciclo DAR com sub-resfriamento de condensado, mas isto ocorreu em elevada temperatura do evaporador de cerca de 15 °C.

Zohar et. al (2008) investigaram a influência da configuração do gerador e da bomba de bolhas sobre a performance do DAR. Segundo estes autores a desvantagem do sistema é o COP (coeficiente de performance) muito baixo. Neste contexto eles afirmam que a configuração do gerador e da bomba de bolhas é muito importante. E para aumentar a performance deve-se utilizar o mínimo de calor possível e promover a “desassimilação” o máximo possível do refrigerante a partir da solução. Nesse estudo, Zohar et. al (2008), um modelo anterior foi modificado e validado por um sistema experimental. Modelos termodinâmicos detalhados para três configurações de geradores e bombas de bolhas foram desenvolvidos pelos autores. Estes modelos, apresentados na Figura 3.6, compreendem:

- a) Calor de entrada para a solução rica com transferência de calor para a solução pobre (inversão da transferência de calor utilizada no sistema convencional);
- b) Calor de entrada para a solução rica com transferência de calor para a solução pobre no anular (fonte de calor aplicada à solução rica antes de entrar no SHX);
- c) Calor de entrada para a solução rica através da solução pobre (configuração utilizada em sistemas comerciais).

As performances dos três sistemas, que diferem na configuração de seus geradores e em suas bombas de bolhas, foram estudadas numericamente por Zohar et. al (2008). Estes autores observaram que para o mesmo calor de entrada, a segunda configuração apresentou maior desorção e a primeira configuração foi à menor em termos de desorção. A terceira configuração mostrou-se ter menor eficiência comparada a segunda configuração, em termos de COP. A primeira configuração resultou em menor performance, embora o calor seja

fornecido diretamente para a solução rica. Na Figura 3.6, podem ser observadas as três configurações do gerador e bomba de bolhas estudadas por Zohar et. al. (2008).

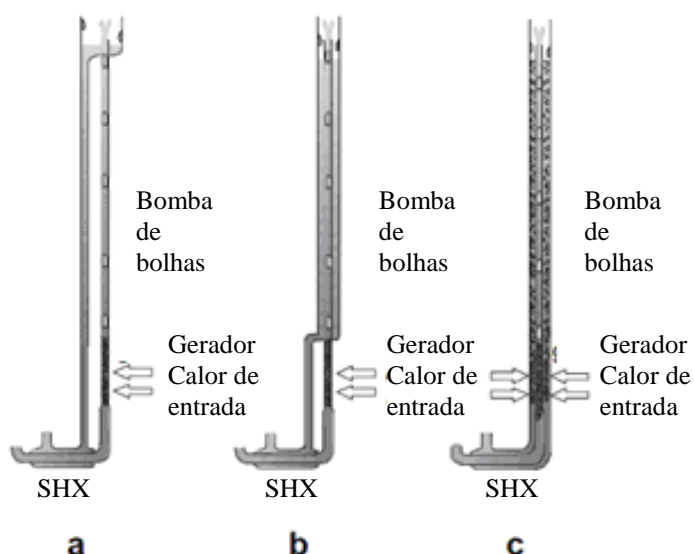


Figura 3. 6 – As três configurações do gerador e da bomba de bolhas propostas por Zohar et. al. (2008). (a) separação total, (b) parcialmente associado e (c) totalmente associado.

Fonte: Zohar et. al. (2008).

Da figura 3.6 a primeira configuração, (a), corresponde a separação total. Nesta configuração o calor de entrada para a solução rica ocorre sem transferência de calor intermédio do gerador externo. Ambos os tubos são isolados da vizinhança. A configuração (b) corresponde a associado parcialmente. Nesta configuração, o calor de entrada para a solução pobre ocorre a partir do tubo da bomba de bolhas para o tubo externo anular. A terceira configuração, (c), corresponde a totalmente associado. Nesta última configuração o calor de entrada para a solução rica se dá através da solução pobre. Também há geração de vapor de refrigerante no gerador externo. Através da solução pobre, contida no gerador externo, calor é transferido para a bomba de bolhas. Configuração que é usada em sistemas comerciais. O gerador externo é isolado da vizinhança.

Zohar et. al. (2009) analisaram a performance de um ciclo de refrigeração por absorção/difusão operando com fluidos orgânicos. Neste trabalho a performance de um sistema DAR simplificado trabalhando com um fluido absorvente orgânico (dimetilacetamida) e cinco diferentes refrigerantes e hélio como gás inerte foram examinados

numericamente. O objetivo dos autores foi diminuir a temperatura do gerador e a pressão do sistema junto com um refrigerante não tóxico. Os refrigerantes foram: R22, R32, R124, R125, e R134a. Os resultados foram comparados com a performance do mesmo sistema trabalhando com água – amônia – hélio. Comportamentos similares foram encontrados para todos os sistemas. Considerando o COP e concentrações de soluções ricas e pobres como função da temperatura do gerador, foi observado que a temperatura de um gerador típico com novas substâncias é de 150 °C. Adicionalmente foram observados nos sistemas operando com fluidos orgânicos coeficientes de performance (COP) ainda menores, temperaturas dos evaporadores ainda mais elevadas e temperaturas de condensação de cerca de 40 °C.

Chaves (2009) desenvolveu um modelo matemático em regime permanente para analisar o funcionamento de um ciclo DAR, modelo frigobar 80 litros, disponível no comércio (com potencia elétrica nominal do gerador de vapor igual a 80 W) e que opera com amônia – água – hidrogênio como fluidos de trabalho. O modelo matemático foi validado utilizando uma bancada de testes experimentais. 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. Chaves (2009) realizou simulações adicionais com o modelo implementado a fim de estudar o comportamento da pressão total e do COP do refrigerador para diferentes potências do gerador de vapor. Essas simulações revelaram que o COP aumenta com a diminuição da potência. O autor não recomenda o uso de potências inferiores a 80W devido ao aumento no tempo de espera de ativação do evaporador após o início da operação do refrigerador. Com a validação do modelo matemático Chaves (2009) realizou simulações considerando novas configurações de geometria, potência de acionamento e massas dos fluidos de trabalho. O modelo matemático desenvolvido foi implementado do software EES (Engineering Equation Solver). Em sua tese Chaves (2009) descreveu primeiro o funcionamento de refrigeradores que utilizam o ciclo básico de absorção. E de forma quase que paralela descreveu em detalhes o funcionamento do DAR. O autor apresentou ainda o diagrama operacional do DAR, considerando todos os fluxos de massa e energia que ocorrem no sistema (Figura 3.7).

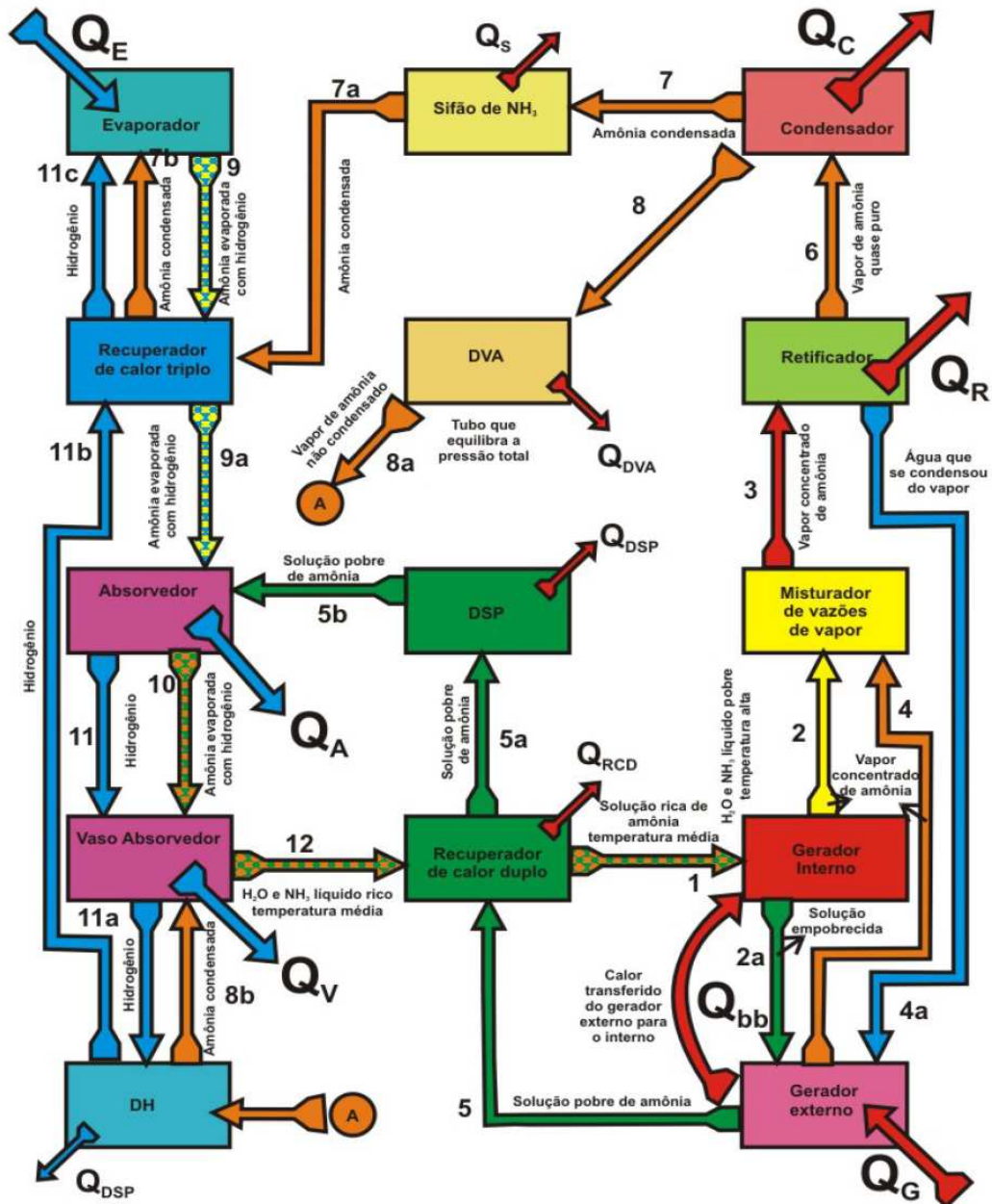


Figura 3. 7– Fluxograma operacional do DAR.

Fonte: Chaves (2009).

Starece e Pascalis (2011) desenvolveram um modelo analítico que contabiliza a água não eliminada no processo de retificação, que flui para o condensador juntamente com a amônia. Estes autores avaliaram também o calor rejeitado pelo gerador para a vizinhança. O modelo matemático desenvolvido por Starece e Pascalis (2011) foi validado a partir dos resultados obtidos por Zohar et. al. (2009).

Busso et. al. (2011) promoveram a integração de um pequeno refrigerador por absorção difusão comercial água – amônia com um concentrador solar como fonte de calor. Esse refrigerador foi analisado teoricamente e experimentalmente. Os parâmetros associados ao funcionamento do refrigerador foram determinados por ajuste paramétrico de valores experimentais usando um modelo termodinâmico do ciclo levando a uma pressão de trabalho de 25 bar, solução fraca e forte com concentrações de 15 e 30% respectivamente e um COP de 0,18. Resultados mostraram que o concentrador parabólico usado pode fornecer temperaturas superiores a 200°C por quase 6 horas com uma potência útil média e eficiência de 530W e 26%, respectivamente. Durante os testes de laboratório foi possível assegurar o funcionamento do refrigerador apesar da distribuição inapropriada de calor na entrada do gerador devido a baixa fonte de temperatura usada (220°C). Entretanto, os testes fora do laboratório com o sol como fonte de energia ocorreram sem sucesso devido as elevadas perdas térmicas que ocorrem nos tubos que conectam o concentrador ao frigobar. Busso et. al. 2011 utilizaram um refrigerador por absorção/difusão totalmente dissociado (Figura 3.6 – a).

Starece e Pascalis (2013) investigaram, em regime permanente, a integração de uma nova configuração da bomba de bolhas de refrigeradores por absorção difusão. Nessa configuração a bomba de bolhas foi acionada por microondas e não mais por calor direto proveniente de uma resistência elétrica. A nova bomba de bolhas foi construída e a divergência entre o modelo matemático formulado por Starece e Pascalis (2011) e o modelo experimental foi menor que 5% para o COP. Com o acionamento do DAR por microondas esses autores constataram uma redução expressiva do período de obtenção do regime permanente pelo equipamento.

Yildiz, Ersöz e Gözmen (2014) investigaram o efeito do isolamento sobre a eficiência energética e exergética de sistemas DAR. Nesse estudo a bomba de bolhas normalmente isolada pelo fabricante foi comparada a um mesmo sistema com isolamento adicional do trocador de calor de solução e um isolamento parcial do retificador. Ambos os componentes foram isolados com lã de rocha. Para o sistema DAR original as eficiências energética e exergética foram iguais a 0,35 e 0,095, respectivamente. Para o sistema DAR com isolamento adicional no trocador de calor de solução os valores de eficiências energética e exergética foram iguais a 0,44 e 0,115, respectivamente. Devido ao isolamento adicional desses dois

componentes no sistema DAR as eficiências energética e exergetica aumentaram em 26% e 21%, respectivamente.

Sözen et. al (2014) investigaram o efeito do aumento das taxas de transferência de calor na água/amônia associadas a nano partículas de alumina (Al_2O_3) sobre a performance térmica do DAR. Segundo esses autores, a adição de nano partículas na solução leva a um melhoramento significativo na transferência de calor desde que a área da superfície e a capacidade térmica dos fluidos aumente devido a presença de nano partículas. Sözen et. al (2014) em sua pesquisa experimental observaram que o sistema com as nano partículas proporciona uma melhor absorção de calor no gerador e uma taxa de evaporação mais rápida. Dessa maneira esses autores constataram a redução do período de obtenção do regime permanente pelo equipamento desde seu acionamento.

Mazouz, Mansouri e Bellagi (2014) realizaram um estudo experimental e termodinâmico sobre um sistema DAR comercial. Esses autores partiram de dois métodos experimentais alternativos, regime permanente e método dinâmico. Esses métodos foram utilizados para avaliar as características e capacidades de resfriamento do refrigerador. Todas as características essenciais da máquina foram determinadas especialmente sobre os coeficientes de transferência de calor globais, externo e interno, respectivamente iguais a $0,43WK^{-1}$ e $0,21WK^{-1}$. Para uma potência de acionamento de 42 W e uma temperatura do gerador de $185^{\circ}C$, um COP de 0,12 foi encontrado.

3.4 Considerações finais

Uma pesquisa bibliográfica com ênfase á refrigeração por absorção/difusão foi apresentada. Entre os trabalhos apresentados e estudados foram enfatizados: Srihirin e Aphornratana (2002), Koyfman et. al. (2003), Zohar et. al (2005), Zohar et. al (2007), Zohar et. al (2008), Zohar et. al (2009), Chaves (2009), Starace e Pascalis (2011) e Starece e Pascalis (2013). Tais pesquisas apresentam diferentes modelos matemáticos relativos ao DAR. Dentre esses modelos destacam-se: o modelo apresentado por Chaves (2009) por sua robustez e capacidade de solução de cada constituinte do DAR na ausência de parâmetros operacionais; o modelo de Zohar et. al (2005) por sua lógica de estruturação e combinação das variáveis de modo a contabilizar todo o ciclo simultaneamente na modelagem; e o modelo de Starace e Pascalis (2011) que desenvolveu seu modelo a partir do modelo de Zohar et. al (2005), mas com um

número reduzido de equações e com convergência computacional mais rápida. Esses dois últimos modelos necessitam em média de 12 variáveis de entrada para sua solução.

4. MODELAGEM MATEMÁTICA DO DAR

4.1 Considerações iniciais

Neste capítulo é apresentado o modelo matemático do DAR operando em regime transiente. Esse modelo foi desenvolvido a partir dos modelos em regime permanente apresentados por Zohar et. al. (2005), Zohar et. al. (2008), Chaves (2009) e Starece e Pascalis (2011). Entretanto, o gerador apresentado por Zohar et. al. (2005) e Starece e Pascalis (2011) possui a bomba de bolhas parcialmente dissociada do gerador externo (Figura 3.6 – b), configuração diferente do refrigerador por absorção difusão apresentado nesse estudo (Figura 3.6 – c). Tal configuração foi apresentada por Zohar et. al. (2008) e Chaves (2009).

4.2 Grupo gerador

4.2.1 Gerador externo

O gerador externo (Figura 4.1 - e) se inicia na extremidade inferior do isolante térmico (mesmo local onde se inicia a bomba de bolhas) e se estende até o nível de solução pobre no topo deste espaço anular.

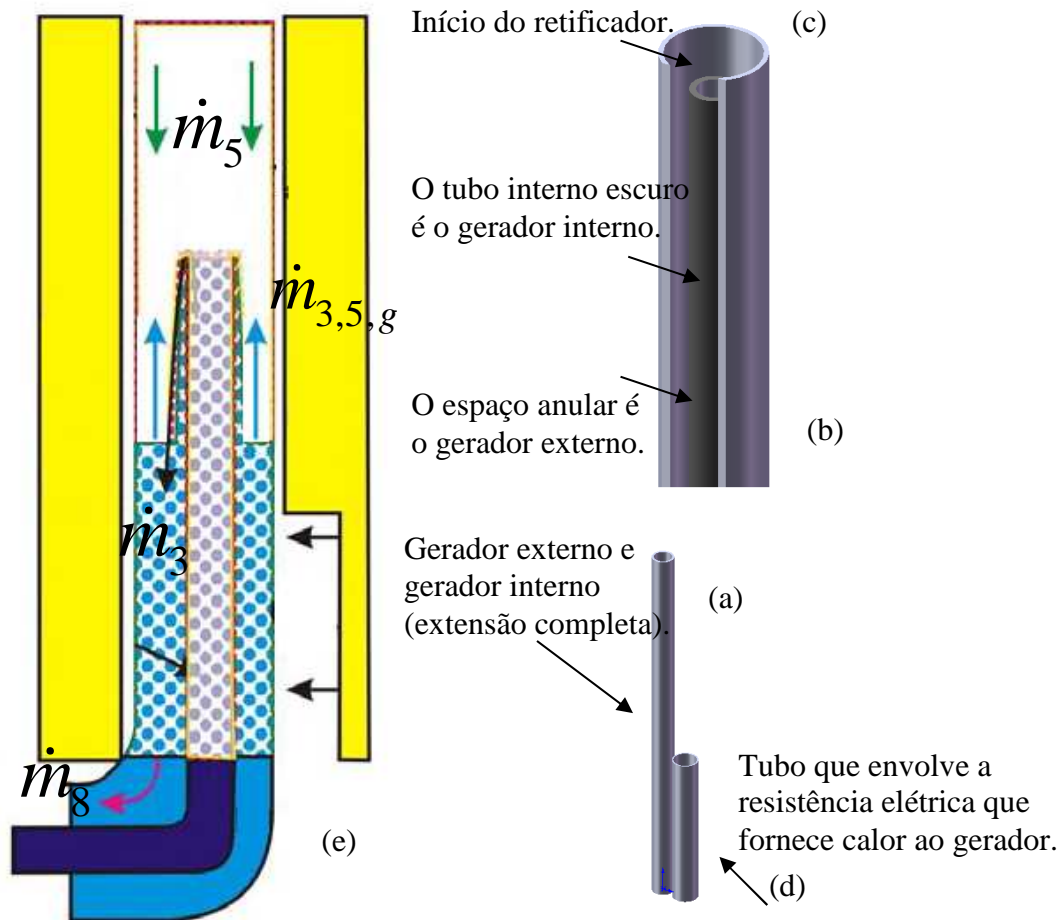


Figura 4. 1– (a) O gerador, (b) Vista ampliada dos geradores externo (espaço anular) e interno (tubo interno escuro), (c) início do retificador, (d) tubo de fixação da resistência elétrica e (e) Esquema para o equacionamento do gerador externo.

Fonte: Adaptado de Chaves (2009).

A parede do gerador externo recebe energia na forma de calor a partir de uma fonte externa (por exemplo, uma resistência elétrica ou energia solar proveniente de uma cavidade concentradora). Essa parede, em regime transiente, acumula uma parte dessa energia. Outra parte, aquela recebida pela solução presente no gerador externo, proporciona a geração de vapor de amônia (fluido refrigerante) no próprio componente e a outra parte desta energia é transmitida ao gerador interno. Este vapor de refrigerante e absorvente, produzido no gerador externo, flui em direção ao retificador (que tem início no topo do gerador). O gerador externo também recebe solução empobrecida da bomba de bolhas. Com isso, a solução pobre que

entra no gerador externo, que funciona como uma espécie de vaso comunicante com o DSP (Direcionador de Solução Pobre), também flui em direção ao SHX (Trocador de Calor de Solução). O gerador externo também recebe, por ação da gravidade, fluido absorvente que foi condensado no retificador. Com base nos fenômenos ocorrentes no gerador externo (Figura 4.1 - e) podem ser realizados balanços de massa, energia e de entropia no componente.

Balanço de massa global no componente:

$$\dot{m}_3 + \dot{m}_5 - (\dot{m}_8 + \dot{m}_{3,5,g}) = \frac{dm_{ge}}{dt} \quad (4.1)$$

Balanço de massa de refrigerante:

$$\dot{m}_3 x_3 + \dot{m}_5 x_5 - (\dot{m}_8 x_8 + \dot{m}_{3,5,g} y_{3,5}) = \frac{d(x_{ge} m_{ge})}{dt} \quad (4.2)$$

Balanço de energia nos fluidos do gerador externo:

$$\dot{Q}_{te;sp;ge} + \dot{m}_3 h_3 + \dot{m}_5 h_5 - (\dot{m}_8 h_8 + \dot{m}_{3,5,g} h_{3,5} + \dot{Q}_{sp;ti;ge}) = \frac{dU_{sp;ge}}{dt} \quad (4.3)$$

Na equação 4.3 o termo $\dot{Q}_{sp;ti;ge}$ refere-se à transferência de energia, por convecção, cedida pela solução pobre no gerador externo ao tubo interno do grupo gerador. Esse termo é calculado no balanço da parede interna do gerador (Eq. 4.11).

No modelo matemático do gerador externo o balanço de entropia foi considerado e é apresentado na equação 4.4 (Sandler, 2006).

$$\frac{\dot{Q}_{te;sp;ge}}{T_{te;sp;ge}} + \dot{m}_3 s_3 + \dot{m}_5 s_5 + \dot{S}_{sp;ge} - \left(\dot{m}_8 s_8 + \dot{m}_{3,5,g} s_{3,5} + \frac{\dot{Q}_{sp;ti;ge}}{T_{sp;ti;ge}} \right) = \frac{dS_{sp;ge}}{dt} \quad (4.4)$$

Balanço de energia na parede externa do gerador:

$$\dot{Q}_H - \dot{Q}_{te;sp;ge} = \rho_{te;ge} c_{te;ge} V_{te;ge} \frac{dT_{te;ge}}{dt} \quad (4.5)$$

O segundo termo do lado esquerdo da equação 4.5 corresponde à taxa de calor entregue a solução pobre, por convecção, pelo tubo externo do gerador e é calculado conforme a equação 4.6. Na equação 4.5 o termo do lado direito refere-se à acumulação de energia térmica pelo tubo externo do gerador.

$$\dot{Q}_{te;sp;ge} = \alpha_{sp;ge} A_{pe;ge} (T_{te;ge} - T_{sp;ge}) \quad (4.6)$$

4.2.2 Gerador interno

O tubo interno escuro mostrado na Figura 4.1 - b constitui o gerador interno. Também chamado de bomba de bolhas, o gerador interno é responsável pelo processo desassimilação de refrigerante (geração de vapor de amônia a partir da solução rica). A geração desse vapor ocorre devido à transferência de calor, a partir do gerador externo, que aquece a parede externa da bomba de bolhas (face do tubo interno voltada para o gerador externo). Neste componente, além da geração de vapor, ocorre a perda de solução que é arrastada para o topo da bomba de bolhas e verte-se para o gerador externo. A solução excedente no gerador externo é direcionada ao SHX, em seguida ao DSP, depois ao tubo absorvedor e então chega ao vaso absorvedor. Este último componente estabelece uma relação de vaso comunicante com a bomba de bolhas e dessa forma proporciona um fluxo de solução rica na entrada dessa bomba. Os balanços de massa, energia e entropia no gerador interno, obtidos com base nos fenômenos ocorrentes nesse componente (Figura 4.2), são apresentados a seguir:

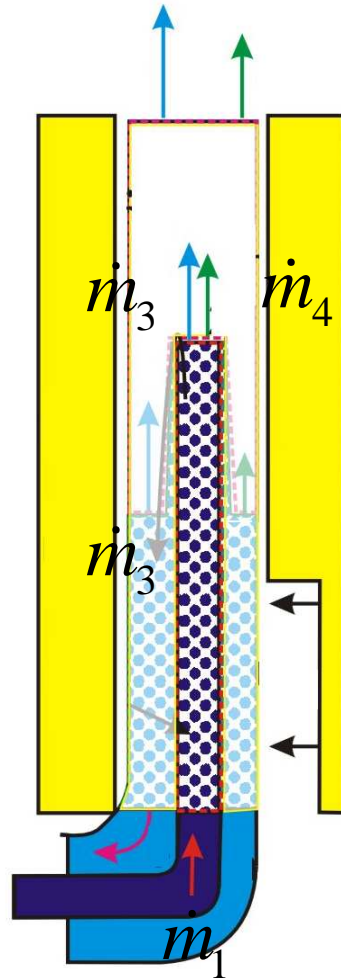


Figura 4. 2 – Esquema para o equacionamento do gerador interno.
Fonte: Adaptado de Chaves (2009).

Balanço de massa global no componente:

$$\dot{m}_1 - (\dot{m}_3 + \dot{m}_4) = \frac{dm_{gi}}{dt} \quad (4.7)$$

Balanço de massa de refrigerante:

$$\dot{m}_1 x_1 - (\dot{m}_3 x_3 + \dot{m}_4 y_4) = \frac{d(x_{gi} m_{gi})}{dt} \quad (4.8)$$

Balanço de energia nos fluidos do gerador interno:

$$\dot{Q}_{ti;sr;gi} + \dot{m}_1 h_1 - (\dot{m}_3 h_3 + \dot{m}_4 h_4) = \frac{dU_{sr;gi}}{dt} \quad (4.9)$$

Balço de entropia no gerador interno:

$$\frac{\dot{Q}_{ti;sr;gi}}{T_{ti;sr;gi}} + \dot{m}_1 s_1 + \dot{S}_{sr;gi} - (\dot{m}_3 s_3 + \dot{m}_4 s_4) = \frac{dS_{sr;gi}}{dt} \quad (4.10)$$

Balço de energia no tubo interno do gerador:

$$\dot{Q}_{sp;ti;ge} - \dot{Q}_{ti;sr;gi} = \rho_{ti;gi} c_{ti;gi} V_{ti;gi} \frac{dT_{ti;gi}}{dt} \quad (4.11)$$

Na equação 4.11 o primeiro termo do lado esquerdo corresponde à taxa de calor entregue, por convecção, ao tubo interno do gerador pela solução pobre presente no gerador externo e é calculado conforme a equação 4.12. Na equação 4.11 o segundo termo do lado esquerdo corresponde a taxa de calor entregue a solução rica, por convecção, pelo tubo interno do gerador e é calculado pela equação 4.13. O termo do lado direito da equação 4.11 refere-se à acumulação de energia no tubo interno do gerador.

$$\dot{Q}_{sp;ti;ge} = \alpha_{sp;ge} A_{ti;ge} (T_{sr;ge} - T_{ti;gi}) \quad (4.12)$$

$$\dot{Q}_{ti;sr;gi} = \alpha_{sr;gi} A_{ti;gi} (T_{ti;gi} - T_{sr;gi}) \quad (4.13)$$

4.2.3 Considerações a respeito da modelagem matemática do grupo gerador

O balanço de energia no grupo gerador foi desenvolvido com base na 1ª Lei da Termodinâmica aplicada a sistemas abertos. Foram desprezados os termos relativos à taxa de produção de trabalho e variações das energias: potenciais e cinéticas. O balanço de entropia foi desenvolvido a partir da 2ª Lei da Termodinâmica, também aplicada a sistemas abertos. Por se tratar de um modelo em regime transiente, os balanços de energia nas paredes do gerador também foram contabilizados. Como hipótese para a modelagem do DAR aqui

desenvolvida é considerado que os geradores, interno e externo não transferem calor para o ambiente. No grupo gerador do refrigerador físico há um isolamento com lã de vidro.

Seguindo a proposta de Mader, Fösel e Larsen (2011) equações adicionais podem ser obtidas com base na derivada com respeito ao tempo da energia interna $U = u m = m (h - p v)$. Esse procedimento foi aplicado aos geradores externo e interno, para que o termo relativo à acumulação de energia na solução fosse escrito em função das acumulações mássicas nesses componentes operando em regime transiente. Essas equações são apresentadas a seguir.

$$\frac{dU_{sp;ge}}{dt} = \frac{dm_{ge}}{dt} (h_{ge} - p_{ge} v_{ge}) + m_{ge} \left[\frac{dh_{ge}}{dp_{ge}} \frac{dp_{ge}}{dt} - \left(p_{ge} \frac{dv_{ge}}{dt} + v_{ge} \frac{dp_{ge}}{dt} \right) \right] \quad (4.14)$$

$$\frac{dU_{sr;gi}}{dt} = \frac{dm_{gi}}{dt} (h_{gi} - p_{gi} v_{gi}) + m_{gi} \left[\frac{dh_{gi}}{dp_{gi}} \frac{dp_{gi}}{dt} - \left(p_{gi} \frac{dv_{gi}}{dt} + v_{gi} \frac{dp_{gi}}{dt} \right) \right] \quad (4.15)$$

De acordo com Gränfors e Nilsson (1999) o termo transiente dos balanços de massa de refrigerante podem ser derivados com respeito ao tempo. Dessa maneira os termos transientes das equações 4.2 e 4.8 foram derivados com respeito ao tempo e escritos em função dos termos transientes das equações 4.1 e 4.7. Os resultados dessa derivação correspondem às equações 4.16 e 4.17.

$$\frac{d(x_{ge} m_{ge})}{dt} = x_{ge} \frac{dm_{ge}}{dt} + m_{ge} \frac{dx_{ge}}{dt} \quad (4.16)$$

$$\frac{d(x_{gi} m_{gi})}{dt} = x_{gi} \frac{dm_{gi}}{dt} + m_{gi} \frac{dx_{gi}}{dt} \quad (4.17)$$

Os termos transientes dos balanços de entropia (Equações 4.4 e 4.10) foram escritos de acordo com Sandler (2006). Dessa maneira os termos transientes relativos a entropia foram escritos em função dos termos transientes da energia interna (Equações 4.18 e 4.19).

$$\frac{dS_{sp;ge}}{dt} = \frac{1}{T_{sp;ge}} \left[\frac{dU_{sp;ge}}{dt} + \frac{dm_{ge}}{dt} p_{ge} v_{ge} + m_{ge} p_{ge} \frac{dv_{ge}}{dt} - \sum_j g_j \frac{dm_j}{dt} \right] \quad (4.18)$$

$$\frac{dS_{sr;gi}}{dt} = \frac{1}{T_{sr;gi}} \left[\frac{dU_{sr;gi}}{dt} + \frac{dm_{sr;gi}}{dt} p_{sr;gi} v_{sr;gi} + m_{sr;gi} p_{sr;gi} \frac{dv_{sr;gi}}{dt} - \sum_j g_j \frac{dm_j}{dt} \right] \quad (4.19)$$

Nas equações 4.18 e 4.19 a função de Gibbs específica é calculada por $g_j = h_j - T_j s_j$.

4.3 Retificador

Os processos ocorrentes no retificador (Figura 4.3) foram descritos de forma detalhada no item 2.4 desse documento. O retificador é responsável pela remoção do vapor de água que evapora juntamente com o vapor de amônia. Essa mistura de gases é proveniente do grupo gerador. No modelo aqui desenvolvido o retificador foi dividido em sete volumes de controles (Chaves, 2009). Os balanços de massa, energia e entropia aplicáveis a cada volume de controle desse componente são apresentados a seguir.

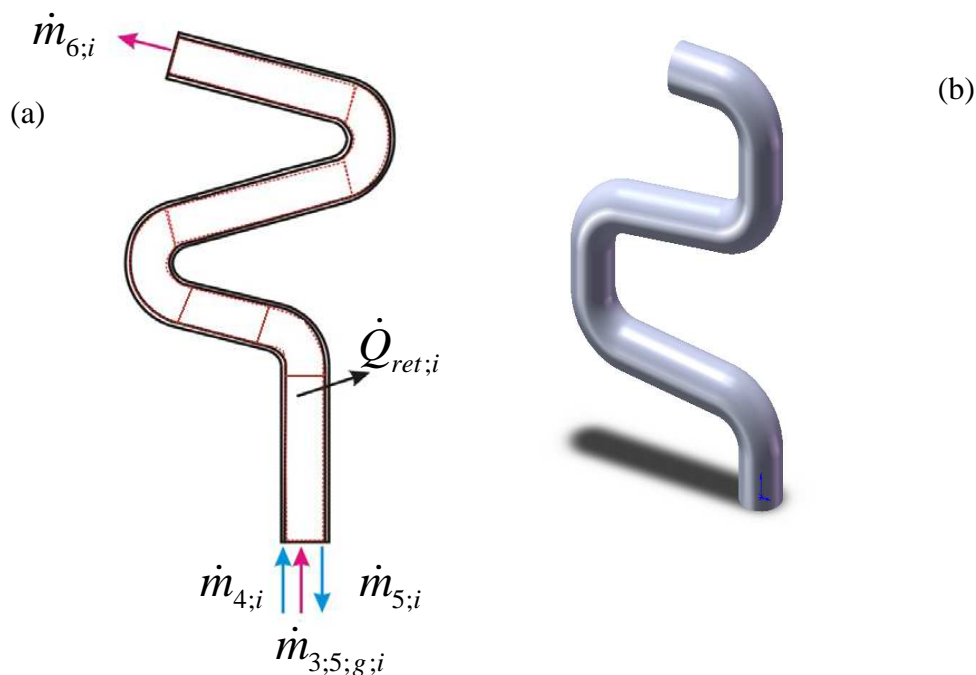


Figura 4. 3– (a) Esquema para o equacionamento do retificador e (b) vista tridimensional do retificador.

Fonte: Adaptado de Chaves (2009).

Balço geral de massa no retificador para um volume de controle i :

$$\dot{m}_{4;i} + \dot{m}_{3,5,g;i} - (\dot{m}_{5;i} + \dot{m}_{6;i}) = \frac{dm_{ret;i}}{dt} \quad (4.20)$$

Balço de massa do refrigerante para um volume de controle i :

$$\dot{m}_{4;i}y_{4;i} + \dot{m}_{3,5,g;i}y_{3,5,g;i} - (\dot{m}_{5;i}x_{5;i} + \dot{m}_{6;i}y_{6;i}) = \frac{d(y_{ret;i}m_{ret;i})}{dt} \quad (4.21)$$

Balço de energia nos fluidos para um volume de controle i :

$$\dot{m}_{4;i}h_{4;i} + \dot{m}_{3,5,g;i}h_{3,5,g;i} - (\dot{m}_{5;i}h_{5;i} + \dot{m}_{6;i}h_{6;i} + \dot{Q}_{ret;i}) = \frac{dU_{ret;i}}{dt} \quad (4.22)$$

Balço de entropia para um volume de controle i :

$$\dot{m}_{4;i}s_{4;i} + \dot{m}_{3,5,g;i}s_{3,5,g;i} + \dot{S}_{ret;i} - (\dot{m}_{5;i}s_{5;i} + \dot{m}_{6;i}s_{6;i} + \frac{\dot{Q}_{ret;i}}{T_{ret;i}}) = \frac{dS_{ret;i}}{dt} \quad (4.23)$$

Balço de energia no volume de controle i da parede do retificador:

$$\dot{Q}_{ret;i} - \dot{Q}_{p,ret;amb;i} - \dot{Q}_{p,ret;rad;i} = m_{p,ret;i}c_{p,ret;i} \frac{dT_{p,ret;i}}{dt} \quad (4.24)$$

Na equação 4.24 o primeiro termo do lado esquerdo, $\dot{Q}_{ret;i}$, refere-se à taxa de liberação de energia térmica, por convecção, devido ao processo de retificação, esse termo é calculado de acordo com a equação 4.25.

$$\dot{Q}_{ret;i} = \alpha_{ret;i}A_{pi,ret;i}(T_{solução;ret;i} - T_{p,ret;i}) \quad (4.25)$$

Na equação 4.24 o segundo termo do lado esquerdo, $\dot{Q}_{p;ret;amb;i}$, refere-se à transferência de calor, por convecção, do tubo do retificador, que compõe o volume de controle i , para o ar ambiente externo ao componente, esse termo é calculado de acordo com a equação 4.26.

$$\dot{Q}_{p;ret;amb;i} = \alpha_{ar;ret;i} A_{pe;ret;i} (T_{p;ret;i} - T_{ar;ret;i}) \quad (4.26)$$

Na equação 4.24 o terceiro termo do lado esquerdo, $\dot{Q}_{p;rad;amb;i}$, refere-se à transferência de calor, por radiação, do tubo do retificador, que compõe o volume de controle i , para a vizinhança do componente, esse termo é calculado de acordo com a equação 4.27 (Chaves, 2009).

$$\dot{Q}_{p;ret;rad;i} = \sigma \left(\frac{R}{T_{p;ret;i} - T_{amb}} \right) A_{pe;ret;i} (T_{p;ret;i}^4 - T_{amb}^4) \quad (4.27)$$

O termo do lado direito da equação 4.24 refere-se à acumulação de energia térmica pelo tubo que compõe o retificador no volume de controle i desse componente.

4.3.1 Considerações a respeito da modelagem matemática do retificador

Equações adicionais foram introduzidas junto aquelas relativas ao retificador (Equações 4.28 - 4.30). Essas equações são análogas aquelas propostas no item 4.2.3 para o gerador em relação aos termos transientes do balanço de massa, energia e entropia dos fluidos. Nessa etapa a energia interna, a entropia e a massa foram derivadas com respeito ao tempo.

$$\frac{dU_{ret;i}}{dt} = \frac{dm_{ret;i}}{dt} (h_{ret;i} - p_{ret;i} v_{ret;i}) + m_{ret;i} \left[\frac{dh_{ret;i}}{dp_{ret;i}} \frac{dp_{ret;i}}{dt} - \left(p_{ret;i} \frac{dv_{ret;i}}{dt} + v_{ret;i} \frac{dp_{ret;i}}{dt} \right) \right] \quad (4.28)$$

$$\frac{d(x_{ret;i} m_{ret;i})}{dt} = x_{ret;i} \frac{dm_{ret;i}}{dt} + m_{ret;i} \frac{dx_{ret;i}}{dt} \quad (4.29)$$

$$\frac{dS_{ret;i}}{dt} = \frac{1}{T_{ret;i}} \left[\frac{dU_{ret;i}}{dt} + \frac{dm_{ret;i}}{dt} p_{ret;i} v_{ret;i} + m_{ret;i} p_{ret;i} \frac{dv_{ret;i}}{dt} - \sum_j g_{j;i} \frac{dm_{j;i}}{dt} \right] \quad (4.30)$$

4.4 Condensador

O condensador é apresentado na figura 4.4. Esse componente é responsável pela condensação do vapor de amônia proveniente do retificador. A modelagem do condensador foi realizada com base nos modelos de Machado (1996) e de Mader, Fösel e Larsen (2011). De acordo com esses autores a modelagem desse componente foi feita dividindo o condensador em duas regiões: a da fase gasosa e a fase de condensado. Entretanto, para o funcionamento do DAR não pode existir uma zona de líquido comprimido no condensador (Chaves, 2009). Dessa maneira, dois balanços de massa e energia para cada zona no interior do condensador são apresentados.

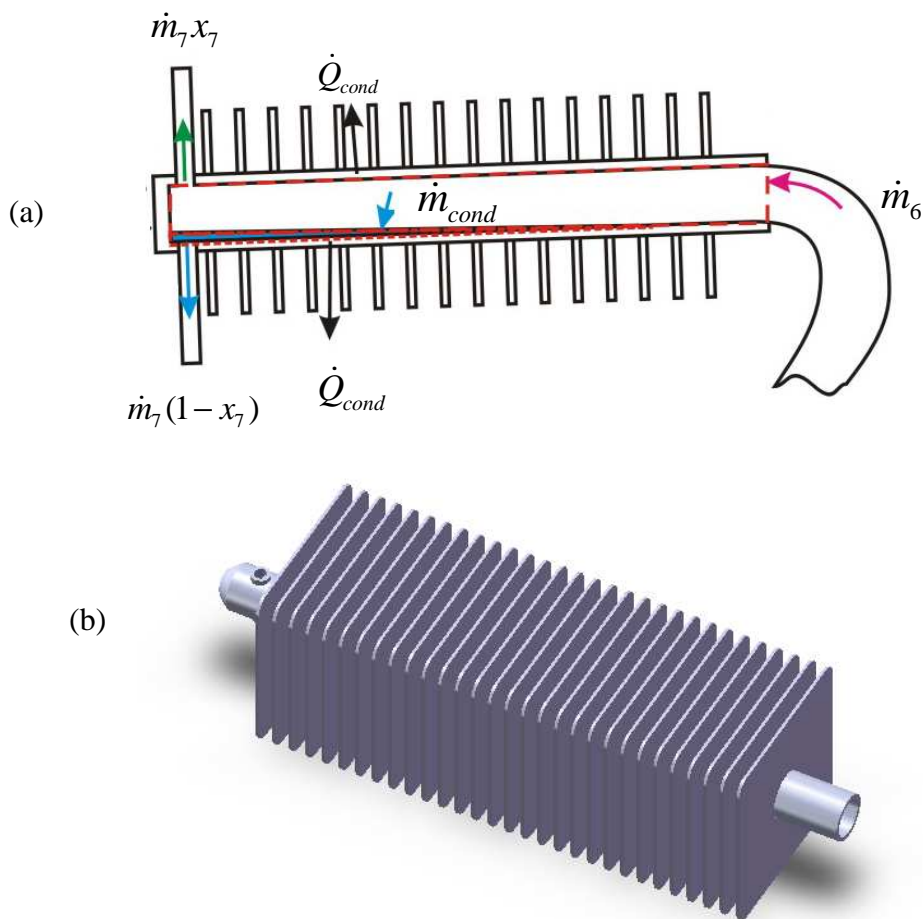


Figura 4. 4– (a) Esquema para o equacionamento do condensador e (b) vista tridimensional do condensador.

Fonte: Adaptado de Chaves (2009).

Os balanços de massa e energia para a fase vapor são dados pelas equações 4.31 e 4.32, respectivamente.

$$\dot{m}_6 - \dot{m}_{\text{condensado}} - \dot{m}_7 x_7 = \frac{dm_{\text{vapor;cond}}}{dt} \quad (4.31)$$

$$\dot{m}_6 h_6 - \dot{m}_{\text{condensado}} h_{\text{condensado}} - \dot{m}_7 x_7 h_{7;\text{vapor}} - \dot{Q}_{\text{cond}} = \frac{dU_{\text{vapor;cond}}}{dt} \quad (4.32)$$

Os balanços de massa e energia para a fase líquida são dados pelas equações 4.33 e 4.34, respectivamente.

$$\dot{m}_{\text{condensado}} - \dot{m}_7 (1 - x_7) = \frac{dm_{\text{líquido;cond}}}{dt} \quad (4.33)$$

Para o desenvolvimento do balanço de energia foi considerada a hipótese de que não há acúmulo de energia na fase líquida, pois toda a energia foi avaliada como sendo liberada pelo vapor no processo de mudança de fase, pois não há dentro do condensador uma região de líquido comprimido.

$$\dot{m}_{\text{condensado}} h_{\text{condensado}} - \dot{m}_7 (1 - x_7) h_{7;\text{líquido}} = 0 \quad (4.34)$$

O balanço de energia na parede do condensador é dado pela equação 4.35.

$$\dot{Q}_{\text{cond}} - \dot{Q}_{p;\text{cond};\text{amb}} - \dot{Q}_{p;\text{cond};\text{rad}} = m_{p;\text{cond}} c_{p;\text{cond}} \frac{dT_{p;\text{cond}}}{dt} \quad (4.35)$$

Na equação 4.35 o termo do lado direito refere-se à acumulação de energia térmica na parede do condensador (tubo e aletas). O primeiro termo do lado esquerdo, \dot{Q}_{cond} , refere-se à taxa de calor liberada pelo refrigerante no processo de condensação e pode ser calculada pela equação 4.36. O segundo termo do lado direito, calculado pela refere-se à perda de energia térmica por convecção pelas paredes do condensador para o ambiente externo a esse componente. O terceiro termo do lado esquerdo refere-se à perda de energia por radiação (em taxa) pelas

paredes do condensador para a vizinhança. Esses dois últimos termos foram calculados, de forma combinada, conforme a equação apresentada por Chaves (2009) em sua tese.

$$\dot{Q}_{cond} = \alpha_{refri;cond} A_{pi;cond} (T_{refri;cond} - T_{p;cond}) \quad (4.36)$$

4.4.1 Considerações a respeito da modelagem matemática do condensador

Equações adicionais propostas por Mader, Fösel e Larsen (2011) e Gränfors e Nilsson (1999) podem ser incorporadas junto aquelas relativas a modelagem matemática do condensador. A primeira delas refere-se à derivada da energia interna da fase vapor com respeito ao tempo (Equação 4.37).

$$\begin{aligned} \frac{dU_{vapor;cond}}{dt} = & \frac{dm_{vapor;cond}}{dt} (h_{vapor;cond} - P_{vapor;cond} v_{vapor;cond}) + \\ & + m_{vapor;cond} \left[\frac{dh_{vapor;cond}}{dp_{vapor;cond}} \frac{dp_{vapor;cond}}{dt} - \left(P_{vapor;cond} \frac{dv_{vapor;cond}}{dt} + v_{vapor;cond} \frac{dp_{vapor;cond}}{dt} \right) \right] \end{aligned} \quad (4.37)$$

A segunda refere-se ao volume total de fluido refrigerante no interior do condensador, formado pela fase vapor mais a fase líquida (Equação 4.38).

$$V = V_{vapor;cond} + V_{líquido;cond} \quad (4.38)$$

A terceira está na consideração de líquido incompressível (Equação 4.39).

$$V_{líquido;cond} = m_{líquido;cond} v_{líquido;cond} \quad (4.39)$$

O volume de vapor no condensador depende da pressão de condensação. O volume de vapor pode ser escrito conforme a equação 4.40.

$$\frac{dV_{vapor;cond}}{dt} = \frac{dm_{vapor;cond}}{dt} v_{vapor;cond} + m_{vapor;cond} \frac{dp}{dt} \frac{dv_{vapor;cond}}{dp} \quad (4.40)$$

4.5 Sifão

O sifão é apresentado na figura 4.5. Nesse componente o refrigerante condensado é encaminhado ao trocador de calor de gás auxiliar (AGHX). No sifão a amônia não muda de fase e só ocorre a transferência de calor para o ambiente externo. Os balanços de massa, energia e entropia nesse componente são apresentados a seguir.

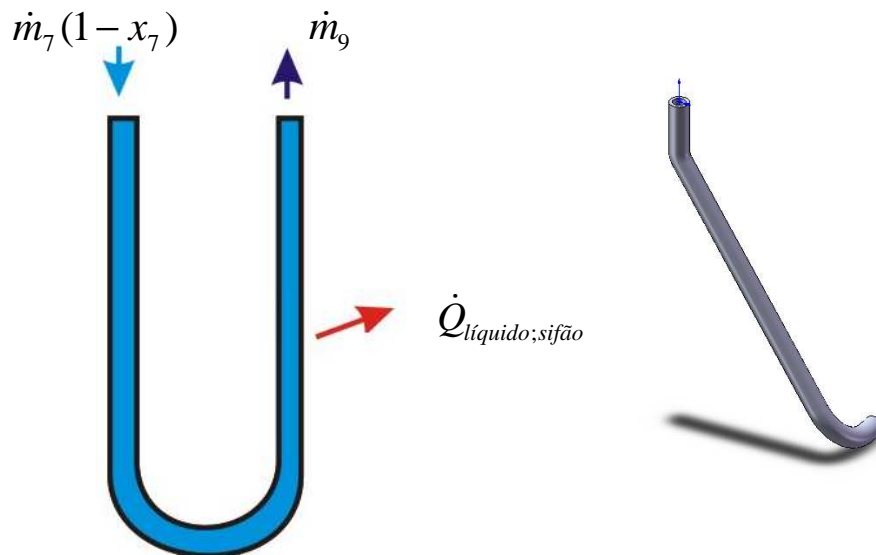


Figura 4. 5– (a) Esquema para o equacionamento do sifão e (b) vista tridimensional do sifão.

Fonte: Adaptado de Chaves (2009).

O balanço de massa de amônia condensada é dado pela equação 4.41.

$$\dot{m}_7(1-x_7) - \dot{m}_9 = \frac{dm_{\text{sifão}}}{dt} \quad (4.41)$$

O balanço de energia no refrigerante é apresentado na equação 4.42.

$$\dot{m}_7(1-x_7)h_{7;\text{líquido}} - \dot{m}_9h_9 - \dot{Q}_{\text{líquido};\text{sifão}} = \frac{dU_{\text{sifão}}}{dt} \quad (4.42)$$

O balanço de entropia é apresentado na equação 4.43.

$$\dot{m}_7(1-x_7)s_{7;liquido} + \dot{S}_{sifão} - \dot{m}_9s_9 - \frac{\dot{Q}_{líquido;sifão}}{T_{líquido;sifão}} = \frac{dS_{sifão}}{dt} \quad (4.43)$$

O balanço de energia na parede do sifão é dado pela equação 4.44.

$$\dot{Q}_{líquido;sifão} - \dot{Q}_{p;sifão;amb} = m_{p;sifão} c_{p;sifão} \frac{dT_{p;sifão}}{dt} \quad (4.44)$$

Na equação 4.44 o termo do lado direito refere-se à acumulação de energia térmica pelo tubo que constitui o sifão. O primeiro termo do lado esquerdo, $\dot{Q}_{líquido;sifão}$, refere-se à taxa de calor liberado pelo refrigerante no interior do sifão e pode ser calculado pela equação 4.45. O segundo termo do lado direito, $\dot{Q}_{p;sifão;amb}$, calculado pela equação 4.46, refere-se a taxa de calor perdida por convecção pela parede do sifão para o ambiente externo a esse componente.

$$\dot{Q}_{líquido;sifão} = \alpha_{líquido;sifão} A_{pi;sifão} (T_{líquido;sifão} - T_{p;sifão}) \quad (4.45)$$

$$\dot{Q}_{p;sifão;amb} = \alpha_{amb;sifão} A_{pe;sifão} (T_{p;sifão} - T_{amb;sifão}) \quad (4.46)$$

4.5.1 Considerações a respeito da modelagem matemática do sifão

A derivada da energia interna da amônia líquida no sifão com respeito ao tempo foi considerada (Equação 4.47). Nesse caso, os termos associados a variação do volume específico não aparecem na equação, por ser o líquido tratado como incompressível.

$$\frac{dU_{sifão}}{dt} = \frac{dm_{sifão}}{dt} (h_{sifão} - p_{sifão} v_{sifão}) + m_{sifão} \frac{dp_{sifão}}{dt} \left[\frac{dh_{sifão}}{dp_{sifão}} - v_{sifão} \right] \quad (4.47)$$

O termo transiente da equação 4.43 foi escrito em função dos termos transientes das equações 4.41 e 4.42, uma modificação da equação de Gibbs (Kotas, 1995). O resultado é apresentado pela equação 4.48.

$$\frac{dS_{\text{sifão}}}{dt} = \frac{1}{T_{\text{sifão}}} \left[\frac{dU_{\text{sifão}}}{dt} + \frac{dm_{\text{sifão}}}{dt} p_{\text{sifão}} v_{\text{sifão}} \right] \quad (4.48)$$

4.6 Direcionador de vapor de amônia – DVA

O DVA é apresentado na figura 4.6. Esse componente recebe o vapor de amônia não condensado, que impede a entrada do hidrogênio no condensador. Não há mudança de fase no DVA.

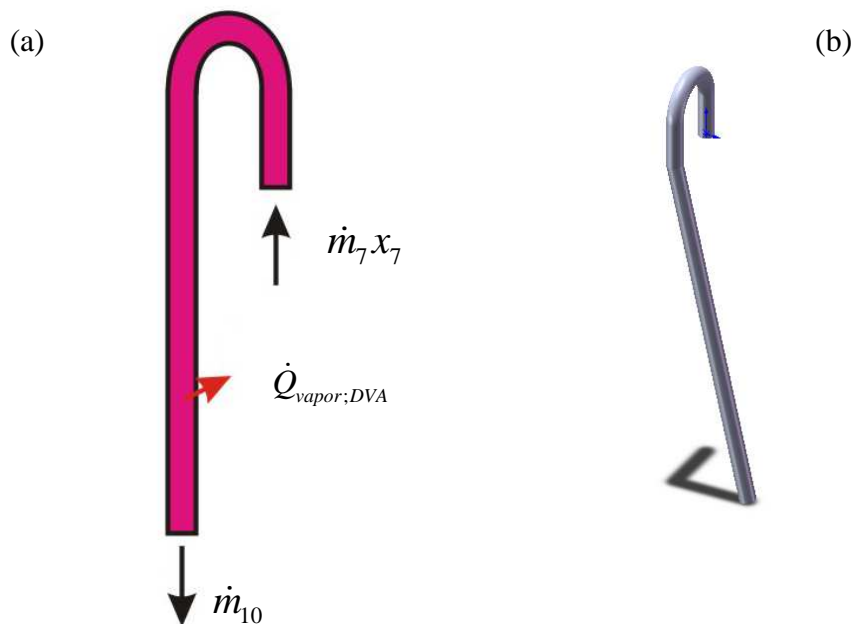


Figura 4. 6– (a) Esquema para o equacionamento do DVA e (b) vista tridimensional do DVA.

Fonte: Adaptado de Chaves (2009).

O balanço de massa no DVA é dado pela equação 4.49.

$$\dot{m}_7 x_7 - \dot{m}_{10} = \frac{dm_{DVA}}{dt} \quad (4.49)$$

O balanço de energia do vapor de amônia no DVA é apresentado na equação 4.50.

$$\dot{m}_7 x_7 h_{7;\text{vapor}} - \dot{m}_{10} h_{10;\text{vapor}} - \dot{Q}_{\text{vapor};DVA} = \frac{dU_{DVA}}{dt} \quad (4.50)$$

O balanço de entropia no DVA é apresentado na equação 4.51.

$$\dot{m}_7 x_7 s_{7;\text{vapor}} + \dot{S}_{DVA} - \dot{m}_{10} s_{10;\text{vapor}} - \frac{\dot{Q}_{\text{vapor};DVA}}{T_{\text{vapor};DVA}} = \frac{dS_{DVA}}{dt} \quad (4.51)$$

O balanço de energia na parede do DVA é dado pela equação 4.52.

$$\dot{Q}_{\text{vapor};DVA} - \dot{Q}_{p;DVA;amb} = m_{p;DVA} c_{p;DVA} \frac{dT_{p;DVA}}{dt} \quad (4.52)$$

Na equação 4.52 o termo do lado direito refere-se à acumulação de energia térmica pela parede do DVA. O primeiro termo do lado esquerdo, $\dot{Q}_{\text{vapor};DVA}$, refere-se a taxa de calor liberada pelo refrigerante no interior do DVA e pode ser calculado pela equação 4.53. O segundo termo do lado direito, calculado pela equação 4.54, refere-se à taxa de calor perdida por convecção pela parede do DVA para o ambiente externo a esse componente.

$$\dot{Q}_{\text{vapor};DVA} = \alpha_{\text{vapor};DVA} A_{pi;DVA} (T_{\text{vapor};DVA} - T_{p;DVA}) \quad (4.53)$$

$$\dot{Q}_{p;DVA;amb} = \alpha_{amb;DVA} A_{pe;DVA} (T_{p;DVA} - T_{amb;DVA}) \quad (4.54)$$

4.6.1 Considerações a respeito da modelagem matemática do DVA

A derivada da energia interna total do vapor de amônia no DVA com respeito ao tempo foi considerada (Equação 4.55).

$$\begin{aligned} \frac{dU_{\text{vapor};DVA}}{dt} &= \frac{dm_{\text{vapor};DVA}}{dt} (h_{\text{vapor};DVA} - p_{\text{vapor};DVA} v_{\text{vapor};DVA}) + \\ &+ m_{\text{vapor};DVA} \left[\frac{dh_{\text{vapor};DVA}}{dp_{\text{vapor};DVA}} \frac{dp_{\text{vapor};DVA}}{dt} - \left(p_{\text{vapor};DVA} \frac{dv_{\text{vapor};DVA}}{dt} + v_{\text{vapor};DVA} \frac{dp_{\text{vapor};DVA}}{dt} \right) \right] \end{aligned} \quad (4.55)$$

A derivada total da entropia no DVA com respeito ao tempo com base na equação de Gibbs também foi considerada (Equação 4.56).

$$\frac{dS_{DVA}}{dt} = \frac{1}{T_{vapor;DVA}} \left[\frac{dU_{DVA}}{dt} + \frac{dm_{vapor;DVA}}{dt} P_{DVA} v_{vapor;DVA} + m_{vapor;DVA} P_{DVA} \frac{dv_{vapor;DVA}}{dt} \right] \quad (4.56)$$

4.7 Trocador de calor de gás auxiliar - AGHX

O AGHX, mostrado na figura 4.7, é formado por três tubos: um tubo lateral com diâmetro reduzido que é a continuação do sifão e dois tubos concêntricos: um com diâmetro maior, o tubo externo, e outro com diâmetro menor o tubo interno. No tubo lateral a amônia condensada é direcionada ao evaporador. No espaço anular do tubo de maior diâmetro o vapor de amônia juntamente com o hidrogênio, provenientes do evaporador, seguem em direção ao vaso absorvedor (Zohar et. al, 2005, Zohar et. al. 2008 e Starace Pascalis, 2011). Já no tubo interno concêntrico, o hidrogênio flui (proveniente do tubo absorvedor) em direção ao evaporador. No AGHX a amônia líquida do tubo lateral e o hidrogênio do tubo interno concêntrico cedem calor para a mistura de gases, amônia e hidrogênio, que fluem no espaço anular. Essa configuração permite o sub resfriamento da amônia líquida com redução da temperatura o que proporciona menores temperaturas de evaporação. O AGHX está isolado do ambiente com lã de vidro.

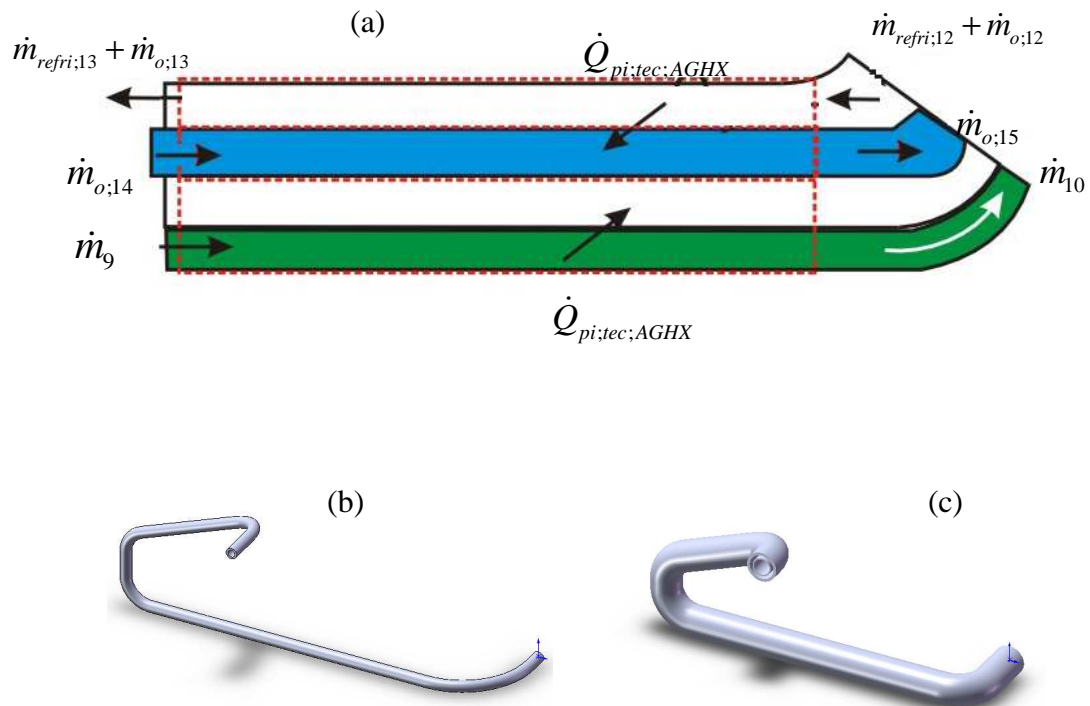


Figura 4. 7– (a) Esquema para o equacionamento do AGHX, (b) vista tridimensional do tubo lateral do AGHX e (c) tubos concêntricos do AGHX.

Fonte: Adaptado de Chaves (2009).

4.7.1 Tudo lateral do AGHX

O balanço de massa no tubo lateral do AGHX é apresentado na equação 4.57.

$$\dot{m}_9 - \dot{m}_{10} = \frac{dm_{AGHX;tl}}{dt} \quad (4.57)$$

O balanço de energia da amônia no tubo lateral do AGHX é apresentado na equação 4.58.

$$\dot{m}_9 h_9 - \dot{m}_{10} h_{10} - \dot{Q}_{AGHX;tl} = \frac{dU_{AGHX;tl}}{dt} \quad (4.58)$$

O balanço de entropia da amônia no tubo lateral do AGHX é apresentado na equação 4.59.

$$\dot{m}_9 s_9 + \dot{S}_{AGHX;tl} - \dot{m}_{10} s_{10} - \frac{\dot{Q}_{AGHX;tl}}{T_{AGHX;tl}} = \frac{dS_{AGHX;tl}}{dt} \quad (4.59)$$

O balanço de energia na parede do tubo lateral do AGHX é apresentado na equação 4.60.

$$\dot{Q}_{AGHX;tl} - \dot{Q}_{tl;AGHX;tec} = m_{AGHX;tl} c_{AGHX;tl} \frac{dT_{AGHX;tl}}{dt} \quad (4.60)$$

Na equação 4.60 o termo do lado direito refere-se a acumulação de energia térmica pelo tubo lateral do AGHX. Nessa mesma equação, o primeiro termo do lado esquerdo, $\dot{Q}_{AGHX;tl}$, refere-se a taxa de calor liberada por convecção pela amônia líquida e entregue ao tubo lateral do AGHX. Esse termo é calculado com base na equação 4.61. O segundo termo da equação, $\dot{Q}_{tl;AGHX;tec}$, refere-se a taxa de calor repassada por condução pelo tubo lateral ao tubo externo concêntrico do AGHX. Esse termo foi calculado com base na lei de Fourier considerando apenas a taxa de transferência de calor na região de contato entre os dois tubos.

$$\dot{Q}_{AGHX;tl} = \alpha_{líquido;AGHX;tl} A_{pi;AGHX;tl} (T_{líquido;AGHX;tl} - T_{AGHX;tl}) \quad (4.61)$$

4.7.2 Espaço anular do AGHX

O balanço de massa no espaço anular do tubo externo concêntrico do AGHX é apresentado na equação 4.62.

$$\dot{m}_{refri;12} + \dot{m}_{o;12} - \dot{m}_{refri;13} - \dot{m}_{o;13} = \frac{dm_{AGHX;tec}}{dt} \quad (4.62)$$

O balanço de energia da mistura, amônia e hidrogênio, no espaço anular do AGHX é apresentado na equação 4.63.

$$\begin{aligned} \dot{m}_{refri;12} h_{refri;12} + \dot{m}_{o;12} h_{o;12} + \dot{Q}_{pi;tec;AGHX} + \\ + \dot{Q}_{pe;tic;AGHX} - \dot{m}_{refri;13} h_{refri;13} - \dot{m}_{o;13} h_{o;13} = \frac{dU_{AGHX;tec}}{dt} \end{aligned} \quad (4.63)$$

O balanço de entropia da mistura, amônia e hidrogênio, no espaço anular do AGHX é apresentado na equação 4.64.

$$\begin{aligned} \dot{m}_{refri;12} s_{refri;12} + \dot{m}_{o;12} s_{o;12} + \frac{\dot{Q}_{pi;tec;AGHX}}{T_{pi;tec;AGHX}} + \dot{S}_{AGHX;tec} + \\ + \frac{\dot{Q}_{pe;tic;AGHX}}{T_{pe;tic;AGHX}} - \dot{m}_{refri;13} s_{refri;13} - \dot{m}_{o;13} s_{o;13} = \frac{dS_{AGHX;tec}}{dt} \end{aligned} \quad (4.64)$$

O balanço de energia na parede do tubo externo que compõe o espaço anular do AGHX é apresentado na equação 4.65.

$$\dot{Q}_{tl;AGHX;tec} - \dot{Q}_{pi;AGHX;tec} = m_{p;tec;AGHX} c_{p;tec;AGHX} \frac{dT_{p;tec;AGHX}}{dt} \quad (4.65)$$

Na equação 4.65 o termo do lado direito refere-se à acumulação de energia térmica pela parede do tubo externo concêntrico do AGHX. Nessa mesma equação, o primeiro termo do lado esquerdo, $\dot{Q}_{tl;AGHX;tec}$, refere-se à taxa de calor por condução fornecida pelo tubo lateral em contato com o tubo externo concêntrico. O segundo termo da equação, $\dot{Q}_{pi;AGHX;tec}$, refere-se à energia térmica repassada a mistura de gases contida no espaço anular do tubo externo concêntrico do AGHX. Esse termo pode ser calculado pela equação 4.66.

$$\dot{Q}_{pi;AGHX;tec} = \alpha_{vapores;AGHX;tec} A_{pi;tec;AGHX} (T_{vapores;AGHX;tec} - T_{AGHX;tec}) \quad (4.66)$$

4.7.3 Tubo interno concêntrico do AGHX

O balanço de massa no tubo interno concêntrico do AGHX é apresentado na equação 4.67.

$$\dot{m}_{o;14} - \dot{m}_{o;15} = \frac{dm_{AGHX;tic}}{dt} \quad (4.67)$$

O balanço de energia do hidrogênio no tubo interno do AGHX é apresentado na equação 4.68.

$$\dot{m}_{o;14} h_{o;14} - \dot{m}_{o;15} h_{o;15} - \dot{Q}_{tic;AGHX} = \frac{dU_{AGHX;tic}}{dt} \quad (4.68)$$

O balanço de entropia do hidrogênio no tubo interno do AGHX é apresentado na equação 4.69.

$$\dot{m}_{o;14} s_{o;14} + \dot{S}_{tic;AGHX} - \dot{m}_{o;15} s_{o;15} - \frac{\dot{Q}_{tic;AGHX}}{T_{tic;AGHX}} = \frac{dS_{AGHX;tic}}{dt} \quad (4.69)$$

O balanço de energia na parede do tubo interno do AGHX é apresentado na equação 4.70.

$$\dot{Q}_{tic;AGHX} - \dot{Q}_{pe;tic;AGHX} = m_{p;tic;AGHX} c_{p;tic;AGHX} \frac{dT_{p;tic;AGHX}}{dt} \quad (4.70)$$

Na equação 4.70 o termo do lado direito refere-se à acumulação de energia térmica pelo tubo interno concêntrico do AGHX. O primeiro termo do lado esquerdo, $\dot{Q}_{tic;AGHX}$, refere-se à taxa de calor liberada pelo hidrogênio e repassada à parede do tubo interno do AGHX. Essa energia térmica pode ser calculada pela equação 4.71. O segundo termo do lado direito, calculado pela equação 4.72, refere-se à perda de energia térmica por convecção pela parede externa do tubo concêntrico interno do AGHX para o espaço anular que é formado pelo tubo externo subtraído o tubo interno concêntrico.

$$\dot{Q}_{tic;AGHX} = \alpha_{o;AGHX;tic} A_{pi;tic;AGHX} (T_{o;AGHX;tic} - T_{AGHX;tic}) \quad (4.71)$$

$$\dot{Q}_{pe;tic;AGHX} = \alpha_{vapores;AGHX;tec} A_{pe;tic;AGHX} (T_{vapores;AGHX;tec} - T_{AGHX;tic}) \quad (4.72)$$

4.7.4 Considerações a respeito da modelagem matemática do AGHX

Nos termos transientes nas equações 4.58, 4.63 e 4.68 a energia interna foi derivada com respeito ao tempo em termos de $U = u m = m (h - p v)$. Esse procedimento deu origem a equações similares as equações 4.14, 4.15, 4.28, 4.47 e 4.55.

Os termos transientes dos balanços de entropia nas equações 4.59, 4.64 e 4.69 foram escritos de acordo com equação de Gibbs modificada (Kotas, 1995). Esse procedimento deu origem a equações similares as equações 4.18, 4.19, 4.30, 4.48 e 4.56.

4.8 Evaporador

O evaporador (Figura 4.8) é a continuação do AGHX. Entretanto, não está mais isolado e situa-se no interior do ambiente a ser resfriado. Essa região apresenta normalmente uma temperatura inferior aquelas a que estão sujeitos os demais componentes do DAR voltados para o ambiente externo.

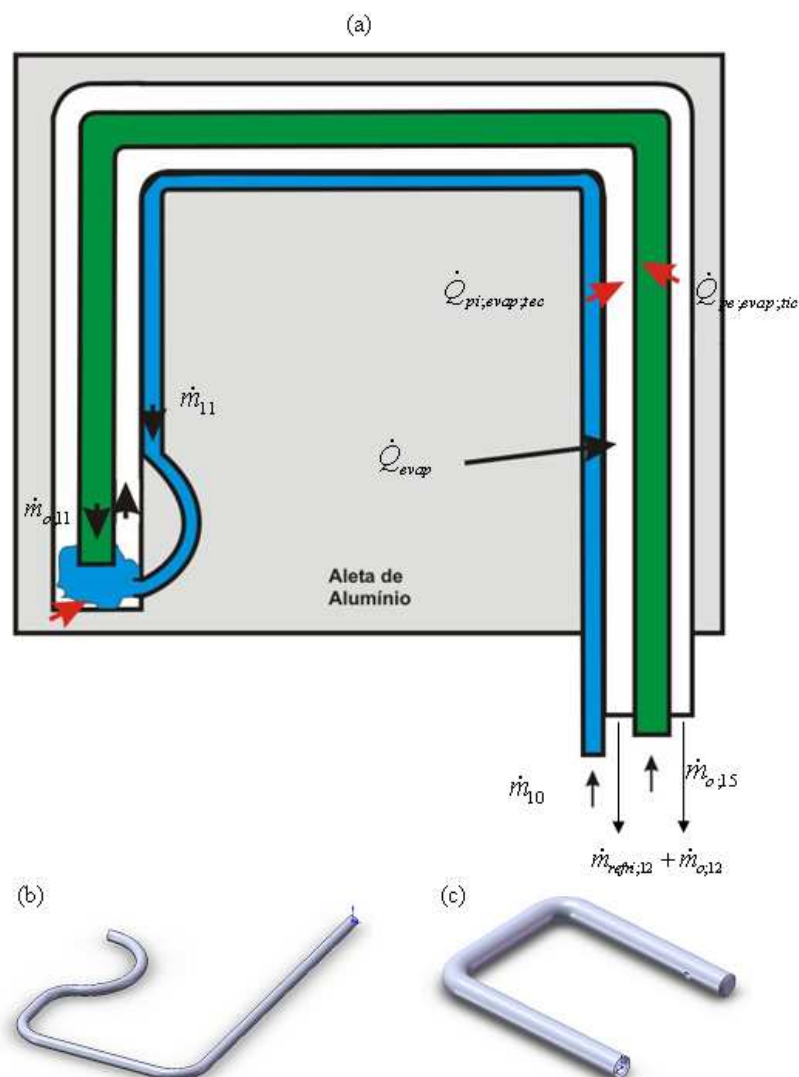


Figura 4. 8– (a) Esquema para o equacionamento do evaporador, (b) vista tridimensional do tubo lateral do evaporador e (c) tubos concêntricos do evaporador.

Fonte: Adaptado de Chaves (2009).

4.8.1 Tudo lateral do evaporador

O balanço de massa no tubo lateral do evaporador é apresentado na equação 4.73.

$$\dot{m}_{10} - \dot{m}_{11} = \frac{dm_{evap;tl}}{dt} \quad (4.73)$$

O balanço de energia da amônia líquida no tubo lateral do evaporador é apresentado na equação 4.74.

$$\dot{m}_{10}h_{10} - \dot{m}_{11}h_{11} - \dot{Q}_{evap;tl} = \frac{dU_{evap;tl}}{dt} \quad (4.74)$$

O balanço de entropia no tubo lateral do evaporador é apresentado na equação 4.75.

$$\dot{m}_{10}s_{10} + \dot{S}_{evap;tl} - \dot{m}_{11}s_{11} - \frac{\dot{Q}_{evap;tl}}{T_{evap;tl}} = \frac{dS_{evap;tl}}{dt} \quad (4.75)$$

O balanço de energia na parede do tubo lateral do evaporador é apresentado na equação 4.76.

$$\dot{Q}_{evap;tl} - \dot{Q}_{tl;evap;tec} = m_{evap;tl}c_{evap;tl} \frac{dT_{evap;tl}}{dt} \quad (4.76)$$

Na equação 4.76 o termo do lado direito refere-se à diminuição de energia térmica pelo tubo lateral do evaporador. Nessa mesma equação, o primeiro termo do lado esquerdo, $\dot{Q}_{evap;tl}$, refere-se à taxa de calor liberada por convecção pela amônia líquida e entregue ao tubo lateral do evaporador. Esse termo é calculado com base na equação 4.77. O segundo termo da equação, $\dot{Q}_{tl;evap;tec}$, refere-se à taxa de energia térmica repassada por condução pelo tubo lateral ao tubo externo concêntrico do evaporador. No presente estudo as trocas térmicas do tubo lateral do evaporador, por convecção e radiação, não foram contabilizadas.

$$\dot{Q}_{evap;tl} = \alpha_{líquido;evap;tl} A_{pi;evap;tl} (T_{líquido;evap;tl} - T_{evap;tl}) \quad (4.77)$$

4.8.2 Espaço anular do evaporador

No balanço de massa do espaço anular do tubo externo concêntrico do evaporador, apresentado na equação 4.78, *toda a amônia líquida é evaporada*.

$$\dot{m}_{refri;11} + \dot{m}_{o;11} - \dot{m}_{refri;12} - \dot{m}_{o;12} = \frac{dm_{evap;tec}}{dt} \quad (4.78)$$

O balanço de energia da mistura, amônia e hidrogênio, no espaço anular do evaporador é apresentado na equação 4.79.

$$\dot{m}_{11}h_{11} + \dot{m}_{o;11}h_{o;11} + \dot{Q}_{pi;evap;tec} + \dot{Q}_{pe;evap;tic} - \dot{m}_{refri;12}h_{refri;12} - \dot{m}_{o;12}h_{o;12} = \frac{dU_{evap;tec}}{dt} \quad (4.79)$$

O balanço de entropia no espaço anular do evaporador é apresentado na equação 4.80.

$$\begin{aligned} \dot{m}_{11}s_{11} + \dot{m}_{o;11}s_{o;11} + \frac{\dot{Q}_{pi;evap;tec}}{T_{pi;evap;tec}} + \frac{\dot{Q}_{pe;evap;tic}}{T_{pe;evap;tic}} + \dot{S}_{evap;tec} + \\ - \dot{m}_{refri;12}s_{refri;12} - \dot{m}_{o;12}s_{o;12} = \frac{dS_{evap;tec}}{dt} \end{aligned} \quad (4.80)$$

O balanço de energia na parede do tubo externo concêntrico do espaço anular do evaporador é apresentado na equação 4.81.

$$\dot{Q}_{tl;evap;tec} + \dot{Q}_{evap} - \dot{Q}_{pi;evap;tec} = m_{evap;tec} c_{evap;tec} \frac{dT_{evap;tec}}{dt} \quad (4.81)$$

Na equação 4.81 o termo do lado direito refere-se à variação de energia térmica na parede do tubo externo concêntrico do evaporador. O primeiro termo do lado esquerdo dessa equação, $\dot{Q}_{tl;evap;tec}$, foi calculado pela equação 4.82. O segundo termo do lado esquerdo, \dot{Q}_{evap} , refere-se à taxa de energia térmica retirada por convecção do meio a ser resfriado (Equação 4.82). O terceiro termo do lado esquerdo da equação 4.81, $\dot{Q}_{pi;evap;tec}$, refere-se à taxa de energia térmica liberada pela parede interna do tubo externo concêntrico do evaporador para a mistura

de hidrogênio e amônia presente no espaço anular. Esse último termo é calculado conforme a equação 4.83.

$$\dot{Q}_{evap} = \alpha_{amb;evap} A_{pe;tec;evap} (T_{tec;evap} - T_{amb;evap}) \quad (4.82)$$

$$\dot{Q}_{pi;evap;tec} = \alpha_{refri;o;evap;tec} A_{pi;tec;evap} (T_{tec;evap} - T_{refri;o;evap;tec}) \quad (4.83)$$

4.8.3 Tubo interno concêntrico do evaporador

O balanço de massa no tubo interno do evaporador é apresentado na equação 4.84.

$$\dot{m}_{o;15} - \dot{m}_{o;11} = \frac{dm_{o;evap;tic}}{dt} \quad (4.84)$$

O balanço de energia para o hidrogênio no tubo interno do evaporador é apresentado na equação 4.85.

$$\dot{m}_{o;15} h_{o;15} - \dot{m}_{o;11} h_{o;11} - \dot{Q}_{o;evap;tic} = \frac{dU_{o;evap;tic}}{dt} \quad (4.85)$$

O balanço de entropia no tubo interno do evaporador é apresentado na equação 4.86.

$$\dot{m}_{o;15} s_{o;15} + \dot{S}_{o;evap;tic} - \dot{m}_{o;11} s_{o;11} - \frac{\dot{Q}_{o;evap;tic}}{T_{o;evap;tic}} = \frac{dS_{o;evap;tic}}{dt} \quad (4.86)$$

O balanço de energia na parede do tubo interno do evaporador é apresentado na equação 4.87.

$$\dot{Q}_{pi;tic;evap} - \dot{Q}_{pe;tic;evap} = m_{p;tic;evap} c_{p;tic;evap} \frac{dT_{p;tic;evap}}{dt} \quad (4.87)$$

Na equação 4.87 o termo do lado direito refere-se à variação da energia térmica no tubo interno concêntrico. O primeiro termo do lado esquerdo, $\dot{Q}_{pi;tic;evap}$, refere-se à taxa de calor entregue por convecção, do gás inerte (hidrogênio) ao tubo interno. Esse termo é calculado

pela equação 4.88. O segundo termo do lado esquerdo, $\dot{Q}_{pe;tic;evap}$, refere-se à taxa de calor entregue por convecção a amônia e ao gás inerte no espaço anular pelo tubo interno concêntrico do evaporador. Esse último termo pode ser calculado pela equação 4.89.

$$\dot{Q}_{pi;tic;evap} = \alpha_{o;evap;tic} A_{pi;tic;evap} (T_{o;evap;tic} - T_{p;evap;tic}) \quad (4.88)$$

$$\dot{Q}_{pe;tic;evap} = \alpha_{refri;o;evap;tec} A_{pe;tic;evap} (T_{refri;o;evap;tec} - T_{p;evap;tic}) \quad (4.89)$$

4.8.4 Considerações a respeito da modelagem matemática do evaporador

Nos termos transientes nas equações 4.74, 4.79 e 4.85 a energia interna foi derivada com respeito ao tempo em termos de $U = u m = m (h - p v)$. Esse procedimento deu origem a equações similares as equações 4.14, 4.15, 4.28, 4.38, 4.47 e 4.55.

Os termos transientes dos balanços de entropia nas equações 4.75, 4.80 e 4.86 foram escritos de acordo com equação de Gibbs (Kotas, 1995). Esse procedimento deu origem a equações similares as equações 4.18, 4.19, 4.30, 4.48 e 4.56.

4.9 Tubo absorvedor

O tubo absorvedor é apresentado na figura 4.9. Nesse componente a solução pobre proveniente do DSP é enriquecida com vapor de amônia produzido no evaporador. No tubo absorvedor há liberação de energia para o ambiente externo devido ao processo de absorção de amônia, fluido refrigerante, pela água, fluido absorvente. O tubo absorvedor foi dividido em 19 volumes de controle (Chaves 2009).

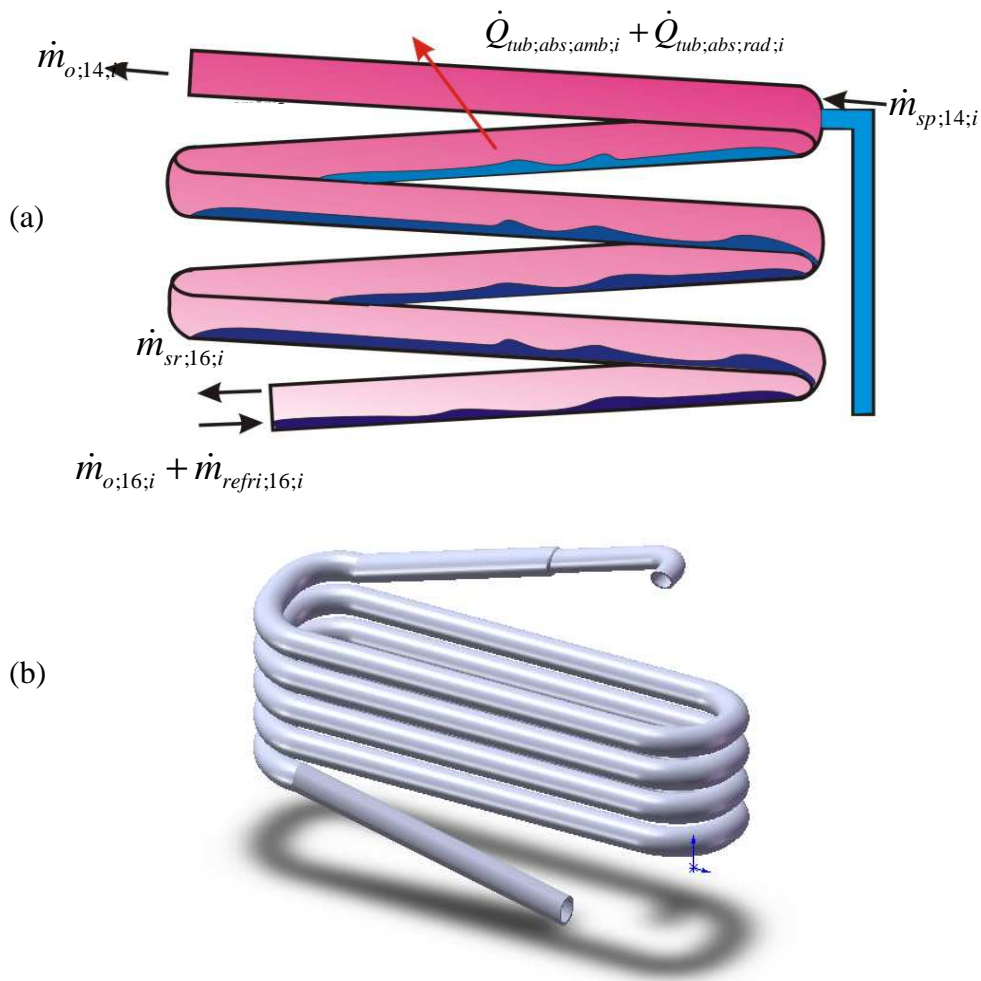


Figura 4. 9– (a) Esquema para o equacionamento do tubo absorvedor e (b) vista tridimensional do tubo absorvedor.

Fonte: Adaptado de Chaves (2009).

O balanço de massa no volume de controle i do tubo absorvedor é apresentado na equação 4.90.

$$\dot{m}_{o;16;i} + \dot{m}_{refri;16;i} + \dot{m}_{sp;14;i} - \dot{m}_{sr;16;i} - \dot{m}_{o;14;i} = \frac{dm_{tub;abs;i}}{dt} \quad (4.90)$$

O balanço de energia no volume de controle i dos fluidos presentes no tubo absorvedor é apresentado na equação 4.91.

$$\begin{aligned} \dot{m}_{o;16;i} h_{o;16;i} + \dot{m}_{refri;16;i} h_{refri;16;i} + \dot{m}_{sp;14;i} h_{sp;14;i} - \\ - \dot{m}_{sr;16;i} h_{sr;16;i} - \dot{m}_{o;14;i} h_{sr;16;i} - \dot{Q}_{tub;abs;i} = \frac{dU_{tub;abs;i}}{dt} \end{aligned} \quad (4.91)$$

O termo transiente na equação 4.91 a energia interna foi derivada com respeito ao tempo em termos de $U = u m = m (h - p v)$. Esse procedimento deu origem a uma equação similar as equações 4.14, 4.15, 4.28, 4.38, 4.47 e 4.55.

O balanço de entropia no volume de controle i dos fluidos presentes no tubo absorvedor é apresentado na equação 4.92.

$$\begin{aligned} \dot{m}_{o;16;i} s_{o;16;i} + \dot{m}_{refri;16;i} s_{refri;16;i} + \dot{m}_{sp;14;i} s_{sp;14;i} + \dot{S}_{tub;abs;i} + \\ - \dot{m}_{sr;16;i} s_{sr;16;i} - \dot{m}_{o;14;i} s_{sr;16;i} - \frac{\dot{Q}_{tub;abs;i}}{T_{tub;abs;i}} = \frac{dS_{tub;abs;i}}{dt} \end{aligned} \quad (4.92)$$

O termo transiente da equação 4.92 foi escrito de acordo com equação de Gibbs modificada para mistura (Kotas, 1995). Esse procedimento deu origem a uma equação similar as equações 4.18, 4.19, 4.30, 4.48 e 4.56.

O balanço de energia da parede do tubo absorvedor no volume de controle i é apresentado na equação 4.93.

$$\dot{Q}_{tub;abs;i} - \dot{Q}_{tub;abs;amb;i} = m_{p;tub;abs;i} c_{p;tub;abs;i} \frac{dT_{p;tub;abs;i}}{dt} \quad (4.93)$$

Na equação 4.93 o termo do lado direito refere-se à variação de energia térmica acumulada pela parede do tubo absorvedor. O primeiro termo do lado esquerdo, $\dot{Q}_{tub;abs;i}$, refere-se à taxa de calor liberada pelo processo de absorção de fluido refrigerante no interior do tubo absorvedor no volume de controle i . O segundo termo do lado direito, calculado pela equação 4.94, refere-se à taxa de energia térmica perdida por convecção pela parede do tubo absorvedor no volume de controle i para o ambiente externo a esse componente.

$$\dot{Q}_{tub;abs;amb;i} = \alpha_{amb;tub;abs;i} A_{pe;tub;abs;i} (T_{p;tub;abs;i} - T_{amb;tub;abs}) \quad (4.94)$$

4.10 Vaso absorvedor

O vaso absorvedor é mostrado na figura 4.10. Esse componente recebe a solução enriquecida do tubo absorvedor e a direciona para o trocador de calor de solução (SHX). Também recebe a mistura de gases, vapor de amônia e hidrogênio provenientes do evaporador e a direciona para o tubo absorvedor. Pode existir no vaso absorvedor a absorção do vapor de amônia pela água (Chaves, 2009). Também nesse componente há a liberação de energia pela solução rica que a direciona para as paredes desse recipiente, que por sua vez, após acumular uma determinada quantidade, envia o restante ao ambiente externo desse componente.

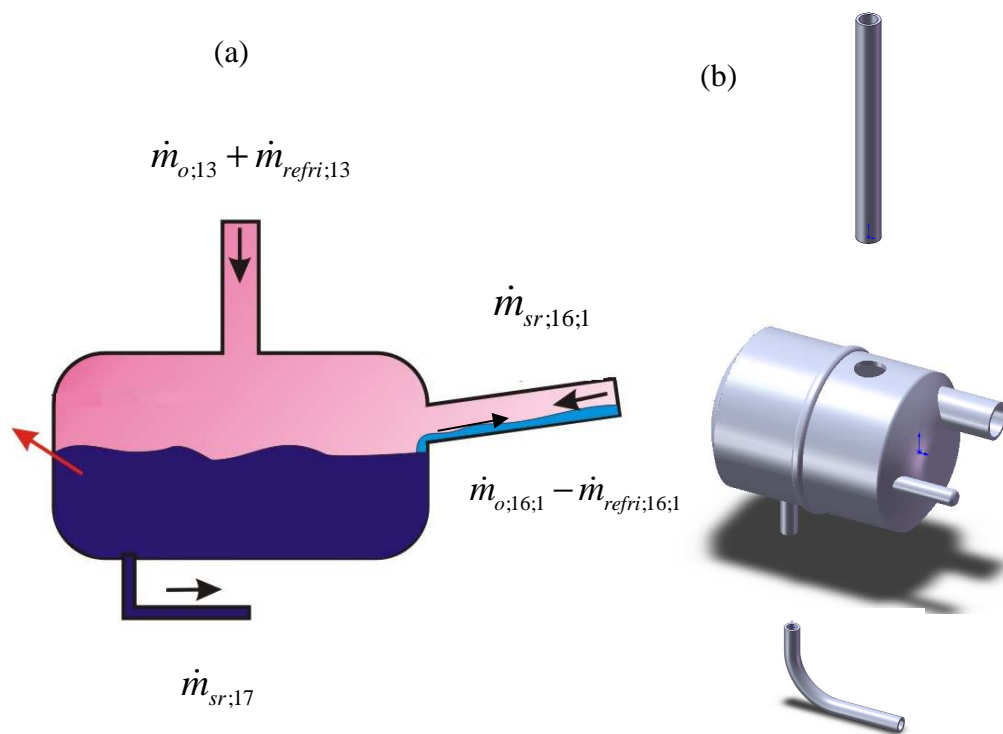


Figura 4. 10– (a) Esquema para o equacionamento do vaso absorvedor e (b) vista tridimensional do vaso absorvedor.

Fonte: Adaptado de Chaves (2009).

O balanço de massa global no vaso absorvedor é apresentado na equação 4.95.

$$\dot{m}_{o;13} + \dot{m}_{refri;13} + \dot{m}_{sr;16;1} - \dot{m}_{sr;17} - \dot{m}_{o;16;1} - \dot{m}_{refri;16;1} = \frac{dm_{vaso;abs}}{dt} \quad (4.95)$$

O balanço de massa de amônia é dado pela equação 4.96.

$$\dot{m}_{refri;13} + x_{16} \dot{m}_{sr;16;1} - x_{16} \dot{m}_{sr;17} - \dot{m}_{refri;16;1} = \frac{d(x_{refri;vaso;abs} m_{refri;vaso;abs})}{dt} \quad (4.96)$$

O balanço de energia global no vaso absorvedor é apresentado na equação 4.97.

$$\begin{aligned} \dot{m}_{o;13} h_{o;13} + \dot{m}_{refri;13} h_{refri;13} + \dot{m}_{sr;16;1} h_{sr;16;1} - \dot{m}_{sr;17} h_{sr;17} - \\ - \dot{m}_{o;16;1} h_{o;16;1} - \dot{m}_{refri;16;1} h_{o;16;1} - \dot{Q}_{vaso;abs} = \frac{dU_{vaso;abs}}{dt} \end{aligned} \quad (4.97)$$

O termo transiente na equação 4.97 a energia interna foi derivada com respeito ao tempo em termos de $U = u m = m (h - p v)$. Esse termo transiente foi escrito em função do termo transiente da equação 4.95.

O balanço de entropia no vaso absorvedor é apresentado na equação 4.98.

$$\begin{aligned} \dot{m}_{o;13} s_{o;13} + \dot{m}_{refri;13} s_{refri;13} + \dot{m}_{sr;16;1} s_{sr;16;1} + \dot{S}_{vaso;abs} + \\ - \dot{m}_{sr;17} s_{sr;17} - \dot{m}_{o;16;1} s_{o;16;1} - \dot{m}_{refri;16;1} s_{o;16;1} - \frac{\dot{Q}_{vaso;abs}}{T_{vaso;abs}} = \frac{dS_{vaso;abs}}{dt} \end{aligned} \quad (4.98)$$

O termo transiente da equação 4.98 foi escrito de acordo com equação de Gibbs modificada (Kotas, 1995). Esse procedimento deu origem a uma equação similar as equações 4.18, 4.19, 4.30 e 4.48 e 4.56.

O balanço de energia na parede do vaso absorvedor é dado pela equação 4.99.

$$\dot{Q}_{\text{vaso;abs}} - \dot{Q}_{\text{vaso;abs;amb}} = m_{\text{vaso;abs}} c_{\text{vaso;abs}} \frac{dT_{\text{vaso;abs}}}{dt} \quad (4.99)$$

Na equação 4.99 o termo do lado direito refere-se à variação a acumulação de energia térmica pela parede do vaso absorvedor. O primeiro termo do lado esquerdo, $\dot{Q}_{\text{vaso;abs}}$, refere-se à taxa de calor liberada pelos fluidos, contidos no vaso absorvedor, e entregue a parede interna desse vaso. O segundo termo do lado esquerdo, $\dot{Q}_{\text{vaso;abs;amb}}$, refere-se à taxa de calor perdida para o ar ambiente pela parede externa do vaso absorvedor. Esse termo é calculado de acordo com equação 4.100.

$$\dot{Q}_{\text{vaso;abs;amb}} = \alpha_{\text{amb;vaso;abs}} A_{\text{pe;vaso;abs}} (T_{\text{p;vaso;abs}} - T_{\text{amb;vaso;abs}}) \quad (4.100)$$

4.11 Direcionador de solução pobre – DSP

O direcionador de solução pobre (sigla DSP), mostrado na figura 4.11, recebe solução pobre do espaço anular do trocador de calor de solução e a envia ao tubo absorvedor para ser novamente enriquecida com vapor de amônia. Foi assumido que não há mudança de fase no DSP, apenas liberação de energia térmica ao ambiente externo desse componente.

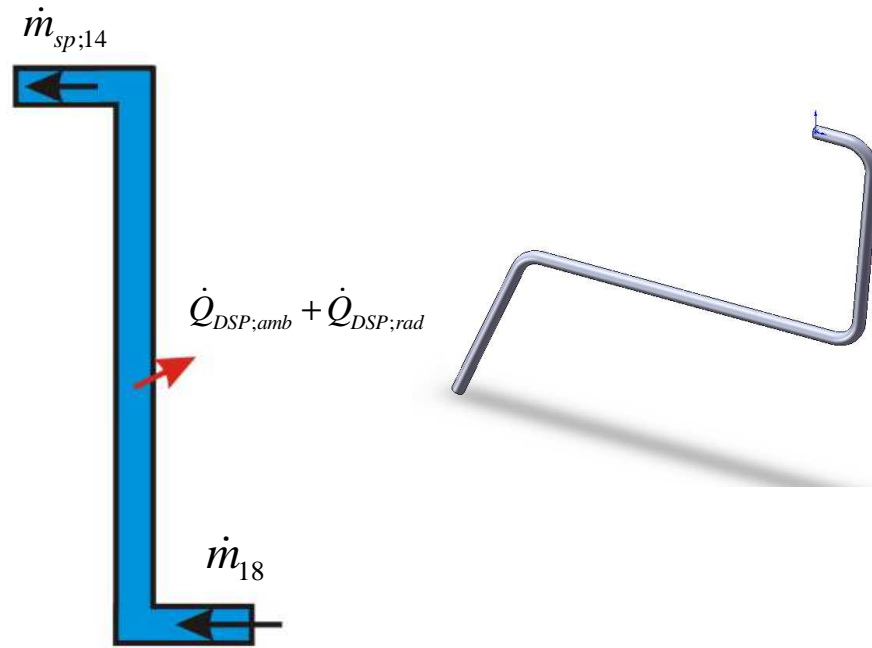


Figura 4. 11– (a) Esquema para o equacionamento do DSP e (b) vista tridimensional do vaso absorvedor.

Fonte: Adaptado de Chaves (2009).

O balanço de massa geral no DSP é apresentado na equação 4.101.

$$\dot{m}_{18} - \dot{m}_{sp;14} = \frac{dm_{DSP}}{dt} \quad (4.101)$$

O balanço de energia na solução pobre do DSP é apresentado na equação 4.102.

$$\dot{m}_{18}h_{18} - \dot{m}_{sp;14}h_{sp;14} - \dot{Q}_{p:DSP} = \frac{dU_{DSP}}{dt} \quad (4.102)$$

No termo transiente da equação 4.102 a energia interna foi derivada com respeito ao tempo em termos de $U = u m = m (h - p v)$. Dessa maneira, esse termo transiente foi escrito em função do termo transiente da equação 4.101.

O balanço de entropia na solução pobre do DSP é apresentado na equação 4.103.

$$\dot{m}_{18}s_{18} + \dot{S}_{DSP} - \dot{m}_{sp;14}s_{sp;14} - \frac{\dot{Q}_{p;DSP}}{T_{p;DSP}} = \frac{dS_{DSP}}{dt} \quad (4.103)$$

O termo transiente da equação 4.103 foi escrito de acordo com equação de Gibbs modificada. Esse procedimento deu origem a uma equação similar as equações 4.18, 4.19, 4.30 e 4.48 e 4.56.

O balanço de energia no tubo do DSP é apresentado na equação 4.104.

$$\dot{Q}_{p;DSP} - \dot{Q}_{DSP;amb} = m_{p;DSP}c_{p;DSP} \frac{dT_{p;DSP}}{dt} \quad (4.104)$$

Na equação 4.104 o termo do lado direito refere-se à variação da energia térmica acumulada pela parede do tubo que constitui o DSP. O primeiro termo do lado esquerdo, $\dot{Q}_{p;DSP}$, refere-se à energia liberada pela solução pobre de passagem pelo DSP entregue a parede interna do tubo que forma desse componente. O segundo termo do lado esquerdo, $\dot{Q}_{DSP;amb}$, refere-se à energia térmica perdida por convecção para o ar ambiente pela parede externa do DSP. Esse termo é calculado de acordo com equação 4.105.

$$\dot{Q}_{DSP;amb} = \alpha_{DSP;amb} A_{pe;DSP} (T_{p;DSP} - T_{amb;DSP}) \quad (4.105)$$

4.12 Trocador de calor de solução - SHX

O trocador de calor de solução, SHX, é esquematizado na figura 4.12. Esse componente é constituído por dois tubos concêntricos, um tubo interno com diâmetro menor e outro tubo externo com diâmetro maior.

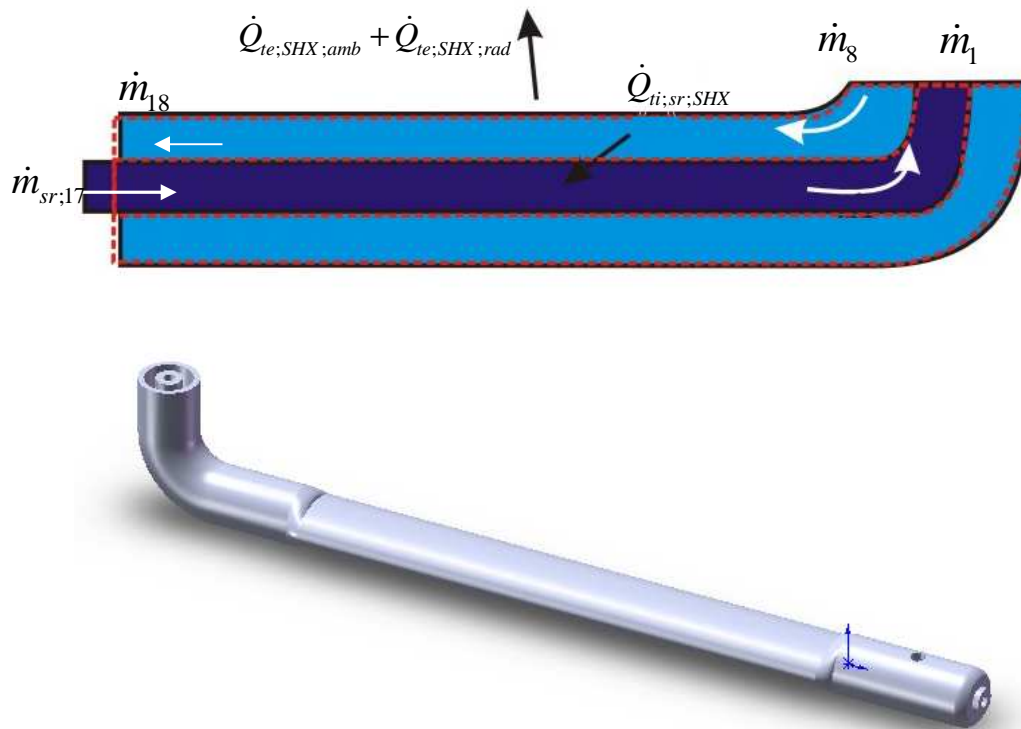


Figura 4. 12– (a) Esquema para o equacionamento do SHX e (b) vista tridimensional do SHX.

Fonte: Adaptado de Chaves (2009).

4.12.1 Tubo interno do SHX

O tubo interno do SHX tem início no vaso absorvedor, onde há saída de solução rica, e término na bomba de bolhas, também chamada de gerador interno.

O balanço de massa global no tubo interno do SHX é apresentado na equação 4.106.

$$\dot{m}_{sr;17} - \dot{m}_1 = \frac{dm_{ti;SHX}}{dt} \quad (4.106)$$

O balanço de energia na solução rica presente no tubo interno do SHX é apresentado na equação 4.107.

$$\dot{m}_{sr;17}h_{sr;17} + \dot{Q}_{ti;sr;SHX} - \dot{m}_1h_1 = \frac{dU_{ti;SHX}}{dt} \quad (4.107)$$

No termo transiente da equação 4.107 a energia interna foi derivada com respeito ao tempo em termos de $U = u m = m (h - p v)$. Dessa maneira, esse termo transiente foi escrito em função do termo transiente da equação 4.106.

O balanço de entropia na solução rica presente no tubo interno do SHX é apresentado na equação 4.108.

$$\dot{m}_{sr;17} s_{sr;17} + \dot{S}_{ti;sr;SHX} + \frac{\dot{Q}_{ti;sr;SHX}}{T_{ti;sr;SHX}} - \dot{m}_1 s_1 = \frac{dS_{ti;SHX}}{dt} \quad (4.108)$$

O termo transiente da equação 4.108 foi escrito de acordo com equação de Gibbs modificada.

O balanço de energia no tubo interno concêntrico do SHX é apresentado na equação 4.109.

$$\dot{Q}_{sp;ti;SHX} - \dot{Q}_{ti;sr;SHX} = m_{ti;SHX} c_{ti;SHX} \frac{dT_{ti;SHX}}{dt} \quad (4.109)$$

Na equação 4.109 o termo do lado direito refere-se à variação da energia térmica no tubo interno do SHX. O primeiro termo do lado esquerdo, $\dot{Q}_{sp;ti;SHX}$, refere-se à energia liberada pela solução pobre de passagem pelo tubo externo do SHX entregue ao tubo interno desse componente. Esse termo é calculado de acordo com equação 4.110. O segundo termo do lado esquerdo, $\dot{Q}_{ti;sr;SHX}$, refere-se à energia térmica repassada, por convecção, pelo tubo interno para a solução rica no SHX (Equação 4.111).

$$\dot{Q}_{sp;ti;SHX} = \alpha_{sp;te;SHX} A_{pe;ti;SHX} (T_{sp;te;SHX} - T_{ti;SHX}) \quad (4.110)$$

$$\dot{Q}_{ti;sr;SHX} = \alpha_{sr;ti;SHX} A_{pi;ti;SHX} (T_{ti;SHX} - T_{sr;ti;SHX}) \quad (4.111)$$

4.12.2 Tubo externo do SHX

O tubo externo do SHX inicia-se no fim gerador externo e finaliza no início do DSP. O balanço de massa no tubo externo do SHX é apresentado na equação 4.112.

$$\dot{m}_8 - \dot{m}_{18} = \frac{dm_{sp;te;SHX}}{dt} \quad (4.112)$$

O balanço de energia na solução pobre presente no tubo externo do SHX é apresentado na equação 4.113.

$$\dot{m}_8 h_8 - \dot{m}_{18} h_{18} - \dot{Q}_{sp;ti;SHX} - \dot{Q}_{sp;te;SHX} = \frac{dU_{sp;te;SHX}}{dt} \quad (4.113)$$

No termo transiente da equação 4.113 a energia interna foi derivada com respeito ao tempo em termos de $U = u m = m (h - p v)$. Dessa maneira, esse termo transiente foi escrito em função do termo transiente da equação 4.112.

O balanço de entropia no tubo externo do SHX é apresentado na equação 4.114.

$$\dot{m}_8 s_8 + \dot{S}_{sp;te;SHX} - \dot{m}_{18} s_{18} - \frac{\dot{Q}_{sp;ti;SHX}}{T_{sp;ti;SHX}} - \frac{\dot{Q}_{sp;te;SHX}}{T_{sp;te;SHX}} = \frac{dS_{sp;te;SHX}}{dt} \quad (4.114)$$

O termo transiente da equação 4.114 foi escrito de acordo com equação de Gibbs modificada. Dessa maneira, esse foi escrito em função dos termos transientes das equações 4.112 e 4.113.

O balanço de energia no tubo externo concêntrico do SHX é apresentado na equação 4.115.

$$\dot{Q}_{sp;te;SHX} - \dot{Q}_{te;SHX;amb} - \dot{Q}_{te;SHX;rad} = m_{te;SHX} c_{te;SHX} \frac{dT_{te;SHX}}{dt} \quad (4.115)$$

Na equação 4.124 o termo do lado direito refere-se à variação da energia térmica acumulada pela parede do tubo externo do SHX. O primeiro termo do lado esquerdo, $\dot{Q}_{sp;te;SHX}$, refere-se à energia liberada pela solução pobre de passagem pelo espaço anular do tubo externo do SHX. Esse termo é calculado de acordo com equação 4.116. O segundo termo do lado esquerdo, $\dot{Q}_{te;SHX;amb}$, refere-se à energia térmica repassada, por convecção, pelo tubo externo para o ambiente externo ao SHX (Equação 4.117). O terceiro termo do lado esquerdo,

$\dot{Q}_{te;SHX;rad}$, refere-se à energia térmica repassada, por radiação, pelo tubo externo para a vizinhança externa ao SHX calculada conforme Chaves (2009).

$$\dot{Q}_{sp;te;SHX} = \alpha_{sp;te;SHX} A_{pe;ti;SHX} (T_{sp;te;SHX} - T_{ti;SHX}) \quad (4.116)$$

$$\dot{Q}_{te;SHX;amb} = \alpha_{amb;SHX} A_{pe;te;SHX} (T_{te;SHX} - T_{amb;SHX}) \quad (4.117)$$

4.13 Propriedades termodinâmicas

No modelo matemático desenvolvido as propriedades termodinâmicas para o par amônia/água necessárias a simulação computacional foram obtidas a partir das equações apresentadas por Pátek e Klomfar (1995) (Equações 4.118 – 4.122 e Tabelas 4.1 – 4.5, tabelas essas relativas aos coeficientes das equações citadas). Equações adicionais apresentadas por Ibrahim e Klein (1993) já implementadas na rotina do software EES também foram utilizadas.

$$T(p, x) = T_0 \sum_i a_i (1-x)^{m_i} \left[\ln \left(\frac{p_0}{p} \right) \right]^{n_i} \quad (4.118)$$

$$T(p, y) = T_0 \sum_i a_i (1-y)^{\frac{m_i}{4}} \left[\ln \left(\frac{p_0}{p} \right) \right]^{n_i} \quad (4.119)$$

$$y(p, x) = 1 - \exp \left[\ln(1-x) \sum_i a_i \left(\frac{p}{p_0} \right)^{m_i} x^{\frac{n_i}{3}} \right] \quad (4.120)$$

$$h_{líquido}(T, x) = h_0 \sum_i a_i \left(\frac{T}{T_0} - 1 \right)^{m_i} x^{n_i} \quad (4.121)$$

$$h_{vapor}(T, y) = h_0 \sum_i a_i \left(1 - \frac{T}{T_0} \right)^{m_i} (1-y)^{\frac{n_i}{4}} \quad (4.122)$$

Tabela 4. 1: Coeficientes e expoentes da Equação 4.118

I	m_i	n_i	a_i
1	0	0	3,22302
2	0	1	-0,384206
3	0	2	0,0460965
4	0	3	-0,00378945
5	0	4	0,00013561
6	1	0	0,487755
7	1	1	-0,120108
8	1	2	0,0106154
9	2	3	-0,000533589
10	4	0	7,85041
11	5	0	-11,5941
12	5	1	-0,052315
13	6	0	4,89596
14	13	1	0,0421059

$T_0 = 100 \text{ K e } P_0 = 2 \text{ MPa}$

Fonte: Pátek e Klomfar (1995).

Tabela 4. 2: Coeficientes e expoentes da Equação 4.119.

i	m_i	n_i	a_i
1	0	0	3,24004
2	0	1	-0,39592
3	0	2	0,0435624
4	0	3	-0,00218943
5	1	0	-1,43526
6	1	1	1,05256
7	1	2	-0,0719281
8	2	0	12,2362
9	2	1	-2,24368
10	3	0	-20,178
11	3	1	1,10834
12	4	0	14,5399
13	4	2	0,644312
14	5	0	-2,21246
15	5	2	-0,756266
16	6	0	-1,35529
17	7	2	0,183541

$T_0 = 100 \text{ K e } P_0 = 2 \text{ MPa}$

Fonte: Pátek e Klomfar (1995).

Tabela 4. 3: Coeficientes e expoentes da Equação 4.120.

i	m_i	n_i	a_i
1	0	0	19,8022
2	0	1	-11,8093

3	0	6	27,748
4	0	7	-28,8634
5	1	0	-59,1617
6	2	1	578,0913
7	2	2	-6,21737
8	3	2	-3421,98
9	4	3	11940,31
10	5	4	-24541,4
11	6	5	29159,19
12	7	6	-18478,2
13	7	7	23,48194
14	8	7	4803,106

$T_0 = 100 \text{ K e } P_0 = 2 \text{ MPa}$

Fonte: Pátek e Klomfar (1995).

Tabela 4. 4: Coeficientes e expoentes da Equação 4.121.

i	m_i	n_i	a_i
1	0	1	-7,61
2	0	4	25,69
3	0	8	-247,09
4	0	9	325,95
5	0	12	-158,85
6	0	14	61,91
7	1	0	11,43
8	1	1	1,18
9	2	1	2,84
10	3	3	7,42
11	5	3	891,84
12	5	4	-1613,09
13	5	5	622,11
14	6	2	-207,59
15	6	4	-6,87
16	8	0	3,51

$h_0 = 100 \text{ kJ/kg } T_0 = 273,16 \text{ K}$

Fonte: Pátek e Klomfar (1995).

Tabela 4. 5: Coeficientes e expoentes da Equação 4.122.

i	m_i	n_i	a_i
1	0	0	1,29
2	1	0	0,13
3	2	0	-2,09
4	3	0	2,18
5	0	2	2,36

6	1	2	-8,87
7	2	2	10,26
8	3	2	-2,37
9	0	3	-6,71
10	1	3	16,45
11	2	3	-9,37
12	0	4	8,42
13	1	4	-8,59
14	0	5	-2,77
15	4	6	-0,96
16	2	7	0,99
17	1	10	0,31

$h_0 = 1000 \text{ kJ/kg}$ $T_0 = 324 \text{ K}$

Fonte: Pátek e Klomfar (1995).

As propriedades termodinâmicas do refrigerante puro foram obtidas a partir da biblioteca do software EES. Outras propriedades termodinâmicas da mistura amônia/água foram obtidas pela rotina externa do EES CALL NH3H2O(CODE; ln1; ln2; ln3: T; P; x; h; s; u; v; q). Nessa rotina ln1, ln2 e ln3 podem ser qualquer combinação entre a temperatura, pressão, fração mássica de amônia, ou fixando pressão ou temperatura e variando as demais propriedades (entalpia específica h, entropia específica s, energia interna específica u, volume específico, v, ou fração mássica de vapor, q).

Outras metodologias para obtenção de propriedades termodinâmicas de misturas, formadas por pares de fluidos refrigerante/absorvente, necessárias a solução de modelos matemáticos podem ser desenvolvidas. Nessas metodologias as equações para o cálculo de propriedades termodinâmicas de mistura envolvendo pares de fluidos refrigerantes são obtidas a partir de ajustes numéricos (Chaves, 2009, e Hermes, Melo e Negrão, 1999).

4.14 Cálculo da produção de entropia

A taxa de produção de entropia pode ser calculada de acordo com Sandler (2006) (Equação 4.123).

$$\dot{S} = \int \dot{\sigma} dV \quad (4.123)$$

Na equação 4.123 o termo $\dot{\sigma}$ é calculado conforme a equação 4.124.

$$\dot{\sigma} = \frac{\lambda}{T^2} (\nabla T)^2 + \frac{\mu}{T} \phi^2 \quad (4.124)$$

Na equação 4.124 o termo ϕ^2 é calculado conforme a equação 4.125.

$$\phi^2 = \sum_i \sum_j \left[\left(\frac{\partial v_i}{\partial j} \right) + \left(\frac{\partial v_j}{\partial i} \right) - \frac{2}{3} \nabla \cdot \mathbf{v} \delta_{ij} \right]^2 \quad (4.125)$$

Na equação 4.125 os subscritos i e j são as direções das coordenadas x , y e z , e $\delta_{ij}=1$ se $i=j$ do contrário $\delta_{ij}=0$.

4.15 Os coeficientes de transferência de calor por convecção

4.15.1 Obtenção do coeficiente de transferência de calor no gerador interno

Esse coeficiente de acordo com Chen (1966), citado por Araújo (2010), é composto por uma parcela microscópica, a evaporação nucleada ($\alpha_{nucleada}$), e uma evaporação macroscópica ($\alpha_{macroscópica}$) (Equação 4.126). Essa foi utilizada para o calculo dos coeficientes convectivos ($\alpha_{sp;ge}$, $\alpha_{sr;ge}$ e $\alpha_{ret;i}$) apresentados nas equações 4.6, 4.12, 4.13 e 4.25.

$$\alpha_{solução;gerador} = \alpha_{nucleada} + \alpha_{macroscópica} \quad (4.126)$$

De acordo com Chen (1966), citado por Araújo (2010), o termo $\alpha_{macroscópica}$ pode ser aplicado a todos os líquidos não metálicos (Equação 4.127).

$$\alpha_{macroscópica} = \alpha_l F(X_{tt}) Pr_l^{0,296} \quad (4.127)$$

Onde: α_l é o coeficiente da fase líquida, $F(X_{tt})$ é um fator que é função do parâmetro de Martinelli para regime turbulento, X_{tt} , e Pr_l é o número de Prandtl para a solução. O valor de α_l é determinado a partir da correção de Dittus-Boelter (Equação 4.128).

$$\alpha_l = 0,023(\lambda_l / D) \text{Re}_l^{0,8} \text{Pr}_l^{0,4} \quad (4.128)$$

Onde λ_l é a condutividade térmica da solução líquida calculada com base em uma rotina interna do EES, D é o diâmetro interno do gerador e Re_l é o Reynolds da solução líquida e pode ser calculado com a equação 4.129 e Pr_l pela equação 4.130.

$$\text{Re}_l = \frac{G(1-x)}{\mu_l} \quad (4.129)$$

$$\text{Pr}_l = \frac{c_p \mu_l}{\lambda_l} \quad (4.130)$$

O parâmetro $F(X_{tt})$ apresentado na equação 4.128 pode ser calculado conforme a equação 4.131 dada por Collier (1981), citado por Araújo (2010). E o fator de Martinelli pela equação 4.132.

$$F(X_{tt}) = 2,35 \left[0,213 + \frac{1}{X_{tt}} \right]^{0,736} \quad (4.131)$$

$$X_{tt} = \left(\frac{1-Qu}{Qu} \right) \left(\frac{f_l v_l}{f_v v_v} \right)^{0,5} \quad (4.132)$$

Onde Qu é a qualidade do vapor, f_l e f_v são os fatores de atrito ao longo do tubo para a fase líquida (Equação 4.133) e para fase vapor (Equação 4.134), respectivamente, v_l e v_v são os volumes específicos do líquido e do vapor, respectivamente.

$$f_l = A_l \text{Re}_l^{-n_l} \quad (4.133)$$

Se $\text{Re}_l > 0,1$ então $f_v = A_v \text{Re}_v^{-n_v}$

$$\text{Senão } f_v = 1 \quad (4.134)$$

Na equação 4.133 A_l e n_l são calculados conforme a Tabela 4.6.

Tabela 4. 6: Parâmetros para o cálculo do fator de atrito para a fase líquida e vapor.

	$A_{(l\ ou\ v)}$	$n_{(l\ ou\ v)}$
$Re < 2000$	16	1
$Re \geq 2000$	0,079	0,25

Fonte: Araújo (2010).

O termo relativo à parcela microscópica, a evaporação nucleada ($\alpha_{nucleada}$), do coeficiente convectivo pode ser calculado de acordo com a equação 4.135 (Foster e Zuber, 1955, citado por Machado, 1996).

$$\alpha_{nucleada} = 0,00122 \left[\frac{\lambda_l^{0,79} c_{pl}^{0,45} \rho_l^{0,49}}{\sigma^{0,5} \mu_l^{0,29} h_{lv}^{0,24} \rho_v^{0,24}} \right] \left[T_{ii;gi} - T_{sat}(p_l) \right]^{0,24} \left[p_{sat}(T_{ii;gi}) - p_l \right]^{0,75} S \quad (4.135)$$

Onde σ é a tensão superficial da mistura, h_{lv} é a diferença entre a entalpia da mistura na fase vapor saturado e a entalpia da mistura na fase líquido saturado, $T_{sat}(p_l)$ é a temperatura de saturação para a pressão de líquido saturado, $p_{sat}(T_{ii;gi})$ é a pressão de saturação para a temperatura da parede do gerador, S é o fator de supressão para a correção da evaporação nucleada plenamente desenvolvida, calculado pela equação 4.136 (Chen, 1966, citado por Araújo, 2010).

$$S(Re_{tp}) = \left[1 + 2,56 \cdot 10^{-6} Re_{tp}^{1,17} \right]^{-1} \quad (4.136)$$

Onde o número de Reynolds bifásico (subscrito tp) é calculado pela equação 4.137.

$$Re_{tp} = Re_l [F(X_u)]^{1,25} \quad (4.137)$$

4.15.2 Cálculo do coeficiente de transferência convectiva em filme descendente

A metodologia apresentada a seguir foi usada para aproximação dos coeficientes de transferência de calor por convecção aplicáveis ao gerador externo, retificador, evaporador e absorvedor. Essa metodologia foi proposta por Yin (1987), citado por Araújo (2010), e está relacionada à transferência de calor para um filme em queda na superfície interna de tubos. De acordo com Yin (1987) o coeficiente de transferência de calor é dependente do número de Reynolds. Se o escoamento for laminar ($Re < 1600$) esse coeficiente pode ser calculado pela equação 4.138.

$$\alpha = \rho c_p \delta^{0,5} g^{0,5} \nu^{-2/3} dif^{2/3} \quad (4.138)$$

Onde δ é a espessura do filme, calculada conforma a equação 4.139, g é a aceleração da gravidade, ν é a viscosidade cinemática, dif é a difusividade térmica.

$$\delta = 0,91 \left(\frac{\nu^2}{g} \right)^{1/3} Re^{1/3} \quad (4.139)$$

Se o escoamento for turbulento ($Re \geq 1600$) esse coeficiente pode ser calculado pela equação 4.140.

$$\alpha = \rho c_p \delta g^{2/3} \nu^{-1} dif^{2/3} \quad (4.140)$$

Onde a espessura do filme é dada pela equação 4.141.

$$\delta = 0,2077 \left(\frac{\nu^2}{g} \right)^{1/3} Re^{8/15} \quad (4.141)$$

4.15.3 Cálculo do coeficiente de transferência de calor na condensação

No condensador há uma maior concentração de amônia que de água, normalmente superior a 95% de refrigerante. Dessa maneira a correlação apresentada por Shah (1979), citado por

Araújo (2010), para substâncias puras pode ser aplicada ao condensador para uma aproximação do cálculo o coeficiente convectivo (Equação 4.142).

$$\alpha = \alpha_{lo} \left[(1 - Qu)^{0,8} + \frac{3,8Qu^{0,76} (1 - Qu)^{0,04}}{\left(\frac{p}{p_c}\right)^{0,38}} \right] \quad (4.142)$$

Onde p e p_c são as pressões absolutas e críticas, respectivamente. O parâmetro α_{lo} pode ser calculado conforme a equação 4.143.

$$\alpha_{lo} = 0,023 \left(\frac{\lambda_l}{D}\right) \left(\frac{GD}{\mu_l}\right)^{0,8} Pr_l^{0,4} \quad (4.143)$$

4.15.4 Cálculo do coeficiente de transferência de calor no tubo absorvedor

Araújo (2010) utilizou uma serpentina absorvedora na modelagem de um refrigerador por absorção. Para sua modelagem esse autor utilizou as correlações apresentadas por Ito (1959). Esse último autor relata que o número de Reynolds crítico é aquele calculado pela equação 4.144.

$$Re_{crítico} = 2.10^4 \left(\frac{d}{D_c}\right)^{0,32} \quad (4.144)$$

Números de Reynolds superiores ao crítico caracterizam um escoamento turbulento. Para esse regime de escoamento o coeficiente convectivo pode ser calculado conforme a equação 4.145.

$$\alpha = \frac{f \lambda}{8 d} Re \left(\frac{v}{dif}\right)^{0,4} \quad (4.145)$$

Onde f é o fator de atrito calculado conforme a equação 4.146 para regime turbulento.

$$\frac{f}{f_s} = \left[\text{Re} \left(\frac{d}{D_C} \right)^2 \right]^{1/20} \quad (4.146)$$

Onde f_s é o fator de atrito para o tubo reto, regime turbulento, calculado conforme a equação 4.147.

$$f_s = 0,023(\text{Re}^{-1})^{0,2} \quad (4.147)$$

Para escoamentos laminares em serpentinas o coeficiente de transferência de calor pode ser aproximado de acordo com a equação 4.148 (Seban e McLaughlin, 1963, citado por Araújo, 2010).

$$\alpha = 0,644 \frac{\lambda}{d} \left[\frac{f}{8} \text{Re}^2 \frac{d}{L} \frac{v}{dif} \right]^{1/3} \quad (4.148)$$

Onde o fator de atrito, f , é calculado de acordo com a equação 4.149 (White, 1929, citado por Araújo, 2010).

$$\frac{f}{f_s} = \left\{ 1 - \left[1 - \left(\frac{11,6}{\text{Re} \sqrt{\left(\frac{d}{D_C} \right)}} \right)^{0,45} \right]^{2,22} \right\}^{-1} \quad (4.149)$$

Nas equações 4.144, 4.146 e 4.149 o parâmetro d refere-se ao diâmetro interno do tubo que compõe a serpentina e D_C o diâmetro de curvatura do tubo que dará formato a serpentina.

5 METODOLOGIA DE SIMULAÇÃO DO MODELO MATEMÁTICO PROPOSTO

5.1 O algoritmo genético, a solução do modelo em regime permanente e sua validação

O modelo aqui desenvolvido foi simulado inicialmente em estado permanente devido à grande quantidade de variáveis desconhecidas para simulação transiente. Essas variáveis não conhecidas compreendem as condições iniciais e de contorno, bem como o perfil de temperatura na parede do tubo, entre outras. Essa simulação computacional foi semelhante aquela realizada por Zohar et. al. (2005), Zohar et. al. (2008) e Starece e Pascalis (2011). Esses autores desenvolveram *modelos analíticos agrupados* (“*lumped model*”), os quais precisam em média de 12 variáveis de entrada (como o calor fornecido ao grupo gerador, a pressão total do sistema, temperaturas de entrada e saída nos geradores, no condensador, no retificador, no evaporador, as concentrações das soluções, pobre e rica, e a temperatura ambiente). Essas variáveis necessárias a simulação e validação de seus modelos desenvolvidos foram arbitradas ou obtidas a partir de estudos experimentais publicados por outros autores (Srihirin e Aphornratana, 2002, e Chen, Kim e Herold, 1996). Entretanto, Zohar et. al. (2005) e Starece e Pascalis (2011) estudaram refrigeradores por absorção/difusão com geradores construídos em uma configuração diferente do estudado nesse trabalho. Porém, Chaves (2009) desenvolveu um modelo em regime permanente bem robusto que combina características de modelos agrupados e distribuídos. Além dessa característica Chaves (2009) contabilizou os balanços de energia na parede dos componentes. Condição não observada nos modelos de Zohar et. al. (2005), Zohar et. al. (2008) e Starece e Pascalis (2011). O refrigerador estudado por Chaves (2009) é exatamente o mesmo estudado aqui. Esse último autor, em sua pesquisa, validou seu modelo a partir de resultados experimentais.

A partir dos resultados, experimentais e calculados por Chaves (2009), o modelo aqui desenvolvido para o DAR operando em regime permanente foi validado. Mas muitas das variáveis de entrada nos dois modelos são diferentes, pois o modelo de Chaves (2009) resolve um componente por vez atendendo uma seqüência específica para sua solução e convergência. Já o modelo proposto aqui resolve todos os componentes simultaneamente, ou seja, todas as variáveis de entrada devem ser informadas no início da rotina. No modelo de Chaves (2009) há vários módulos de solução para cada constituinte do DAR e cada um desses quando resolvido fornece os valores das variáveis de entrada para o componente seguinte. Alguns

desses resultados não coincidem, devido principalmente a posição física no DAR em que foram calculados, com aqueles necessários a solução do modelo desenvolvido na presente tese. Dessa maneira, a seleção de todos os parâmetros de entrada no modelo aqui desenvolvido para a obtenção dos resultados calculados por Chaves (2009), é complicada.

Para a solução do problema mencionado no parágrafo anterior o Algoritmo Genético de John Holland (Holland, 1975) foi utilizado. Esse algoritmo, já disponibilizado pela rotina interna do EES, software escolhido para simulação do programa desenvolvido nesse trabalho. Esse método é utilizado quando não se conhece algumas das condições de contorno. A solução a partir do Algoritmo Genético não é uma solução analítica, mas sim uma aproximação obtida a partir de técnicas probabilísticas de busca. Dessa maneira, os algoritmos genéticos também podem ser chamados de metaheurísticos, algoritmos exploratórios ou algoritmos populacionais.

Os passos para a solução do modelo proposto para o DAR operando em regime permanente a partir do Algoritmo Genético e sua validação com base nos resultados obtidos por Chaves (2009) são apresentados a seguir:

1º passo - Criação de uma função objetivo para ser minimizada dentro de um intervalo definido muito próximo de zero. Essa função objetivo é necessária a implementação do Algoritmo Genético e foi criada a partir da equação 4.3 que corresponde ao balanço de energia no gerador externo com o termo transiente igual a zero. Dessa maneira a equação 5.1 foi obtida.

$$\dot{Q}_{te;sp;ge} + \dot{m}_3 h_3 + \dot{m}_5 h_5 - (\dot{m}_8 h_8 + \dot{m}_{3,5,g} h_{3,5} + \dot{Q}_{sp;ti;ge}) = \text{objetivo}_{permanente} \quad (5.1)$$

Qualquer outra equação do modelo poderia ser modificada de modo à introdução da função objetivo. Mas pelo fato do grupo gerador ser considerado por alguns autores como um dos componentes mais importantes do refrigerador estudado, o balanço de energia no gerador externo foi selecionado.

2º passo – Seleção de um intervalo característico das variáveis de entrada no modelo operando em regime permanente (no caso um modelo agrupado). As variáveis de entrada

nesse modelo são: pressão total do refrigerador, temperatura de entrada e saída do gerador interno, temperatura de saída do vaso absorvedor, temperatura de entrada e saída no condensador, temperatura do evaporador, concentração da solução pobre e temperatura de saída da solução do DSP (entrada de solução no tubo absorvedor). A seleção do intervalo característico dessas variáveis consiste em estabelecer limites, inferior e superior, nos quais o valor de cada uma dessas variáveis se encontra. Esses limites foram obtidos a partir dos resultados computacionais do modelo de simulação do DAR em regime permanente proposto por Chaves (2009).

3º Passo – Antes de se acionar o solver na janela “Find Minimum or Maximum” do EES, após o passo 2, selecionado o método (no caso “Genetic method”), alguns itens de controle devem ser considerados. Nessa mesma janela em “Controls” o parâmetro “No. of individuals” refere-se ao número de soluções obtidas de forma aleatória (em termos técnicos é chamado de criação da população ou criação dos cromossomos). Em seguida informa-se “No. of Generations” que estão associadas a quantas novas famílias de soluções serão obtidas e que atendem a função objetivo dentro de seu intervalo selecionado (no caso próximo de zero). Após essa seleção com base na função objetivo haverá a combinação entre as variáveis (ou genes) das soluções selecionadas de modo a minimizar ainda mais a função objetivo de modo a gerar indivíduos mais aptos (soluções melhores). Essa combinação é controlada pelo comando “Max. Mutation Rate”, que por sua vez só combina as mesmas variáveis (genes) pertencentes a soluções diferentes. Por exemplo, a temperatura de entrada no gerador interno (um gene) só pode ser substituída por esse mesmo gene de outro indivíduo (no caso a temperatura de entrada no gerador interno de outra solução). Quanto maior o controle de cada parâmetro citado (“No. of individuals”, “No. of Generations” e “Max. Mutation Rate”) maior será o tempo de processamento e maiores as chances de obtenção de indivíduos mais aptos (soluções mais próximas da solução analítica).

4º passo – As soluções mais próximas da solução analítica, que melhor aproximam de zero a função objetivo, e que constam as variáveis de entrada (os genes) podem ser resgatadas pelo EES a partir da geração de uma planilha. Esse resgate só será realizado se ainda na janela “Find Minimum or Maximum” for selecionada na última caixa dessa janela a condição “Log best points” e informado o nome escolhido para esse arquivo.

Os passos mencionados estão apresentados no seguinte fluxograma (Figura 5.1) que ilustra a metodologia de solução do modelo proposto para o DAR operando em regime permanente.

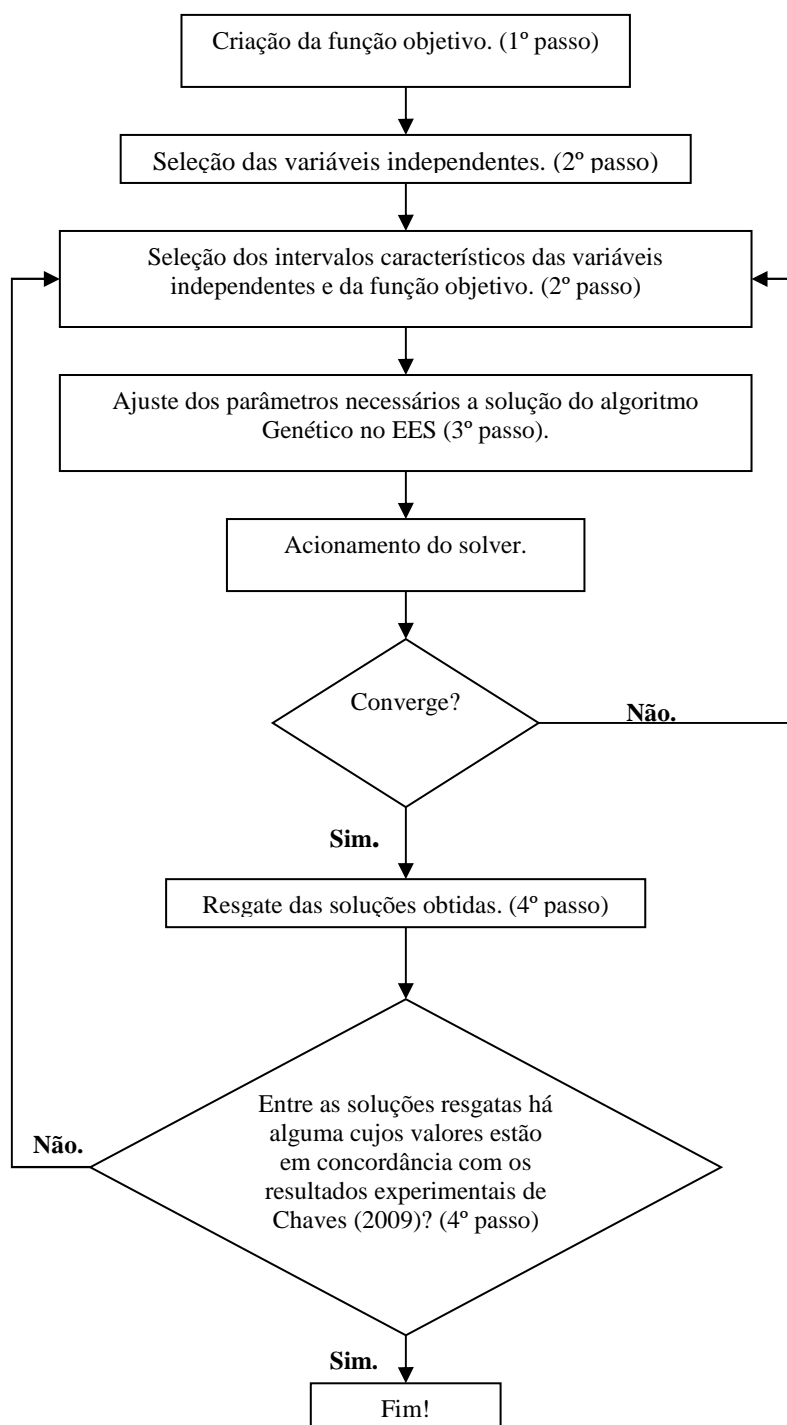


Figura 5. 1 – Fluxograma de solução do modelo proposto para o refrigerador estudado operando em regime permanente.

Como mencionado anteriormente os resultados da simulação foram confrontados com os resultados obtidos por Chaves (2009) para a validação do modelo em regime permanente formulado no presente estudo.

5.2 O método de Euler explícito e a solução do modelo em regime transiente

O modelo matemático desenvolvido no presente estudo trata-se um modelo transiente não severo ou em pequena escala conforme sugerido por Rangel (2007). Esse tipo de modelo responde a flutuações nas condições de operação causadas por pequenas variações, como, por exemplo, pequenas variações da energia fornecida ao gerador para acionamento do refrigerador. Fato que pode ser exemplificado quando o DAR é acionado por energia solar através de um fluido secundário proveniente do reservatório térmico ou diretamente do coletor solar concentrador (Busso et. al, 2011). O modelo proposto não simula condições de ligamento e desligamento do refrigerador, condições características de transientes severos ou de grande escala. Nessa escala o hidrogênio, gás inerte presente no refrigerador estudado, invade outros componentes do DAR (Chaves, 2009) de forma não prevista pelo modelo proposto.

Para solução do modelo em regime transiente foram considerados todos os balanços (massa, energia e entropia) apresentados nesse capítulo. Entretanto, o termo relativo à taxa de produção de entropia foi desconsiderado (item 4.14). Essa consideração, de acordo com Stoecker e Jones (1985), proporciona a obtenção de um refrigerador com o COP mais elevado possível. No presente estudo essa consideração alivia a rotina de processamento e convergência pelo software.

Para a solução do termo transiente o método Euler explícito foi considerado. Esse método não é incondicionalmente estável. Devido a essa característica desse método a mesma metodologia aplicada à simulação em regime permanente não pôde ser aplicada (item 4.15). Pois nesse caso se somam dois fatos que geram instabilidade numérica (o método de Euler explícito e o modelo estocástico introduzido pelo Algoritmo Genético). Tentativas de simulações para o modelo transiente somando-se o método explícito e o algoritmo genético foram realizadas, mas sem sucesso. A implementação do método de Euler implícito e o método de diferenças finitas implícito (Incropera e Dewitt, 1992), que são incondicionalmente estáveis, está sendo realizada.

De acordo com Araújo (2010) resultados de simulação em regime permanente são parâmetros importantes de entrada e término para simulação transiente de refrigeradores por absorção. Apoiando-se nessa idéia as condições iniciais e finais (atendida uma nova condição de equilíbrio pelo sistema) foram obtidas a partir da solução do modelo proposto para o DAR operando em regime permanente. A Figura 5.2 apresenta o fluxograma de solução do modelo proposto para o refrigerador estudado operando em regime transiente.

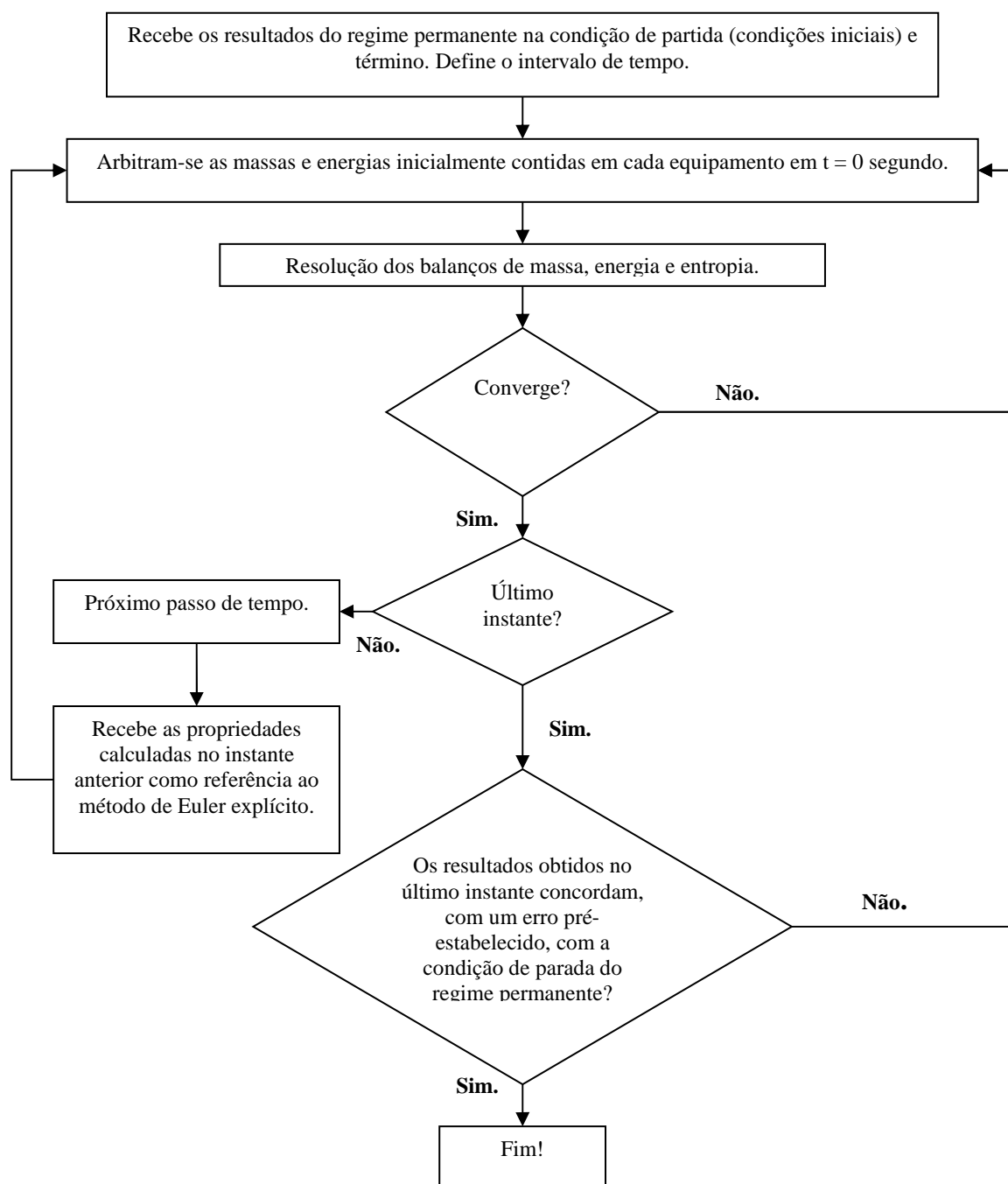


Figura 5. 2 – Fluxograma de solução do modelo proposto para o refrigerador estudado operando em regime transiente.

6. DISPOSITIVO EXPERIMENTAL

6.1 Considerações iniciais

A descrição da bancada de testes, dos instrumentos usados e a metodologia aplicada a parte experimental é apresentada nesse capítulo. A metodologia de análise de incerteza dos resultados das medições também é comentada. A bancada de testes foi montada instrumentada no Laboratório de Refrigeração do Departamento de Engenharia Mecânica da UFMG. Todos os componentes do refrigerador analisado ficaram expostos ao ambiente externo, inclusive o evaporador.

6.2 Bancada experimental

A bancada de testes foi montada a partir de um frigobar por absorção/difusão com capacidade de 80 litros. O acionamento desse refrigerador foi realizado a partir de uma resistência elétrica que fornece, segundo o fabricante, uma potência de acionamento máxima nominal de 80 W ao gerador, quando ligada a uma tensão elétrica de 127 V.

A resistência elétrica de acionamento do refrigerador foi ligada a um varivolt para variação e controle da potência de acionamento do refrigerador. O varivolt utilizado foi do tipo VW 230 nº 1400 com corrente máxima nominal de 12,5 A produzido pela SOC. Técnica Paulista LTDA. Para o adequado fornecimento da potência de acionamento do refrigerador um multímetro foi ligado a saída do varivolt, no mesmo local de saída da tensão de acionamento. O multímetro utilizado foi o do fabricante MIMIPA, modelo 3810. Outro multímetro da marca ICEU Manaus MD – 6300 foi utilizado para medir a corrente elétrica de acionamento de refrigerador. A partir das medições de corrente elétrica e tensão o valor da resistência de acionamento do DAR foi calculada. Com esse resultado e o valor da potência de acionamento desejada, o varivolt foi ajustado conforme a tensão elétrica alternada registrada no primeiro multímetro. O esquema da montagem e a bancada de testes são apresentados respectivamente pela Figuras 6.1 e 6.2.

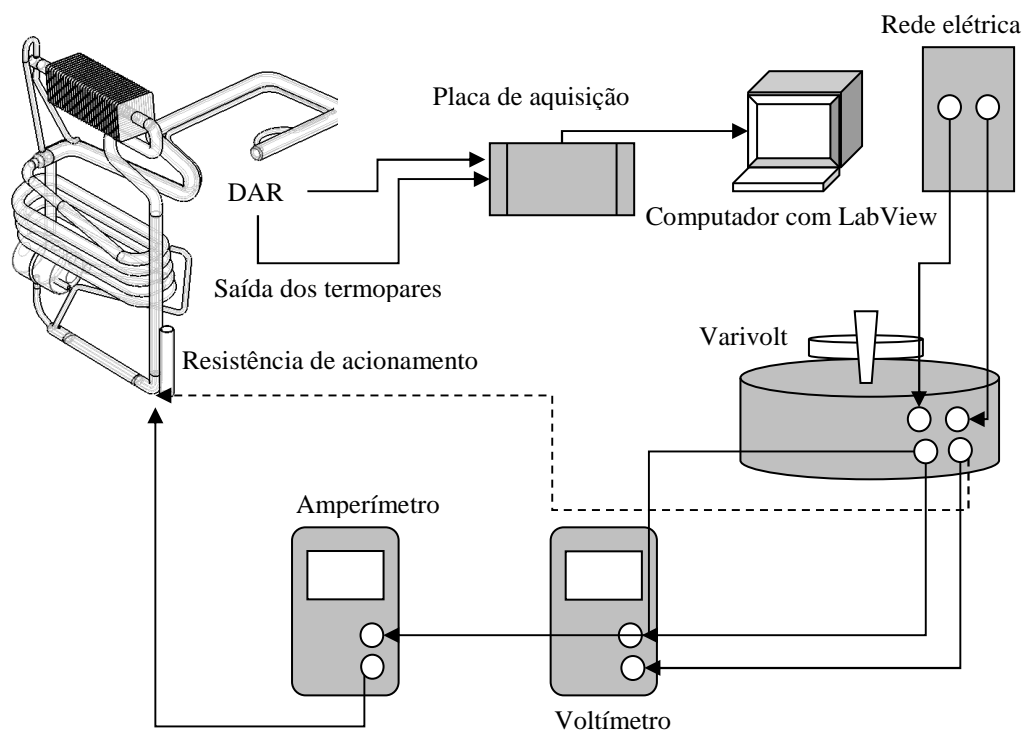


Figura 6. 1 – Esquema de montagem da bancada de testes.



Figura 6. 2 – O aparato experimental.

No refrigerador foram instalados em lugares estratégicos (Tabela 6.1 e Figura 6.3) 10 termopares do tipo K (Cromel/Alumel) com 1,5 mm de diâmetro. A escolha desses termopares, tipo K, foi devido a sua disponibilidade no laboratório e ao extenso uso em equipamentos para produção de frio e em bombas de calor. Esses sensores foram fixados por abraçadeiras plásticas nas superfícies externas dos pontos analisados. Alguns foram envoltos

por isolantes térmicos, para aproximação da temperatura do fluido contido no interior da tubulação. Outros termopares não foram envolvidos por manta isolante para medição da temperatura da parede. Mais próximo quanto possível dois termopares foram instalados. A montagem desses dois termopares é exemplificada pela Figura 6.4.

Tabela 6. 1 : Localização dos termopares – análise experimental transiente.

Termopar	Posição	Lugar
2	Evaporador – região de saída da amônia líquida	7b
6	Saída do tubo absorvedor	5b
9	Saída do reservatório de solução rica	12
10	Entrada do gerador externo	1
13	Entrada do condensador	6
14	Saída do condensador	7

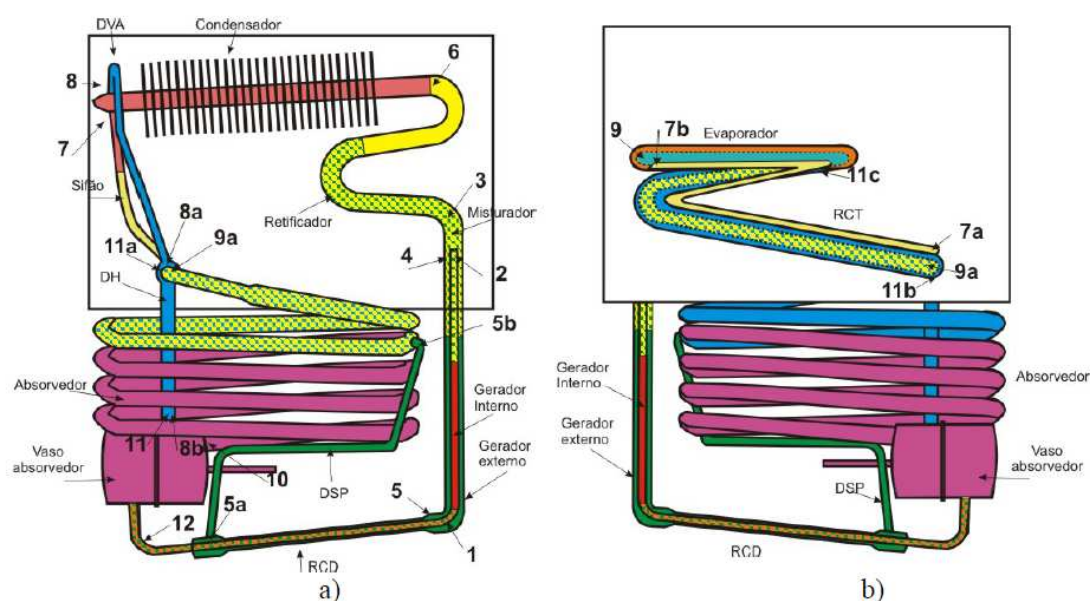


Figura 6. 3- Localização dos termopares: a) vista de frente; b) vista por trás.

Fonte: Chaves (2009).

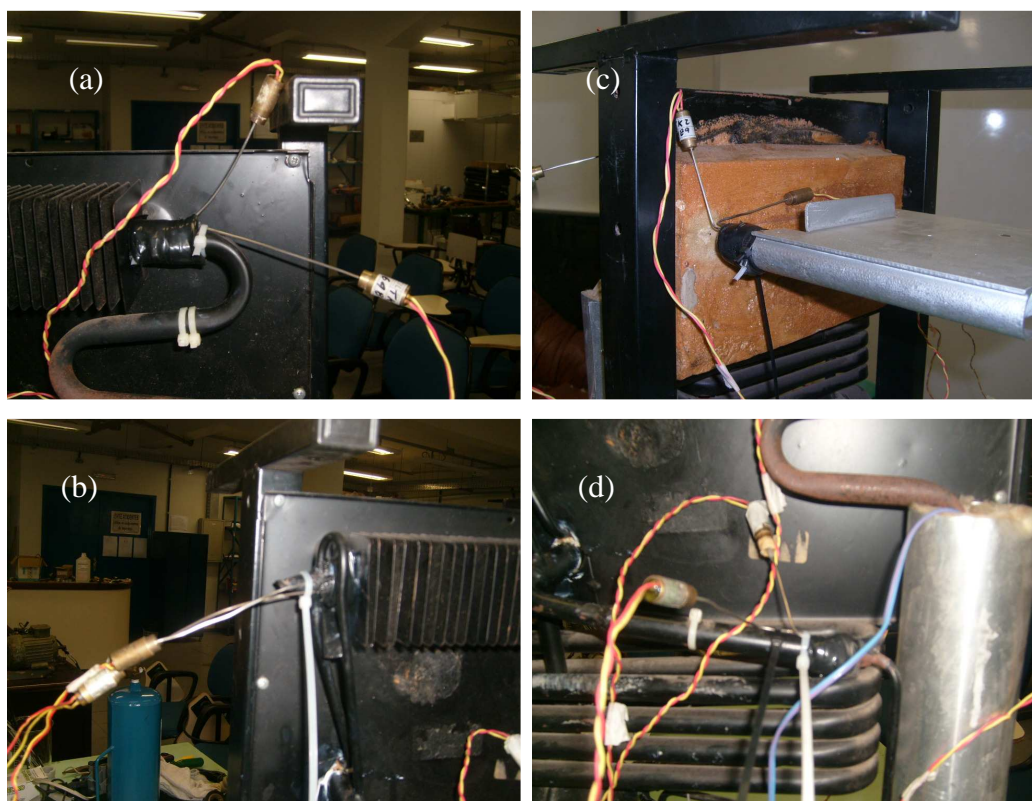


Figura 6. 4 – Termopares instalados com e sem isolamento: (a) à entrada do condensador, (b) à saída do condensador, (c) no evaporador e (d) à saída do tubo absorvedor.

Para leitura dos dados de temperatura pelos termopares tipo K foi utilizado um módulo da National Instruments, Hi – Speed USB Carrier, NI USB 9162 (Figura 6.5). Para registro e tratamento dos dados enviados pelos termopares a placa de aquisição, o LabVIEW 2013 foi utilizado. Este software, com licença adquirida pelo Laboratório de Refrigeração de UFMG, permite registrar a temperatura a cada segundo do ensaio. Ao final dos testes uma planilha do Excel pode ser gerada com todos os valores medidos. Esse software também permite a visualização das temperaturas medidas por cada termopar em tempo real.

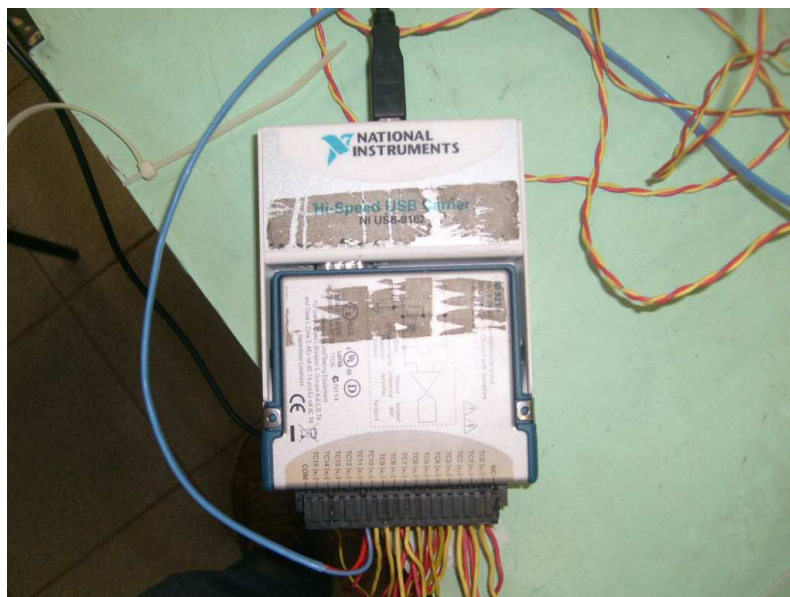


Figura 6. 5 – Placa de aquisição da National Instruments, Hi – Speed USB Carrier, NI USB 9162.

6.3 Aferição dos termopares tipo K utilizados

Os 10 termopares tipo K foram aferidos em duas condições: na fusão da água sólida e na evaporação desse mesmo fluido.

6.4 Metodologia utilizada na realização dos testes

Para a validação do modelo proposto nesse trabalho alguns testes de medições de temperatura foram realizados. O modelo de simulação do DAR proposto nesse trabalho simula regimes transientes não severos ou de pequena escala. Nessa escala não é considerado o período de partida do equipamento, onde o gás inerte (no caso o hidrogênio) está presente no retificador e no condensador. Dessa maneira os testes foram realizados de acordo com a seguinte seqüência:

- 1) Registro das temperaturas com o refrigerador desligado;
- 2) Acionamento do DAR por fornecimento de 40W de potência ao refrigerador através do variavolt com base no multímetro de registro da tensão elétrica alternada. Observando os resultados experimentais obtidos Chaves (2009);
- 3) Após um certo período de estabilização das temperaturas em 40W, período esse observado no software LabView, a potência foi alterada subitamente para 50W. As temperaturas em

regime permanente a 40W foram registradas bem como sua evolução temporal desde o refrigerador desligado até essa condição estacionária;

4) Novamente esperou-se a estabilização das temperaturas (obtenção de uma nova condição estacionária) a 50W. Todos os dados, da evolução temporal e do regime permanente foram registrados;

5) De forma simular as etapas 3 e 4, a potência de acionamento foi alterada de 50 para 60W, depois 60 para 70W e por fim de 70 para 80W.

Com base na seqüência descrita observa-se que os intervalos em que o regime transiente foi estudado ocorreu variações de 10 em 10 W para potência de acionamento do refrigerador potência.

6.5 Incerteza da medição

Para obtenção de medições confiáveis é necessário o conhecimento da ordem de grandeza e natureza do erro. Três parcelas básicas podem compor um erro de medição. A primeira delas é o erro sistemático, que ocorre em medições realizadas em condições idênticas de operação. Esse tipo de erro pode ser causado por desgaste do sistema de medição ou por fatores construtivos do mesmo. A segunda componente do erro total é o erro aleatório que ocorre devido a variações temporais ou espaciais (folgas, atrito, vibrações, flutuações na tensão elétrica, flutuações internas, condições ambientais, interferências eletromagnéticas, entre outros). A terceira parcela do erro total é o erro grosseiro que está associado ao mau uso do sistema de medição.

A correção e a incerteza expandida devem ser estimadas em uma operação de medição. A correção deve ser adicionada à leitura do instrumento para corrigir os erros sistemáticos. A incerteza expandida está relacionada à dúvida ainda presente no resultado de medição. Essa incerteza é representada por uma faixa de valores acima e abaixo do resultado da leitura mais a correção. Dessa maneira o resultado de uma medição pode ser calculado conforme a equação 6.1 (Gonçalves, 1999).

$$R_m = MM + C \pm (\Delta I_{\max} + U) \quad (6.1)$$

Onde R_m é o resultado da medição, MM é a média das medições, C é a correção das medições, ΔI_{\max} é o valor absoluto da máxima diferença e U é a incerteza expandida para um determinado nível de confiança. O valor absoluto da máxima diferença pode ser calculado através da equação 6.2.

$$\Delta I_{\max} = (I_i - MM)_{\max} \quad (6.2)$$

Onde I_i é a incerteza absoluta na i -ésima medição.

A partir da definição de incerteza, pode-se esperar que os valores provenientes da medição não sejam exatos. Dessa maneira, os valores medidos podem se aproximarem ou afastarem do valor real, ou dos resultados obtidos através da simulação. Alterando assim a capacidade preditiva do modelo proposto para o refrigerador por absorção/difusão operando em regime transiente.

7. RESULTADOS E DISCUSSÕES

7.1 Considerações iniciais

Nesse capítulo, os resultados teóricos e experimentais são confrontados para validação do modelo proposto para o refrigerador por absorção difusão operando em regime transiente. Os resultados da condição estacionária para diferentes de potências de acionamento obtidos a partir do modelo proposto também são comparados aos resultados experimentais obtidos por Chaves (2009). Resultados de simulações para diferentes intervalos de tempo e relação entre esse intervalo com a convergência numérica do modelo desenvolvido também são apresentados nesse capítulo.

7.2 Validação experimental do modelo proposto para o refrigerador operando em regime transiente

Os testes foram realizados conforme descrito no capítulo 6 deste trabalho. A vazão mássica não pode ser mensurada experimentalmente devido aos diâmetros reduzidos dos tubos constituintes do refrigerador estudado e a capacidade corrosiva da amônia. O intervalo de potência considerado para avaliação do regime transiente foi de 10 em 10 W. Devido a magnitude desse intervalo torna-se difícil a visualização do período transitório entre uma potência de acionamento e outra. Dessa maneira o referencial para a análise transiente foi o registro dos experimentos no software LabView 2013. Na Figura 7.1 pode ser observado todo o período de testes na bancada durante um intervalo de tempo considerado (11187 segundos). Das medições de temperatura realizadas, para se determinar a evolução temporal dos dados (regimes estacionários e regimes transientes) foram consideradas a temperatura de saída do condensador, com e sem isolamento, a temperatura de entrada no gerador externo, medida somente com isolamento, e a temperatura do evaporador com e sem isolamento. Tais componentes são aproximadamente distantes entre si em ciclos DAR. A temperatura à entrada do gerador foi analisada primeira. Os resultados experimentais e calculados a partir do modelo proposto foram comparados na Figura 7.1. Por essa figura nota-se a dificuldade de determinação dos intervalos entre dois períodos em regime estacionário e de transiente (evolução temporal do acionamento do refrigerador para as potências de entrada consideradas). Na Figura 7.1 a comparação entre os resultados experimentais e calculados são

apresentados de em uma escala que não possibilita a visualização detalhada da análise. Entretanto, as regiões destacadas nessa figura foram ampliadas para uma análise mais minuciosa (Figura 7.2 – 7.5).

Analisando a Figura 7.1, nota-se um comportamento similar entre o modelo matemático e os resultados experimentais. Na alteração da potência de 40 para 50 W, região 1 da Figura 7.1 e ampliada na Figura 7.2, pode ser observado no início o regime estacionário para 40 W, um período de transição e a nova condição estacionária para 50 W. Desde a alteração súbita da potência de 40 para 50 W foram observados um período de aproximadamente 350 segundos no experimento contra 300 segundos do modelo matemático (simulação com intervalos de tempo de 40 em 40 segundos). Na Figura 7.2 podem ser observados erros relativos máximos da ordem de 7,4 % entre temperaturas 108,7°C e 101,2°C±1,3 °C, observadas em um mesmo instante de tempo.

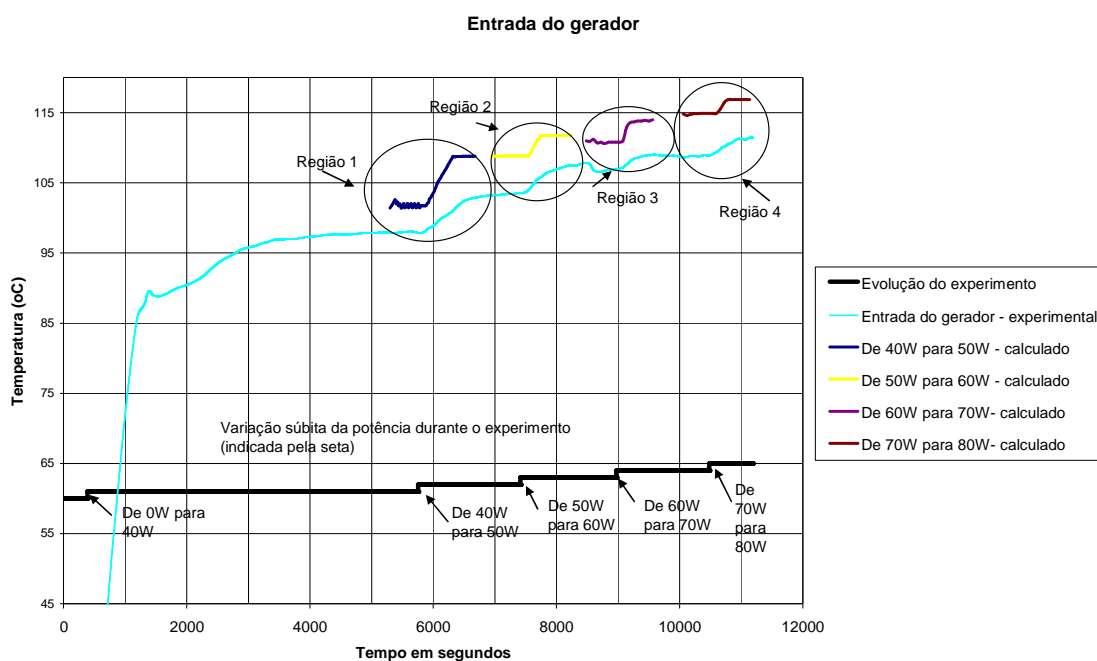


Figura 7. 1 – Evolução das temperaturas, teórica e experimental, à entrada do gerador para intervalos de potência de 10 em 10 W.

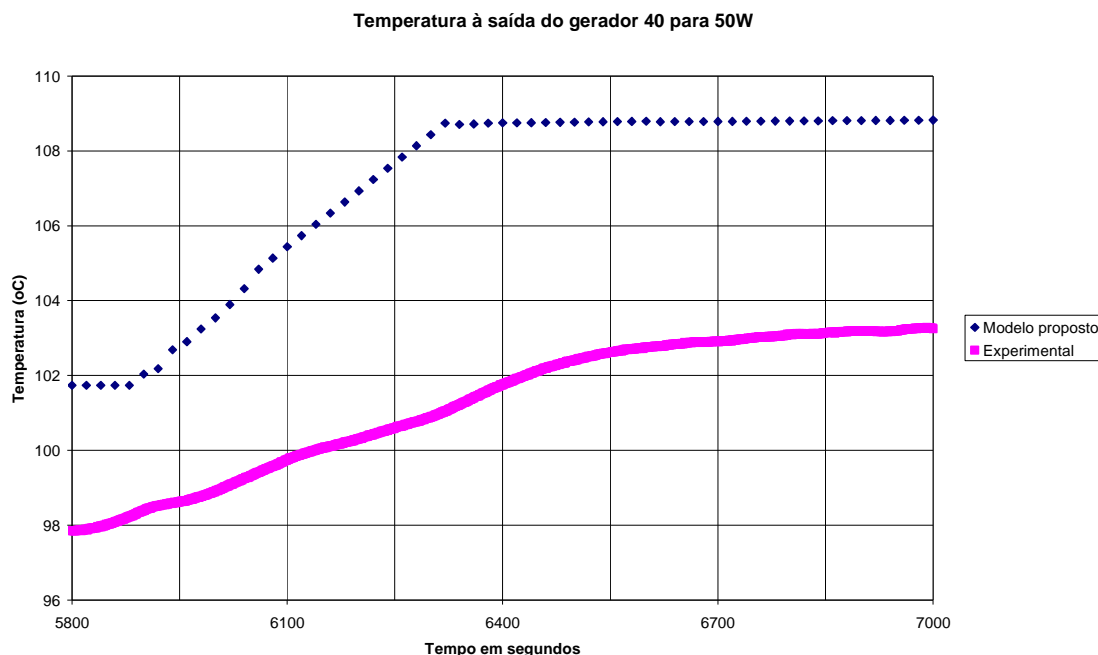


Figura 7. 2 – Evolução das temperaturas, teórica e experimental para a potência variando de 40 para 50 W (Região 1 da Figura 7.1).

Para a potência variando de 50 para 60 W (região 2 da Figura 7.1) atravessando inicialmente um período de regime estacionário, em seguida um período transitório e por fim novamente um período permanente observou-se, para a evolução temporal da temperatura, um comportamento similar dos resultados computacionais em relação aos resultados experimentais (Figura 7.3). Tal característica está associada ao decréscimo do aumento de algumas variáveis do refrigerador como mostrado no item anterior em regime permanente. Nesse intervalo de 50 para 60 W o período transitório durou cerca de 230 segundos e 300 segundos para o modelo matemático e o modelo físico, respectivamente. Na figura 7.3 podem ser observados erros relativos máximos da ordem de 5,5 % entre temperaturas 111,7°C e 105,9°C±0,9 °C, observadas em um mesmo instante de tempo, para os modelos, matemático e físico, respectivamente.

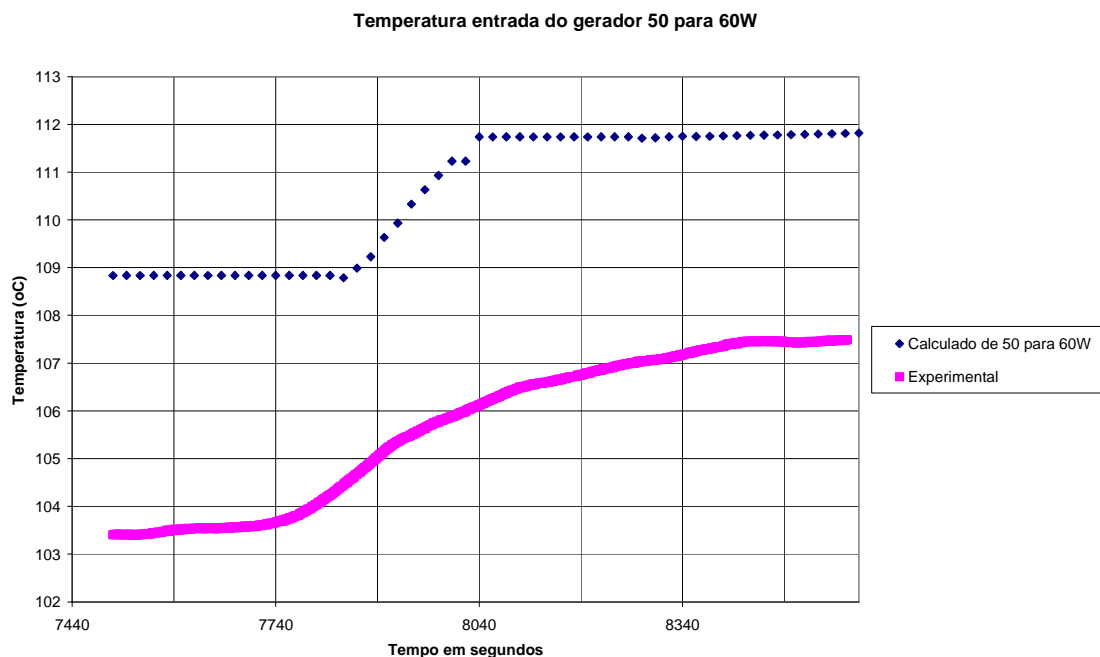


Figura 7. 3 – Evolução das temperaturas, teórica e experimental para a potência variando de 50 para 60W (Região 2 da Figura 7.1).

Para a potência variando de 60 para 70 W (região 3 da Figura 7.1), observou-se um comportamento análogo da evolução da temperatura do gerador em relação aos intervalos anteriores. Os resultados computacionais e os resultados experimentais da evolução temporal da temperatura nessa variação de potência de acionamento (de 60 para 70 W) são apresentados na (Figura 7.4). O decréscimo do aumento de algumas variáveis do refrigerador também mostrado no item a seguir em regime permanente também contribui para a melhoria dos resultados. Nesse intervalo de 60 para 70 W o período transitório durou cerca de 170 segundos e 220 segundos para o modelo matemático e o modelo físico, respectivamente. Para a simulação em regime transiente intervalos tempo de 40 segundos foram considerados no intervalo de 60 para 70W. Na Figura 7.4 podem ser observados erros relativos máximos da ordem de 5,1 % entre temperaturas $113,6^{\circ}\text{C}$ e $108,1^{\circ}\text{C} \pm 0,48^{\circ}\text{C}$, observadas em um mesmo instante de tempo, para os modelos, matemático e físico, respectivamente.

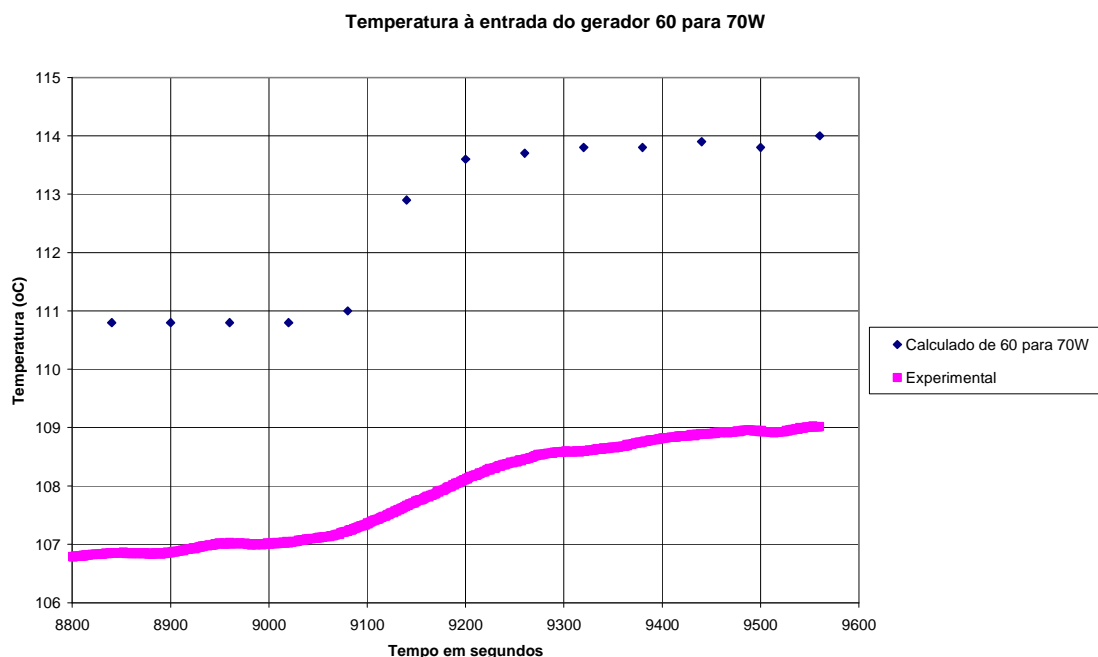


Figura 7. 4 – Evolução das temperaturas, teórica e experimental para a potência variando de 60 para 70 W (Região 3 da Figura 7.1).

A evolução temporal da temperatura para a potência de acionamento variando de 70 para 80 W, região 4 da Figura 7.1, é apresentada na Figura 7.5. O decréscimo do aumento de algumas variáveis do refrigerador como mostrado no item a seguir em regime permanente deveria contribuir para a melhoria dos resultados. Entretanto, devido a uma variação da temperatura ambiental da ordem de 2°C e outras causas não identificadas, a evolução temporal da temperatura de 70 para 80 W (Figura 7.5) não se mostrou mais adequada que aquela de 60 para 70 W (Figura 7.4). Para o intervalo de 70 para 80 W o período transitório durou cerca de 150 segundos e 200 segundos para o modelo matemático e o modelo físico, respectivamente. Para a simulação em regime transiente intervalos tempo de 40 segundos foram considerados no intervalo de 70 para 80 W. Na Figura 7.5 podem ser observados erros relativos máximos da ordem de 5,8 % entre temperaturas 116,9°C e 110,5°C \pm 0,56°C, observadas em um mesmo instante de tempo, para os modelos, matemático e físico, respectivamente.

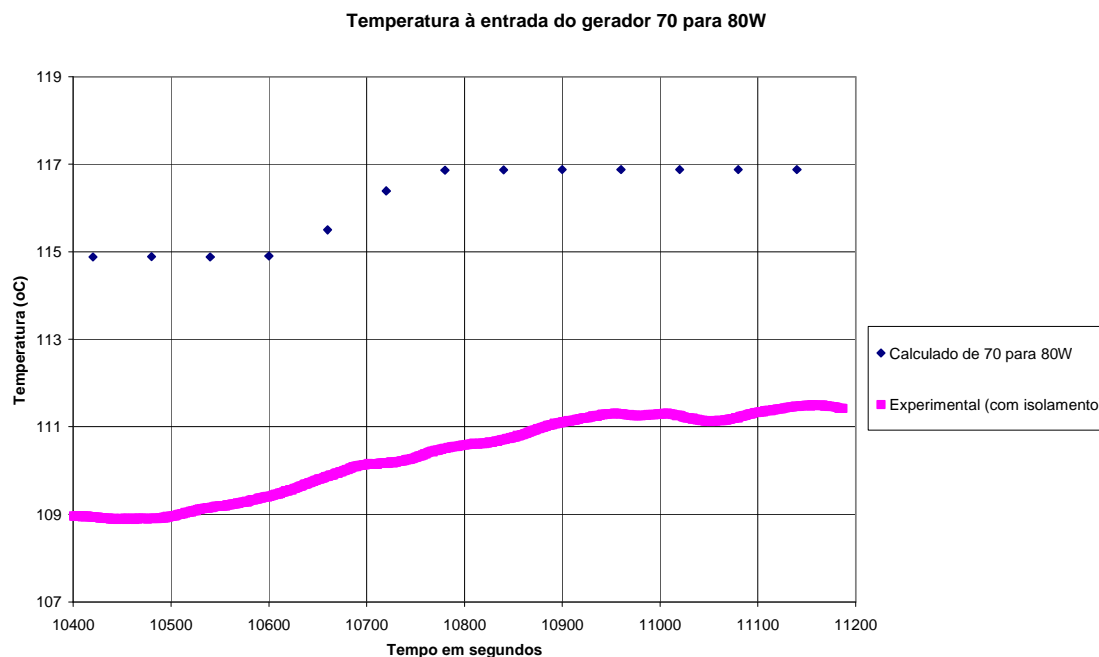


Figura 7. 5 – Evolução das temperaturas, teórica e experimental para a potência variando de 70 para 80 W (Região 4 da Figura 7.1).

A análise da evolução temporal da temperatura à saída do condensador ocorreu de modo similar aquela feita para a entrada do gerador. A Figura 7.6 apresenta a evolução temporal do refrigerador durante todo experimento. Intervalos de 40 para 50 W, de 50 W para 60 W, de 60 para 70 W e de 70 para 80 W foram considerados. Foram observados erros relativos máximos da ordem de 8,9%, entre os resultados do modelo matemático e os resultados experimentais, para os estados de potência variando entre 40 e 50 W. Tal como observado nas análises do gerador para intervalos de baixa potência de acionamento. Apesar desse erro o comportamento na maioria nos gráficos mostra que o modelo matemático apresenta uma capacidade preditiva regular em relação ao refrigerador físico estudado.

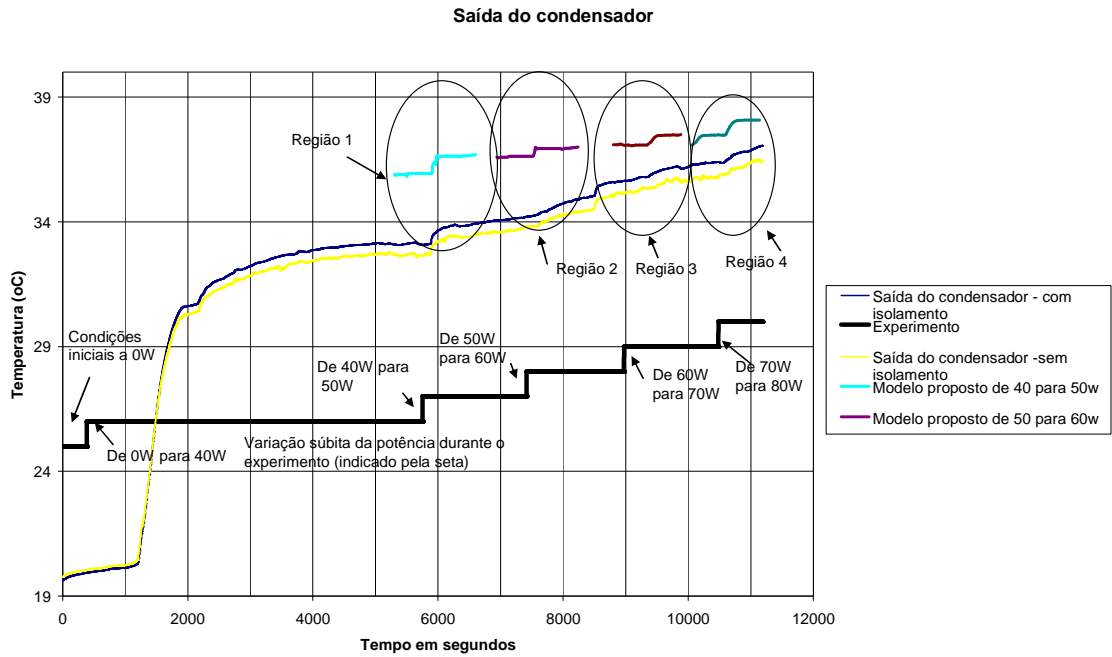


Figura 7. 6 – Evolução das temperaturas, teórica e experimental, à saída do condensador para intervalos de potência de 10 em 10W.

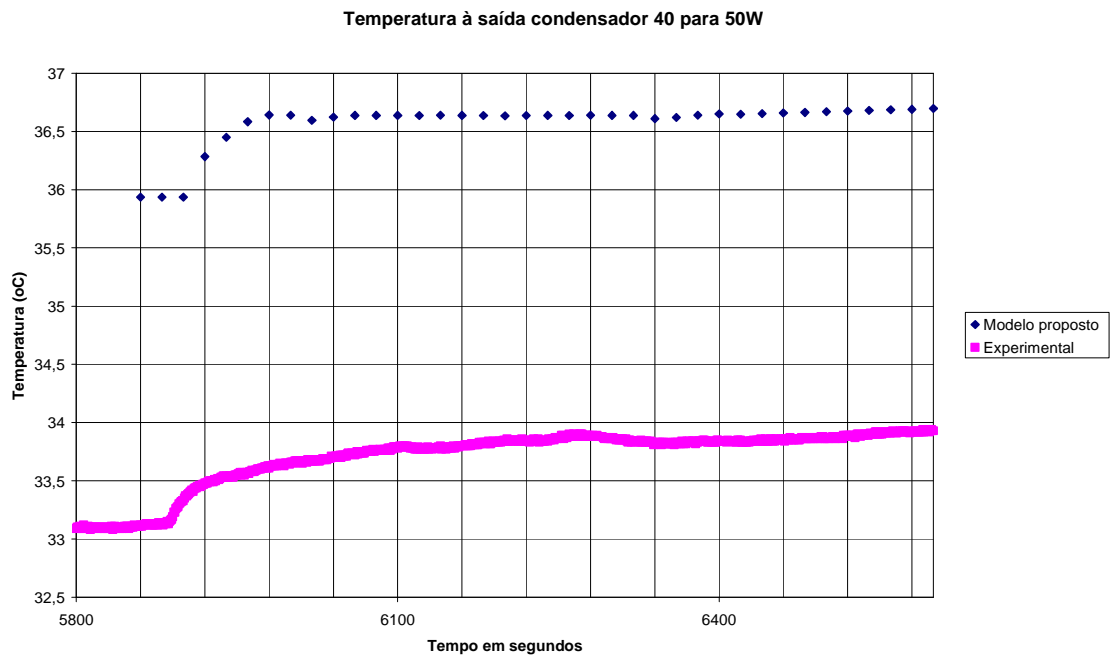


Figura 7. 7 – Evolução das temperaturas à saída do condensador, teórica e experimental, para a potência variando de 40 para 50 W (Região 1 da Figura 7.6).

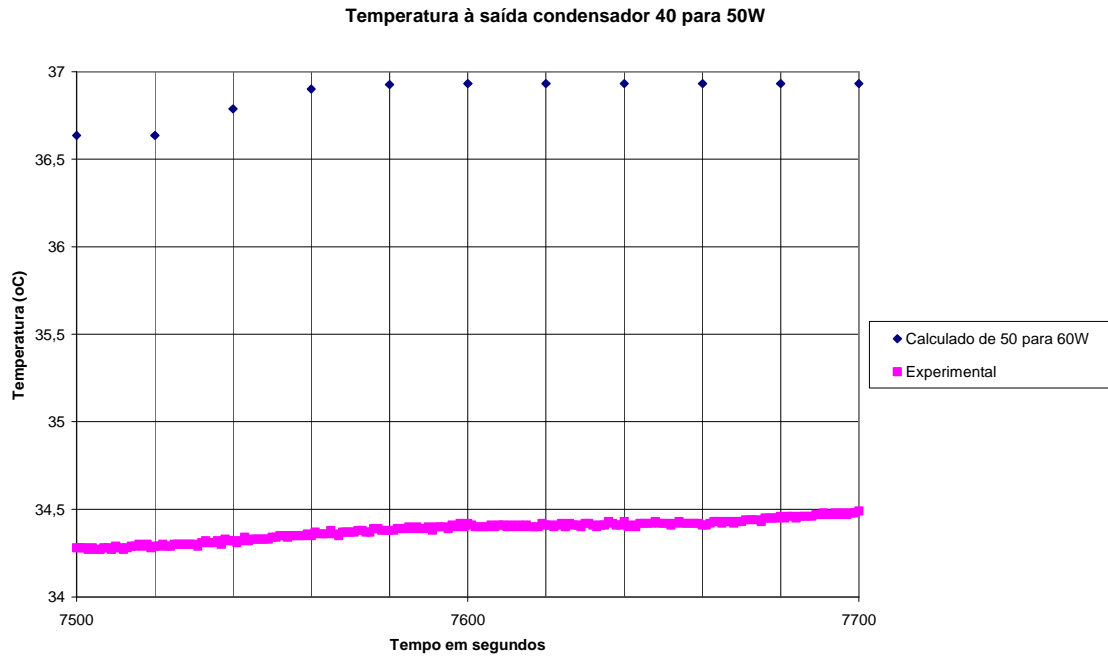


Figura 7. 8 – Evolução das temperaturas à saída do condensador, teórica e experimental, para a potência variando de 50 para 60 W (Região 2 da Figura 7.6).

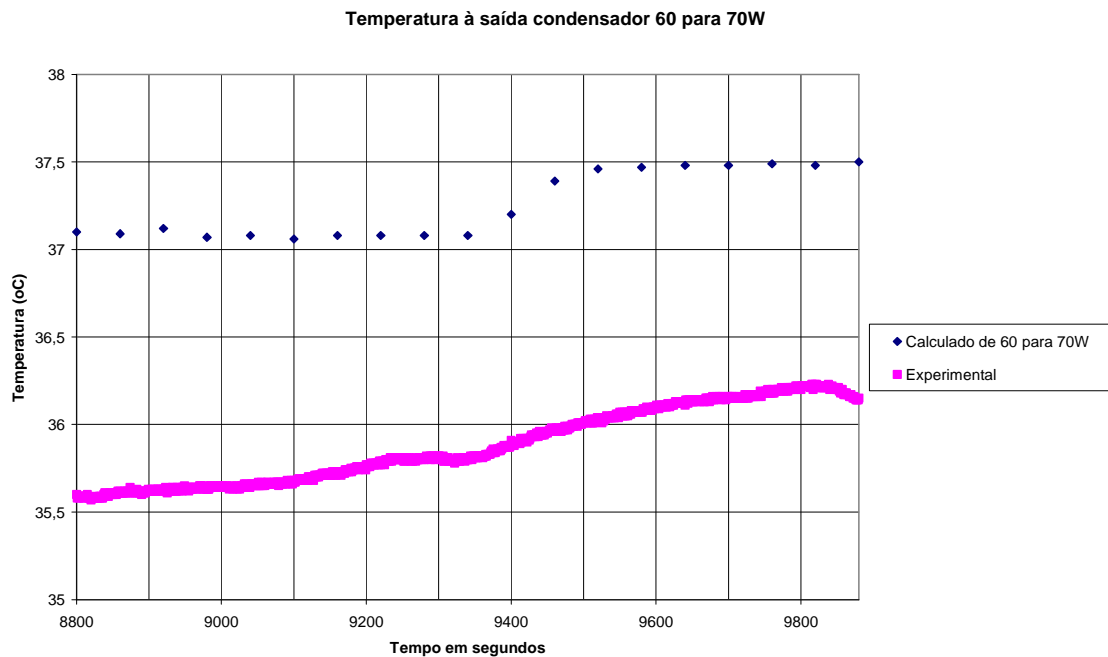


Figura 7. 9 – Evolução das temperaturas à saída do condensador, teórica e experimental, para a potência variando de 60 para 70 W (Região 3 da Figura 7.6).

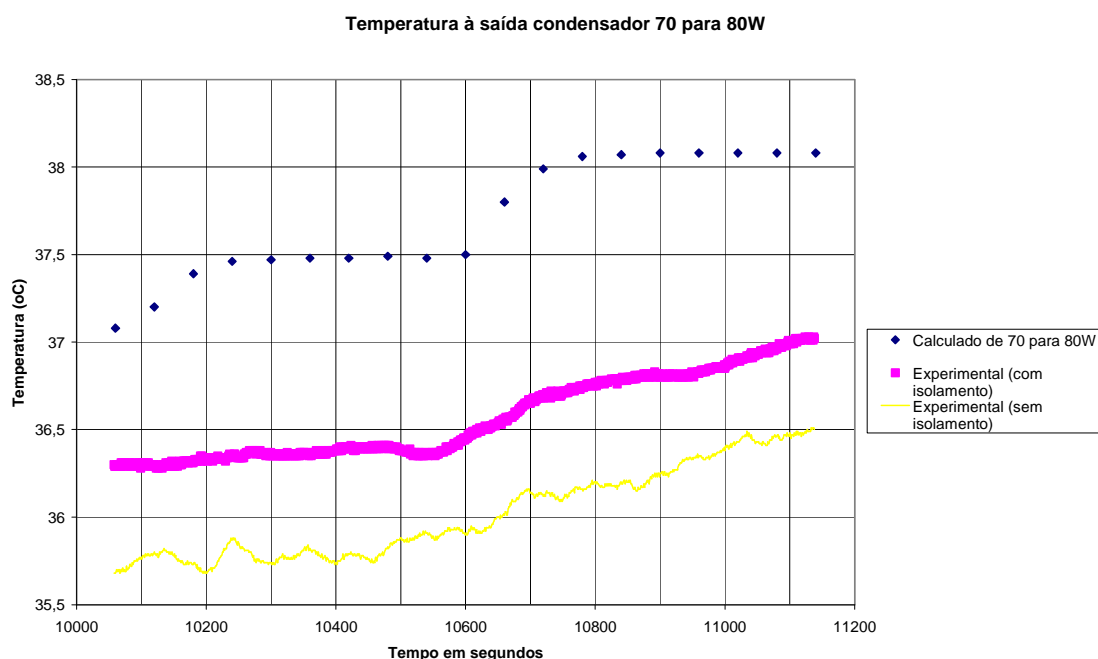


Figura 7. 10 – Evolução das temperaturas à saída do condensador, teórica e experimental, para a potência variando de 70 para 80 W (Região 4 da Figura 7.6).

Para a comparação do modelo matemático com resultados experimentais do evaporador, dois intervalos de potência, para análise do regime transiente, foram considerados. O primeiro deles foi o mesmo considerado nos gráficos anteriores, de 40 para 50 W, de 50W para 60W, de 60 para 70W e de 70 para 80W (Figura 7-11). O segundo intervalo considerado foi para a potência de acionamento variando-se de 40 para 60 W e de 60 para 80 W (Figura 7-12). Mesmo com essa ampliação dos intervalos de potência de acionamento do refrigerador não foi possível identificar os estados estacionários e transitórios da evolução temporal da temperatura no evaporador. A não identificação desses estados deve-se ao pequeno intervalo de variação da temperatura nesse componente durante o experimento. Uma provável causa desse comportamento seria a exposição de todos os constituintes do DAR, inclusive o evaporador, ao mesmo ambiente externo da simulação. A evolução temporal da temperatura no evaporador foi observada somente em um transiente severo ou de grande escala de 0 W (refrigerador desligado) para 40 W (Figura 7.11 – 7.12).

Observando as Figuras 7.6, 7.10, 7.11 e 7.12, nota-se que os resultados da medição da temperatura para termopares não isolados apresentam-se mais instáveis em relação àqueles

provenientes de termopares isolados. Esses, por sua vez, permitem a identificação adequada dos estados estacionários e transitórios.

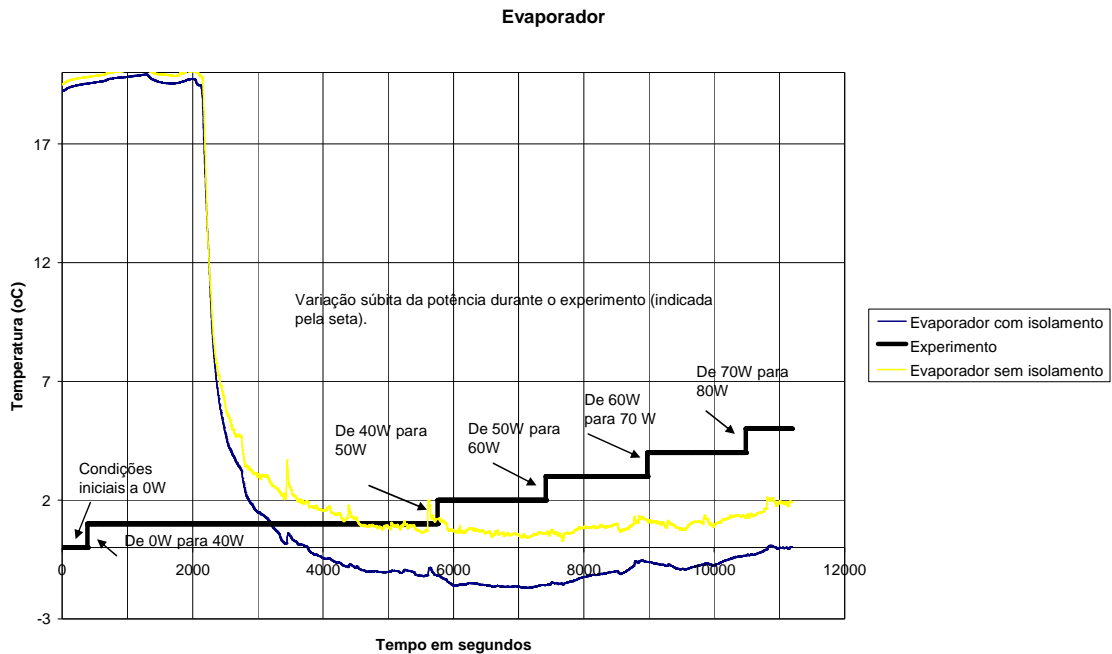


Figura 7. 11 – Evolução temporal das temperaturas medidas no evaporador para a potência variando de 10 em 10 W.

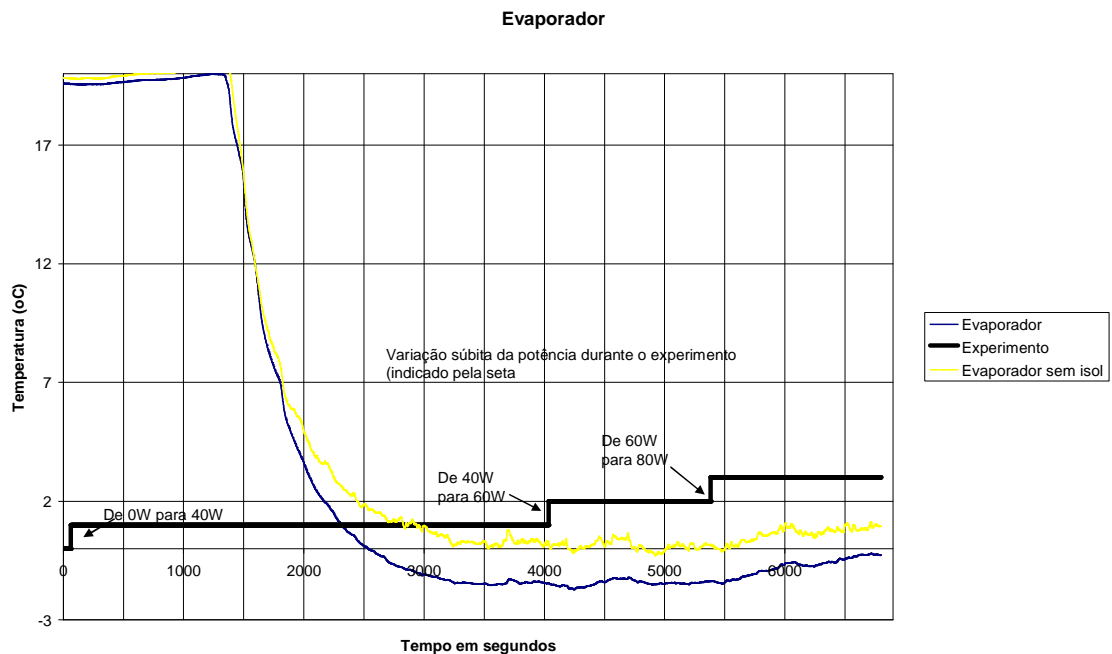


Figura 7. 12 – Evolução temporal das temperaturas medidas no evaporador para a potência variando de 20 em 20 W.

A divergência entre os resultados, experimentais e computacionais, podem estar associados as incertezas. Desde a calibração os valores experimentais mostraram-se inferiores aos valores registrados pelos instrumentos. Dessa maneira, como os resultados da simulação foram superiores aos registrados, observa-se que o modelo tem capacidade preditiva regular para predição do comportamento em regime transiente do refrigerador estudado. Esse comportamento pode estar associado a vários fatores de simulação como: cálculo das propriedades termodinâmicas de mistura, coeficientes de transferência de calor por convecção, erros relativos à medição e posterior cálculo da área dos componentes do refrigerador físico, prováveis espaços anulares não simétricos no refrigerador físico produzidos a partir processo de fabricação, etc.

7.3 Simulações com o refrigerador operando em regime permanente

Chaves (2009) obteve alguns valores experimentais para validação do seu modelo. Na Tabela 7.1 são apresentados 15 termopares com seus respectivos posicionamentos em conformidade com a Figura 7.13. Dessa relação, três dos termopares apresentaram o mesmo posicionamento de três temperaturas calculadas pelo modelo proposto, são elas:

- a) Temperatura do evaporador, termopar 5, saída do evaporador, lugar 9;
- b) Temperatura do gerador, termopar 10, entrada do gerador, lugar 1; e
- c) Temperatura de saída do reservatório de solução rica, termopar 9, lugar 12.

Tabela 7. 1: Localização dos termopares.

Termopar	Posição	Lugar
1	Temperatura ambiente	-
2	Entrada da 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	9 a
7	Saída do absorvedor	0
8	Entrada do trocador de calor de gás auxiliar	11b
9	Saída do reservatório de solução rica	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 trocador de calor de solução	5 a

Fonte: Chaves (2009).

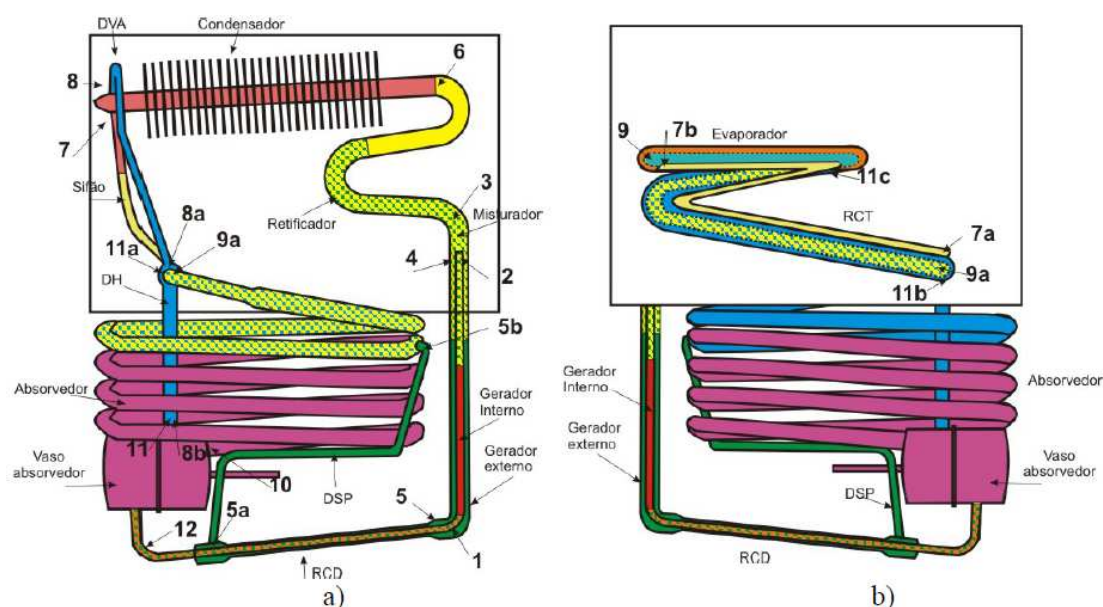


Figura 7. 13 - Localização dos termopares: a) vista de frente; b) vista por trás.

Fonte: Chaves (2009).

A temperatura do evaporador, termopar 5, saída do evaporador, lugar 9 (Tabela 7.1 e Figura 7.13), foi calculada pelo modelo proposto e seus resultados, para as diferentes potências de

entrada no refrigerador, foram comparados aos resultados obtidos por Chaves (2009). A Figura 7.14 apresenta essa comparação.

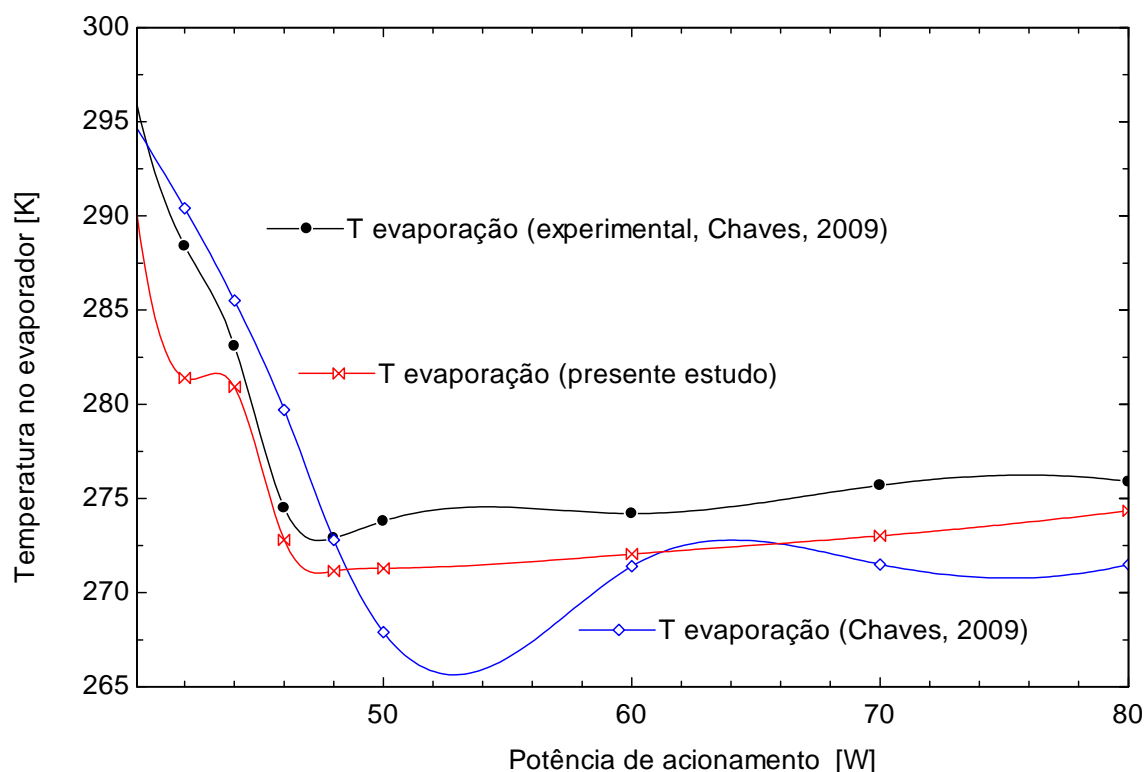


Figura 7. 14– Temperatura do evaporador obtida por Chaves (2009) e pelo modelo proposto para diferentes potências de entrada no DAR.

De acordo com a Figura 7.14 observa-se que o modelo proposto apresentou boa correlação com os valores medidos e calculados por Chaves (2009). Os maiores erros, em relação ao valor experimental, ocorreram para as potências de entrada no gerador iguais a 40, 42, 44 e 46 W. Onde pôde ser observado um erro máximo de 2,43 % para a potência de 42 W. Para potências maiores, de 48, 50, 60, 70 e 80 W, o modelo desenvolvido apresentou erros relativos máximos da ordem de 0,97 %. Já o modelo de Chaves (2009) apresentou erros relativos da ordem de 2,1%. Ambos os modelos apresentaram boas correlações com os valores experimentais. Na Figura 7.14, pode ser observado no início da curva um comportamento assimétrico do modelo proposto, sem qualquer tendência, seguido por um trecho suave e matematicamente uniforme. Tal comportamento pode estar associado a técnica numérica utilizada na solução do modelo. Nesse caso a associação simultânea do método de Euler explícito e o método das matrizes esparsas do EES, que podem sofrer instabilidades.

A Figura 7.15, a seguir, refere-se à comparação entre os valores calculados pelo modelo formulado no presente estudo com os resultados experimentais e calculados obtidos por Chaves (2009) para temperatura do gerador, termopar 10, entrada do gerador, lugar 1 (Tabela 7.1 e Figura 7.13).

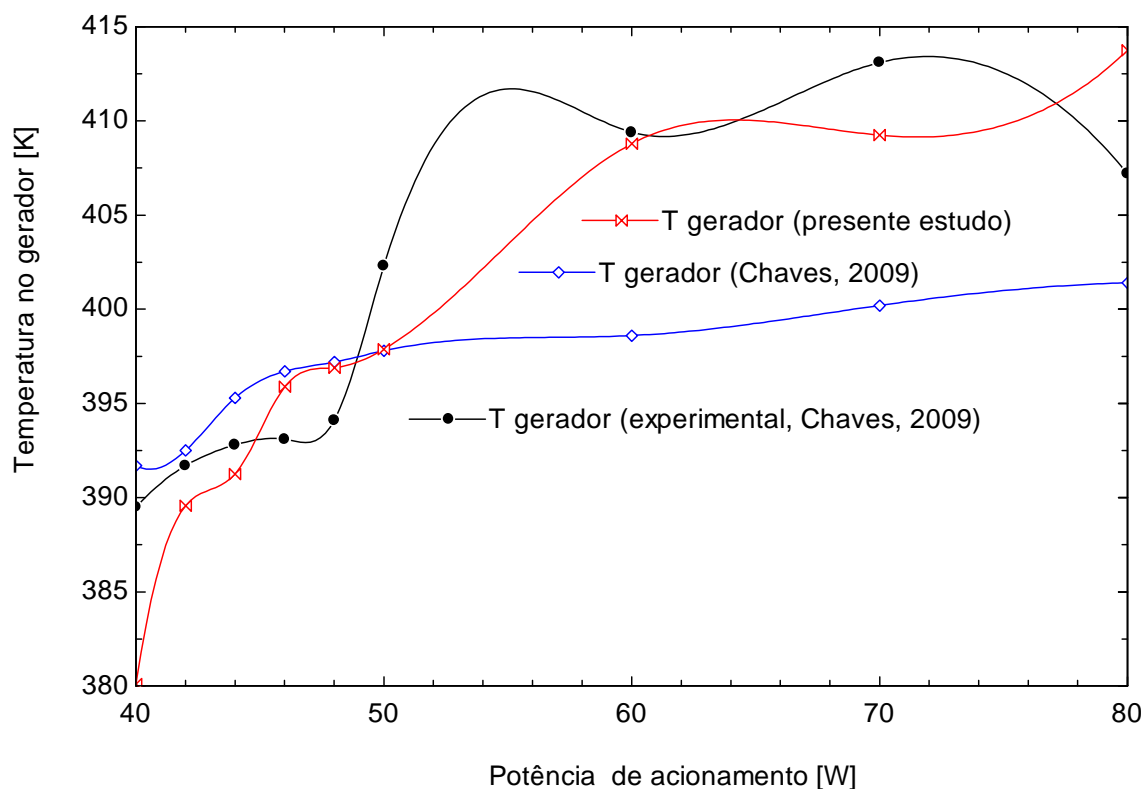


Figura 7. 15 – Temperatura do gerador obtida por Chaves (2009) e pelo modelo proposto para diferentes potências de entrada no DAR.

A partir da Figura 7.15 observa-se que os resultados calculados por Chaves (2009) apresentam um comportamento mais estável se comparado aos valores obtidos pelo modelo proposto. Para a potência de entrada de 40 W o modelo de Chaves (2009) apresentou melhor correlação, com um erro relativo de 0,56 %, contra 2,41 % para o modelo proposto. Para os demais valores de potência de entrada, com exceção de 80 W, o modelo aqui desenvolvido apresentou uma melhor correlação em relação aos valores experimentais. Nesse intervalo o maior erro corresponde a 0,93 % para a potência de entrada o gerador de 70 W. Para a potência de 80 W os dois modelos apresentaram erros relativos próximos, 1,42 % para Chaves (2009) e 1,61 % para o modelo desenvolvido.

A Figura 7.16, a seguir, refere-se à comparação entre os valores calculados pelo modelo formulado no presente estudo com os resultados experimentais e calculados obtidos por Chaves (2009) para temperatura de entrada de solução rica no trocador de calor de solução, SHX , correspondente ao termopar 9, lugar 12 (Tabela 7.1 e Figura 7.13).

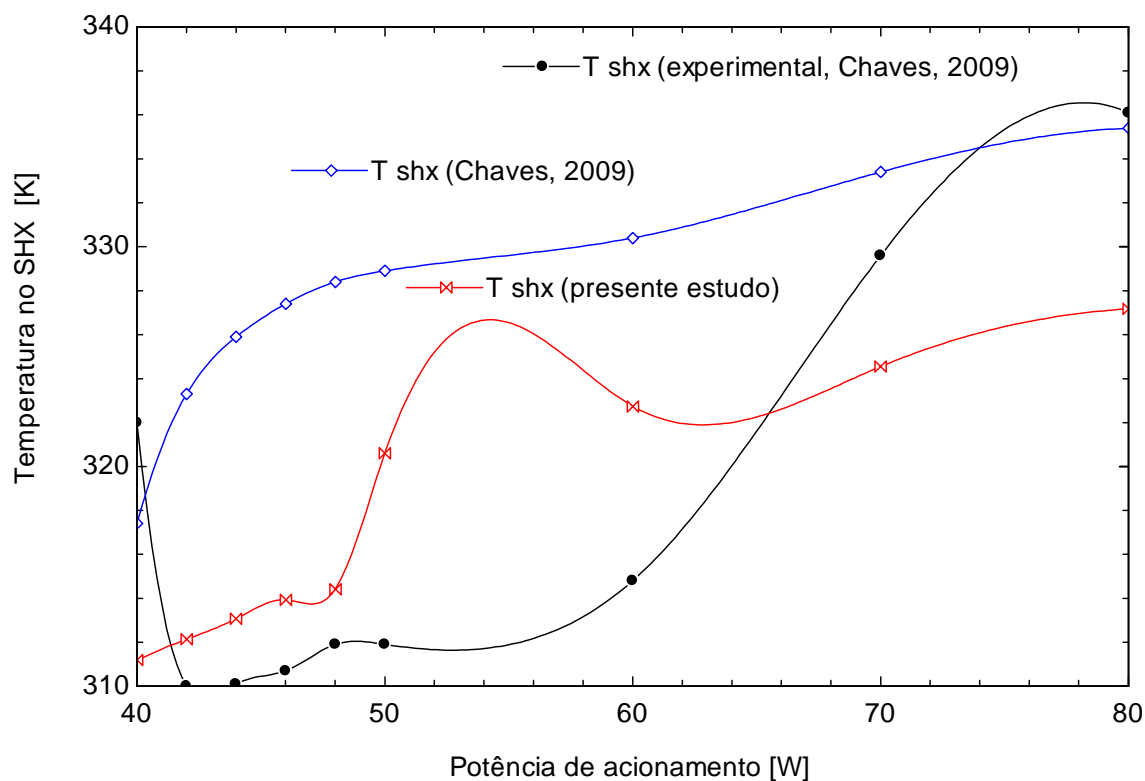


Figura 7. 16 – Temperatura de entrada de solução rica no trocador de calor de solução, SHX obtida por Chaves (2009) e pelo modelo proposto para diferentes potências de entrada no DAR.

Com base Figura 7.16 é possível observar, mais uma vez que o modelo de Chaves (2009) apresentou um comportamento regular se comparado ao modelo aqui proposto. Essa característica está ligada a metodologia de solução estocástica para o modelo proposto do DAR operando em regime permanente (Item 4.16 desse trabalho). Ao observar a Figura 7.16 nota-se que o modelo aqui desenvolvido apresenta piores resultados para as potências de entrada de 40 e 80 W se comparado ao modelo formulado por Chaves (2009). Para 40 W o modelo desenvolvido apresentou erro relativo de 3,36 %, já o modelo desse autor apresentou 1,42 % de erro. Para 80 W o modelo desenvolvido apresentou erro relativo de 2,66 %, já o modelo de Chaves (2009) apresentou 0,21 % de erro. Para as demais potências de entrada de acionamento do refrigerador consideradas, 42, 44, 46, 48, 50, 60 e 70 W, o modelo formulado

no presente estudo apresentou melhor correlação, em relação ao modelo de Chaves (2009) diante dos valores experimentais. Para esse intervalo um erro máximo correspondente a 2,79 % foi observado para o modelo proposto contra 5,45 %, observado por Chaves (2009), erros relativos à potência de entrada de 50 W. Também foi observado um erro mínimo de 0,69% (modelo proposto), para 42 W, contra um erro de 1,15%, para 70 W, de Chaves (2009).

A pressão total no interior do DAR varia conforme a potência de acionamento do refrigerador por absorção difusão. As potências de acionamento do refrigerador, utilizadas por Chaves (2009), foram iguais a 40, 42, 44, 46, 48, 50, 60, 70 e 80 W. Para cada uma dessas potências de entrada houve a simulação do modelo proposto, e os resultados foram comparados aos resultados obtidos por Chaves (2009) (Figura 7.17).

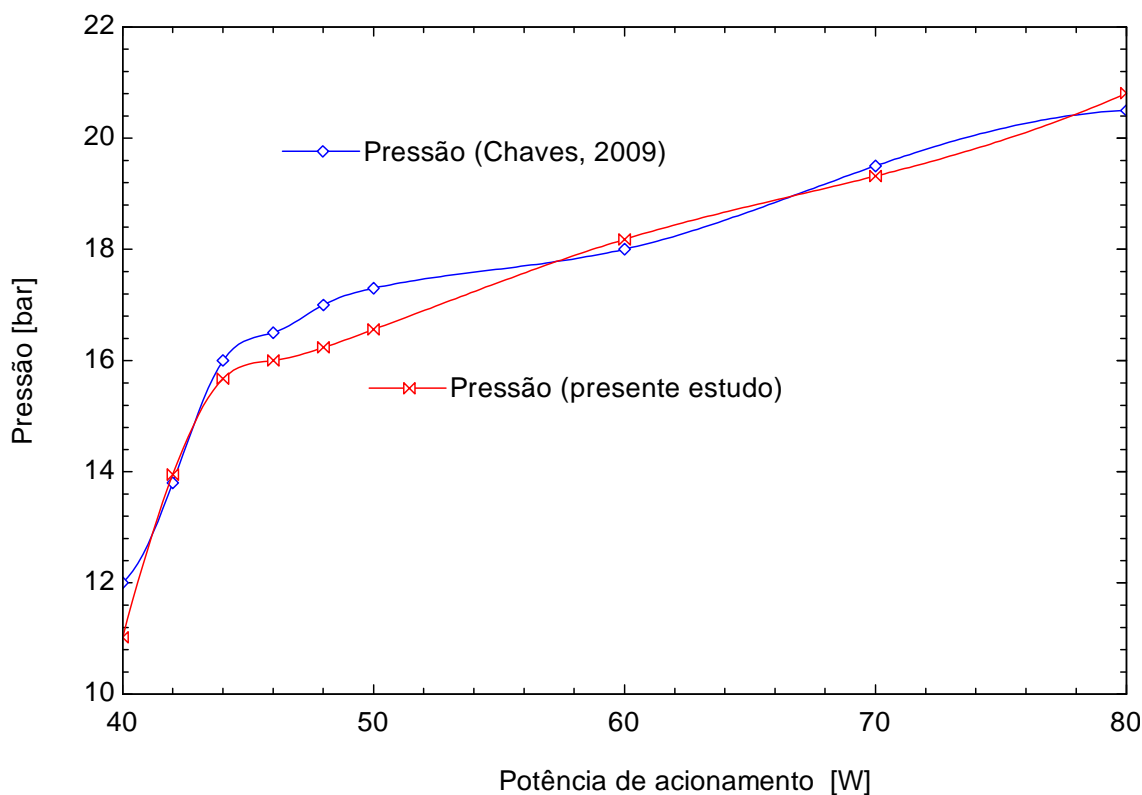


Figura 7. 17 – Potência de acionamento do DAR versus pressão total no sistema.

De acordo com a Figura 7.17, nota-se que o modelo proposto e o modelo desenvolvido por Chaves (2009) apresentaram boa correspondência. Foi observado um erro relativo máximo da ordem de 8,16 % correspondente à potência de acionamento de 40 W. E erro relativo mínimo da ordem de 0,94% para a potência de acionamento de 70 W.

Adicionalmente, pode ser observado, na Figura 7.17, que para as potências iniciais de entrada (de 40 a 46 W) a pressão aumenta rapidamente, após esse intervalo (de 48 a 80 W) a pressão eleva-se segundo uma taxa menor. Chegando ao seu máximo de 20,81 bar para a potência máxima de entrada estabelecida pelo fabricante de 80 W. Chaves (2009) para essa mesma potência obteve uma pressão máxima de 20,5 bar.

7.4 Simulações do modelo proposto para o refrigerador em regime transiente

O modelo proposto nesse trabalho simula regimes transientes não severos. As condições iniciais e a condição de contorno gerada, após o estabelecimento de uma nova condição de equilíbrio, para a simulação transiente foram obtidas a partir da simulação em regime permanente.

Diversos resultados foram obtidos através de simulações computacionais com o modelo proposto para o DAR operando em regime transiente. Na Figura 7.18 é apresentada a variação temporal dos COP para transientes não severos variando-se as potências de entrada no refrigerador por absorção difusão nos intervalos: de 40 para 50 W, de 50 para 60 W, de 60 para 70 W e de 70 para 80 W. Nesses intervalos a potência inicial correspondente ao regime estacionário foi alterada subitamente para uma potência mais elevada, por exemplo, de 70 W para 80 W, e o modelo calculou a evolução temporal e demais parâmetros da nova condição estacionária. O intervalo de tempo considerado foi de 20 segundos.

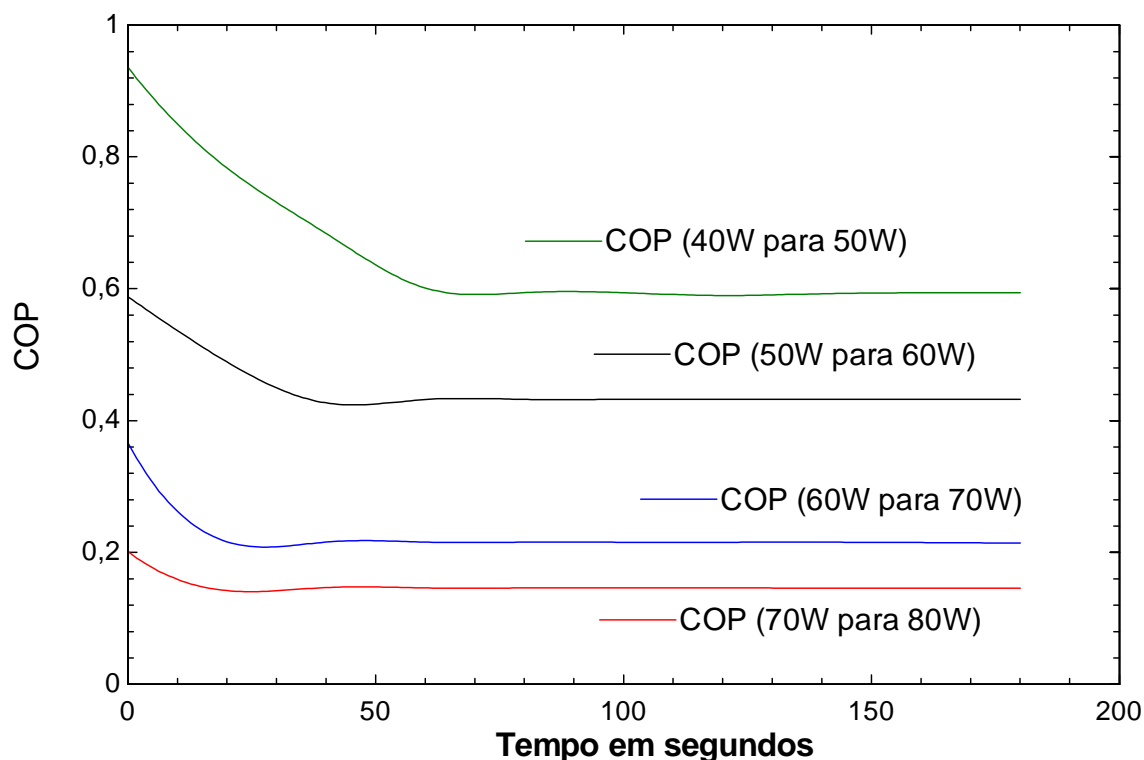


Figura 7. 18 – Evolução dos Coeficientes de Performance em função do tempo para o intervalo de potência de entrada no gerador.

Pode ser observado na Figura 7.18, que as variações nos coeficientes de performance são menores para potências de acionamento maiores. Quanto maior a potência de acionamento menor foi o COP. Tal informação pode ser obtida também a partir da análise dos resultados calculados por Chaves (2009) em seu modelo em regime permanente. Na Figura 5.6 vale ressaltar que o COP estabilizado na simulação transiente de 40 W para 50 W, 0,41, é próximo daquele que inicia a simulação transiente de 50 W para 60 W, 0,37. O COP estabilizado na simulação transiente de 60 W para 70 W, 0,21, é próximo daquele que inicia a simulação transiente de 70 W para 80 W, 0,2. A obtenção do regime permanente no intervalo de potência de entrada de 40 para 50 W ocorreu *em cerca de 140 segundos* após o início da simulação. No intervalo de 50 para 60 W essa estabilização ocorreu *em cerca de 120 segundos*. De 60 para 70 W o regime permanente foi atingido *em cerca de 80 segundos* e para o intervalo de 70 para 80 W foi de *aproximadamente 67 segundos*.

Chaves (2009) em sua simulação em regime estacionário do refrigerador por absorção difusão, relata os coeficientes de performance variam entre 0,53 a 0,71 para o intervalo de 50 W a 60 W. No presente estudo essa variação foi de cerca de 0,43 a 0,59 para a simulação

transiente. Para o intervalo de 60 W a 70 W os valores observados por Chaves (2009) foram de 0,41 a 0,52, no presente estudo essa variação foi de 0,21 a 0,37 para a simulação transiente.

Starace e Pascalis (2011) obtiveram COP máximos da ordem de 0,35 e coeficientes de performance (COP) mínimos da ordem 0,05 para um refrigerador absorção difusão, parcialmente dissociado (Figura 3.6.b), operando com 100 W de potência de entrada do gerador e pressão total de operação de 25 bar. De acordo com Zohar et. al. (2008) refrigeradores parcialmente dissociados possuem coeficientes de performance (COP) mais elevados que aquele completamente associado, estudados no presente trabalho (Figura 3.6.c).

As evoluções temporais da vazão mássica de solução à saída do gerador interno e acumulada nesse gerador provenientes da simulação transiente são apresentadas a seguir, respectivamente, pelas Figuras 7.19 e 7.20. Oliveira (2010) em seu modelo em regime transiente de um evaporador estático obteve comportamentos semelhantes aos apresentados nessas figuras. Mas observando a Figura 7.19, nota-se uma inversão dos valores iniciais das vazões. A vazão mássica inicial de solução à saída do gerador interno é maior para a potência variando de 70 W, inicialmente em equilíbrio, para 80 W, até que para essa nova potência seja estabelecida uma nova condição de equilíbrio, e menor para a variação de 60 W para 70 W. Esse comportamento deveria estar ao contrário, pois a partir da condição de equilíbrio de 70 W é que a vazão mássica de solução à saída do gerador interno deveria ser tomada como condição inicial pelo modelo em transição para o equilíbrio em 80 W. Esse comportamento ocorreu devido à inexistência de valores iniciais para a massa e energia contida em cada componente, ponto de partida do modelo ($t = 0$ segundo). Para a potência máxima estabelecida pelo fabricante, que é de 80 W, a vazão mássica de solução de saída do gerador interno deve ser o limite superior de vazão de solução líquida à saída desse componente. Essa condição pode ser observada na Figura 7.20 quando é atingida a nova condição de equilíbrio, para 80 W (em vermelho) e a para 70 W (em azul). Dessa maneira, como a vazão de saída do gerador interno é maior para potências de acionamento maiores deve-se ter uma menor acumulação de massa nesse gerador para a potência máxima estabelecida pelo fabricante (Figura 7.20). Em simulações, com potência maiores que a máxima estabelecida, foram observadas vazões mássicas negativas de líquido que deveria verter do gerador interno para o externo. Tal situação ilustra o estabelecimento de uma potência máxima pelo fabricante. Essa potência é escolhida de modo a manter uma certa quantidade de solução no gerador interno para permitir que a solução empobrecida nesse gerador seja vertida para o gerador externo.

Pois, se estiver baixo o nível de solução no gerador interno sua solução não verterá para o gerador externo e o refrigerador, após certo período, cessa a produção de frio, por não haver solução pobre necessária a absorção do refrigerante no tubo absorvedor. Lembrando do princípio do vaso comunicante entre o gerador externo e o tubo absorvedor. Adicionalmente, quanto maior a potência de acionamento maior será a taxa de evaporação de solução (água e amônia). A presença de água no condensador ou no evaporador prejudica o funcionamento do refrigerador estudado. As vazões mássicas estabilizadas para 70 W e 80 W foram de 0,00001904 kg/s entre 60 e 80 segundos e 0,00002134 kg/s entre 40 e 60 segundos, respectivamente (Figura 7.20). O intervalo de tempo considerado foi de 20 segundos. Adicionalmente foi proposta uma metodologia para avaliação da ordem de grandeza das vazões mássicas no gerador que é apresentada no Apêndice 1. Nessa metodologia a reação química ocorrente entre o par amônia/água é correlacionada a 1ª lei da Termodinâmica e então a vazão mássica é estimada.

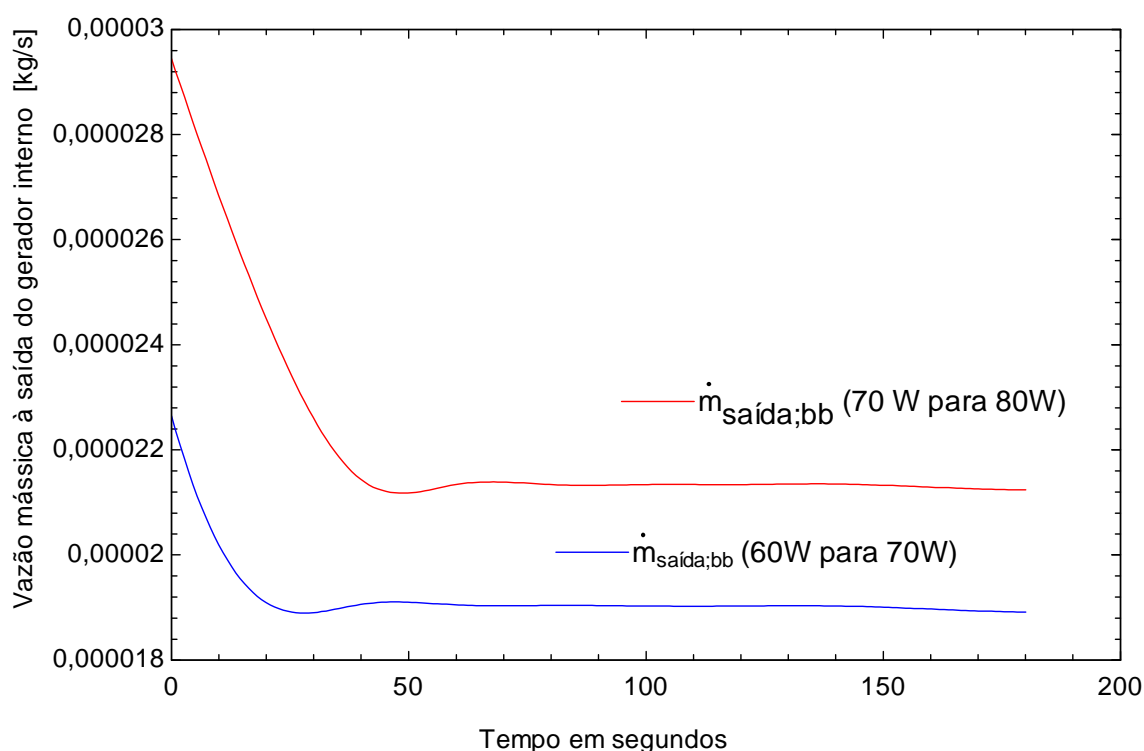


Figura 7. 19 – Evolução temporal da vazão de solução à saída do gerador interno.

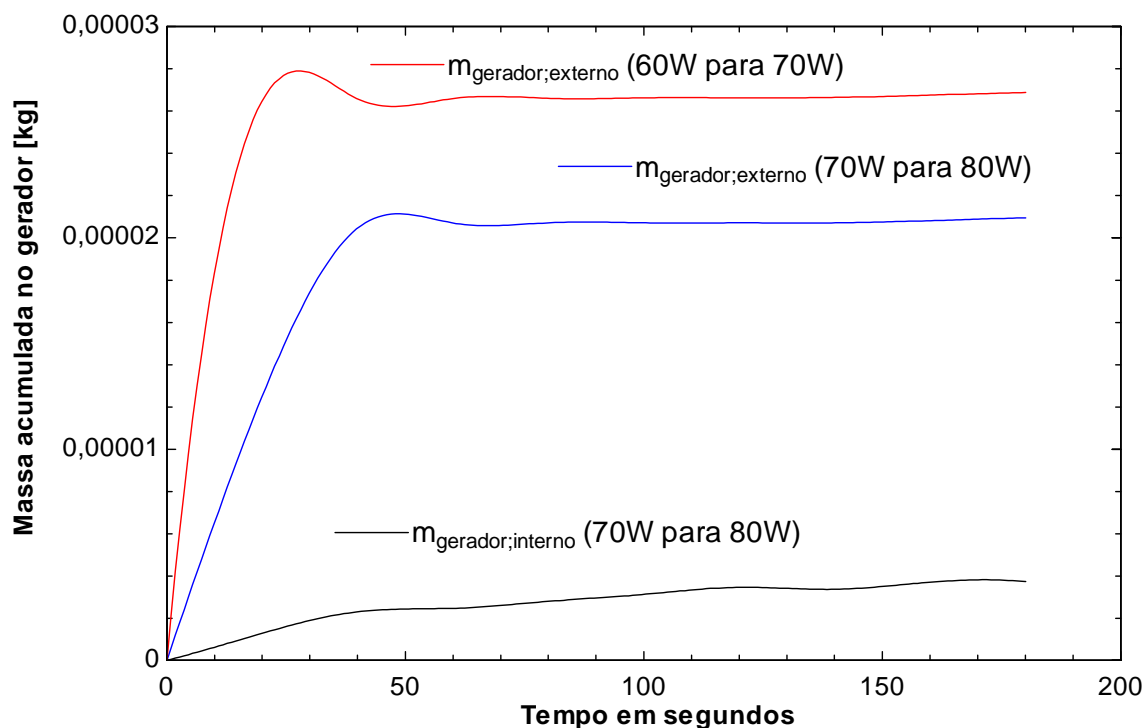


Figura 7. 20 – Evolução temporal da massa retida no grupo gerador interno.

Na Figura 7.20 é possível observar um atraso na estabilização da massa acumulada pelo grupo gerador. Isso ocorre, pois a água (fluido absorvente) evaporada juntamente com a amônia, a partir dos dois geradores, leva um tempo adicional para ser condensada pelo retificador e então escoar novamente em direção ao gerador externo. No gerador interno, esse atraso se deve ao excesso de solução que verterá do retificador para o DSP, depois para o tubo absorvedor e em seguida para vaso absorvedor, componente que funciona como vaso comunicante com o gerador interno (ou bomba de bolhas). Os dois geradores diferem em menos de 20 segundos entre si para sua estabilização. O gerador externo estabilizou-se entre 60 e 80 segundos (intervalos de 20 em 20 segundos para simulação transiente). A massa acumulada em cada constituinte do refrigerador pode ser entendida como a massa retida no volume de controle associado ao componente estudado.

A variação temporal da energia fornecida ao grupo gerador para potências de entrada variando de 60 para 70 W, de 70 para 80 W em intervalos de tempo de 20 segundos é apresentada na Figura 7.21.

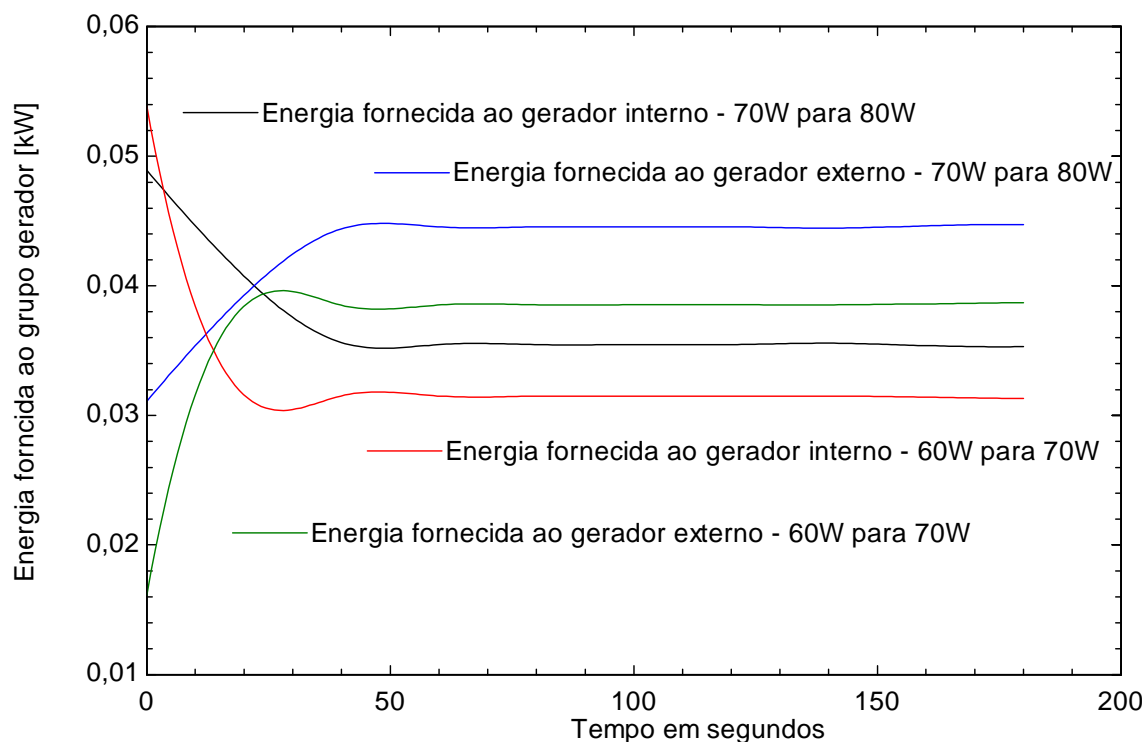


Figura 7. 21 – Evolução temporal da energia fornecida ao grupo gerador (solução + parede) para potências de entrada variando de 60 para 70 W, de 70 para 80 W.

Da Figura 7.21 pode se concluir que a maior parte da energia de acionamento é recebida pelo gerador externo (*solução pobre + parede*). Para os dois intervalos de potências de acionamento, nota-se que para a energia total no gerador externo de 0,03852 kW estabilizada em 70 W ainda é superior a 0,03546 kW estabilizada em 80 W para o gerador interno. A energia acumulada no gerador externo (*solução pobre + parede*) para a potência estabilizada em 80 W foi de 0,04454 kW e ocorreu próximo dos 60 segundos. No intervalo de 60 para 70 W a obtenção do regime permanente ocorreu por volta de 80 segundos. Os resultados não revelaram atrasos na estabilização do regime permanente entre o gerador interno e externo para uma mesma potência.

Na Figura 7.22 é apresentada a variação temporal da vazão mássica de saída do retificador (entrada do condensador) para o refrigerador por absorção difusão operando em regime transiente. Por essa figura fica claro que quanto maior é a energia de acionamento fornecida ao gerador maior é taxa de evaporação, conseqüentemente maior deveria ser o potencial de produção de frio, desde que não seja ultrapassada a potência máxima fornecida pelo fabricante. Para que uma maior quantidade de vapor de refrigerante e absorvente saia do retificador deve-se acumular menos solução no grupo gerador.

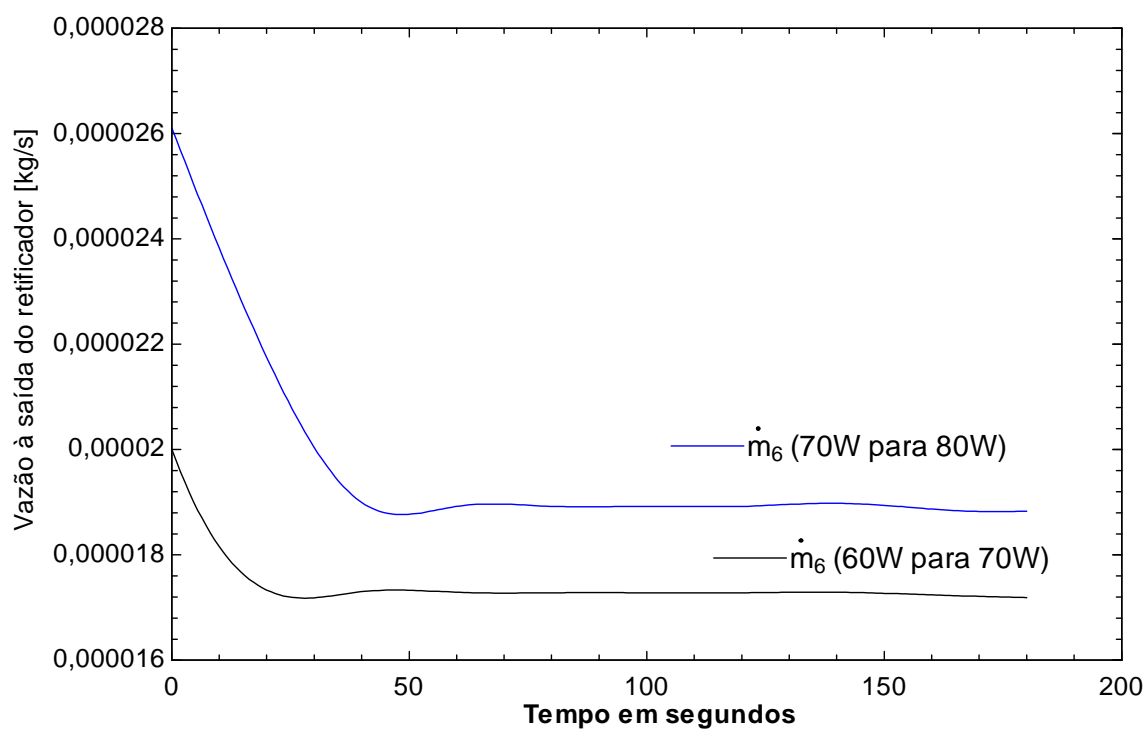


Figura 7. 22 – Evolução temporal da vazão mássica à saída do retificador para potências de entrada variando de 60 para 70 W, de 70 para 80 W.

A Figura 7.23 a seguir confirma que quanto menor a quantidade de massa acumulada, maior a quantidade de massa que deve deixar o gerador interno, para um maior fornecimento de energia no sistema. Com base nas Figuras 7.23 e 7.19 observa-se que é ligeiramente maior a vazão de vapor em relação à vazão de solução que deixa o gerador interno.

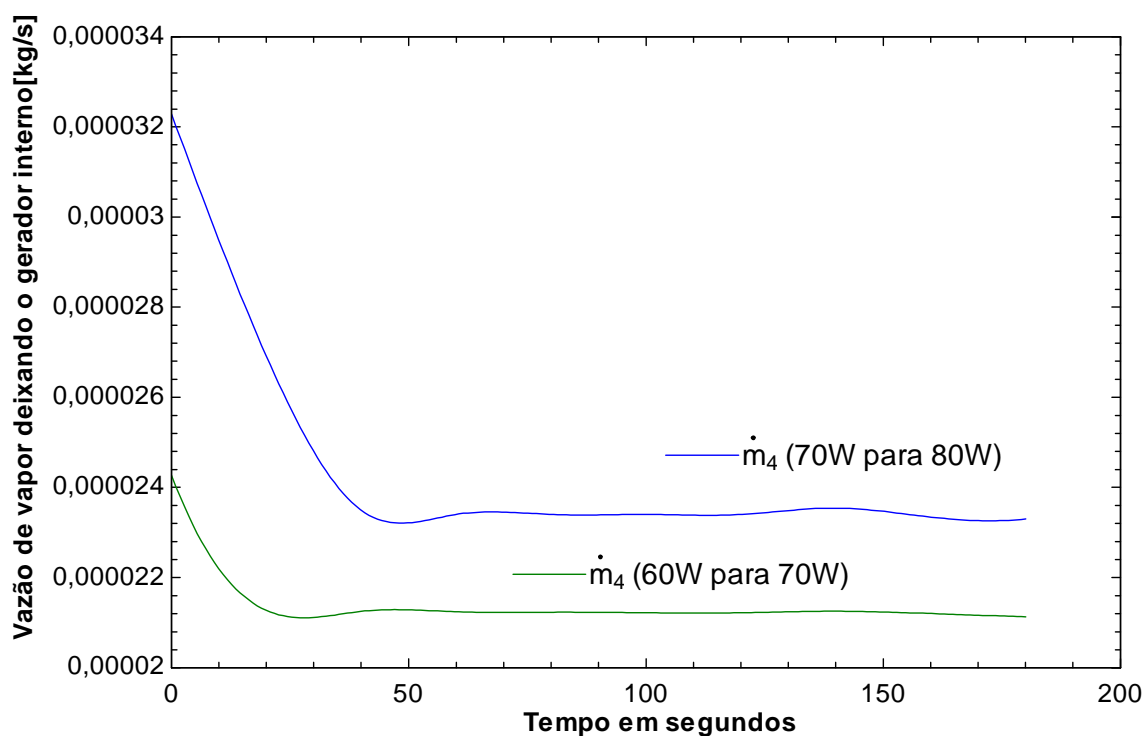


Figura 7. 23 – Evolução temporal da vazão mássica de vapor à saída do gerador interno para potências de entrada variando de 60 para 70 W, de 70 para 80 W.

A Figura 7.24 apresenta a evolução temporal da vazão retificada para potências de entrada variando de 60 para 70 W e de 70 para 80 W. Por essa figura nota-se que quanto maior a energia disponibilizada, maior a taxa de evaporação das soluções nos dois geradores. Entretanto, maior a disponibilidade de energia no sistema maior vai ser a taxa de evaporação também de fluido absorvente, no caso a água. E no retificador haverá uma maior condensação desse absorvente, mas com a maior possibilidade de sua entrada no condensador, o que deteriora o rendimento do refrigerador.

Na Figura 7.25 é apresentada a evolução temporal das vazões mássicas de amônia e hidrogênio no evaporador para potências de entrada variando de 60 para 70 W e de 70 para 80 W. A vazão de refrigerante para o período transiente entre 70 W e 80 W é ligeiramente maior que aquela para o período transiente de 60 W para 70 W. O mesmo comportamento pode ser observado para a vazão mássica de hidrogênio (gás inerte). A vazão de refrigerante foi estabilizada em 0,00001892 kg/s em aproximadamente 60 segundos para potência terminal de entrada no gerador de 80 W. Para essa mesma condição de operação a vazão de gás inerte estabilizada foi de 0,000008276 kg/s. De 60 para 70 W a vazão de amônia estabilizada foi de 0,00001728 kg/s, em cerca de 80 segundos, já a de hidrogênio foi de 0,000007011 kg/s.

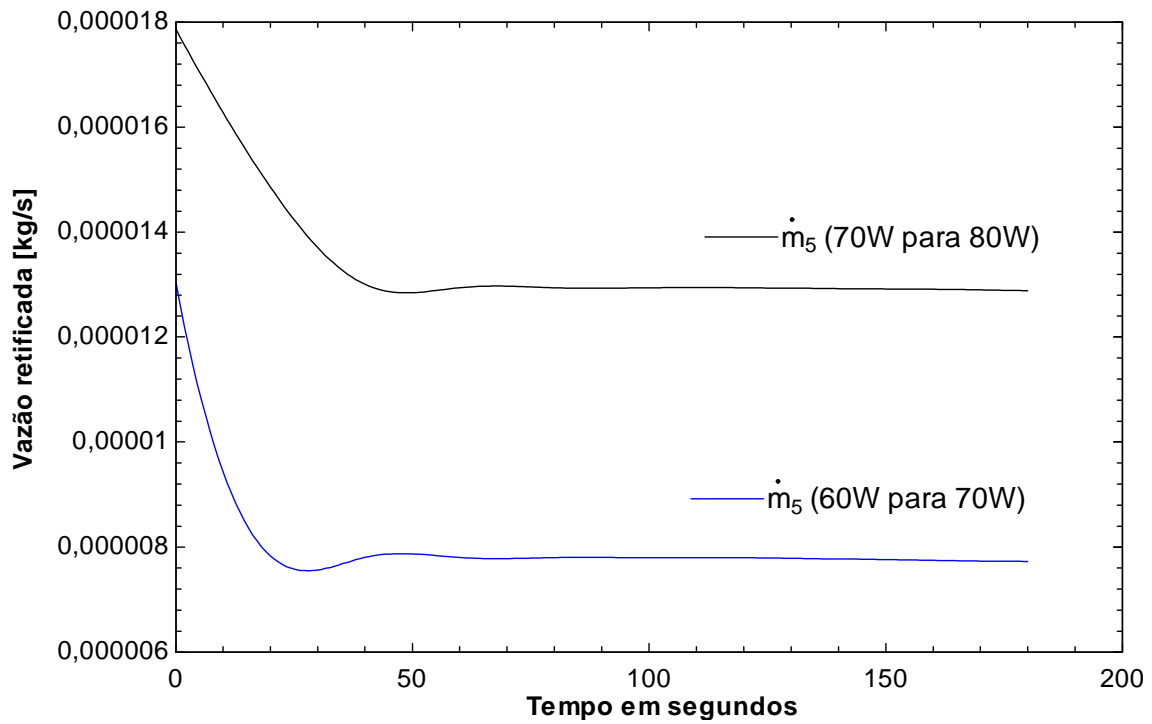


Figura 7. 24 – Evolução temporal da vazão retificada para potências de entrada variando de 60 para 70 W, de 70 para 80 W.

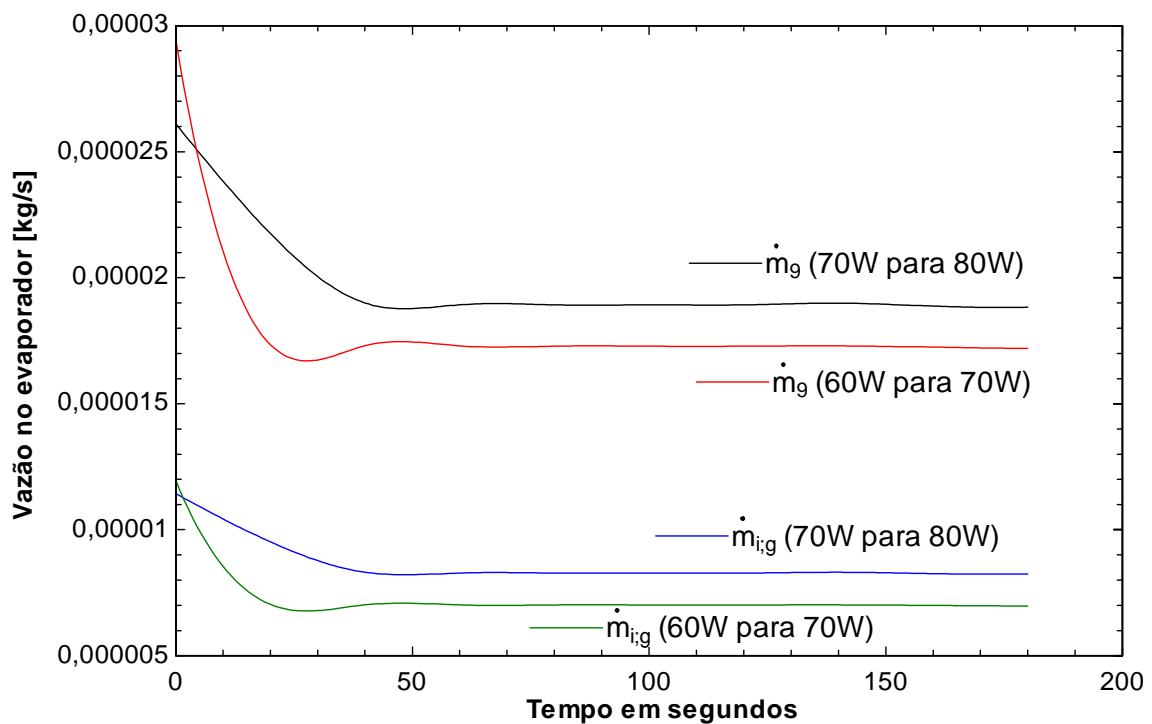


Figura 7. 25 – Evolução temporal das vazões mássicas de amônia e hidrogênio no evaporador para potências de entrada variando de 60 para 70 W e de 70 para 80 W.

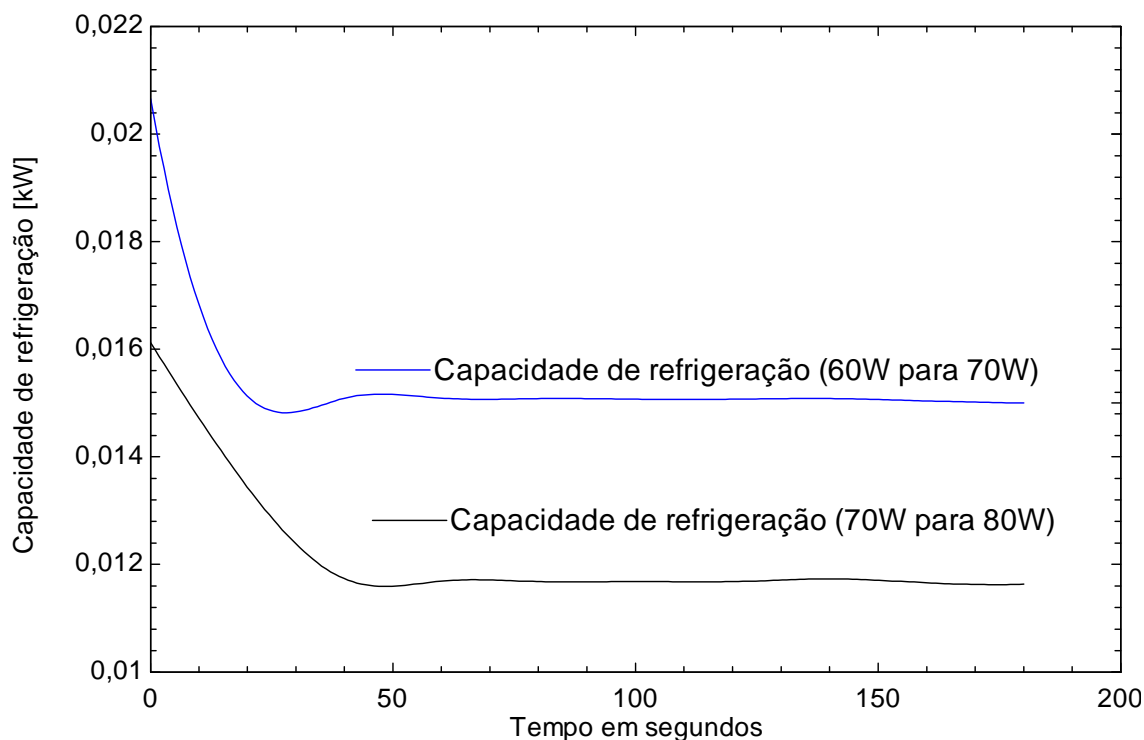


Figura 7. 26 – Evolução temporal da capacidade de refrigeração para potências de entrada variando de 60 para 70 W, de 70 para 80 W.

Apesar da maior disponibilidade de vapor de refrigerante no sistema, a capacidade de refrigeração para potência nominal de entrada no gerador, 80 W, pode ser inferior a potências de entrada inferiores a essa potência nominal para uma mesma temperatura ambiente (Figura 7.26). Esse comportamento também foi observado por Chaves (2009) conforme a Figura 7.27, a seguir. De acordo com os experimentos realizados por esse autor, nota-se que, para uma potência de entrada igual 48 W com uma temperatura ambiente de 27,2°C, a temperatura no evaporador foi de -0,3°C. Para potência de 80 W com temperatura ambiente igual a 27,3°C, a temperatura no evaporador foi de 2,7°C. Em seu modelo, Chaves (2009), mantendo a temperatura ambiente constante de 27°C, obteve uma temperatura do evaporador de -5,3°C para a potência de entrada de 50 W. Para a potência de entrada de 80 W, a temperatura no evaporador obtida por esse autor foi de -1,7°C. Esse comportamento está associado à redução da pressão total constante em regime permanente no interior do DAR proporcionada pela redução da potência de acionamento. Com a pressão total reduzida, a pressão parcial do refrigerante no evaporador também é menor e por sua vez a temperatura de evaporação é diminuída. Como a vazão mássica de refrigerante no evaporador não é significativamente menor para potências de acionamento reduzidas (Figura 7.25). E o calor latente da amônia é aumentado com a redução da temperatura, em relação a fonte fria, a capacidade de

refrigeração é superior para uma potência de acionamento inferior. Tal comportamento ocorre, de acordo com os resultados obtidos na simulação computacional e nos experimentos, para potências variando no intervalo de 40 a 80 W.

A Figura 7.28 apresenta a evolução temporal das perdas térmicas do retificador juntamente com o condensador, componentes posicionados de forma consecutiva no DAR. Nota-se por essa figura que quanto maior a energia disponível no sistema maior serão as perdas térmicas nesses dois componentes citados. *Por essa mesma idéia é que quanto maior a potência de entrada no grupo gerador menor é o COP do refrigerador estudado, pois maiores serão as perdas térmicas (Figura 7.28).*

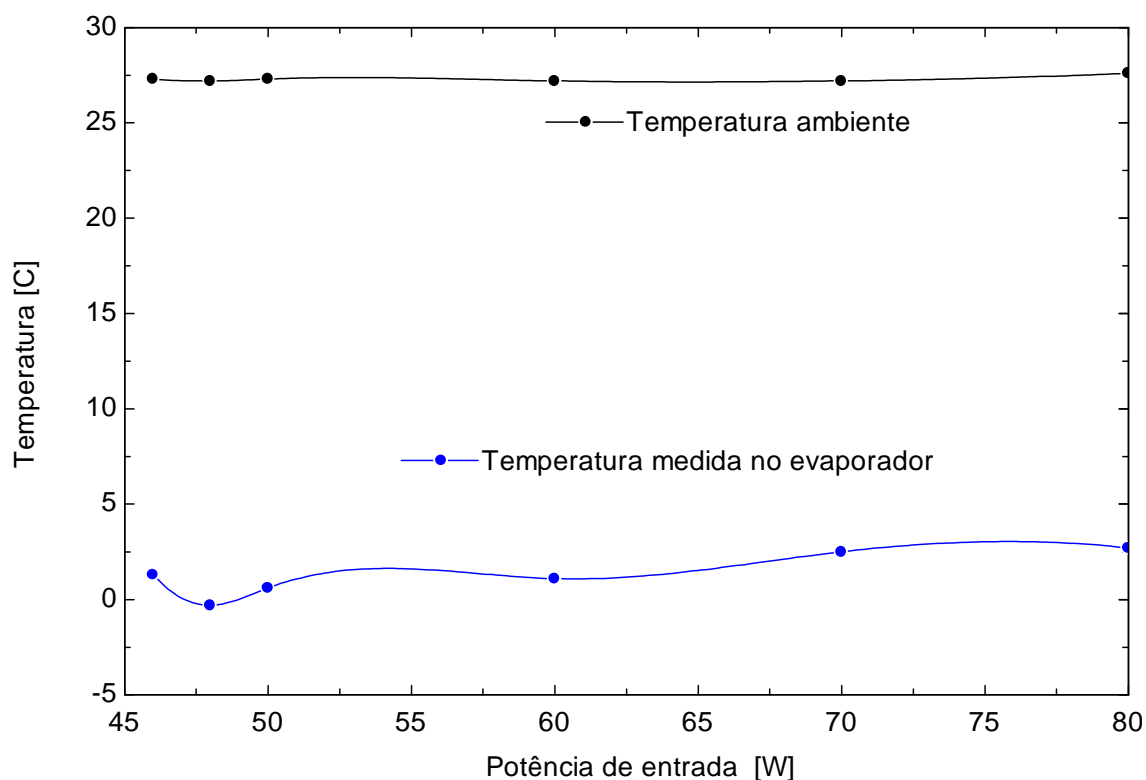


Figura 7. 27 – Variação da temperatura do evaporador obtida experimentalmente por Chaves (2009) em função da temperatura ambiente.

Fonte: Adaptado de Chaves (2009).

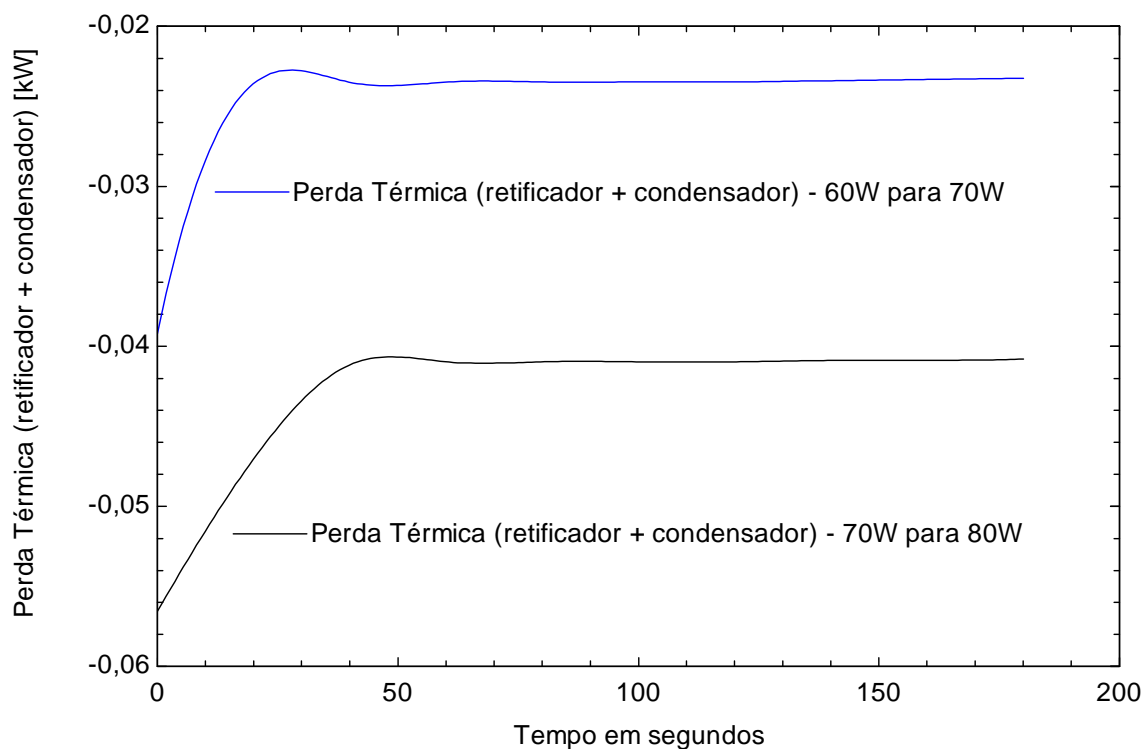


Figura 7. 28 – Evolução temporal das perdas térmicas do retificador juntamente com o condensador para potências de entrada variando de 60 para 70 W e de 70 para 80 W.

7.5 Resultados teóricos para condições transientes em diferentes intervalos de tempo

Na Figura 7.29, mostrada a seguir, é apresentada a evolução temporal dos coeficientes de performance (COP) para a potência de entrada variando de 70 para 80 W para intervalos de tempo iguais a 20, 40 e 60 segundos. Por essa figura observa-se que o passo escolhido não varia expressivamente o COP estabilizado. Para os intervalos de 20, 40 e 60 segundos foram obtidos COP de 0,1461, 0,1438 e 0,1422, respectivamente. Entretanto, o tempo de estabilização foi fortemente influenciado pela escolha do intervalo de tempo. Para os intervalos de 20, 40 e 60 segundos a obtenção do regime permanente foi atingida próximo dos 60, 120 e 160 segundos, respectivamente.

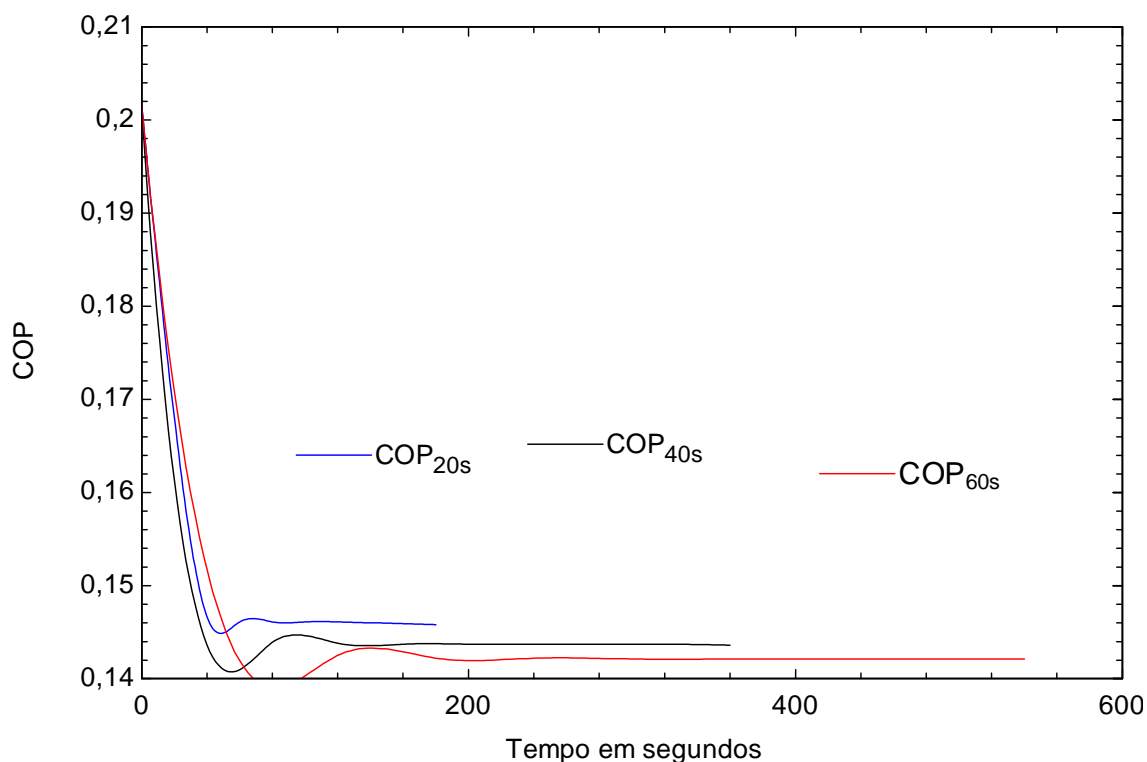


Figura 7. 29 - Evolução temporal dos COP para a potência de entrada variando de 70 para 80 W para intervalos de tempo iguais a 20, 40 e 60 segundos.

Na Figura 7.30 é apresentada a evolução temporal da massa acumulada no gerador externo para a potência de entrada variando de 70 para 80 W para intervalos de tempo iguais a 20, 40 e 60 segundos. Para esses intervalos de 20, 40 e 60 segundos foram obtidas, após o estabelecimento do equilíbrio, massas acumuladas, de 0,00002071 kg, 0,00002176 kg e 0,00002313 kg, respectivamente. O tempo de estabilização também foi influenciado pela escolha do intervalo. Para os intervalos de 20, 40 e 60 segundos a obtenção do regime permanente foi atingida após 80, 160 e 180 segundos, respectivamente.

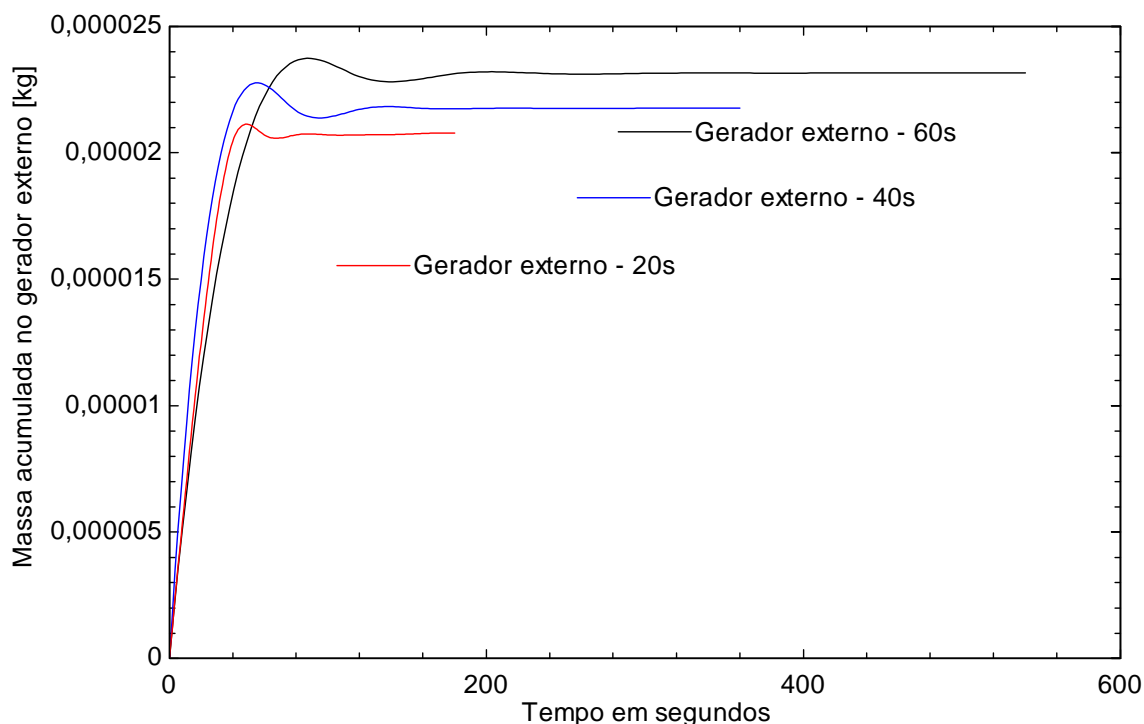


Figura 7. 30 - Evolução temporal da massa acumulada no gerador externo para a potência de entrada variando de 70 para 80 W para intervalos de tempo iguais a 20, 40 e 60 segundos.

A Figura 7.31, a seguir, apresenta a evolução temporal das vazões mássicas de saída dos geradores, interno e externo, para a potência de entrada variando de 70 para 80 W para intervalos de tempo iguais a 20, 40 e 60 segundos. Para os intervalos de 20, 40 e 60 segundos foram obtidas, após o estabelecimento do equilíbrio, vazões mássicas de saída do gerador interno de 0,0000234 kg/s, 0,00002308 kg/s e 0,0002312 kg/s, respectivamente. Para os intervalos 20, 40 e 60 segundos foram obtidas, após o estabelecimento do equilíbrio, vazões mássicas de saída do gerador externo de 0,000008453 kg/s, 0,000008213 kg/s e 0,000007476 kg/s, respectivamente. Novamente o tempo de estabilização foi influenciado pela escolha do intervalo. Para os intervalos de 20, 40 e 60 segundos a obtenção do regime permanente foi atingida após 60, 120 e 180 segundos, respectivamente.

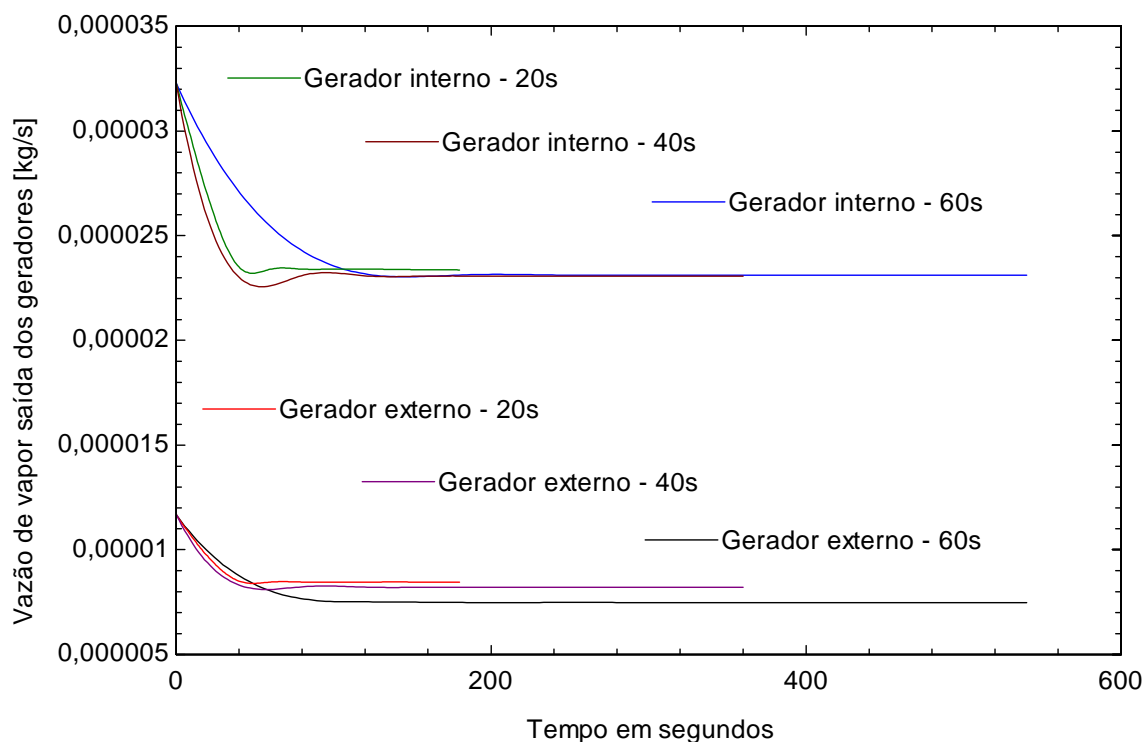


Figura 7. 31 - Evolução temporal das vazões mássicas de vapor à saída dos geradores, interno e externo, para a potência de entrada variando de 70 para 80 W para intervalos de tempo iguais a 20, 40 e 60 segundos.

A Figura 7.32, a seguir, apresenta a evolução temporal das vazões mássicas (saída do evaporador, retificada, e de hidrogênio na saída do evaporador) para a potência de entrada variando de 70 para 80 W. Para os intervalos de 20, 40 e 60 segundos foram obtidas, após o estabelecimento do equilíbrio, vazões mássicas de refrigerante à saída do evaporador de 0,00001892 kg/s, 0,00001862 kg/s e 0,00001842 kg/s, respectivamente. Para os intervalos de 20, 40 e 60 segundos foram obtidas, após o estabelecimento do equilíbrio, vazões mássicas retificadas de 0,00001294 kg/s, 0,00001267 kg/s e 0,00001218 kg/s, respectivamente. Para os intervalos de 20, 40 e 60 segundos foram obtidas, após o estabelecimento do equilíbrio em 80 W, vazões mássicas de hidrogênio a saída do evaporador de 0,000008276 kg/s, 0,000008141 kg/s e 0,000008057 kg/s, respectivamente. Novamente o tempo de estabilização foi fortemente influenciado pela escolha do intervalo de tempo. Para os intervalos de 20, 40 e 60 segundos a obtenção do regime permanente para as vazões consideradas foi atingida após 60, 120 e 180 segundos, respectivamente.

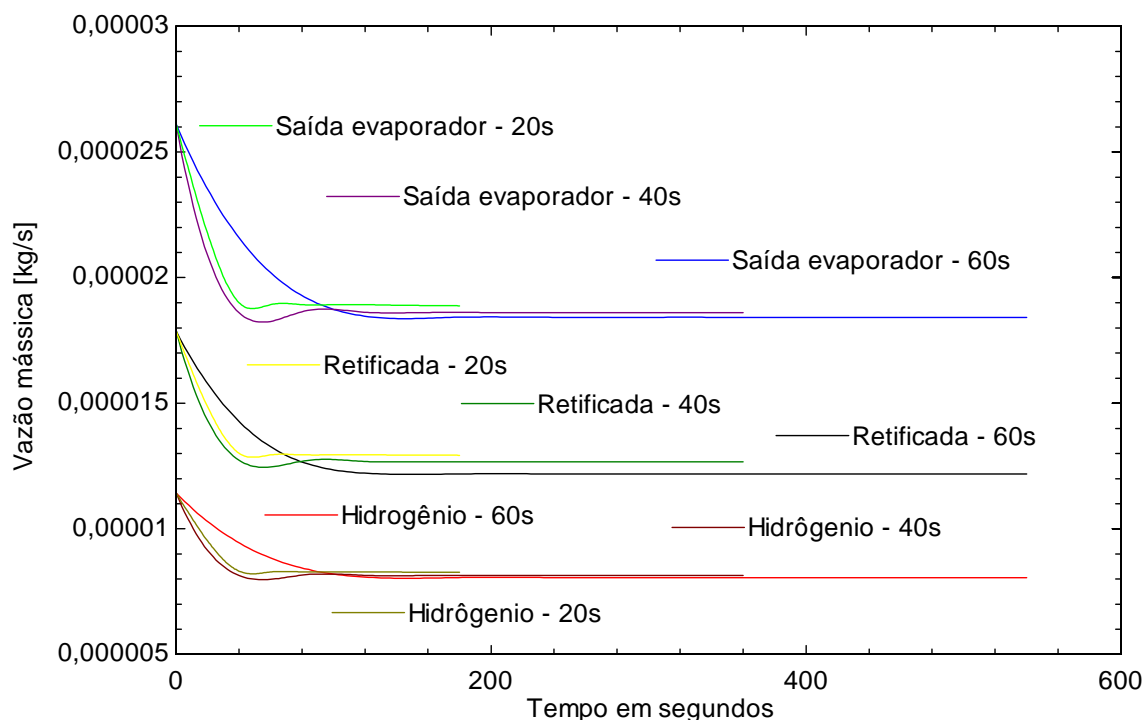


Figura 7.32 - Evolução temporal das vazões mássicas (saída do evaporador, retificada, e de hidrogênio na saída do evaporador) para a potência de entrada variando de 70 para 80 W para intervalos de tempo iguais a 20, 40 e 60 segundos.

Na Figura 7.33 é apresentada a evolução temporal das taxas de absorção ou liberação de calor pelos componentes do DAR (geradores, interno e externo, retificador mais condensador, evaporador, absorvedor) para a potência de entrada variando de 70 para 80 W. Para intervalos de tempo iguais a 20, 40 e 60 segundos foram períodos de tempo, após o estabelecimento do novo regime estacionário de 60, 160 e 240 segundos e taxas de calor associadas grupo evaporador, soluções e paredes, iguais a 0,01169 W, 0,01149 W e 0,01138 W, respectivamente. Para intervalos de tempo de 20, 40 e 60 segundos foram obtidas, após o estabelecimento da nova condição de equilíbrio em 60, 160 e 240 segundos e taxas de calor associadas ao gerador interno (solução e parede) iguais a 0,03546 kW, 0,03486 kW e 0,03432 kW, respectivamente. Para intervalos de 20, 40 e 60 segundos foram obtidas, após o estabelecimento da nova condição de equilíbrio, taxas de calor associadas ao gerador externo (solução e parede) iguais a de 0,04454 kW, 0,04515 kW e 0,04568 kW, respectivamente. Para os passos 20, 40 e 60 segundos foram obtidas, após o estabelecimento do equilíbrio, taxas de calor associadas ao retificador e condensador (solução e parede) iguais a de -0,04097 kW, -0,0401 kW e -0,03849 kW, respectivamente. Para intervalos de 20, 40 e 60 segundos foram

obtidas, após o estabelecimento do equilíbrio, taxas de calor associadas ao absorvedor (solução e parede) iguais a de $-0,00916$ kW, $-0,00889$ kW e $-0,008068$ kW, respectivamente.

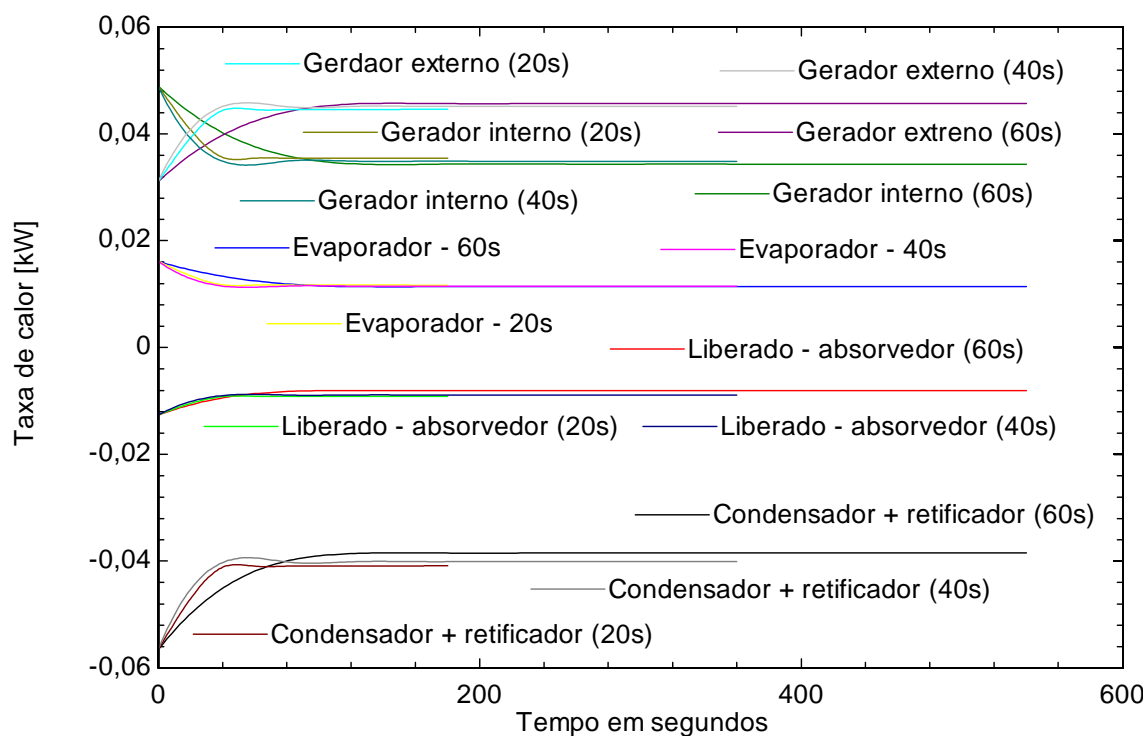


Figura 7. 33 – Evolução temporal das taxas de absorção ou liberação de calor pelos componentes do DAR (geradores, interno e externo, retificador mais condensador, evaporador, absorvedor) para a potência de entrada variando de 70 para 80 W e intervalos de tempo iguais

Outros intervalos de tempo diferentes de 20, 40 e 60 segundos foram simulados. Para intervalos de 10 segundos os resultados são apresentados no Apêndice 2.

7.6 Resultados teóricos para condições transientes em um intervalo de tempo constante

Um mesmo intervalo de tempo de 20 segundos foi considerado para simulação transiente. Esse procedimento foi realizado com o objetivo de avaliar a estabilidade do modelo implementado frente às possíveis oscilações numéricas do método de solução adotado. Os resultados dessa simulação estão apresentados nas Figuras 7.34 – 7.37. Todas essas figuras apresentam a evolução temporal dos parâmetros informados para a potência de entrada de 70 W (regime permanente) e alterada subitamente para potência de 80 W. E após um determinado tempo, entre 40 e 60 segundos, próximo de 60 segundos, houve o

estabelecimento do novo regime estacionário para essa nova potência. Observando essas figuras nota-se que o modelo simulado com o mesmo passo e com diferentes períodos de simulação (de 0s a 180s, de 0s a 360s e de 0s a 540s) apresentou um bom comportamento e boa correlação com os dados relativos ao modelo simulado em condições estacionárias para a mesma potência.

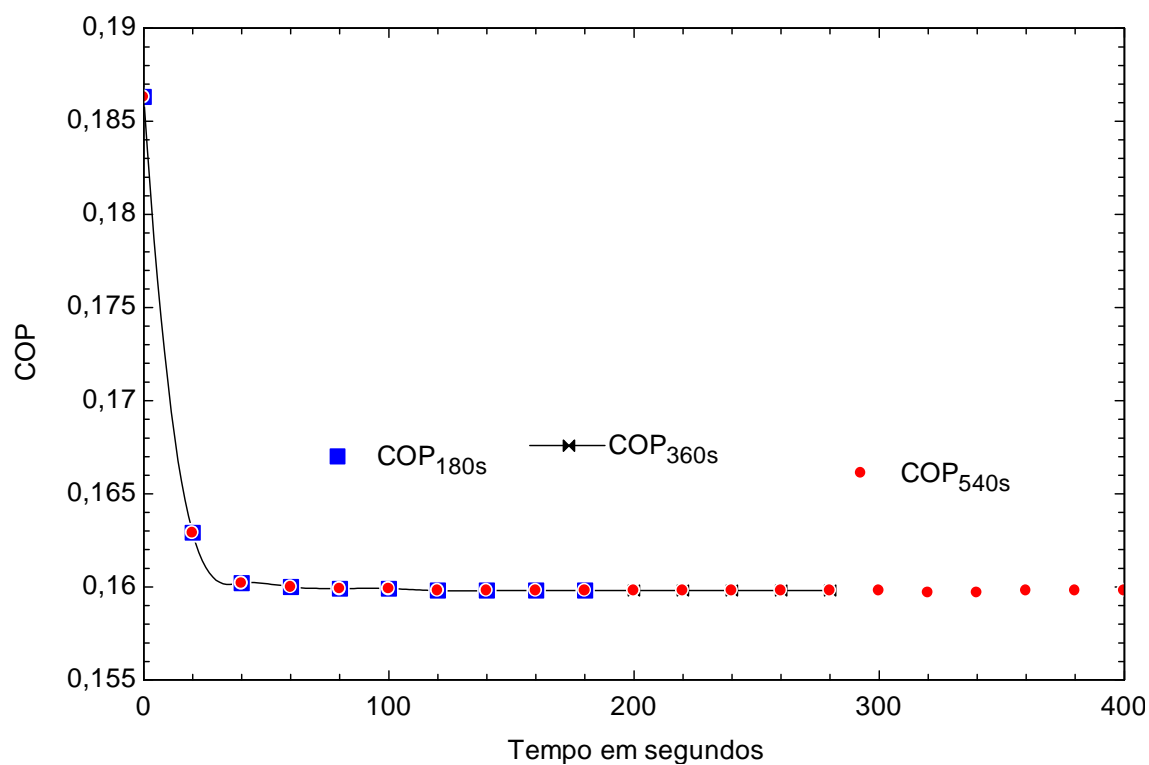


Figura 7. 34 – Evolução temporal do COP para a potência de entrada de 70 W (inicialmente em regime permanente) e alterada subitamente para potência de entrada para 80 W até o estabelecimento do regime estacionário para essa nova potência para um intervalo igual a 20

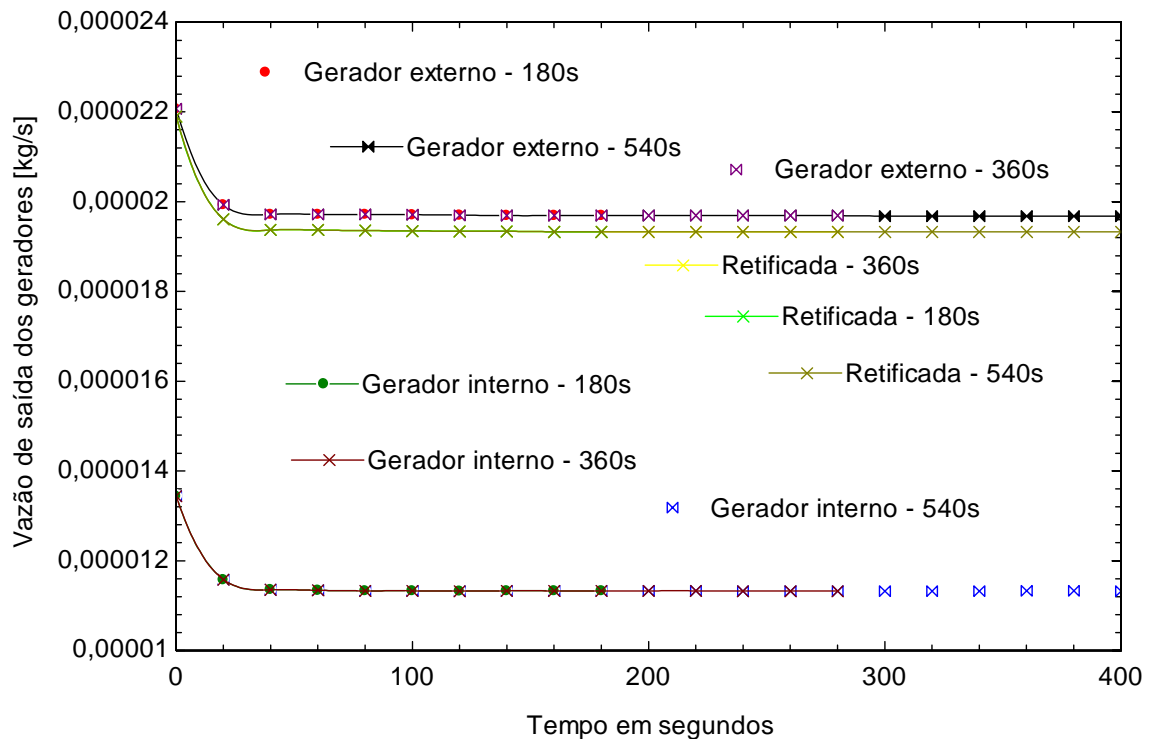


Figura 7. 35 – Evolução temporal das vazões no grupo gerador para a potência de entrada de 70 W (inicialmente em regime permanente) e alterada subitamente para potência de entrada para 80 W até o estabelecimento do regime estacionário para essa nova potência para um

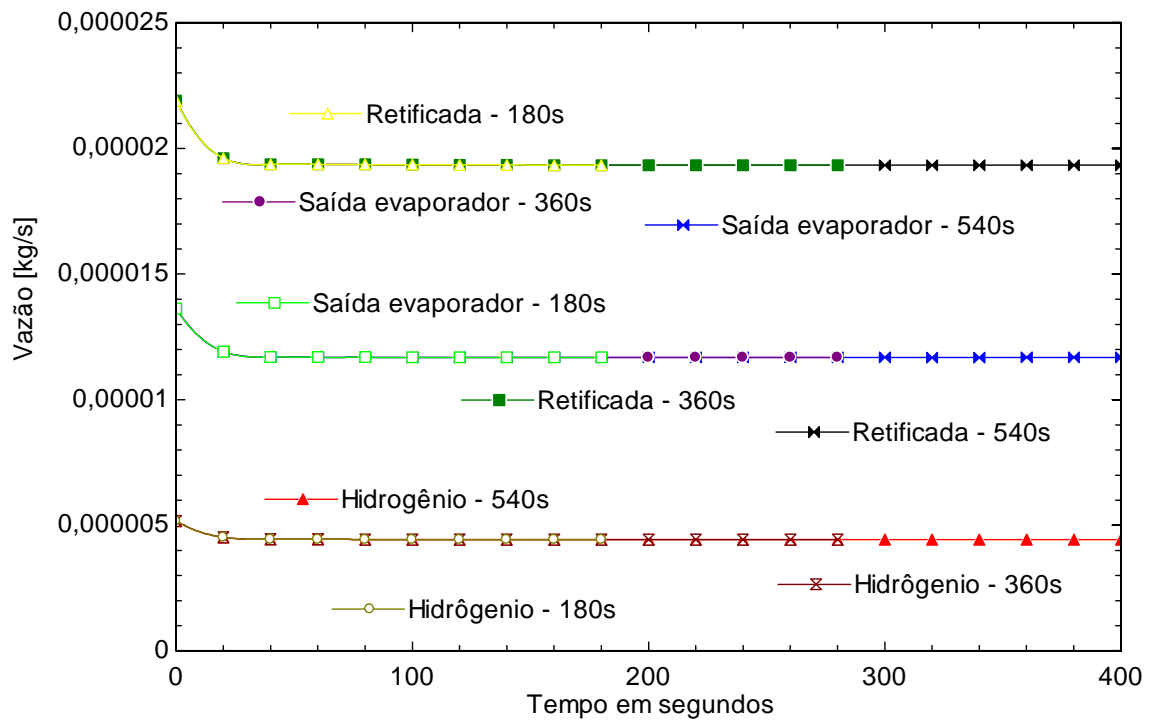


Figura 7. 36 – Evolução temporal das vazões de amônia e hidrogênio na saída do evaporador para a potência de entrada de 70 W (inicialmente em regime permanente) e alterada

subitamente para potência de entrada para 80 W até o estabelecimento do regime estacionário para essa nova potência para um intervalo de tempo igual a 20 segundos.

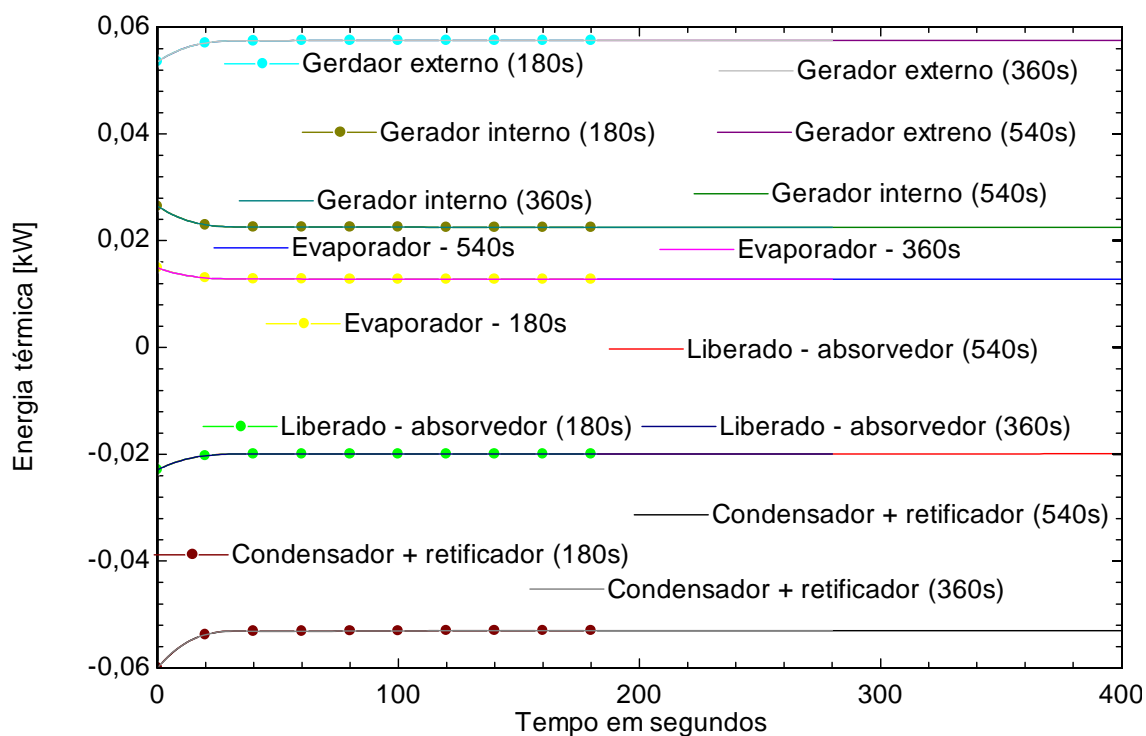


Figura 7. 37– Evolução temporal do calor liberado ou absorvido pelo componente do DAR para a potência de entrada de 70 W (inicialmente em regime permanente) e alterada subitamente para potência de entrada para 80 W até o estabelecimento do regime estacionário para e essa nova potência para um intervalo igual a 20 segundos.

7.7 Considerações finais

O presente capítulo apresentou de uma forma objetiva os resultados da simulação computacional realizada com o modelo proposto para o refrigerador por absorção difusão. Em uma análise comparativa entre o modelo proposto e os resultados experimentais obtidos, nota-se que o modelo apresenta uma capacidade preditiva regular para determinação da magnitude do intervalo de tempo relativo ao período transitório. Entretanto, se comparado aos resultados experimentais obtidos por Chaves (2009), ambos para o mesmo refrigerador estudado operando em regime permanente, o modelo proposto aqui apresentou boa concordância.

8. CONCLUSÕES

Nesse estudo, um modelo matemático de um refrigerador por absorção/difusão foi desenvolvido, a partir de balanços de massa, global e de refrigerante, balanços de energia, nos fluidos e nas paredes, e balanços de entropia. O modelo foi implementado no software EES (Engineering Equation Solver). Para obtenção das condições iniciais e de partida, uma metodologia de simulação em regime permanente envolvendo *Algoritmo Genético* foi utilizada. Os resultados da simulação em regime permanente apresentaram uma boa concordância com os resultados obtidos por Chaves (2009). Esses resultados foram obtidos de forma teórica e experimentalmente com um refrigerador de 80 litros com potência de acionamento máxima nominal de 80 W. Para condições de operação em regime transiente, resultados teóricos foram comparados a dados experimentais oriundos dos ensaios naquele refrigerador; demonstrando o modelo matemático uma capacidade preditiva regular para determinação da magnitude do intervalo de tempo relativo ao período transitório.

Conclusões importantes podem ser obtidas a partir dos resultados simulados. A primeira delas está associada à definição de uma potência de acionamento máxima do refrigerador pelo fabricante. Potência que se extrapolada, em torno de 10% acima do valor nominal, cessa a produção de frio pelo refrigerador. Isso ocorre, pois o gerador interno, com seu volume acumulado de solução reduzido, faz com que a solução não verta para o gerador externo. Esse fato interrompe o ciclo de funcionamento, pois o gerador externo com níveis baixos de solução pobre não transfere solução ao tubo absorvedor. O que interrompe a produção de solução rica. A segunda conclusão está relacionada ao fato de potências de acionamento inferiores a potência nominal proporcionarem maiores capacidades de refrigeração e melhor COP. Essa característica do refrigerador estudado provavelmente está associada a vazões mássicas de amônia, fluido refrigerante, com valores não muito diferentes para as potências consideradas e também a menor quantidade de energia dissipada pelos componentes do refrigerador expostos ao ambiente externo. O processo de convergência da simulação transiente foi manual. A partir dos resultados dessa simulação nota-se que a escolha do intervalo de tempo necessário é de extrema importância para convergência e obtenção de boas correlações com o critério de parada. Esse critério foi definido a partir dos resultados do regime estacionário para a potência de estabilização. Nesse estudo o intervalo de tempo mais adequado foi o de 40 segundos na comparação entre os resultados experimentais e calculados.

Com base no critério de parada, obtido a partir do modelo proposto para o refrigerador operando em regime permanente o intervalo mais adequado de simulação foi o de 20 segundos. Para esse intervalo a condição estacionária ocorreu em cerca de 60 segundos para a potência inicial de 70 W e alterada subitamente para 80 W. De 60 W para 70 W, considerando 20 segundos como intervalo de tempo, o estabelecimento da condição estacionária ocorre em cerca 80 segundos. Intervalos de tempo menores foram simulados, mas não apresentaram valores adequados conforme a condição de parada obtida através do modelo permanente.

O refrigerador por absorção difusão e seu modelo proposto podem servir de base para diversos estudos como:

- a) Otimização mono e múltiplo objetivo com o modelo proposto, utilizando o algoritmo Genético, para o refrigerador por absorção/difusão e comparação com os resultados obtidos por Starece e Pascalis (2013) Yildiz, Ersöz e Gözmen (2014), Sözen et. al (2014) e Mazouz, Mansouri e Bellagi (2014).
- b) Simulações computacionais com modelo proposto para comparações considerando a proposta de Chaves (2009), que observou um sentido de fluxo contrário ao mencionado por Zohar et. al (2005), Zohar et. al (2007), Zohar et. al (2008), Zohar et. al (2009), Starace e Pascalis (2011) no grupo evaporador.
- c) Projeto, construção e simulação de um sistema de refrigeração por absorção/difusão em vidro de modo a se conseguir medir a vazão, a pressão total e definição da verdadeira trajetória do fluido refrigerante e do gás inerte no interior do evaporador.
- d) Desenvolvimento de um sistema de acionamento do refrigerador por absorção difusão por meio de um fluido secundário proveniente um reservatório térmico que transfere energia térmica ao gerador externo desse refrigerador. Nesse sistema, o fluido secundário será aquecido por meio de coletores solares concentradores, dotados de rastreio em 1 ou em dois eixos. Nesse estudo o sistema de rastreio pode ser controlado a partir de sensores que percebem a intensidade da luz solar ou por equações relativas à geometria solar. Essa proposta de estudo já está em andamento.

- e) Estudos de quais coletores solares seriam viáveis para o acionamento do refrigerador por absorção difusão a partir de fluido secundário, com e sem reservatório térmico.
- f) Estudo de um sistema de condicionamento de ar por absorção difusão acionado por um coletor solar de disco parabólico em que no foco desse coletor está posicionado o gerador externo. Nessa condição, sistema proposto só funcionaria no período diurno com a presença da radiação direta.

A modelagem, simulação computacional e validação experimental de um refrigerador por absorção/difusão foram apresentadas nessa tese. Como mencionado anteriormente, o modelo proposto aqui apresentou capacidade preditiva regular para avaliação do DAR operando em regime transiente. A partir desse estudo outras pesquisas foram propostas. É esperado, por esse autor, que essas e outras pesquisas pertinentes ao refrigerador por absorção/difusão possam servir de base para que no futuro esse sistema de produção de frio seja acionado por energia solar em escala comercial, de modo a contribuir com a preservação do meio ambiente.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ARAÚJO, J. J. P. Simulação de uma unidade de refrigeração por absorção usando o par água-amônia nos regimes permanente e transiente. *Universidade Federal da Paraíba*, 2010 (Tese de Doutorado).

ATKINS, P. W. “*Físico – Química Fundamentos*”. 2a Edição. Ed. LTC. Rio de Janeiro, 2003.

BERTOSSI, R., LATAOUI, Z., AYELI, V., ROMESTANT, C., BERTIN, Y. Modeling of thin liquid film in grooved heat Pipes. *Numerical Heat Transfer, Part A*, 55: 1075–1095, 2009.

BUSSO A., FRANCO J., SOGARI N., CÁCERES M., Attempt of integration of a small commercial ammonia-water absorption refrigerator with a solar concentrator: Experience and results. *International Journal of Refrigeration* 34 (2011) 1760 - 1775.

CHAVES, F. D. Estudo experimental e desenvolvimento de um modelo de simulação de um refrigerador por absorção de pressão total única. *Universidade Federal de Minas Gerais*, Belo Horizonte, Minas Gerais, 2009 (Tese de Doutorado).

CHEN, C. S. Reduced Navier-Stokes Simulation of Incompressible Microchannel Flows. *Numerical Heat Transfer, Part A*, 53: 71–87, 2008.

CHEN, J., KIM, K. J., HEROLD, K. E. Performance enhancement of a diffusion absorption refrigerator. *International Journal of Refrigeration* 19 (1996) 208 – 218.

CHENG, G. C., KOOMULLIL, R. P., SONI, B. K. High fidelity field simulations using density and pressure based approaches. *Applied Numerical Mathematics* 55 (2005) 264–282.

CHIDAMBARAM, N., PLETCHER, R. H. A Colocated-Grid, Fully Coupled Algorithm for Large Eddy Simulation of Incompressible and Compressible Flows. *Numerical Heat Transfer, Part B*, 37:1- 23, 2000.

DARWISH, N.A., AL-HASHIMI, S.H., AL-MANSOORI, A.S. Performance analysis and evaluation of a commercial absorption–refrigeration water–ammonia (ARWA) system, *International Journal of Refrigeration*, 31 (2008) 1214-1223.

DEBRY, E., SPORTISSE, B. Numerical simulation of the general dynamic equation (GDE) for aerosols with two collocation methods. *Applied Numerical Mathematics* 57 (2007) 885–898.

DICKEN, C. J. B., MÉRIDA, W. Modeling the Transient Temperature Distribution Within a Hydrogen Cylinder During Refueling. *Numerical Heat Transfer, Part A*, 53: 685–708, 2008.

DONG, Z., LI, W., SONG, Y. Lattice Boltzmann Simulation of Growth and Deformation for a Rising Vapor Bubble Through Superheat Liquid. *Numerical Heat Transfer, Part A*, 55: 381–400, 2009.

DUFFIE, J. A.; B., WILLIAM A. “*Solar engineering of thermal processes*”. 3^a Ed., New Jersey, Estados Unidos da América: John Wiley & Sons, INC, 2006.

EDISON, T.A., SENEGERS, J.V. Thermodynamic properties of ammonia in the critical region, *International Journal of Refrigeration* 22 (1999) 365–378.

FAN, Y., LUO, L., SOUYRI, B. Review of solar sorption refrigeration technologies: Development and applications. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 11 (8), 1758–1775, 2007.

GONÇALVES, A. J. “*Metrologia – Parte I*”. 1^o Edição, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 1999.

GRÄNFORS, A., NILSSON, B. Modelling of Single Evaporators. *Engineering Company*, 1999.

HERMES, C. J. L., MELO, C., NEGRÃO, C. O. R. Modelagem em regime transiente de um condensador do tipo arame sobre tubo com movimentação natural de ar. *COBEM*. 1999.

HOLLAND, J. H. *Adaptation in Natural and Artificial Systems*. Ann Arbor: *University of Michigan Press*, 1975.

IBRAHIM, O.M., KLEIN, S.A. Thermodynamic Properties of Ammonia-Water Mixtures. *ASHRAE Trans.: Symposia*, 21, 2, 1495, 1993.

INCROPERA, F. P. E WITT D. P. “*Fundamentos de transferência de calor e massa*”. 3ª Edição, Rio de Janeiro, Guanabara koogan, 1992.

ISMAIL, K. A. R., ZANARDI, M. A. A steady-state model for heat pipes of circular or rectangular cross-sections. *Applied Thermal Engineering* Vol. 16, Nos 819, pp. 75S167, 1996.

KALOGIROU, S. A., Solar thermal collectors and applications. *Progress in Energy and Combustion Science*, vol. 30, p. 231–295, 2004.

KANG, Y.T., KASHIWAGI, T. Heat transfer enhancement by Marangoni convection in the NH₃–H₂O absorption process. *International Journal of Refrigeration* 25, 780–788, 2002.

KIM, J.K., JUNG, J.Y., KANG, Y.T. The effect of nano-particles on the bubble absorption performance in a binary nanofluid. *International Journal of Refrigeration* 29, 22–29. 2006.

KIMA D.S., INFANTE FERREIRA C.A. Solar refrigerations options - a state – of – the – art review. *International Journal of Refrigeration* 31, 3-15, 2008.

KOTAS, T. J. “*The exergy method of thermal plant analysis*”, Krieger Publishing Company, Malabar, Flórida, Reprint Edition, 1995.

KOURY, R.N.N., MACHADO, L., ISMAIL, K.A.R. Numerical simulation of a variable speed refrigeration system. *International Journal of Refrigeration* 24, 192-200, 2001.

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, 1881–1894, 2003.

LEAKEAS, C. L., SHARIF, M. A. R. Importance of grid refinement in numerical modeling of chemical vapor deposition processes. *Numerical Heat Transfer, Part B*, 42: 19-34, 2002.

LEE, J. C., LEE, K. B., CHUN, B. H., LEE, C. H., HA, J. J., KIM, S. H. A study on numerical simulations and experiments for mass transfer in bubble mode absorber of ammonia and water. *International Journal of Refrigeration* 26, 551–558, 2003.

LEE, W., SON, G. Bubble Dynamics and Heat Transfer During Nucleate Boiling In A Microchannel. *Numerical Heat Transfer, Part A*, 53: 1074–1090, 2008.

LI, W. Z., YAN, Y. Y. Direct – Predictor Method for Solving Steady Terminal Shape of a Gas Bubble Rising Through a Quiescent Liquid. *Numerical Heat Transfer, Part B*, 42: 55-71, 2002.

LI, Y., KONG, S. C. Integration of parallel computation and dynamic mesh refinement for transient spray simulation, *Comput. Methods Appl. Mech. Engrg.* 198, 1596–1608, 2009.

MACHADO, L. Modèle de Simulation et Étude Expérimentale d'un Évaporateur de Machine Frigorifique en Régime Transitoire. *Institut National Des Sciences Appliquées de Lyon, INSA, França*, 1995 (Tese de doutorado).

MADER, G., FÖSEL, G. P. F., LARSEN, L. F. S. Comparison of the transient behavior of microchannel and fin-and-tube evaporators. *International Journal of Refrigeration* 34, 1222 – 1229, 2011.

MALISKA, C. R. “*Transferência de Calor e Mecânica dos Fluidos Computacional*”. LTC, Rio de Janeiro, 1995.

MAZHAR, Z., A procedure for the treatment of the velocity-pressure coupling problem in incompressible fluid flow, *Numerical Heat Transfer, Part B*, 39:91-100, 2001.

MAZOUZ S., MANSOURI R., BELLAGI. A. Experimental and thermodynamic investigation of an ammonia/water diffusion absorption machine. *International journal of refrigeration* 45 (2014) 83 - 91.

MEJBRI, K., BELLAGI, A. Modelling of the thermodynamic properties of the water–ammonia mixture by three different approaches. *International Journal of Refrigeration* 29, 211–218, 2006.

MOLLER, R., KNOCHÉ, K.F. Surfactants with NH₃–H₂O. *International Journal of Refrigeration* 19, 317–321, 1996.

MORALES, S., RIGOLA, J., SEGARRA, C. D. P, OLIVA, A. Numerical Resolution of Two-fluid Model Equations for Condensation and Evaporation Flow in Ducts Using a Pressure Based Method. *International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue*, July 14-17, 2008.

MOREIRA, M. F. S. Análise térmica de um coletor solar composto de cavidades V para aquecimento de água. *Universidade federal de Minas Gerais*, Belo Horizonte, Minas Gerais, 2009 (Dissertação de Mestrado).

MOUKALLED F., DARWISH M. A comparative assessment of the performance of mass conservation-based algorithms for incompressible multiphase flows. *Numerical Heat Transfer, Part B*, 42: 259-283, 2002.

NI, M. J., ABDU, M. A variable-density projection method for interfacial flows. *Numerical Heat Transfer, Part B*, 44: 553–574, 2003.

NI, M. J., KOMORI, S., MORLEY, N. projection methods for the calculation of incompressible unsteady flows. *Numerical Heat Transfer, Part B*, 44: 533–551, 2003.

NIU, X. F., DU, K., XIAO, F. Experimental study on ammonia-water falling film absorption in external magnetic fields. *International Journal of Refrigeration* 33, 686-694, 2010.

NIU, X.F., DU, K. Discussion on the influence of external magnetic field on absorption refrigeration system. *Fluid Machinery* 35, 62–65, 2007.

NIU, X.F., DU, K., DU, S.X. Numerical analysis of falling film absorption with ammonia–water in magnetic field. *Applied Thermal Engineering* 27, 2059–2065, 2007.

NOBARI, M. R. H., ASGARIAN, A. a numerical investigation of flow and mixed convection inside a vertical eccentric annulus. *Numerical Heat Transfer, Part A*, 55: 77–99, 2009.

PATANKAR, S. V. “*Numerical heat transfer and fluid flow*”. 2ª. Edição, Editora Hemisphere Publishing, New York, Estados Unidos da América, 1980.

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

PFAFF M., SARAVANAN R., MAIYA M.P., SRINIVASA M. Studies on bubble pump for a water–lithium bromide vapor absorption refrigeration. *International Journal of Refrigeration* 21 (6), 452–462, 1998.

POLIKHRONIDI, N.G., ABDULAGATOV, I.M., BATYROVA R.G., STEPANOV, G.V. PVT measurements of water-ammonia refrigerant mixture in the critical and supercritical regions. *International Journal of Refrigeration* 32, 1897-1913, 2009.

RANGEL, S. C. Simulação Transiente de um sistema de refrigeração doméstico – Análise paramétrica. *Universidade de São Paulo*, 2007 (Dissertação de mestrado).

RANI, S. L., WINKLER, C. M., VANKA, S. P. A new algorithm for computing binary collisions in dispersed two-phase flows. *Numerical Heat Transfer, Part B*, 45: 99–107, 2004.

RODRÍGUEZ, I., PÉREZ-SEGARRA, C. D., OLIVA, A., JARAMILLO, J. E. Numerical study of the transient cooling process of water storage tanks under heat losses to the environment. *Numerical Heat Transfer, Part A*, 55: 1051–1074, 2009.

SANDLER, S. I. “*Chemical, Biochemical, and Engineering Thermodynamics*”. 4a Ed., John Wiley & Sons, Inc., 2006.

SAZHIN, S. S. Advanced models of fuel droplet heating and evaporation, *Progress in Energy and Combustion Science* 32, 162–214, 2006.

SEARA, J. F., SIERES, J., VÁZQUEZ, M. Distillation column configurations in ammonia–water absorption refrigeration systems. *International Journal of Refrigeration* 26, 28–34, 2003.

SHEU, T. W. H., WANG, M. M. T., TSAI, S. F. Pressure boundary conditions for a segregated approach to solving incompressible Navier-Stokes equations. *Numerical Heat Transfer, Part B*, 34:457-467, 1998.

SIERES, J., SEARA, J. F. Mass transfer characteristics of a structured packing for ammonia rectification in ammonia and water absorption refrigeration systems, *International Journal of Refrigeration*, 30, 58-67, 2007.

SIERES, J., SEARA, J. F., UHÍA, F. J. Experimental analysis of ammonia–water rectification in absorption systems with the 10mm metal Pall ring packing, *International Journal of Refrigeration* 31, (2008) 270–278.

Sözen A., Özbas E., Menlik T., Çakır, M. T., Gürü M., Boran K.. Improving the thermal performance of diffusion absorption refrigeration system with alumina nanofluids: An experimental study. *International Journal of Refrigeration* 44, (2014) 73–80.

SRIKHIRIN, P. APHORNRATANA, S. Investigation of a diffusion absorption refrigerator. *Applied Thermal Engineering* 22, 1181– 1193, 2002.

STARECE, G., PASCALIS, D. L. An advanced analytical of the Diffusion Absorption Refrigerator cycle. *International Journal of Refrigeration*, 1 – 8, 2011.

STARECE, G., PASCALIS, D. L. An Enhanced Model for the Design of Diffusion Absorption Refrigerators, *International Journal of Refrigeration* (2013), doi: 10.1016/j.ijrefrig.2013.02.016.

STEGOU-SAGIA, A. A computational method for the methyl amine/H₂ gas mixture concentrations in methyl amine/ H₂O/H₂ absorption refrigeration, *Applied Thermal Engineering* Vol. 16, pp. 101-7 18. 1996.

STOECKER, W. F., JONES, J. W. “*Refrigeração e ar condicionado*”, McGraw-Hill do Brasil, 1985.

TÁBOAS, F., VALLÈS, M., BOUROUIS, M., CORONAS A. Flow boiling heat transfer of ammonia/water mixture in a plate heat exchanger. *International Journal of Refrigeration*, 33, 695-705, 2010.

THANH, M. D., KRÖNERB, D., NAMC, N. T. Numerical approximation for a Baer–Nunziato model of two-phase flows. *Applied Numerical Mathematics* 61, 702–721, 2011.

VERSTEEG, H. K. E MALALASEKERA, W. “*An introduction to computational fluid dynamics–The finite volume method*”, 1a Edição, Pearson Education Limited, Essex, Inglaterra, 1995.

VYNNYCKY, M. On the modelling of two-phase flow in the cathode gas diffusion layer of a polymer electrolyte fuel cell. *Applied Mathematics and Computation* 189, 1560–1575, 2007.

WELCH, S. W. J., RACHIDI, T. Numerical computation of film boiling including conjugate heat transfer. *Numerical Heat Transfer, Part B*, 42: 35-53, 2002.

YEOH, G. H., TU, J. Y. A bubble mechanistic model for subcooled boiling flow predictions. *Numerical Heat Transfer, Part B*, 45: 475–493, 2004.

YILDIZ, A., ERSÖZ, M. A., GÖZMEN, B. Effect of insulation on the energy and exergy performances in Diffusion Absorption Refrigeration (DAR) systems. *International Journal of Refrigeration* 44 (2014), 161-167.

YOKOZEKI, A. Theoretical performances of various refrigerant–absorbent pairs in vapor-absorption refrigeration cycle by the use of equations of state. *Applied Energy* 80, 383–399, 2005.

ZHENG, S., LIANG, W., SONG, X. Critical exponents in a parabolic system with inner absorption and coupled nonlinear boundary flux. *Applied Mathematics and Computation* 154, 567–581, 2004.

ZIEGLER, F. R. KAHN, F. SUMMERER, G. ALEFELD. Multi-effect absorption chillers. *International Journal of Refrigeration* 165, 301-310, 1993.

ZIEGLER, F. State of the art in sorption heat pumping and cooling Technologies. *International Journal of Refrigeration*, 25, 450-459, 2002.

ZOHAR, A., JELINEK, M., LEVY, A., BORDE, I. Numerical investigation of a diffusion absorption refrigeration cycle. *International Journal of Refrigeration* 28, 515–525, 2005.

ZOHAR, A., JELINEK, M., LEVY, A., BORDE, I. Performance of diffusion absorption refrigeration cycle with organic working fluids. *International Journal of Refrigeration* 32, 1241 – 1246, 2009.

ZOHAR, A., JELINEK, M., LEVY, A., BORDE, I. The influence of diffusion absorption refrigeration cycle configuration on the performance. *Applied Thermal Engineering* 27, 2213–2219, 2007.

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*, 2008.

Apêndice 1 – Cálculo da formação de amônia a partir da quebra de ligações de hidrogênio no hidróxido de amônia no gerador

De acordo com livros específicos da Físico – Química (Atkins, 2003) a análise da reação química que ocorre no grupo gerador foi realizada de forma simplificada. Essa reação só pode ser avaliada para sistemas em equilíbrio, de acordo com os conceitos dessa disciplina. Para reações que ainda não atingiram o equilíbrio análises experimentais devem ser realizadas. Na literatura especializada há somente parâmetros para Condições Normais de Temperatura e Pressão, CNTP (Sandler, 2006). Essas reações podem ser analisadas para diferentes condições a partir da condição padrão, desde que a reação esteja em equilíbrio. Esse equilíbrio é equivalente a um processo quase-estático.

Duas formulações para as reações químicas entre o par amônia/água podem ser estimadas para a solução, refrigerante/absorvente, contida no gerador do refrigerador (Equações A.1 e A.2).



Os valores das entalpias padrão de formação, calores específicos e massas molares, são apresentas a seguir (Atkins, 2003).

$$\Delta H_{\text{formação}; NH_{3(g)}}^{\circ} = -46,11 \text{ kJ/mol} \quad (A.3)$$

$$\Delta H_{\text{formação}; NH_{3(aq)}}^{\circ} = -80,29 \text{ kJ/mol} \quad (A.4)$$

$$\Delta H_{\text{formação}; H_2O_{(l)}}^{\circ} = -285,83 \text{ kJ/mol} \quad (A.5)$$

$$\Delta H_{\text{formação}; H_2O_{(g)}}^{\circ} = -241,82 \text{ kJ/mol} \quad (A.6)$$

$$\Delta H_{\text{formação}; \text{NH}_4(\text{aq})}^{\circ} = -132,51 \text{ kJ/mol} \quad (\text{A.7})$$

$$\Delta H_{\text{formação}; \text{NH}_4\text{OH}(\text{aq})}^{\circ} = -80,8 \text{ kJ/mol} \quad (\text{A.8})$$

$$C_{p;\text{NH}_3(\text{g})} = 35,06 \text{ J/mol-K} \quad (\text{A.9})$$

$$C_{p;\text{H}_2\text{O}(\text{l})} = 75,291 \text{ J/mol-K} \quad (\text{A.10})$$

$$C_{p;\text{H}_2\text{O}(\text{g})} = 33,58 \text{ J/mol-K} \quad (\text{A.11})$$

$$C_{p;\text{NH}_4(\text{aq})} = 79,9 \text{ J/mol-K} \quad (\text{A.12})$$

$$C_{p;\text{OH}(\text{aq})} = -148,5 \text{ J/mol-K} \quad (\text{A.13})$$

$$C_{p;\text{NH}_4\text{OH}(\text{aq})} = 0 \text{ J/mol-K} \quad (\text{A.14})$$

$$\text{MM}_{\text{NH}_3} = 17,03 \text{ g/mol} \quad (\text{A.15})$$

$$\text{MM}_{\text{NH}_4} = 18,04 \text{ g/mol} \quad (\text{A.16})$$

$$\text{MM}_{\text{H}_2\text{O}} = 18,02 \text{ g/mol} \quad (\text{A.17})$$

$$(\text{A.18})$$

$$\text{MM}_{\text{OH}} = 17,01 \text{ g/mol}$$

$$(\text{A.19})$$

$$\text{MM}_{\text{NH}_4\text{OH}} = 35,05 \text{ g/mol}$$

A partir dos dados citados anteriormente e das equações apresentadas a seguir, aplicadas as duas reações químicas (Equações A.1 e A.2), é possível calcular a vazão mássica de refrigerante associada às condições presentes no grupo gerador.

$$\Delta H_{\text{formação}; \text{reação}}^{\circ} = \sum \Delta H_{\text{formação}; \text{produtos}}^{\circ} - \sum \Delta H_{\text{formação}; \text{reagentes}}^{\circ} \quad (\text{A.20})$$

$$C_{p;\text{formação}; \text{reação}}^{\circ} = \sum C_{p;\text{formação}; \text{produtos}}^{\circ} - \sum C_{p;\text{formação}; \text{reagentes}}^{\circ} \quad (\text{A.21})$$

$$\Delta H_{\text{formação;temperatura;desejada}} = \Delta H_{\text{formação;reação}}^o + C_p^o_{\text{formação;reação}} (T_{\text{desejada}} - T_{\text{formação;reação}}^o) \quad (\text{A.22})$$

$$\dot{m}_{\text{NH}_3} = \frac{\dot{Q} \cdot MM_{\text{NH}_3}}{\Delta H_{f;\text{temperatura;desejada}}} \quad (\text{A.23})$$

Considerando a reação inversa das duas reações químicas (Equações A.1 e A.2) a produção de amônia e água a partir do hidróxido de amônio no gerador pode ser estimada, conforme a entrada de calor no gerador e a temperatura da solução. Por exemplo, para o grupo gerador do DAR recebendo 10; 20; 30; 40; 42; 44; 46; 48; 50; 60; 70; 80 W com temperaturas médias à saída de 84,9; 108,2; 115,9; 116,3; 118,5; 119,6; 119,9; 120,9; 129,1; 136,2; 139,9; 134°C, respectivamente, as vazões mássicas geradas pelas duas reações podem ser calculadas. Para o grupo gerador do DAR recebendo 10; 20; 30; 40; 42; 44; 46; 48; 50; 60; 70; 80 W com temperaturas médias à entrada de 71,1; 85,4; 90,3; 120,4; 91; 92,1; 91,1; 92,4; 97,1; 102,9; 114,8; 115,3°C, respectivamente, as vazões mássicas geradas pelas duas reações também podem ser calculadas. Esses dados utilizados correspondem às medições realizadas por Chaves (2009) à entrada e à saída do gerador externo, consideradas iguais a temperatura da solução. Tal consideração foi feita somente a critério de comparação das vazões mássicas geradas para a metodologia proposta. Os resultados são apresentados na Tabela A.1 a seguir.

Tabela A. 1: Tabela com os resultados da estimativa da vazão mássica associada ao grupo gerador com a hipótese da solução à mesma temperatura da parede do gerador externo.

\dot{Q}_H	T_8	T_8	$T_{3,5}$	$T_{3,5}$	$\Delta H_{\text{formação};T_8}$	$\dot{m}_{8;\text{hipótese}}$	$\Delta H_{\text{formação};T_{3,5}}$	$\dot{m}_{3,5;\text{hipótese}}$
[W]	[C]	[K]	[C]	[K]	[J/mol]	[kg/s]	[J/mol]	[kg/s]
10	71,1	344,3	84,9	358,1	85316	0,000004108	9912	0,00003536
20	85,4	358,6	108,2	381,4	89486	0,000007834	15163	0,00004623
30	90,3	363,5	115,9	389,1	90863	0,00001157	16898	0,00006223
40	120,4	393,6	116,3	389,5	90935	0,00001542	16988	0,00008253
42	91	364,2	118,5	391,7	91329	0,00001612	17484	0,0000842
44	92,1	365,3	119,6	392,8	91526	0,00001685	17731	0,00008698
46	91,1	364,3	119,9	393,1	91579	0,00001761	17799	0,00009058
48	92,4	365,6	120,9	394,1	91758	0,00001834	18024	0,00009334
50	97,1	370,3	129,1	402,3	93226	0,0000188	19872	0,00008819
60	102,9	376,1	136,2	409,4	94496	0,00002225	21472	0,00009794
70	114,8	388	139,9	413,1	95158	0,00002578	22306	0,00011
80	115,3	388,5	134	407,2	94103	0,0000298	20976	0,0001337

Apesar de ser uma estimativa dos resultados da vazão mássica, caso a solução esteja a mesma temperatura da parede do gerador externo, com concentração refrigerante/absorvente 1 para 1,

a ordem de grandeza dos resultados é coerente com aqueles obtidos a partir do modelo de simulação do DAR proposto nesse trabalho.

Apêndice 2 – Simulação do modelo proposto em intervalos de 10 segundos para o DAR operando em regime transiente

Além dos intervalos de tempo de 20, 40 e 60 segundos simulados, vários outros intervalos de tempo também foram considerados. Em alguns desses intervalos o programa convergiu (acima de 10 segundos), para outros não (abaixo de 10 segundos). Para intervalos de 10 segundos, de 70 para 80 W, os resultados são apresentados a seguir. Nesse intervalo o programa convergiu, mas de forma não adequada conforme os resultados da simulação em regime permanente para a potência de entrada de 80 W.

A Figura B.1, a seguir, mostra que a vazão mássica que entra na bomba de bolhas do refrigerador estudado é a maior que as demais vazões. Fato verdadeiro, pois a partir dessa vazão e com a adição de calor ao gerador é que as outras vazões terão início. Entretanto, os valores das vazões estabilizadas não estão de acordo com aqueles obtidas na simulação em regime permanente. O tempo de estabilização ocorreu entre 50 e 60 segundos, período muito próximo ao observado para a simulação realizada com intervalos de 20 segundos. Apesar dessa concordância, os valores das variáveis estabilizadas são diferentes. Por exemplo, para a vazão de entrada no gerador estabilizada em intervalos de 20 segundos foi obtido um valor de 0,00002134 kg/s, e para intervalos de 10 segundos esse vazão foi de 0,00002964 kg/s.

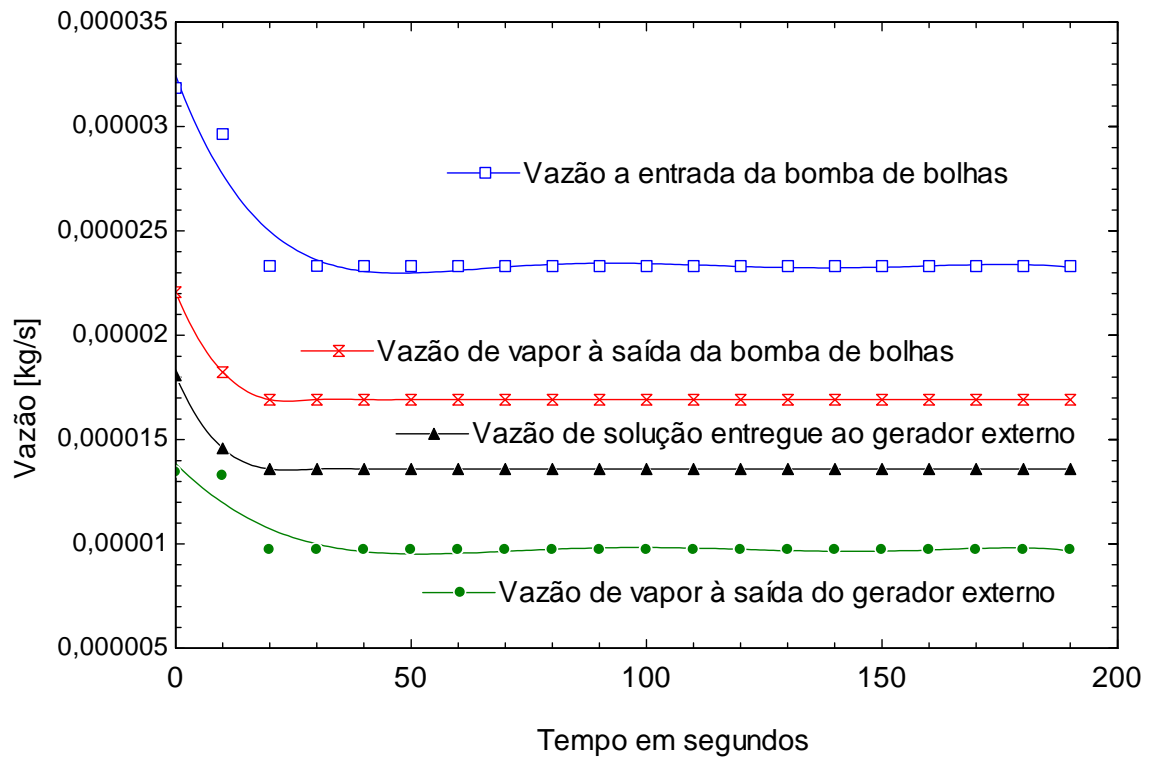


Figura B. 1- Evolução temporal das vazões mássicas relativas ao grupo gerador para a potência de entrada variando de 70 para 80 W para intervalo de tempo igual a 10 segundos.

A variação temporal do COP do refrigerador com potência de entrada no gerador inicialmente a 70 W e alterada subitamente para 80 W para intervalos de tempo de 10 segundos é apresentada na Figura B.2.

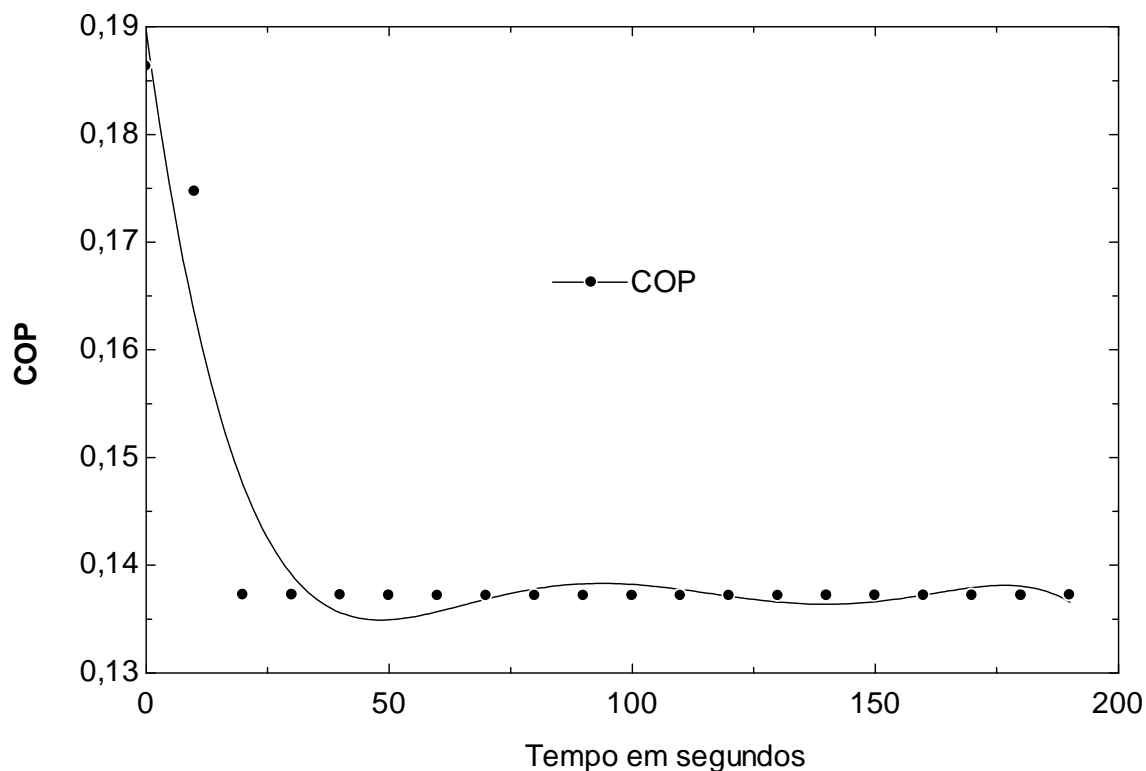


Figura B. 2- Evolução temporal dos COP do refrigerador por absorção difusão para a potência de entrada variando de 70 para 80 W para intervalo de tempo igual a 10 segundos.

A estabilização do COP para intervalo de 10 segundos ocorreu após um período de aproximadamente 50 segundos, para a potência estacionária de 80 W (Figura B.2). O valor do COP estabilizado foi de 0,1372, para intervalos de 10 segundos. Para intervalos de 20 segundos o COP estabilizou-se em 0,1461.

A evolução temporal das taxas de absorção ou liberação de calor pelos componentes do DAR (geradores, interno e externo, retificador mais condensador, evaporador, absorvedor) para a potência de entrada variando de 70 para 80 W. Para o intervalo de tempo igual a 10 segundos foi obtidas, após o estabelecimento do novo regime estacionário entre 50 e 60 segundos e taxas de calor associadas grupo gerador, soluções e paredes, iguais a 0,01933 W para a bomba de bolhas e 0,06067 W para o gerador externo. Com esses resultados, mais uma vez é possível observar a maior quantidade de energia associada ao gerador externo, o qual recebe primeiro a energia de acionamento do refrigerador e então repassa parte dessa energia ao gerador interno. Para o intervalo de 20 segundos, o gerador interno, solução e parede, apresentou uma taxa de 0,03546 kW e o gerador externo 0,04454 kW. Comparando os valores das taxas mencionados para os intervalos de tempo de 10 e 20 segundos de simulação, nota-se que são bem diferentes. Tomando como referencial os resultados do regime permanente para a potência de

entrada no gerador 80 W o valor estabilizado para o intervalo de tempo de 20 segundos é mais adequado.

Na Figura B.3 a seguir é apresentada a massa acumulada nos geradores, interno e externo.

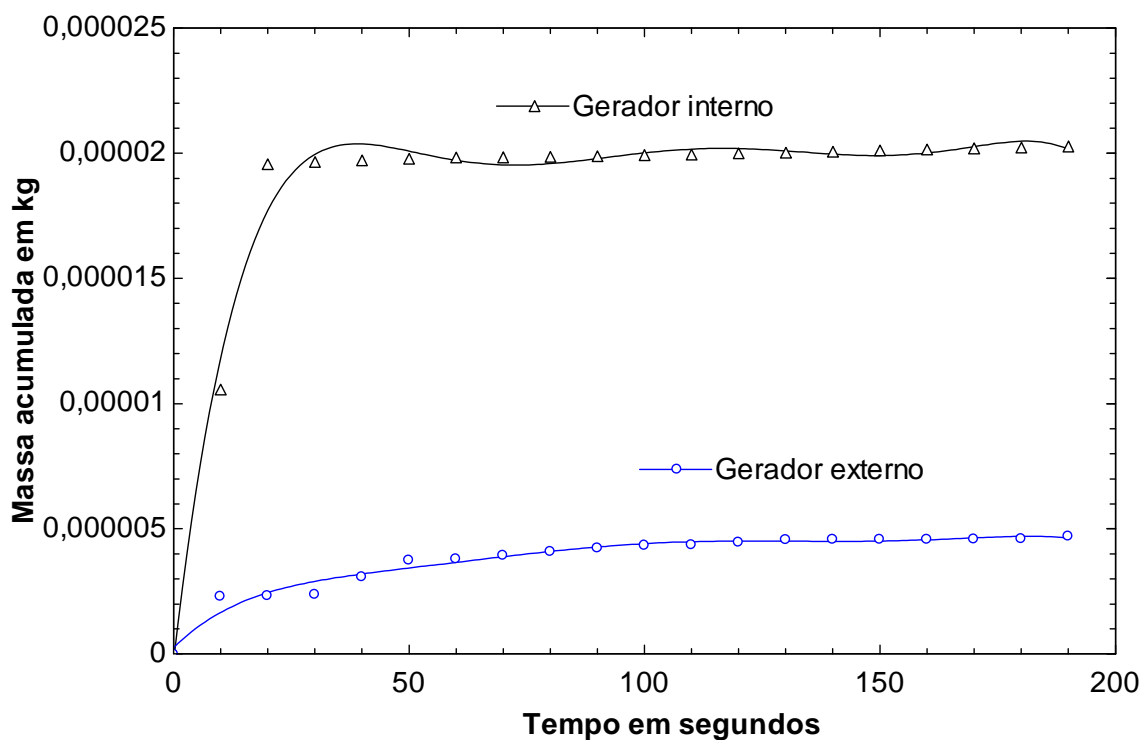


Figura B. 3 - Evolução temporal das massas acumuladas no grupo gerador para a potência de entrada variando de 70 para 80 W para intervalo de tempo igual a 10 segundos.

Na Figura B.4 a seguir são apresentadas as variações das vazões mássicas nos demais componentes do DAR para o intervalo de 10 segundos.

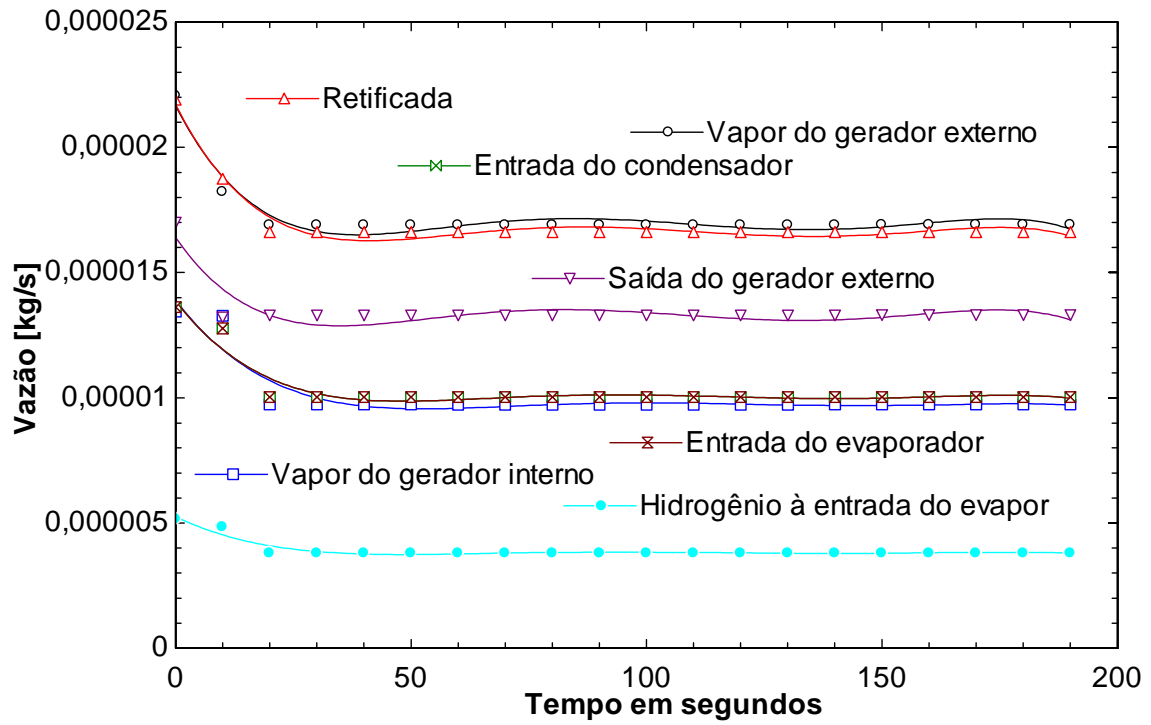


Figura B. 4- Evolução temporal das vazões mássicas (entrada do evaporador, retificada, e de hidrogênio na entrada do evaporador) para a potência de entrada variando de 70 para 80 W para intervalo de tempo igual a 10 segundos.