

UNIVERSIDADE FEDERAL DO PARANÁ

LEONARDO CAVALHEIRO MARTINEZ

MODELAGEM MATEMÁTICA *quasi*-PERMANENTE E SIMULAÇÃO DE COMPONENTES DE REFRIGERADORES POR ABSORÇÃO

CURITIBA

2018

LEONARDO CAVALHEIRO MARTINEZ

MODELAGEM MATEMÁTICA *quasi*-PERMANENTE E SIMULAÇÃO DE COMPONENTES DE REFRIGERADORES POR ABSORÇÃO

Dissertação apresentada como requisito parcial à obtenção do grau de Mestre em Engenharia Mecânica, no Curso de Mestrado do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica (Área de Concentração: Fenômenos de Transporte e Mecânica dos Sólidos), Setor de Tecnologia, da Universidade Federal do Paraná.

Orientador: Prof. PhD. José Viriato Coelho Vargas
Coorientador: Dr. Wellington Balmant

CURITIBA

2018

FICHA CATALOGRÁFICA ELABORADA PELO SISTEMA DE BIBLIOTECAS/UFPR
BIBLIOTECA DE CIÊNCIA E TECNOLOGIA

M385d

Martinez, Leonardo Cavalheiro

Modelagem matemática quasi-permanente e simulação de componentes de refrigeradores por absorção / Leonardo Cavalheiro Martinez. – Curitiba, 2018.

76 f. : il. color. ; 30 cm.

Dissertação - Universidade Federal do Paraná, Setor de Tecnologia, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, 2018.

Orientador: José Viriato Coelho Vargas.

Coorientador: Wellington Balmant.

1. Modelagem matemática. 2. Sistemas de refrigeração por absorção. 3. Simulação numérica.
I. Universidade Federal do Paraná. II. Vargas, José Viriato Coelho. III. Balmant, Wellington.
IV. Título.

CDD: 620.1

Bibliotecária: Romilda Santos - CRB-9/1214



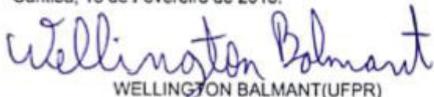
MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO
SETOR TECNOLOGIA
UNIVERSIDADE FEDERAL DO PARANÁ
PRÓ-REITORIA DE PESQUISA E PÓS-GRADUAÇÃO
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO ENGENHARIA
MECÂNICA

TERMO DE APROVAÇÃO

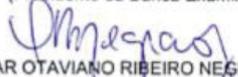
Os membros da Banca Examinadora designada pelo Colegiado do Programa de Pós-Graduação em ENGENHARIA MECÂNICA da Universidade Federal do Paraná foram convocados para realizar a arguição da Dissertação de Mestrado de **LEONARDO CAVALHEIRO MARTINEZ**, intitulada: **MODELAGEM MATEMÁTICA QUASI-PERMANENTE E SIMULAÇÃO DE COMPONENTES DE REFRIGERADORES POR ABSORÇÃO**, após terem inquirido a aluna e realizado a avaliação do trabalho, são de parecer pela sua aprovação no rito de defesa.

A outorga do título de Mestre está sujeita à homologação pelo colegiado, ao atendimento de todas as indicações e correções solicitadas pela banca e ao pleno atendimento das demandas regimentais do Programa de Pós-Graduação.

Curitiba, 15 de Fevereiro de 2018.


WELLINGTON BALMANT(UFPR)

(Presidente da Banca Examinadora)


CEZAR OTAVIANO RIBEIRO NEGRAO(UTFPR)


LUCIANO KIYOSHI ARAKI(UFPR)

“Querido Deus, Tu és minha proteção,
a minha fortaleza. Tu és o meu Deus,
eu confio em Ti.”
(Salmo 91:2)

AGRADECIMENTOS

Primeiramente, gostaria de agradecer imensamente a Deus e a Nossa Senhora Aparecida por toda força espiritual, proteção divina e iluminação dos caminhos que me conceberam nesta jornada.

Agradeço também aos meus pais, Sandra Cavalheiro e Laercio Martinez, que com muito incentivo e apoio não mediram esforços para que eu chegasse até aqui e à minha irmã, Heloisa, por todo o carinho recebido.

À minha família, aos meus tios e avós, sejam de sangue ou de coração, que sempre me apoiam e torcem por minhas conquistas. Desculpem-me por não estar presente em momentos importantes.

De maneira especial e com muito amor, agradeço à minha noiva, Larissa Kovalski, pela sua atenção, paciência e apoio em todos os momentos desta minha caminhada. Foram muitos os momentos em que precisei da sua compressão e companhia e pude contar contigo em todos eles. Seu apoio foi fundamental. Obrigado!

Aos colegas e amigos do NPDEAS – UFPR, em especial ao Wellington, ao Dhyogo, ao Luiz Fernando, ao Pedro, ao Iago e à Daniela, que me acompanharam e me ajudaram muito durante todo o período do Mestrado.

Aos professores que tive durante todo o meu percurso escolar e acadêmico pelos saberes compartilhados e atenção concebida. De modo especial, agradeço ao meu Orientador, Prof. PhD. José Viriato Coelho Vargas, e ao meu amigo e Co-Orientador, Dr. Wellington Balmant, pela grande atenção dispensada, pela paciência, pela amizade, pela confiança em minha capacidade e pelos ensinamentos que foram essenciais e de grande relevância para o desenvolvimento deste trabalho.

Agradeço ao Prof. Cezar Otaviano Ribeiro Negrão (da UTFPR) e ao Prof. Luciano Araki (da UFPR) pelo aceite em participar da Banca Examinadora e contribuir de maneira significativa para esta Dissertação.

Além disso, também quero agradecer à Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior (CAPES) pelo incentivo financeiro através da Bolsa de Estudos DS, à Universidade Federal do Paraná (UFPR) pelo espaço físico cedido e ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da UFPR pelo aceite para o desenvolvimento deste Curso de Mestrado.

Aos meus pais,
Sandra e Laércio, à minha irmã, Heloisa, e à
minha noiva, Larissa.

RESUMO

A atual e crescente demanda por fontes de energia associadas ao uso, cada vez mais significativo, de equipamentos de refrigeração e HVAC na sociedade atual fazem com que os sistemas de refrigeração por absorção sejam uma excelente alternativa para a minimização deste problema. Além disso, o uso destes equipamentos se torna energeticamente viável quando comparado aos tradicionais sistemas de refrigeração por compressão de vapor, uma vez que são possíveis de serem operados com calor residual no gerador como fonte de energia, mesmo que seu desempenho operacional seja menor. Dessa forma, com o intuito de tornar os refrigeradores por absorção, cada vez mais, comercialmente competitivos, tanto econômica quanto termodinamicamente, esta Dissertação apresenta uma modelagem matemática *quasi*-permanente e simulação numérica dos principais componentes de um sistema de refrigeração por absorção. Para isso, as equações matemáticas do modelo foram baseadas na aplicação dos princípios de conservação de massa e energia em regime transiente para os componentes gerador, retificador e absorvedor, bem como em regime permanente para o condensador e para o evaporador. Cada componente foi modelado como um simples volume de controle, exceto o gerador e o retificador que foram divididos, respectivamente, em três e dois volumes de controle, para que fosse possível analisar, individualmente, os estágios de equilíbrio de líquido e vapor da solução de amônia e água que se encontra presente nestes componentes. Com o modelo matemático desenvolvido, foi elaborado um código computacional em linguagem Fortran[®] 95 que permitiu a obtenção de respostas, em caráter numérico, de características térmicas e mássicas dos componentes, em análise, do refrigerador. O modelo matemático resultou em um sistema de equações diferenciais ordinárias (EDO's) que foi resolvido através da integração no tempo com o auxílio do método de Runge-Kutta-Fehlberg de 4^a/5^a ordem e interagindo, simultaneamente, com equações algébricas de vazões mássicas. Como resultado, esta Dissertação apresenta (i) os perfis de temperatura e de frações mássicas de amônia líquida dos componentes gerador e retificador; (ii) os perfis de concentração dos principais constituintes químicos que fazem parte da reação que ocorre no componente absorvedor; (iii) as quantidades de calor trocadas nos componentes condensador e evaporador; e (iv) o cálculo do COP do sistema (COP = 0,47). Dessa forma, é possível concluir que o modelo matemático proposto pode ser utilizado como uma ferramenta útil para a simulação em diferentes condições de operação, controle e, futuramente, otimização dos principais componentes de um sistema de refrigeração por absorção em regime *quasi*-permanente.

Palavras-Chave: Modelagem Matemática, Sistemas de Refrigeração por Absorção, Modelagem *quasi*-Permanente e Simulação Numérica.

ABSTRACT

The current and increasing demand by energy and the increasingly significant use of refrigeration and HVAC-R equipment in the world society make the use of absorption refrigerators an excellent alternative to minimize this problem. In addition, the use of this equipment becomes energy-efficient when compared to the vapor compression refrigeration cycles because it is possible to operate with residual heat in the generator as an energy source, even if its performance is lower. Thus, in order to make absorption refrigerators increasingly commercially competitive, both economically and thermodynamically, this Dissertation presents a *quasi-steady* mathematical modeling and numerical simulation of the main components of an absorption refrigeration system. For this, the mathematical equations of the model were based on the application of the conservation of mass and energy principles in transient regime for the generator, rectifier and absorber components, as well as in permanent regime for the condenser and for the evaporator. Each component was modeled as a simple control volume, except the generator and rectifier, which were divided, respectively, into three and two control volumes, so that it was possible to individually analyze the liquid and vapor equilibrium stages of the ammonia and water solution that is present in these components. With the developed mathematical model, a computational code was elaborated in Fortran[®] 95 language that allowed obtaining numerical responses of thermal and mass characteristics of the components, in analysis, of the refrigerator. The mathematical model resulted in an ordinary differential equations (ODE) system that was solved through time integration with the help of the 4th/5th order Runge-Kutta-Fehlberg method and interacting, simultaneously, with algebraic mass flow equations. As a result, this Dissertation presents (i) the temperature and liquid ammonia mass fraction profiles of the generator and rectifier components; (ii) the concentration profiles of the main chemical constituents that are part of the reaction that occurs in the absorber component; (iii) the amounts of heat exchanged in the condenser and evaporator components; and (iv) the calculation of the system COP (COP = 0.47). In this way, it is possible to conclude that the proposed mathematical model can be used as a useful tool for the simulation in different conditions of operation, control and, in the future, optimization of the main components of a *quasi-steady* absorption refrigeration system.

Key-Words: Mathematical Modeling, Absorption Refrigeration Systems, *quasi-Steady* Modeling and Numerical Simulation.

LISTA DE FIGURAS

FIGURA 1 – Consumo de Energia Elétrica no Brasil por Setor	16
FIGURA 2 – Consumo Energético por Setor nos Estados Unidos em 2008	17
FIGURA 3 – Sistemas de Refrigeração por Absorção desenvolvidos pelo NPDEAS.....	18
FIGURA 4 – Ciclo de Refrigeração por Absorção Amônia-Água.....	22
FIGURA 5 – Divisão do Gerador e Retificador em VC's.....	37
FIGURA 6 – Representação Esquemática do Absorvedor.....	37
FIGURA 7 – Distribuição das Temperaturas dos VC's do Gerador.....	55
FIGURA 8 – Distribuição das Temperaturas dos VC's do Retificador	56
FIGURA 9 – Fração Mássica de Amônia dos VC's na Fase de Líquido	57
FIGURA 10 – Concentração x Tempo de $\text{NH}_{3,\text{liq}}$ no Absorvedor.....	59
FIGURA 11 – Concentração x Tempo de $\text{H}_2\text{O}_{\text{liq}}$ no Absorvedor	59
FIGURA 12 – Concentração x Tempo do Íon NH_4^+ no Absorvedor	60
FIGURA 13 – Concentração x Tempo de $\text{NH}_{3,\text{gas}}$ no Absorvedor	60
FIGURA 14 – Influência do Parâmetro $(\text{UA})_{\text{GER}}$ na Temperatura T_1	62
FIGURA 15 – Influência do Parâmetro $(\text{UA})_{\text{GER}}$ na Temperatura T_2	63
FIGURA 16 – Influência do Parâmetro $(\text{UA})_{\text{GER}}$ na Temperatura T_4	63
FIGURA 17 – Influência do Parâmetro $(\text{UA})_{\text{RET}}$ na Temperatura T_4	64
FIGURA 18 – Influência de q_{gas} em $[\text{NH}_{3,\text{gas}}]$ do Absorvedor	65
FIGURA 19 – Influência de q_{liq} em $[\text{H}_2\text{O}_{\text{liq}}]$ do Absorvedor	65
FIGURA 20 – Influência de q_{liq} em $[\text{NH}_4^+_{\text{liq}}]$ do Absorvedor	66
FIGURA 21 – Influência de q_{liq} em $[\text{NH}_{3,\text{liq}}]$ do Absorvedor	66
FIGURA 22 – Influência de $k\text{La}_{\text{NH}_3}^{\text{Abs}}$ e $k\text{La}_{\text{H}_2\text{O}}^{\text{Abs}}$ na Concentração de $[\text{NH}_{3,\text{gas}}]$	67
FIGURA 23 – Influência de $k\text{La}_{\text{NH}_3}^{\text{Abs}}$ e $k\text{La}_{\text{H}_2\text{O}}^{\text{Abs}}$ na Concentração de $[\text{H}_2\text{O}_{\text{liq}}]$	67
FIGURA 24 – Influência de $k\text{La}_{\text{NH}_3}^{\text{Abs}}$ e $k\text{La}_{\text{H}_2\text{O}}^{\text{Abs}}$ na Concentração de $[\text{NH}_4^+_{\text{liq}}]$	68
FIGURA 25 – Influência de $k\text{La}_{\text{NH}_3}^{\text{Abs}}$ e $k\text{La}_{\text{H}_2\text{O}}^{\text{Abs}}$ na Concentração de $[\text{NH}_{3,\text{liq}}]$	68

LISTA DE TABELAS

TABELA 1 – Estado da Arte de Refrigeração por Absorção.....	31
TABELA 2 – Constantes de Simulação: Gerador e Retificador	52
TABELA 3 – Constantes de Simulação: Absorvedor	53
TABELA 4 – Condições Iniciais de Simulação: Gerador/Retificador.....	53
TABELA 5 – Condições Iniciais de Simulação: Absorvedor	54

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

COP	- Coeficiente de Performance
EDO	- Equações Diferenciais Ordinárias
EIA	- Agência Americana de Informação de Energia
GLP	- Gás Liquefeito de Petróleo
H ₂ O	- Água
HVAC-R	- Aquecimento, Ventilação, Condicionamento de Ar e Refrigeração
LiBr	- Brometo de Lítio
LiNO ₃	- Nitrato de Lítio
NH ₃	- Amônia
NPDEAS	- Núcleo de Pesquisa e Desenvolvimento de Energia Autossustentável
OGT	- Temperatura Ótima do Gerador
UFPR	- Universidade Federal do Paraná
VC	- Volume de Controle

LISTA DE SÍMBOLOS

c_p	- Calor Específico à Pressão Constante ($\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$)
L	- Calor Latente ($\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}$)
kLa	- Coeficiente Volumétrico de Transferência de Massa (s^{-1})
$[\text{H}_2\text{O}]$	- Concentração de Água ($\text{g} \cdot \text{L}^{-1}$)
$[\text{NH}_3]$	- Concentração de Amônia ($\text{g} \cdot \text{L}^{-1}$)
$[\text{NH}_4^+]$	- Concentração do Íon Amônio ($\text{g} \cdot \text{L}^{-1}$)
(UA)	- Condutância Térmica ($\text{kW} \cdot \text{K}^{-1}$)
H	- Constante de Proporcionalidade de Henry (-)
K	- Constante de Reação ($\text{L} \cdot \text{s}^{-1} \cdot \text{g}^{-1}$)
h_0	- Constante Numérica (-)
c	- Constante Numérica (-)
A	- Constante Numérica (-)
B	- Constante Numérica (-)
C	- Constante Numérica (-)
k_0	- Constante Pré-Exponencial de Arrhenius (-)
R	- Constante Universal dos Gases ($\text{atm} \cdot \text{L} \cdot \text{mol}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$)
E_a	- Energia de Ativação ($\text{kJ} \cdot \text{mol}^{-1}$)
h	- Entalpia Específica ($\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$)
y	- Fração Mássica de Amônia na Fase de Vapor (-)
x	- Fração Mássica de Amônia na Fase Líquida (-)
x^*	- Fração Mássica de Equilíbrio (-)
m	- Massa do VC (kg)
\bar{M}	- Massa Molar ($\text{g} \cdot \text{mol}^{-1}$)
n	- Número de Mols (mol)
p	- Pressão (atm)
\dot{Q}	- Taxa de Transferência de Calor (W)
T	- Temperatura (K)
\dot{m}	- Vazão Mássica ($\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$)

q	- Vazão Volumétrica ($L \cdot h^{-1}$)
V	- Volume (L)
t	- Tempo (s)

SUBSCRITOS

1,2,3,4,5	- N° dos Volumes de Controle
10bar	- Pressão de 10 [bar] no Condensador
2bar	- Pressão de 2 [bar] no Evaporador
3-2	- Transferência do VC ₃ para o VC ₂
4-5	- Transferência do VC ₄ para o VC ₅
Abs	- Absorvedor
cond	- Condensador
evap	- Evaporador
f	- Fusão
g	- Gases de Exaustão
gas	- Condição de Gás no Absorvedor
GER	- Gerador
H ₂ O	- Água
in	- Entrada do VC ₁
in,cond	- Entrada do Condensador
l / liq	- Condição de Líquido
NH ₃	- Amônia
NH ₄ ⁺	- Íon Amônio
out	- Saída do Retificador pelo VC ₅
out,cond	- Saída do Condensador
REF	- Saída do Retificador pelo VC ₄
RET	- Retificador
sat	- Condição de Saturação
tank	- Reservatório Anterior ao Gerador
tot	- Total
v / vap	- Condição de Vapor
w	- Condição Posterior ao Retificador

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	16
1.1	CONTEXTUALIZAÇÃO E MOTIVAÇÃO	16
1.2	ORGANIZAÇÃO DA DISSERTAÇÃO	18
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	20
2.1	REFRIGERAÇÃO	20
2.2	REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO: HISTÓRICO E FUNCIONAMENTO	21
2.3	ASPECTOS DA MODELAGEM MATEMÁTICA DE SISTEMAS	23
2.4	MODELAGEM E SIMULAÇÃO DE REFRIGERADORES POR ABSORÇÃO.....	24
2.5	DESAFIOS EXISTENTES NA ÁREA DA PESQUISA.....	33
2.6	OBJETIVOS.....	34
2.6.1	Objetivo Geral	34
2.6.2	Objetivos Específicos	34
3	MATERIAIS E MÉTODOS.....	36
3.1	CONSIDERAÇÕES INICIAIS	36
3.2	DEFINIÇÃO DO PROBLEMA FÍSICO	36
3.3	MODELAGEM MATEMÁTICA	38
3.3.1	Modelo Matemático do Gerador	38
3.3.2	Modelo Matemático do Retificador	43
3.3.3	Modelo Matemático do Absorvedor.....	46
3.3.4	Modelo Matemático do Condensador	50
3.3.5	Modelo Matemático do Evaporador	50
3.4	MÉTODO NUMÉRICO.....	51
3.5	CONSTANTES NUMÉRICAS E CONDIÇÕES INICIAIS DE SIMULAÇÃO	52
4	RESULTADOS E DISCUSSÕES	55
4.1	SIMULAÇÃO NUMÉRICA DO GERADOR E DO RETIFICADOR	55
4.2	SIMULAÇÃO NUMÉRICA DO ABSORVEDOR.....	58
4.3	TRANSF. DE CALOR E COP NO CONDENSADOR E EVAPORADOR.....	61
4.4	ANÁLISE PARAMÉTRICA	61
4.4.1	Influência de $(UA)_{GER}$ nas Temperaturas T_1 , T_2 e T_4 (Gerador e Retificador)	62
4.4.2	Influência de $(UA)_{RET}$ na Temperatura T_4 do Retificador.....	64

4.4.3	Influência de q_{gas} em $[\text{NH}_{3,\text{gas}}]$ do Absorvedor	64
4.4.4	Influência de q_{liq} em $[\text{H}_2\text{O}_{\text{liq}}]$, $[\text{NH}_{4,\text{liq}}^+]$ e $[\text{NH}_{3,\text{liq}}]$ do Absorvedor	65
4.4.5	Influência de $k\text{La}_{\text{NH}_3}^{\text{Abs}}$ e $k\text{La}_{\text{H}_2\text{O}}^{\text{Abs}}$ nas Concentrações do Absorvedor	67
5	CONSIDERAÇÕES FINAIS.....	70
5.1	CONCLUSÕES.....	70
5.2	SUGESTÕES DE TRABALHOS FUTUROS.....	72
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	73

1 INTRODUÇÃO

No Capítulo 1 será apresentada a Introdução para o desenvolvimento deste trabalho. Para isso, os tópicos estão divididos em Contextualização e Motivação e a Organização da Dissertação.

1.1 CONTEXTUALIZAÇÃO E MOTIVAÇÃO

De acordo com o último Balanço Energético Nacional liberado pelo Ministério de Minas e Energia, o setor industrial foi responsável por, aproximadamente, 37,6% do consumo de energia elétrica do Brasil no ano de 2015, seguido pelos setores residencial (25,1%) e comercial (17,5%). Se forem levados em consideração estes três setores de maneira conjunta, é possível afirmar que os mesmos consomem mais de 80% de toda a energia elétrica consumida no país (Figura. 1).

FIGURA 1 – CONSUMO DE ENERGIA ELÉTRICA NO BRASIL POR SETOR

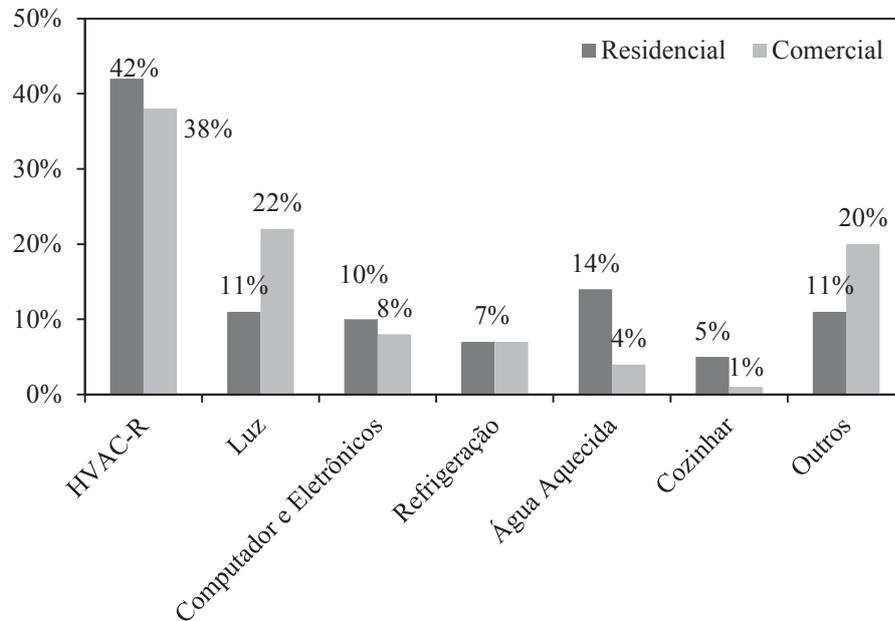
Setores	2006	2007	2008	2009	2010	2011	2012	2013	2014	2015
Cons. Final (10³ TEP) %	33536	35443	36829	36638	39964	41363	42861	44373	45782	44946
Energético	3,70	4,20	4,30	4,30	5,80	5,00	5,20	5,80	5,90	6,10
Residencial	22,0	22,1	22,3	23,6	23,1	23,3	23,6	24,2	24,8	25,1
Comercial	14,2	14,2	14,6	15,5	15,0	15,4	16,0	16,4	17,0	17,5
Público	8,50	8,20	8,10	8,30	8,00	7,90	8,00	8,00	8,00	8,20
Agropecuário	4,20	4,30	4,30	4,20	4,10	4,50	4,70	4,60	5,00	5,10
Transportes	0,40	0,40	0,40	0,40	0,40	0,40	0,40	0,40	0,40	0,40
Industrial	47,0	46,7	46,1	43,8	43,8	43,5	42,1	40,7	38,9	37,6
TOTAL	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100

FONTE: BRASIL (2016).

Nestes setores, os sistemas de refrigeração são responsáveis por uma parcela significativa do consumo total da energia elétrica. Nas residências, aproximadamente 33% da energia elétrica consumida é destinada aos aparelhos de refrigeração e condicionadores de ar. Já os aparelhos centrais ou de janela consomem, em torno, de 20% da energia elétrica destinada ao setor comercial (LaAR, 2005; NUNES, 2015). Ou seja, se levado em consideração apenas os dados destes dois setores, pode-se afirmar que, aproximadamente, 11,8% do consumo total

de energia elétrica no Brasil são destinados aos mais diversos e distintos sistemas de refrigeração.

FIGURA 2 – CONSUMO ENERGÉTICO POR SETOR NOS EUA EM 2008



FONTE: DOE - 2010 BUILDINGS ENERGY DATA BOOK (2011).

Ao analisar o consumo energético dos Estados Unidos em 2008, a situação não é diferente da realidade encontrada no Brasil. De acordo com a Agência Americana de Informação de Energia (EIA), neste ano os setores residencial, industrial e comercial consumiram, respectivamente, 38%, 36% e 28% do consumo total de energia elétrica do país. Quando analisado somente o setor residencial, como mostra a Figura 2, verifica-se que o subsetor de HVAC-R e de refrigeração (R) são responsáveis por 42% e 7% do consumo de energia elétrica do setor em 2008, respectivamente. A mesma observação pode ser feita para o setor comercial (Figura 2), onde o subsetor de HVAC-R e de refrigeração (R) foram responsáveis por 38% e 7% do consumo de energia elétrica do setor em 2008, respectivamente. Quanto ao setor industrial, o consumo de energia elétrica de HVAC-R é variável conforme o tipo de indústria em consideração, mas pode ser tomado um percentual médio para todo o setor nos EUA, i.e., 9%, segundo a EIA. Utilizando-se os percentuais citados, verifica-se que consumo de energia elétrica com sistemas de HVAC-R, nos setores residencial, comercial e industrial correspondem a 18,62%, 16,20%, e 2,52% do consumo total de energia elétrica nos EUA, respectivamente, totalizando 37,34% do consumo total de energia elétrica no país em 2008 (MARTINHO, 2013).

Quando observado tais características de consumo energético, tanto do Brasil quanto dos Estados Unidos, pode-se afirmar que qualquer medida tecnológico-científica objetivando reduzir o consumo de energia de sistemas de HVAC-R representará uma inequívoca contribuição para a busca de soluções para o atendimento à crescente demanda energética mundial (CARDOSO e NOGUEIRA, 2007). Assim, dentro do contexto de economia e redução no consumo de energia elétrica e levando em consideração o alto consumo energético requerido pelos sistemas de HVAC-R e de refrigeração, destacam-se os sistemas de refrigeração que utilizam fontes alternativas de energia como, por exemplo, os sistemas de refrigeração por absorção que podem ser alimentados, alternativamente, por calor residual e energia solar, dispensando assim o uso de energias consideradas tradicionais e que, na maioria dos casos, causam danos ao meio ambiente.

FIGURA 3 – REFRIGERADORES POR ABSORÇÃO DESENVOLVIDOS PELO NPDEAS



FONTE: VARGAS et al. (2012).

Com o intuito de tornar a tecnologia de refrigeradores por absorção mais eficiente, energética e economicamente viável em comparação aos que utilizam a compressão de vapor, o Núcleo de Pesquisa e Desenvolvimento de Energia Autossustentável da Universidade Federal do Paraná (NPDEAS – UFPR) desenvolveu, com tecnologia inteiramente nacional, dois protótipos de refrigeração por absorção que utilizam gás combustível como forma de alimentação do sistema, conforme mostra a Figura 3.

1.2 ORGANIZAÇÃO DA DISSERTAÇÃO

No Capítulo 1 foram apresentadas a contextualização e a motivação para elaboração da dissertação de mestrado, bem como a organização e escopo deste projeto de dissertação. Já

no Capítulo 2, será realizada uma revisão bibliográfica com o objetivo de esclarecer conceitos básicos sobre refrigeração por absorção, apresentar o estado da arte para a modelagem matemática de ciclos de refrigeração por absorção e apontar os principais desafios existentes na área de estudo e, dentre eles, os que serão tomados para o desenvolvimento deste trabalho de mestrado. Além disso, também no Capítulo 2 estão apresentados os objetivos, gerais e específicos que nortearão este trabalho. No Capítulo 3 estão descritas os materiais e métodos que farão parte do desenvolvimento de cada um dos objetivos específicos definidos no Capítulo 2, bem como a apresentação do modelo matemático. O Capítulo 4 descreve e discute os resultados obtidos com a simulação do modelo matemático descrito no Capítulo 3, levando em consideração cada um dos objetivos descritos no Capítulo 2. Já o Capítulo 5 apresenta as conclusões deste estudo e, no Capítulo 6, estão apresentadas as referências bibliográficas que nortearam o desenvolvimento desta Dissertação.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Nesta seção, será realizada uma revisão bibliográfica com o objetivo de esclarecer conceitos básicos sobre refrigeração por absorção de amônia, apresentar o estado da arte para a modelagem matemática de ciclos de refrigeração por absorção e apontar os principais desafios existentes na área de estudo e, dentre eles, os que serão tomados para o desenvolvimento deste trabalho.

2.1 REFRIGERAÇÃO

De acordo com Gosney (1982), a refrigeração pode ser definida como a arte de resfriamento de corpos ou fluidos a temperaturas inferiores à aquelas disponíveis em um determinado local ou instante. Da forma na qual é conhecida atualmente, a refrigeração é quase que totalmente produzida através de meios artificiais, destacando-se a refrigeração por compressão mecânica de vapor, a refrigeração por absorção, refrigeração a ar, a refrigeração termoelétrica e a refrigeração termomagnética (HERMES, 2006; MARTINHO, 2013). Levando em consideração a aplicação destes sistemas de refrigeração, seja em escala doméstica ou industrial, destacam-se os sistemas que utilizam a compressão de vapor para gerar frio devido à sua praticidade, tanto de construção quanto de operação, se comparado a ciclos de refrigeração a ar, termoelétrico e termomagnético, além de não ser necessária a utilização de fluidos refrigerantes tóxicos como, por exemplo, a utilização dos pares amônia-água e água-brometo de lítio em sistemas de refrigeração por absorção.

Segundo Martinho (2013), os outros tipos de refrigeração já citados (a ar, termoelétrico, termomagnético e por absorção) são utilizados em situações específicas. Por exemplo, o sistema de refrigeração por absorção pode ser utilizado em grandes plantas químicas e frigoríficas, em sistemas de condicionamento de ar e em refrigeradores domésticos, porém o seu uso torna-se interessante em condições onde há grande quantidade de calor disponível ou, também, de energia térmica que esteja sendo liberada através de outros processos industriais com o intuito de reutilização desta fonte energética. A refrigeração a ar, onde a temperatura do ar é reduzida por um processo de expansão, foi utilizada durante muitos anos como o principal método de refrigeração no mar, principalmente devido à segurança inerente ao método. Já a refrigeração termoelétrica, que funciona segundo o princípio do efeito Peltier, onde o efeito de refrigeração é produzido quando uma corrente elétrica passa através de uma junção de dois metais diferentes, apresenta baixa eficiência e alto custo operacional quando comparado com

outros refrigeradores de mesma capacidade. Devido à sua baixa eficiência, a refrigeração termoelétrica tem aplicações restritas limitando-se, por exemplo, ao arrefecimento de refrigeradores domésticos e portáteis e de chips de circuito integrado, em aplicações que envolvem o uso de ar condicionado e resfriamento de assentos dos veículos na indústria automotiva e além de que, atualmente, pesquisadores estão buscando desenvolver sistemas de condicionamento de ar residencial baseados em refrigeração termoelétrica, com o intuito de torna-los tão competitivos em termos de desempenho quanto os sistemas convencionais baseados nos princípios de refrigeração por compressão de vapor (ZHAO e TAN, 2014). Os sistemas térmicos que utilizam a refrigeração termomagnética baseiam-se no efeito magnetocalórico que consiste, basicamente, na mudança de temperatura de um material quando o mesmo encontra-se exposto em um campo magnético. Essa técnica pode ser utilizada tanto para alcançar temperaturas extremamente baixas, bem como faixas de temperatura usadas em refrigeradores comuns. Se comparada com o tradicional ciclo de refrigeração por compressão de vapor, a refrigeração termomagnética está presente em sistemas mais seguros, silenciosos, compactos e menos nocivo ao meio ambiente, uma vez que não utilizam gases prejudiciais ao efeito estufa (BRÜCK, 2005).

De maneira geral, o desempenho dos mais diversos tipos de refrigeradores pode ser expresso em termos do coeficiente de performance (COP) do sistema, o qual leva em consideração a razão entre a quantidade de calor retirada do ambiente em que se deseja resfriar e o trabalho necessário para alimentar o ciclo, seja ele térmico ou mecânico. Matematicamente, o COP por ser definido como:

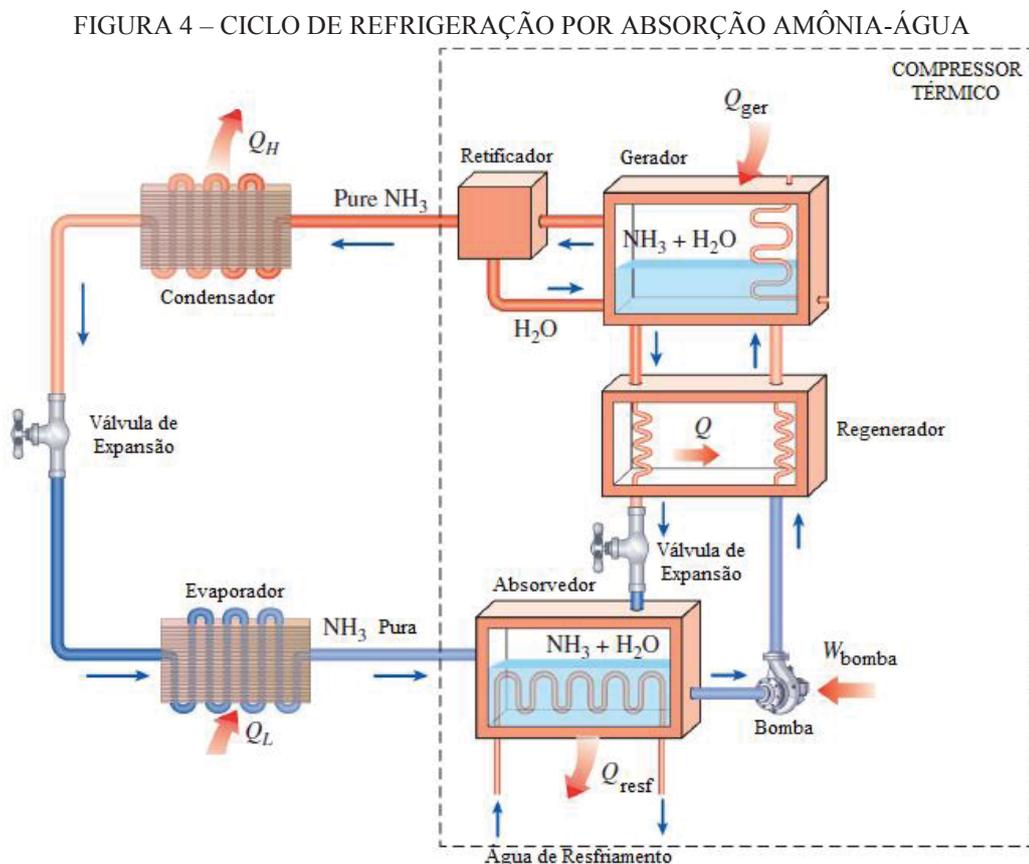
$$\text{COP} = \frac{\text{EfeitoDesejado}}{\text{FornecimentodeEnergia}} = \frac{\dot{Q}}{\dot{W}} \quad (01)$$

2.2 REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO: HISTÓRICO E FUNCIONAMENTO

Acredita-se que o ciclo de refrigeração por absorção seja o mais antigo dentre os ciclos quando comparado com os que operam por compressão de vapor, a ar, a termoeletricidade e a termomagnetismo. Tendo seus fundamentos datados de 1777 através do escocês Nairn, a refrigeração por absorção tem como seu principal criador o francês Ferdinand Carré, que em 1859 patenteou a primeira máquina de absorção de funcionamento contínuo, utilizando o par amônia-água. Estes sistemas operam, basicamente, através de um ciclo que utiliza calor como principal fonte de energia, fazendo com que um fluido absorvente, ou secundário, na fase lí-

quida seja responsável por absorver um fluido refrigerante, ou primário, na forma de vapor. Os mais comuns sistemas de refrigeração por absorção utilizam o par amônia-água, onde a amônia (NH_3) atua como refrigerante e a água (H_2O) como absorvente (GOSNEY, 1982).

Os sistemas de refrigeração por absorção são constituídos, basicamente, por um condensador, um evaporador, duas válvulas de expansão, um absorvedor, uma bomba de mistura, um trocador de calor regenerador, um gerador e um retificador. A Figura 4 mostra tais componentes operando através do par de fluidos de trabalho amônia (fluido refrigerante) – água (fluido absorvente).



FONTE: ADAPTADO DE ÇENGEL E BOLES (2015).

Com relação a uma análise de funcionamento do ciclo, admite-se o ponto inicial do sistema como sendo a saída do evaporador. Neste ponto, o vapor de amônia em baixa pressão deixa o evaporador e entra no absorvedor, onde dissolve e reage com uma solução fraca de amônia e água para formar a solução $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ através de uma reação exotérmica, ou seja, quando há liberação de calor. Neste processo, a temperatura da solução fraca deve ser mantida a menor possível para que haja a máxima dissolução da amônia, já que a absorção de NH_3 em H_2O é uma grandeza inversamente proporcional à temperatura. Após isso, a solução líquida,

agora rica em amônia (ou seja, com uma alta concentração de NH_3), é então bombeada para o gerador, onde é mantida a altas pressões e elevadas temperaturas. Sob essas condições, o vapor de amônia e água é evaporado da solução em razão da transferência de calor da fonte em alta temperatura que, posteriormente, passa através do retificador onde ocorre a condensação da água ainda presente no vapor da solução e faz com que a mesma retorne ao gerador. O vapor de NH_3 pura que deixa o retificador segue o ciclo através do condensador, sofrendo o processo de condensação e, após isso, se dirige para a válvula de expansão e para o evaporador. Por fim, a solução quente de amônia e água presente no gerador, com baixa concentração de NH_3 , passa através do regenerador fazendo com que transfira calor para a solução rica em amônia, provinda do absorvedor e que está sendo bombeada ao gerador.

Quando em operação, o ciclo trabalha sob dois níveis de pressão: um de alta (pressão de saturação do condensador) e outro de baixa (pressão de saturação do evaporador). Na região de alta pressão o fluido refrigerante é condensado rejeitando calor, enquanto que na região de baixa pressão ele evapora provocando resfriamento que pode ser utilizado em câmaras frigoríficas, sistemas de condicionamento de ar, produção de gelo e produção de água fria. Com relação aos componentes, o trocador de calor regenerador, o gerador e o retificador operam na região de alta pressão, enquanto que o absorvedor opera na região de baixa pressão (MARTINHO, 2013).

O COP de um ciclo de refrigeração por absorção é definido como sendo razão entre a capacidade de refrigeração, ou seja, a quantidade de calor removida do reservatório frio pelo evaporador, e a potência térmica consumida pelo gerador somada à potência de acionamento da bomba de circulação, conforme mostrado na Eq. 02. Sua eficiência não deve ser comparada ao COP (coeficiente de desempenho) de um sistema de refrigeração por compressão mecânica de vapor, uma vez que estas razões são grandezas de origem diferentes (GOSNEY, 1982).

$$\text{COP} = \frac{\dot{Q}_{\text{evap}}}{\dot{Q}_{\text{GER}} + \dot{W}_{\text{bomba}}} \quad (02)$$

2.3 ASPECTOS DA MODELAGEM MATEMÁTICA DE SISTEMAS

Os modelos matemáticos são desenvolvidos com o intuito de representar o comportamento estacionário ou transiente de um equipamento ou sistema em geral. De acordo com Hermes (2006), uma abordagem estacionária é capaz de auxiliar, basicamente, na escolha

adequada dos componentes, enquanto que a análise através de uma abordagem em regime transiente é utilizada na determinação e avaliação do comportamento de variáveis de interesse. A modelagem transiente disponibiliza tanto variáveis internas do processo, que dificilmente seriam medidas, como variáveis facilmente mensuráveis. Essa abordagem também permite avaliar o efeito de perturbações, cujos testes experimentais dificilmente seriam realizados devido a fatores econômicos e de segurança. De posse de um modelo dinâmico, diferentes condições podem ser testadas e procedimentos otimizados (KIM e PARK, 2007; MARTINHO, 2013).

2.4 MODELAGEM E SIMULAÇÃO DE REFRIGERADORES POR ABSORÇÃO

Nesta seção, serão apresentados os trabalhos e/ou estudos de maior impacto científico encontrados na literatura, após 1999, com relação ao desenvolvimento de modelos matemáticos para simulação de sistemas de refrigeração por absorção e cujos resultados possuem relevância para o trabalho a ser desenvolvido na Dissertação.

Bruno, Miquel e Castells (1999) propuseram uma metodologia para analisar a viabilidade econômica de inserção de um sistema de refrigeração por absorção, utilizando o par amônia-água, em uma planta de geração de calor. Tal metodologia consistia, basicamente, em escolher entre ciclos disponíveis, compressão de vapor ou por absorção, qual a melhor opção a ser utilizada, fixando-se uma determinada carga de refrigeração. O modelo matemático para o refrigerador por absorção foi desenvolvido em regime permanente e levando em conta os seguintes parâmetros: a composição das soluções, as pressões de alta e de baixa do ciclo, a razão de recirculação, a temperatura do evaporador e a eficiência das bombas. O cálculo do número de estágios de equilíbrio no gerador foi realizado utilizando o método de McCabe-Thiele, o qual leva em consideração que a quantidade de calor de vaporização seja mantida constante ao longo dos estágios de equilíbrio. Para validação do modelo, foram utilizados os dados fornecidos por uma planta petroquímica da cidade de Tarragona (Catalunha – Espanha) e que necessitava de refrigeração nas temperaturas de 0 e 20 °C. De acordo com os autores, os resultados evidenciaram o benefício de se utilizar um sistema de refrigeração por absorção de amônia em uma planta de cogeração de energia.

Vargas et al. (2000) desenvolveram um modelo matemático adimensional, transiente e internamente reversível, ou seja, quando não há irreversibilidades internas ou quando as mesmas se encontram na vizinhança do sistema, de uma unidade de refrigeração por absorção acionada termicamente através de um queimador de combustível. O modelo consiste em um

refrigerador formado por uma câmara de combustão adiabática e três trocadores de calor de tamanho finito: um evaporador, um condensador e um gerador. Após a geração do modelo, foi realizado um procedimento de otimização do sistema como um todo, objetivando encontrar o tempo mínimo para se atingir a temperatura ideal do espaço refrigerado, assim como a quantidade máxima de refrigeração, a vazão ideal de gás combustível e a melhor alocação da condutância térmica entre os trocadores de calor. Dessa forma, de acordo com os resultados obtidos, os autores afirmam que metade da condutância térmica do refrigerador deve ser dividida igualmente entre o evaporador e gerador e a outra metade deve ser destinada ao condensador para uma condição de ótimo operacional.

Fernández-Seara e Vázquez (2001) desenvolveram um sistema de controle numérico e experimental em um sistema de refrigeração por absorção, também utilizando o par amônia-água, com o intuito de encontrar a temperatura ótima do gerador (OGT) operando em simples estágio e fazendo com que, conseqüentemente, o máximo coeficiente de performance do sistema fosse obtido. Para isso, realizaram uma análise paramétrica, através de um simples modelo em regime permanente, em diversas variáveis que estavam diretamente relacionadas com a OGT, fazendo com que o sistema de controle desenvolvido mantivesse constante a temperatura ideal do gerador. Por fim, os autores concluíram que a OGT está diretamente relacionada com dois parâmetros: a temperatura de evaporação e a temperatura da água de arrefecimento. Ou seja, quando a temperatura de evaporação é mantida constante, a OGT depende somente da temperatura da água de arrefecimento, que possui um comportamento, aproximadamente, linear. Os resultados também mostraram que a OGT pode ser controlada através da variação do fluxo de calor no gerador, mantendo assim, o COP máximo que, no caso, foi 0,45 durante todo o período de operação do sistema.

Em 2002, Chua, Toh e Ng (2002) desenvolveram um modelo estacionário levando em consideração as irreversibilidades de um sistema de refrigeração por absorção, além de uma criteriosa análise termodinâmica aplicada ao gerador, ao retificador e ao absorvedor, visto que nestes equipamentos as fases de líquido e vapor não estão em equilíbrio termodinâmico. Segundo os autores, o modelo tem por objetivo quantificar a taxa de geração de entropia e a condutância térmica do refrigerador, considerando transferências simultâneas de calor e massa. Os resultados mostraram que as perdas internas do sistema são causadas, principalmente, pela transferência de calor e massa na fase de vapor no retificador e a transferência de calor regenerativa, ou seja, a transferência de calor para uma solução de refrigeração.

Já em 2004, Adewusi e Zubair (2004) utilizaram a segunda lei da termodinâmica para desenvolver uma metodologia com o intuito de analisar o desempenho de sistemas de refri-

geração por absorção, dos tipos simples e duplo estágio utilizando amônia-água, através de análises paramétricas. Para isso, foram calculadas as taxas de geração de entropia, através do *software* EES, para cada um dos componentes, bem como a geração de entropia total do sistema, além do coeficiente de performance do refrigerador através das propriedades termodinâmicas dos fluidos de trabalho em diversas condições de operação. Os resultados mostraram que o sistema de refrigeração, ao ser operado em simples estágio apresenta valores de 0,1973 kW/K e 0,598 para a taxa de geração de entropia e o COP, respectivamente, enquanto que, ao utilizar duplo estágio, apresentou valores de geração de entropia total e COP de, aproximadamente, 0,4627 kW/K e 0,734.

Fernández-Seara e Sieres (2006) estudaram o efeito do processo de purificação de amônia sobre o desempenho de um refrigerador por absorção, pois, segundo os autores, o teor de água presente no refrigerante causa efeitos prejudiciais ao sistema e, conseqüentemente, leva a uma redução do COP. Para isso, fizeram uso de uma metodologia numérica que consistia em variar, entre 0 e 1, a eficiência de purificação através de uma coluna de destilação instalada no sistema de refrigeração por absorção. De acordo com os resultados, os autores concluíram que a eficiência do purificador de amônia é um parâmetro diretamente proporcional à concentração de fluido refrigerante e ao COP do sistema, ou seja, trabalhando com eficiências próximas de 1, o sistema de refrigeração apresentava um COP maior quando comparado à aplicação de eficiências relativamente baixas, próximas de 0. Os valores ótimos do COP e da concentração de amônia foram encontrados quando houve, simultaneamente, um aumento da temperatura do evaporador e uma redução na temperatura do gerador.

Kim e Park (2007) desenvolveram um modelo dinâmico para um sistema de refrigeração por absorção que utiliza o par amônia-água como fluidos de trabalho, baseado nas leis de conservação de massa, quantidade de movimento e energia, fazendo com que fosse possível obter um conjunto de equações diferenciais ordinárias e que foram resolvidas, numericamente, através do método de Runge-Kutta-Merson e de relações constitutivas. O modelo foi aplicado a um refrigerador por absorção com capacidade de refrigeração de 10,5 kW, para que fosse possível analisar o comportamento da temperatura, pressão, concentração e fração de preenchimento da solução em cada um dos componentes do sistema durante o período de *start-up*. Nesta análise, foram considerados os seguintes parâmetros: a concentração mássica inicial e a massa da solução de preenchimento, volumes dos componentes e a opção de ligar ou desligar a vazão de gás combustível durante o início de funcionamento do equipamento. De acordo com os autores, pode-se observar que a redução do tempo para se atingir a temperatura ideal de refrigeração é influenciado, diretamente, pelo aumento do volume do gerador e

da concentração da solução e pela diminuição da massa de preenchimento. Além disso, mesmo ao controlar todos estes parâmetros na condição de ótimo, o tempo continua sendo longo, porém como alternativa para esse problema, Kim e Park (2007) sugeriram a utilização de um controle liga-desliga de vazão do gás combustível durante o período inicial de funcionamento.

Kaynakli e Yamankaradeniz (2007) utilizaram a primeira e segunda lei da termodinâmica para analisar, numericamente, o funcionamento um ciclo de refrigeração por absorção de simples estágio que utiliza água e brometo de lítio como fluidos de trabalho. Os autores analisaram, através da primeira lei, as taxas de transferência de calor e parâmetros de desempenho em cada um dos componentes do ciclo (absorvedor, gerador, evaporador, condensador e retificador). Já com a segunda lei, obtiveram as taxas de geração de entropia, em cada um dos componentes e, também, do sistema completo. De acordo com os autores, os resultados mostraram que é possível obter os maiores valores de COP quando o sistema opera com altas temperaturas no gerador e no evaporador, bem como a baixas temperaturas no condensador e no absorvedor. Também afirmaram que com um aumento na temperatura do gerador, há uma redução na geração de entropia total do sistema e que, além disso, a máxima geração de entropia encontra-se presente no gerador, visto que a entropia gerada pelo fluido refrigerante, pelos trocadores de calor, pela válvula de expansão e pela bomba de solução é insignificante quando comparadas à do componente de alimentação (gerador).

Karno e Ajib (2008) realizaram um procedimento de simulação com o objetivo de avaliar a eficiência de um refrigerador por absorção, utilizando acetona como fluido refrigerante e brometo de zinco como fluido absorvente, para ser aplicado em coletores solares. Neste modelo foram aplicadas as leis de conservação de massa e de energia em cada um dos componentes do sistema, operando em regime permanente e sob a hipótese de ausência de perda de carga no interior dos mesmos. De acordo com os autores, as equações do COP e da razão de circulação da solução foram modificadas para serem consideradas faixas específicas de temperatura, durante o processo de simulação, no condensador/absorvedor variando entre 28 e 32 °C, no gerador entre 47 e 57 °C e, também, no evaporador com temperaturas situadas entre 7 e 15 °C. Os resultados mostraram que o COP do sistema, experimental e teórico, alcançou a ordem de 0,4 (40%) e 0,6 (60%), respectivamente e que, além disso, tanto as simulações computacionais quanto o aparato experimental, utilizado para validação do modelo, mostraram que o sistema pode ser operado normalmente quando a temperatura do gerador se encontra abaixo de 50 °C.

Vargas et al. (2009) propuseram um modelo matemático, baseado em correlações empíricas e fundamentais, além dos princípios da termodinâmica clássica e da transferência

de calor e massa, com o objetivo de simular o comportamento, em regimes transiente e permanente, de um sistema de cogeração, desenvolvido para gerar de maneira simultânea aquecimento e refrigeração, sob diferentes condições de projeto e operação. Além disso, o modelo propõe uma otimização global para a máxima performance, ou mínima destruição de exergia, do sistema, além da busca pelo mínimo tempo de tempo de refrigeração (*pull-down*) e de aquecimento (*pull-up*) e da máxima eficiência termodinâmica de segunda lei. Neste modelo, grupos adimensionais foram identificados e utilizados para que, após os resultados, fosse possível gerar cartas adimensionais que demonstram o comportamento do sistema de cogeração. Segundo os autores, os resultados mostraram que a máxima eficiência de segunda lei é obtida quando três grupos adimensionais, que relacionam as taxas de escoamento de massa e capacidade térmica, são tratados como o ótimo do sistema ($[\psi_{sp,s}; \psi_{wx,wx}; \psi_{H,s}] \cong [1,43; 0,23; 0,14]$).

Shin et al. (2009) desenvolveram um modelo dinâmico para simular a operação de um sistema de refrigeração por absorção, utilizando o par água-brometo de lítio, formado por equações diferenciais não lineares, geradas através dos balanços de massa e energia para cada um dos componentes do equipamento. O modelo foi dividido em três elementos de volume: os trocadores de calor do tipo casco-tubo (gerador, absorvedor, condensador e evaporador) com mudança de fase no casco, as soluções dos trocadores de calor regeneradores com uma única fase e, também, o transporte dos fluidos através de válvulas e tubos do tipo U. Junto com sub-rotinas de programação para o cálculo simultâneo de propriedades termodinâmicas dos fluidos de trabalho, as equações do modelo foram resolvidas, numericamente, através do método de diferenças finitas e os resultados, de acordo com os autores, apresentaram boa concordância com os dados experimentais de um refrigerador por absorção comercial, exceto durante os 83 primeiros minutos de teste, onde diferentes taxas de escoamento da solução fraca em refrigerante causaram pequenas discrepâncias.

Em 2010, Karamangil et al. (2010) desenvolveram um sistema computacional para a simulação, em regime permanente, de refrigeradores por absorção de simples estágio, que utilizam amônia-água ($\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$), água-brometo de lítio ($\text{H}_2\text{O-LiBr}$) e amônia-nitrato de lítio ($\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$) operando como fluidos refrigerante-absorvente. Para o desenvolvimento do modelo, foram considerados os balanços de massa e energia em cada um dos componentes do refrigerador: um gerador, um absorvedor, um condensador, um evaporador, uma bomba, duas válvulas de expansão e três trocadores de calor. De acordo os resultados, os autores afirmam que o COP aumentou conforme as temperaturas do gerador e do evaporador também aumentaram, mas reduziu quando houve um aumento nas temperaturas do condensador e do absorvedor. Ainda segundo Karamangil et al. (2010), o COP do sistema é altamente influenciado

pela temperatura do gerador, podendo ser melhorado ao inserir um trocador de calor regenerador entre o gerador e o absorvedor. Com relação às soluções, quando utilizado $\text{H}_2\text{O-LiBr}$ como fluidos de trabalho, o sistema apresentou um COP de 0,76, o que equivale a um valor, aproximadamente, 38% maior se trabalhado com os pares $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ e $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$.

Jawahar, Raja e Saravanan (2010) realizaram um estudo teórico de um refrigerador por absorção amônia-água com o intuito de alcançar a máxima recuperação de calor interno e, conseqüentemente, o máximo desempenho do mesmo, através da metodologia de *pinch analysis*, proposta por Bodo Linnhoff em 1982 e que busca a obtenção do mínimo consumo de energia em processos químicos e térmicos. Para geração do modelo, os autores assumiram diversas hipóteses simplificadoras, tais como: o sistema foi operado na condição de regime permanente, a perda de carga por atrito foi negligenciada, as efetividades dos trocadores de calor foram consideradas constantes, o emprego de soluções saturadas ao longo do ciclo e o conhecimento da concentração da solução na saída do compressor térmico. Através de uma análise paramétrica que consistiu em fixar alguns parâmetros de operação, os resultados numéricos mostraram que, do ponto de vista termodinâmico, foi possível observar um acréscimo de 56 % no COP do sistema ao utilizar o ciclo proposto por Jawahar, Raja e Saravanan (2010), quando comparado a um ciclo tradicional de refrigeração por absorção e sem fazer uso do processo de recuperação de calor interno.

Myat et al. (2011) realizaram uma análise de desempenho de um sistema de refrigeração por absorção fazendo uso de uma abordagem denominada “geração de entropia”. Para isso, desenvolveram um modelo matemático que prevê o comportamento do ciclo de absorção operando em condições transientes, juntamente com o cálculo da geração de entropia em diversas temperaturas da fonte de calor do sistema. Além disso, o modelo também é capaz de captar as mudanças dinâmicas das propriedades da solução de água e brometo de lítio, tais como a concentração, a massa específica, a pressão de vapor e os coeficientes globais de transferência de calor. De acordo com os autores, esta análise foi capaz de mostrar que a minimização da geração de entropia no ciclo de absorção faz com o que o sistema tenda a alcançar a maximização do COP.

Em 2012, Cai, Sen e Paolucci (2012) desenvolveram um modelo dinâmico, ou seja, em regime permanente, de um sistema de refrigeração por absorção amônia-água de simples estágio utilizando as equações de estado de Redlich-Kwong para o cálculo das propriedades termodinâmicas da solução amônia-água. Cada um dos componentes do refrigerador foi modelado a partir das leis de conservação de massa, quantidade de movimento e energia, levando em consideração a perda de carga por atrito. Com isso, foi possível gerar um conjunto de

equações diferenciais ordinárias, resolvidas por integração numérica através do método de Euler, onde, em cada instante de tempo, os componentes (gerador, condensador, evaporador e absorvedor) do sistema eram caracterizados por uma única pressão, temperatura e concentração. Os resultados mostraram que o COP do sistema é uma grandeza inversamente proporcional às temperaturas do gerador e do evaporador, ou seja, na medida em que tais temperaturas reduzem, o COP tende a aumentar e vice-versa.

Iranmanesh e Mehrabian (2013) avaliaram o efeito da presença das massas térmicas nas equações de taxa de transferência de calor, COP e eficiência exergética dos componentes de um refrigerador por absorção água-brometo de lítio ($\text{H}_2\text{O-LiBr}$), através de um modelo dinâmico baseado nas leis de conservação de massa, quantidade de movimento e energia. Com isso, foram obtidas as equações diferenciais (EDO'S) ordinárias de cada um dos componentes do refrigerador, levando em consideração que os parâmetros de pressão, temperatura e concentração foram determinados em função do tempo. Tais EDO's foram resolvidas, simultânea e numericamente, através do método de Runge-Kutta de 4ª ordem até que os critérios de convergência pré-determinados tenham sido alcançados. Os resultados mostraram que as massas térmicas possuem um baixo efeito na taxa de transferência de calor dos componentes de baixa pressão, como evaporador e absorvedor, e um efeito maior nos componentes de alta pressão, como gerador e condensador e, além disso, quando levando em consideração somente o condensador, sua massa térmica influencia diretamente nas taxas de transferência de calor do próprio componente e do gerador, bem como o COP e a eficiência exergética do sistema de refrigeração.

Martinho et al. (2016) propuseram um modelo matemático adimensional para analisar o comportamento dinâmico de sistemas de refrigeração por absorção com simples estágio de acordo com parâmetros geométricos e de operação. De modo a obter a resposta dinâmica do sistema, foram utilizados volumes de controle e negligenciada a acumulação de massa em seus componentes. Além disso, o sistema foi dividido em duas regiões: uma solução de fluidos de trabalho, absorvente e refrigerante, no compressor térmico e refrigerante puro no condensador, na válvula de expansão e no evaporador. As temperaturas dinâmicas de cada volume de controle foram calculadas no tempo através de um sistema de equações diferenciais ordinárias para o lado do refrigerante puro e por meio de um sistema de equações algébricas não lineares para a região da solução de absorvente e refrigerante. As equações do modelo foram baseadas nos princípios da conservação de massa e energia, além de correlações termodinâmicas para o cálculo das propriedades dos fluidos de trabalho que, no caso, são amônia e água. De acordo com os autores, os resultados numéricos apresentaram boa concordância,

qualitativa e quantitativa, com dados experimentais dentro das incertezas estatísticas. Martinho et al. (2016) ainda afirma que o gerador foi o único dentre os componentes do refrigerador que apresentou desvios de temperatura superiores a 2%, tanto no regime transiente quanto permanente, devido ao fato de que foi admitido um único volume de controle para representar o equilíbrio de líquido-vapor deste componente. Portanto, para melhorar a precisão, os autores recomendam a divisão do gerador em, pelo menos, dois volumes de controle, um para a fase líquida e outro para a fase de vapor da solução amônia-água.

A Tabela 1, mostrada a seguir, apresenta um compilado com as principais informações dos trabalhos previamente descritos com relação à modelagem e simulação de refrigeradores por absorção, tais como: os autores, o ano de publicação, o COP do sistema, os fluidos de trabalho, a função do modelo, o regime de operação do sistema e a verificação de que se o modelo matemático foi desenvolvido em conjunto a um estudo experimental.

TABELA 1 – ESTADO DA ARTE DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO

Autores e Ano	COP	Fluidos de Trabalho	Função	Regime de Operação	Estudo Experim.
Bruno, Miquel e Castells (1999)	0,50	Amônia e Água	Avaliação de Viabilidade Econômica	Permanente	Sim
Vargas et al. (2000)	-	-	Otimização de Parâmetros de Operação e Pull Down de um Espaço Refrigerado	Transiente	Não
Fernández-Seara e Vázquez (2001)	0,45	Amônia e Água	Busca pela OGT (Temp. Ótima do Gerador) para Máximo Desempenho	Permanente	Sim
Chua, Toh e Ng (2002)	-	Amônia e Água	Avaliação de Irreversibilidades no Sistema	Permanente	Não
Adewusi e Zubair (2004)	0,73	Amônia e Água	Análise de Desempenho em Simples e Duplo Estágio	-	Não
Fernández-Seara e Sieres (2006)	-	Amônia e Água	Análise do Efeito da Purificação da Amônia no Desemp. do Refrigerador	-	-
Kim e Park (2007)	0,56	Amônia e Água	Análise do Comportamento dos Componentes no Start Up do Refrigerador	Transiente	Não
Kaynakli e Yaman-karadeniz (2007)	-	Água e Brometo de Lítio	Avaliação do Desempenho do Ciclo de Absorção	Permanente	Não
Karno e Ajib (2008)	0,60	Acetona e Brometo de Zinco	Análise de Eficiência de Refrigeradores em Coletores Solares	Permanente	Sim
Vargas et al. (2009)	0,50	-	Otimização dos Tempos de Pull Down e Pull Up do Refrigerador	Transiente	Não
Shin et al. (2009)	-	Água e Brometo de Lítio	Avaliação da Partida e Parada do Refrigerador	Transiente	Sim

Karamangil et al. (2010)	0,76	Amônia e Nitrato de Lítio	Avaliação da Performance do Sistema com 3 Soluções	Permanente	Não
Jawahar, Raja e Saravanan (2010)	-	Amônia e Água	Avaliação de Desempenho do Refrigerador	Permanente	Não
Myat et.al. (2011)	-	Água e Brometo de Lítio	Otimização da Capacidade de Refrigeração	Transiente	Sim
Cai, Sen e Paolucci (2012)	0,64	Amônia e Água	Avaliação de Parâmetros Termodinâmicos no COP	Transiente	Não
Iranmanesh e Mehrabian (2013)	0,72	Água e Brometo de Lítio	Avaliação da Presença das Massas Térmicas sobre Parâmetros do Refrigerador	Transiente	Não
Martinho et al. (2016)	0,16	Água e Amônia	Modelagem e Simulação do Comportamento Dinâmico do Refrigerador	Transiente	Sim

FONTE: O AUTOR, 2018.

De acordo com as metodologias descritas acima, presentes na literatura e apresentadas na Tabela 1 com relação à modelagem e simulação de refrigeradores por absorção, destacam-se as seguintes observações:

- i. Dentre os pares de fluidos de trabalho (refrigerante e absorvente) citados, destacam-se o uso, quase que de maneira geral, de amônia-água e água-brometo de lítio. As exceções são os trabalhos de Karno e Ajib (2008), que utilizaram acetona e brometo de zinco ($C_3H_6O-ZnBr_2$), e de Karamangil et al. (2010) que propuseram a utilização de amônia com nitrato de lítio (NH_3-LiNO_3);
- ii. Somente os trabalhos de Karno e Ajib (2008) e Vargas et al. (2009) propuseram modelos matemáticos com uso de energia solar, além de que apenas Chua, Toh e Ng (2002) consideraram as irreversibilidades do sistema no desenvolvimento do modelo;
- iii. Todos estes modelos matemáticos se igualam no ponto de partida para o seu desenvolvimento: aplicação das leis de conservação de massa, energia e quantidade de movimento. Quando a abordagem transiente é considerada, as leis da conservação dão origem a um conjunto de equações diferenciais que podem ser: ordinárias (propriedades não variam ao longo do domínio) ou parciais (quando a solução depende da distribuição espacial). Porém, os modelos matemáticos irão se diferenciar ao se comparar as hipóteses simplificadoras assumidas, os métodos numéricos utilizados, as informações empíricas usadas e as suas aplicações (HERMES, 2006);
- iv. Somente os trabalhos de Vargas et al. (2000), Vargas et al. (2009) e Martinho et al. (2016) propõem modelos matemáticos adimensionais com o intuito de normalizar as equações, ou seja, generalizar os resultados para qualquer sistema em análise, além

de buscar a estabilidade numérica fazendo com que as variáveis calculadas pelo modelo sejam todas de, aproximadamente, ordem 1;

- v. Apenas o trabalho de Bruno, Miquel e Castells (1999) considerou a divisão do gerador em mais de um volume de controle fazendo com que os estágios de equilíbrio de fases fossem analisados individualmente. Porém, os autores utilizaram uma simplificação através do método de McCabe-Thiele, o qual leva em consideração que a quantidade de calor de vaporização seja mantida constante ao longo dos estágios de equilíbrio;
- vi. Dentre os trabalhos acima mencionados, apenas Jawahar, Raja e Saravanan (2010) levaram em consideração a recirculação do calor dentro do sistema com o intuito de obter o máximo desempenho possível, ou seja, aumentar seu COP;
- vii. Os trabalhos que consideraram fenômenos de difusão na transferência de massa e calor se concentraram na análise de somente alguns componentes e deram origem a simuladores lentos devido à complexidade na resolução das equações matemáticas (CHUA, TOH e NG, 2002; MARTINHO, 2013).

2.5 DESAFIOS EXISTENTES NA ÁREA DA PESQUISA

A tecnologia de refrigeração por absorção consiste em uma alternativa aos sistemas de compressão mecânica de vapor, porém o alto custo e o grande espaço físico requerido, além da baixa conversão de energia térmica em refrigeração tem sido um grande obstáculo a ser superado para consolidar o seu uso em maiores proporções. Porém, a conscientização mundial em relação ao uso de refrigerantes menos agressivos a camada de ozônio, diminuição do efeito estufa provocado pela combustão de materiais para produzir energia elétrica, bem como a possibilidade de se utilizar energia na forma de calor disponível como, por exemplo, calor residual e energia solar, tem despertado o interesse no ramo da refrigeração por absorção (MARTINHO, 2013). De acordo com as observações realizadas através da revisão bibliográfica, a seguir serão listados alguns desafios, segundo a visão do autor, com relação à refrigeração por absorção, tanto no campo experimental quanto numérico:

- i. Projeto e desenvolvimento de sistemas de refrigeração por absorção mais eficientes, isto é, com maior desempenho termodinâmico, menor custo de aquisição e manutenção e que seja o mais compacto possível do ponto de vista geométrico, com o intuito de tornar essa tecnologia mais competitiva em comparação aos refrigeradores por compressão de vapor;

- ii. Além disso, destaca-se o desenvolvimento de refrigeradores por absorção que utilizam calor residual como fonte de alimentação térmica no gerador. Com isso, seria possível promover uma redução no consumo de energia elétrica, contribuindo para a redução da demanda energética, e de GLP, produto de origem fóssil e derivado de petróleo.
- iii. Desenvolvimento de novas tecnologias para fluidos refrigerantes, visto que os mais comuns como, por exemplo, amônia e brometo de lítio são tóxicos à saúde humana e agridem o meio ambiente;
- iv. Levando em consideração a questão numérica, é importante ressaltar que a concepção e o desenvolvimento de modelos matemáticos para refrigeradores por absorção menos complexos, transientes, adimensionais e que levem em consideração a interação entre o refrigerador e o espaço refrigerado é um desafio a ser superado.

2.6 OBJETIVOS

2.6.1 Objetivo Geral

Levando em consideração os desafios referentes à área de pesquisa, conforme listados no Item 2.5, define-se como objetivo geral desta Dissertação de Mestrado, desenvolver um modelo *quasi*-permanente e simular computacionalmente os principais componentes (gerador, retificador, absorvedor, condensador e evaporador) de um sistema de refrigeração por absorção.

2.6.2 Objetivos Específicos

Para que seja possível alcançar o Objetivo Geral descrito acima, definem-se os seguintes Objetivos Específicos:

- i. Desenvolver um modelo matemático transiente do conjunto gerador/retificador de um sistema de refrigeração por absorção, considerando a divisão do gerador em mais de um volume de controle para analisar, individualmente, as fases de líquido e gás da solução de amônia e água;
- ii. Desenvolver um modelo matemático transiente do absorvedor de um sistema de refrigeração por absorção;
- iii. Desenvolver um modelo matemático operando em regime permanente para o condensador e o evaporador de um sistema de refrigeração por absorção;

- iv. Desenvolver um código computacional em Fortran[®] 95, baseado nos modelos matemáticos desenvolvidos em (i), (ii) e (iii) para simular a resposta *quasi*-permanente dos componentes de um sistema de refrigeração por absorção;
- v. Realizar uma análise paramétrica, em caráter numérico, através dos modelos desenvolvidos em (i) e (ii) para os principais componentes de um sistema de refrigeração por absorção.

3 MATERIAIS E MÉTODOS

O Capítulo 3 tem por finalidade apresentar as metodologias utilizadas para se atingir os objetivos específicos, descritos no Item 2.6.2, desta Dissertação de Mestrado, bem como descrever o problema físico e o equacionamento matemático do modelo baseado nas Leis de Conservação de Massa e Energia.

3.1 CONSIDERAÇÕES INICIAIS

A abordagem escolhida para o desenvolvimento do modelo foi em visualizar o ciclo de refrigeração por absorção sob uma ótica macroscópica dos fenômenos de transferências de massa e calor. Assim, cada componente do sistema será definido como um único volume de controle com propriedades uniformes em seu domínio, exceto o gerador e o retificador. A principal vantagem desse método é a inexistência de equações diferenciais parciais que resultariam em um cálculo computacional mais complexo e lento. (LUYBEN, 1996; MARTINHO, 2013).

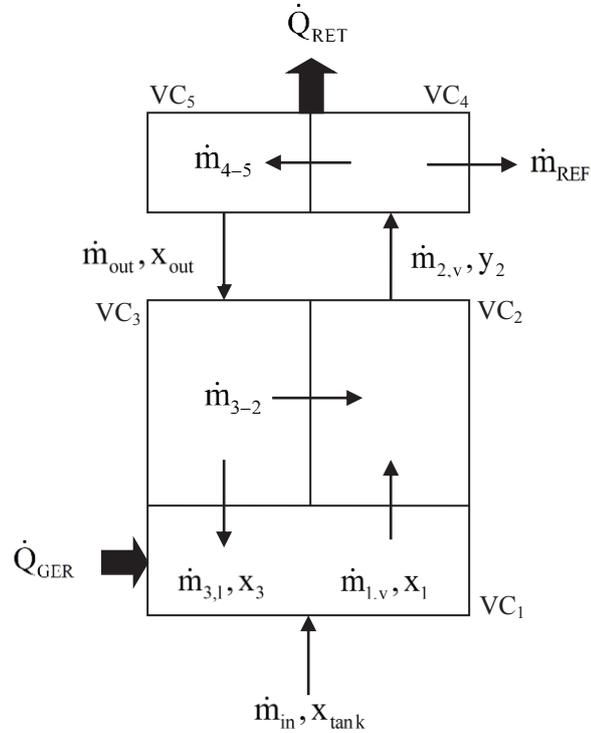
3.2 DEFINIÇÃO DO PROBLEMA FÍSICO

O problema físico deste trabalho é constituído, basicamente, pela análise macroscópica, através da aplicação de volumes de controle, dos principais componentes de um sistema de refrigeração por absorção, tais como: (i) o gerador térmico, dividido em três volumes de controle para que seja possível analisar, individualmente, as fases de líquido e vapor da solução de amônia e água que se encontram neste componente (conforme mostrado na Figura 5); (ii) a divisão do componente posterior ao gerador, o retificador, em dois volumes de controle, conforme também mostrado na Figura 5; (iii) a divisão do absorvedor em somente um volume de controle, mas levando em consideração cinco elementos de volume com o intuito de analisar todos os constituintes químicos presentes neste componente, como mostra a Figura 6; e (iv) e (v) o condensador e o evaporador, ambos analisados através de uma abordagem de operação em regime permanente.

Na Figura 5, os termos VC_1 e o VC_3 correspondem, respectivamente, às fases de líquido do Volume de Controle 1 e do Volume de Controle 3, enquanto que o termo VC_2 representa a fase de vapor da mistura, no Volume de Controle 2, presente no gerador. Além disso, os termos VC_4 e o VC_5 denotam a divisão em Volumes de Controle 4 e Volume de Controle 5 no retificador. Também é importante ressaltar que as demais variáveis que se en-

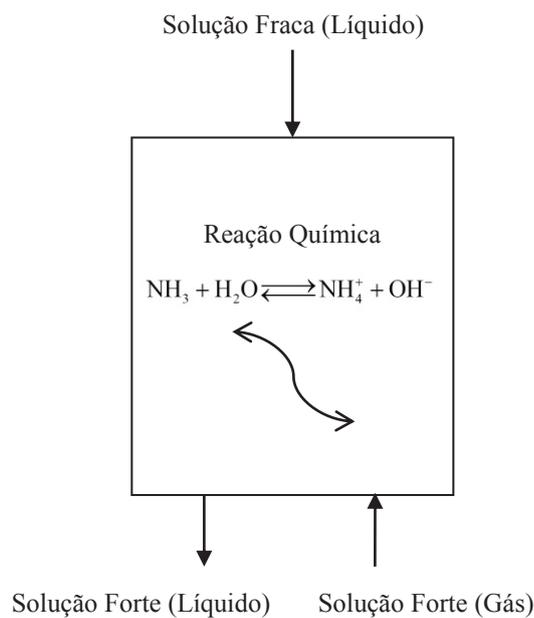
contram destacadas na Figura 5 serão explicadas ao longo da dedução matemática do modelo (conforme apresentado no Item 3.3).

FIGURA 5 – DIVISÃO DO GERADOR E RETIFICADOR EM VC'S



FONTE: O AUTOR, 2018.

FIGURA 6 – REPRESENTAÇÃO ESQUEMÁTICA DO ABSORVEDOR



FONTE: O AUTOR, 2018.

Além disso, a Figura 6 mostra uma representação esquemática do fenômeno físico que ocorre no absorvedor, um componente responsável pela absorção de vapor produzido no evaporador por uma solução de amônia e água, pobre/fraca em amônia, produzindo uma solução rica/forte de amônia juntamente com liberação de energia na forma de calor (MARTINHO, 2013), uma vez que o processo de absorção, na qual pode ser representado através da reação química dada por $\text{NH}_3 + \text{H}_2\text{O} \rightleftharpoons \text{NH}_4^+ + \text{OH}^-$, apresenta caráter exotérmico.

3.3 MODELAGEM MATEMÁTICA

Neste item serão apresentados os equacionamentos matemáticos que governam os fenômenos físicos que ocorrem no gerador, retificador, absorvedor, condensador e evaporador. É importante ressaltar que os modelos estarão apresentados na mesma sequência definida pelos Objetivos Específicos.

3.3.1 Modelo Matemático do Gerador

O modelo matemático desenvolvido nesta Dissertação para o componente gerador leva em consideração a aplicação dos princípios de conservação de massa e energia em regime de operação transiente para todos os volumes de controle (VC) considerados, bem como a divisão deste componente em três volumes de controle (VC_1 , VC_2 e VC_3) para que seja possível avaliar, individualmente, os estágios de líquido e vapor no equilíbrio de fases da solução de amônia e água. Sendo assim, através da aplicação do princípio de conservação de massa no VC_1 e considerando a lei de Henry para avaliar o equilíbrio mássico entre as fases, é possível observar que a vazão mássica de amônia na fase de vapor que deixa este volume de controle, representada por $\dot{m}_{1,v}$, pode ser descrita por:

$$\dot{m}_{1,v} = k\text{La}_{\text{NH}_3}^{(1)} (x_1 - x_{1,\text{NH}_3}^*) + k\text{La}_{\text{H}_2\text{O}}^{(1)} (1 - x_1 - x_{1,\text{H}_2\text{O}}^*) \quad (03)$$

onde o termo x_1 corresponde à fração mássica de amônia na fase de líquido que acompanha a vazão mássica $\dot{m}_{1,v}$ e os termos $k\text{La}_{\text{NH}_3}^{(1)}$ e $k\text{La}_{\text{H}_2\text{O}}^{(1)}$ representam, respectivamente, o coeficiente volumétrico de transferência de massa para a amônia e a água, em função da temperatura do VC, podendo ser calculadas através da seguinte correlação, baseada na equação de Arrhenius:

$$k\text{La}_{\text{NH}_3}^{(1)} = k\text{La}_{\text{H}_2\text{O}}^{(1)} = k_0 \cdot e^{\frac{-E_a}{T_1 + 273}} \quad (04)$$

e x_{1,NH_3}^* e $x_{1,\text{H}_2\text{O}}^*$ denotam, respectivamente, uma relação de fração mássica de equilíbrio para a amônia e para a água, calculadas através de:

$$x_{1,\text{NH}_3}^* = H_{\text{NH}_3,1-2} \cdot y_2 \quad (05)$$

$$x_{1,\text{H}_2\text{O}}^* = H_{\text{H}_2\text{O},1-2} \cdot (1 - y_2) \quad (06)$$

onde y_2 representa a fração mássica de ammonia na fase de vapor presente no VC₂. Além disso, os termos $H_{\text{NH}_3,1-2}$ e $H_{\text{H}_2\text{O},1-2}$ correspondem, respectivamente à constante de proporcionalidade da lei de Henry para a amônia e para a água entre os VC₁ e VC₂ e podem ser descritas por:

$$H_{\text{NH}_3,1-2} = h_{0,\text{NH}_3} \cdot e^{-c_{\text{NH}_3} \cdot T_1} \quad (07)$$

$$H_{\text{H}_2\text{O},1-2} = h_{0,\text{H}_2\text{O}} \cdot e^{-c_{\text{H}_2\text{O}} \cdot T_1} \quad (08)$$

onde os termos h_{0,NH_3} , $h_{0,\text{H}_2\text{O}}$, k_0 , E_a , c_{NH_3} e $c_{\text{H}_2\text{O}}$ são tratados como constantes numéricas e apresentados na Tabela 2. Adicionalmente, é importante ressaltar que o termo T_1 faz referência à temperatura do VC₁.

A vazão mássica transferida entre o VC₂ e o VC₃ gerada através da transferência de massa entre as fases de líquido e vapor nestes VC's, representada por \dot{m}_{3-2} , pode ser descrita através da seguinte relação:

$$\dot{m}_{3-2} = k\text{La}_{\text{NH}_3}^{(2)} (x_3 - x_{3,\text{NH}_3}^*) + k\text{La}_{\text{H}_2\text{O}}^{(2)} (1 - x_3 - x_{3,\text{H}_2\text{O}}^*) \quad (09)$$

onde x_3 o termo corresponde à fração mássica de amônia na fase de líquido presente no VC₃.

Além disso, os termos x_{3,NH_3}^* e $x_{3,\text{H}_2\text{O}}^*$ são definidos através de:

$$x_{3,\text{NH}_3}^* = H_{\text{NH}_3,3-2} \cdot y_2 = \left(h_{0,\text{NH}_3} \cdot e^{-c_{\text{NH}_3} \cdot T_3} \right) \cdot y_2 \quad (10)$$

$$x_{3,H_2O}^* = H_{H_2O,1-2} \cdot (1 - y_2) = \left(h_{0,H_2O} \cdot e^{-c_{H_2O} \cdot T_3} \right) \cdot (1 - y_2) \quad (11)$$

onde T_3 faz referência à temperature do VC₃ e $kLa_{NH_3}^{(2)}$ e $kLa_{H_2O}^{(2)}$ definidos por meio de:

$$kLa_{NH_3}^{(2)} = kLa_{H_2O}^{(2)} = k_0 \cdot e^{\frac{-E_a}{T_3 + 273}} \quad (12)$$

com k_0 e E_a obtidos através da Tabela 2.

Ao aplicar um balanço de massa para cada um dos volumes de controle que foram definidos para o gerador, é possível escrever as equações que descrevem as frações mássicas de amônia que estão presentes nos VC₁, VC₂ e VC₃. Assim, define-se que a variação da fração mássica de amônia na fase de líquido com relação ao tempo e presente no VC₁, x_1 , pode ser escrita por:

$$\frac{dx_1}{dt} = \frac{\dot{m}_{in} \cdot x_{\text{tank}} + \dot{m}_{3,l} \cdot x_3 - \dot{m}_{1,v,NH_3}}{m_1} \quad (13)$$

onde x_{tank} e m_1 são, respectivamente, a fração mássica de amônia líquida que acompanha a vazão mássica \dot{m}_{in} e a massa do VC₁. O termo \dot{m}_{1,v,NH_3} representa a vazão mássica de amônia pura na forma de vapor que deixa o VC₁ e que pode ser calculada através de:

$$\dot{m}_{1,v,NH_3} = kLa_{NH_3}^{(1)} (x_1 - x_{1,NH_3}^*) \quad (14)$$

onde os termos $kLa_{NH_3}^{(1)}$ e x_{1,NH_3}^* podem ser calculados, respectivamente, pelas Eq. (04) e (05).

De maneira análoga ao que foi desenvolvido anteriormente para o VC₁ e através da aplicação de um balanço de massa ao VC₂, a variação da fração mássica de amônia na forma de vapor ao longo do tempo que se encontra presente no interior do VC₂, também denotada por y_2 , pode ser descrita por:

$$\frac{dy_2}{dt} = \frac{\dot{m}_{1,v,NH_3} - \dot{m}_{3-2,NH_3} - \dot{m}_{2,v,NH_3}}{m_2} \quad (15)$$

onde m_2 corresponde à massa do volume de controle VC₂. Os termos \dot{m}_{3-2,NH_3} e \dot{m}_{2,v,NH_3} podem ser calculados através de:

$$\dot{m}_{3-2,NH_3} = kLa_{NH_3}^{(2)} (x_3 - x_{3,NH_3}^*) \quad (16)$$

$$\dot{m}_{2,v,NH_3} = kLa_{NH_3}^{(1)} (x_1 - x_{1,NH_3}^*) - kLa_{NH_3}^{(2)} (x_3 - x_{3,NH_3}^*) \quad (17)$$

Além disso, a variação da fração mássica de amônia na fase líquida com relação ao tempo e que se encontra presente no VC₃, representada por x_3 , é definida, também, através da aplicação de um balanço de massa ao VC₃ e pode ser calculada por:

$$\frac{dx_3}{dt} = \frac{\dot{m}_{3-2,NH_3} + \dot{m}_{out} \cdot x_5 - \dot{m}_{3,l} \cdot x_3}{m_3} \quad (18)$$

onde m_3 corresponde à massa do volume de controle VC₃.

Com o intuito de que seja possível de modelar o comportamento da temperatura de cada um dos volumes de controle do componente em análise, e.g. gerador térmico (formado pelos VC₁, VC₂ e VC₃), foi levado em consideração a aplicação do princípio da conservação de energia para sistemas abertos. Dessa forma, para o VC₁, é possível escrever a variação da temperatura deste volume de controle com relação ao tempo, denotada por dT_1/dt , através de:

$$\frac{dT_1}{dt} = \frac{\dot{m}_{in} \cdot h_{liq}(T_{in}) + \dot{m}_{3,l} \cdot h_{liq}(T_3) - \dot{m}_{1,v,NH_3} \cdot h_{v,NH_3}(T_1) + \dot{m}_{1,v,H_2O} \cdot h_{v,H_2O}(T_1) + \dot{Q}_{GER}}{m_1 \cdot c_{p,liq}} \quad (19)$$

onde o termo $h_{liq}(T_{in})$ se refere à entalpia específica de amônia na fase líquida em função da temperatura $T_{in} = 20^\circ C$ e definida através da seguinte correlação:

$$h_{liq} = 5,03 \cdot T + 172,02 \quad (20)$$

e o termo $h_{liq}(T_3)$ corresponde à entalpia específica de amônia líquida em função da temperatura T_3 , obtida através da Eq. (20). Além disso, o termo \dot{m}_{1,v,H_2O} pode ser definido como:

$$\dot{m}_{1,v,H_2O} = kLa_{H_2O}^{(1)} (1 - x_1 - x_{1,H_2O}^*) \quad (21)$$

com os termos $kLa_{H_2O}^{(1)}$ e x_{1,H_2O}^* calculados, respectivamente, através das Eq. (04) e (06). Os termos h_{v,NH_3} e h_{v,H_2O} correspondem, respectivamente, às entalpias específicas de amônia e água na fase de vapor. É importante ressaltar que, neste caso, ambas as entalpias citadas estão relacionadas à temperatura T_1 e podem ser calculadas por:

$$h_{v,NH_3} = -0,0142 \cdot T^2 + 1,3677 \cdot T + 1438,8 \quad (22)$$

$$h_{v,H_2O} = 1,7744 \cdot T_1 + 2502,9 \quad (23)$$

Além disso, o termo $c_{p,liq}$ representa o calor específico à pressão constante da solução líquida de amônia e água, considerado como constante e apresentado na Tabela 2. O termo \dot{Q}_{GER} denota a taxa de transferência de calor transferido da fonte de energia térmica do sistema de refrigeração por absorção ao gerador, calculada por:

$$\dot{Q}_{GER} = (UA)_{GER} \cdot (T_g - T_1) \quad (24)$$

onde $(UA)_{GER}$ e T_g representam, respectivamente, a condutância térmica e a temperatura dos gases de exaustão provenientes da queima de GLP (Gás Liquefeito de Petróleo) em uma câmara de combustão. Ambos os termos são mantidos constantes durante a simulação e podem ser obtidos através da Tabela 2.

Com a aplicação do princípio da conservação de energia ao VC₂, foi possível definir a variação da temperatura do VC₂ com relação ao tempo, descrita pelo termo dT_2/dt . Dessa forma, este termo pode ser expresso através da seguinte relação:

$$\frac{dT_2}{dt} = \frac{A - B - C}{m_2 \cdot c_{p,vap}} \quad (25)$$

onde os termos “A”, “B” e “C” são definidos por:

$$A = \dot{m}_{1,v,NH_3} \cdot h_{v,NH_3}(T_1) + \dot{m}_{1,v,H_2O} \cdot h_{v,H_2O}(T_1) \quad (26)$$

$$B = \dot{m}_{3-2,NH_3} \cdot h_{v,NH_3}(T_2) + \dot{m}_{3-2,H_2O} \cdot h_{v,H_2O}(T_2) \quad (27)$$

$$C = \dot{m}_{2,v,NH_3} \cdot h_{v,NH_3}(T_2) + \dot{m}_{2,v,H_2O} \cdot h_{v,H_2O}(T_2) \quad (28)$$

onde $h_{v,NH_3}(T_1)$, $h_{v,H_2O}(T_1)$, $h_{v,NH_3}(T_2)$ e $h_{v,H_2O}(T_2)$ podem ser calculados através das Eq. (22) e Eq. (23). Além disso, o valor de $c_{p,vap}$ é dado na Tabela 2 e o termo \dot{m}_{3-2,H_2O} pode ser calculado por:

$$\dot{m}_{3-2,H_2O} = kLa_{H_2O}^{(2)} (1 - x_3 - x_{3,H_2O}^*) \quad (29)$$

com x_{3,H_2O}^* obtido pela Eq. (11).

De maneira similar ao previamente desenvolvido, a distribuição da temperatura ao longo do tempo com relação ao VC₃, denotada pelo termo dT_3/dt , pode ser obtida através da Eq. (30).

$$\frac{dT_3}{dt} = \frac{\dot{m}_{3-2,NH_3} \cdot h_{v,NH_3}(T_2) + \dot{m}_{3-2,H_2O} \cdot h_{v,H_2O}(T_2) + \dot{m}_{out} \cdot h_{liq}(T_5) - \dot{m}_{3,l} \cdot h_{liq}(T_3)}{m_3 \cdot c_{p,liq}} \quad (30)$$

3.3.2 Modelo Matemático do Retificador

Assim como o mostrado pelas Eq. (03) e (09), para calcular a quantidade de massa por unidade de tempo que é transferida entre os VC₄ e o VC₅, representada pelo termo \dot{m}_{4-5} , i.e., entre os volumes de controle previamente definidos para representar o componente retificador, é utilizada a seguinte relação:

$$\dot{m}_{4-5} = kLa_{NH_3}^{(3)} (x_5 - x_{5,NH_3}^*) + kLa_{H_2O}^{(3)} (1 - x_5 - x_{5,H_2O}^*) \quad (31)$$

onde x_5 denota a fração mássica de amônia na fase de líquido que se encontra presente no VC₅. Além disso, T_5 refere-se à temperatura do VC₅ e x_{5,NH_3}^* e x_{5,H_2O}^* podem ser escritos por:

$$x_{5,\text{NH}_3}^* = H_{\text{NH}_3,4-5} \cdot y_4 = \left(h_{0,\text{NH}_3} \cdot e^{-c_{\text{NH}_3} \cdot T_5} \right) \cdot y_4 \quad (32)$$

$$x_{5,\text{H}_2\text{O}}^* = H_{\text{H}_2\text{O},4-5} \cdot (1 - y_4) = \left(h_{0,\text{H}_2\text{O}} \cdot e^{-c_{\text{H}_2\text{O}} \cdot T_5} \right) \cdot (1 - y_4) \quad (33)$$

e os coeficientes volumétricos de transferência de massa, representados por $k\text{La}_{\text{NH}_3}^{(3)}$ e $k\text{La}_{\text{H}_2\text{O}}^{(3)}$, podem ser obtidos através de:

$$k\text{La}_{\text{NH}_3}^{(3)} = k\text{La}_{\text{H}_2\text{O}}^{(3)} = k_0 \cdot e^{\frac{-E_a}{T_5 + 273}} \quad (34)$$

Além disso, ao aplicar o princípio da conservação de massa sob a condição de regime permanente e admitindo que não haja acumulação de massa nos volumes de controle à qual estão submetidas, é possível definir as vazões mássicas $\dot{m}_{2,v}$, \dot{m}_{REF} , \dot{m}_{out} , $\dot{m}_{3,l}$ e \dot{m}_{in} através das seguintes correlações:

$$\dot{m}_{2,v} = \dot{m}_{1,v} - \dot{m}_{3-2} \quad (35)$$

$$\dot{m}_{\text{REF}} = \dot{m}_{2,v} - \dot{m}_{4-5} \quad (36)$$

$$\dot{m}_{\text{out}} = \dot{m}_{4-5} \quad (37)$$

$$\dot{m}_{3,l} = \dot{m}_{\text{out}} + \dot{m}_{3-2} \quad (38)$$

$$\dot{m}_{\text{in}} = \dot{m}_{1,v} - \dot{m}_{3,l} \quad (39)$$

onde o termo $\dot{m}_{2,v}$ representa a vazão mássica de amônia na forma de vapor que deixa o VC₂ e que chega no VC₄, \dot{m}_{REF} denota a vazão mássica de amônia pura que deixa o componente retificador através do VC₄, \dot{m}_{out} corresponde à vazão mássica de líquido que chega no gerador térmico através do processo de condensação que ocorre no retificador, i.e., proveniente do VC₅ até o VC₃, $\dot{m}_{3,l}$ representa a vazão mássica de amônia na fase de líquido que é transferida

do VC₃ para o VC₁ e, finalmente, o termo \dot{m}_{in} corresponde à vazão mássica de líquido que entra no VC₁.

As frações mássicas de amônia nas fases de vapor, presente no VC₄, e líquido, presente no VC₅, representadas, respectivamente, por y_4 e x_5 , podem ser calculadas através das seguintes equações:

$$\frac{dy_4}{dt} = \frac{\dot{m}_{2,v,NH_3} - \dot{m}_{REF,NH_3} - \dot{m}_{4-5,NH_3}}{m_4} \quad (40)$$

$$\frac{dx_5}{dt} = \frac{\dot{m}_{4-5,NH_3} + \dot{m}_{4-5} \cdot x_5}{m_5} \quad (41)$$

onde m_4 e m_5 representam, respectivamente, as massas do VC₄ e do VC₅. Ambas as vazões mássicas que são apresentadas nas Eq. (40) e (41) e ainda não referenciadas, i.e. \dot{m}_{4-5,NH_3} e \dot{m}_{REF,NH_3} , podem ser obtidas através de:

$$\dot{m}_{4-5,NH_3} = kLa_{NH_3}^{(3)} (x_5 - x_{5,NH_3}^*) \quad (42)$$

$$\dot{m}_{REF,NH_3} = kLa_{NH_3}^{(1)} (x_1 - x_{1,NH_3}^*) - kLa_{NH_3}^{(2)} (x_3 - x_{3,NH_3}^*) - kLa_{NH_3}^{(3)} (x_5 - x_{5,NH_3}^*) \quad (43)$$

onde x_{5,NH_3}^* pode ser obtido através da Eq. (16). De maneira geral, é importante enfatizar que as respectivas massas dos VC₁ a VC₅, i.e., de m_1 até m_5 , são consideradas como sendo constantes durante a simulação computacional e seus valores numéricos são mostrados na Tabela 2.

Em caráter similar ao que foi desenvolvido nas Eq. (19), (25) e (30), as variações/distribuições de temperatura com relação ao tempo do VC₄ (dT_4/dt) e do VC₅ (dT_5/dt) podem ser calculadas através de:

$$\frac{dT_4}{dt} = \frac{D - E - F - \frac{(UA)_{RET} \cdot (T_4 - T_w)}{2}}{m_4 \cdot c_{p,vap}} \quad (44)$$

$$\frac{dT_5}{dt} = \frac{\dot{m}_{4-5,NH_3} \cdot h_{v,NH_3}(T_4) + \dot{m}_{4-5,H_2O} \cdot h_{v,H_2O}(T_4) - \dot{m}_{out} \cdot h_{liq}(T_5) - \frac{(UA)_{RET} \cdot (T_4 - T_w)}{2}}{m_5 \cdot c_{p,liq}} \quad (45)$$

onde:

$$D = \dot{m}_{2,v,NH_3} \cdot h_{v,NH_3}(T_2) + \dot{m}_{2,v,H_2O} \cdot h_{v,H_2O}(T_2) \quad (46)$$

$$E = \dot{m}_{REF,NH_3} \cdot h_{v,NH_3}(T_4) + \dot{m}_{REF,H_2O} \cdot h_{v,H_2O}(T_4) \quad (47)$$

$$F = \dot{m}_{4-5,NH_3} \cdot h_{v,NH_3}(T_4) + \dot{m}_{4-5,H_2O} \cdot h_{v,H_2O}(T_4) \quad (48)$$

onde o termo $(UA)_{RET}$ representa a condutância térmica no retificador e \dot{m}_{4-5,H_2O} pode ser calculado através de:

$$\dot{m}_{4-5,H_2O} = kLa_{H_2O}^{(3)} (1 - x_5 - x_{5,H_2O}^*) \quad (49)$$

e x_{5,H_2O}^* obtido através da Eq. (33).

3.3.3 Modelo Matemático do Absorvedor

No absorvedor ocorre o processo de absorção de amônia na forma de vapor superaquecido, proveniente do componente evaporador, pela solução fraca de água e amônia que deixa o trocador de calor regenerador. Assim, no interior deste volume de controle existem duas fases que se encontram em contato uma com a outra, líquido e vapor, produzindo uma única solução líquida concentrada em amônia (MARTINHO, 2013).

Para efeitos de modelagem, o componente absorvedor foi considerado como sendo um único volume de controle, conforme mostrado na Figura 6, e, posteriormente, dividido em dois elementos de volume. Levando em consideração que a reação química que ocorre no absorvedor pode ser expressa por:



é possível determinar, através da aplicação do princípio da conservação de massa, as equações que representam as variações das concentrações com relação ao tempo de cinco constituintes químicos presentes no absorvedor. Cada um destes cinco constituintes químicos foi analisado de acordo com a fase em que se encontram, de líquido ou de vapor, e, conseqüentemente, cada uma dessas fases foi considerada como sendo um elemento de volume durante o processo de modelagem. Os constituintes analisados são: a amônia na fase líquida ($[\text{NH}_{3,\text{liq}}]$), amônia gasosa ($[\text{NH}_{3,\text{gas}}]$), água líquida ($[\text{H}_2\text{O}_{\text{liq}}]$), vapor de água ($[\text{H}_2\text{O}_{\text{gas}}]$) e o íon amônio ($[\text{NH}_4^+]$), considerado um produto da reação. Dessa forma, a variação da concentração em função do tempo da amônia na fase líquida ($[\text{NH}_{3,\text{liq}}]$) pode ser expressa através de:

$$\frac{d[\text{NH}_{3,\text{liq}}]}{dt} = C_1 + C_2 - C_3 \quad (51)$$

onde:

$$C_1 = \frac{q_{\text{liq}}}{V_{\text{liq}}} ([\text{NH}_{3,\text{liq},\text{in}}] - [\text{NH}_{3,\text{liq}}]) \quad (52)$$

$$C_2 = \frac{k\text{La}_{\text{NH}_3}^{\text{Abs}} (x_{\text{Abs},\text{NH}_3}^* - x_{\text{Abs},\text{NH}_3}) \cdot n_{\text{tot}} \cdot \bar{M}_{\text{NH}_3}}{V_{\text{liq}}} \quad (53)$$

$$C_3 = K_{\text{NH}_3} \cdot [\text{NH}_{3,\text{liq}}] \cdot [\text{H}_2\text{O}_{\text{liq}}] \quad (54)$$

onde o termo q_{liq} refere-se à vazão volumétrica de líquido, o termo V_{liq} representa o volume de líquido presente no absorvedor, $[\text{NH}_{3,\text{liq},\text{in}}]$ denota a concentração inicial de amônia na fase líquida neste VC, $k\text{La}_{\text{NH}_3}^{\text{Abs}}$ é o coeficiente de transferência de massa para a amônia no absorvedor, $x_{\text{Abs},\text{NH}_3}^*$ representa a fração molar de equilíbrio da amônia neste VC, o termo n_{tot} corresponde ao número total de mols da solução química presente no absorvedor, \bar{M}_{NH_3} é a massa molar de amônia e K_{NH_3} representa a constante de reação da amônia.

De maneira similar ao que foi desenvolvido para a concentração de amônia líquida na Eq. (51), através da aplicação do princípio de conservação de massa no absorvedor, a vari-

ação da concentração em relação ao tempo de água na fase líquida ($[H_2O_{liq}]$) que se encontra presente no interior deste volume de controle pode ser descrita por:

$$\frac{d[H_2O_{liq}]}{dt} = C_4 + C_5 - C_6 \quad (55)$$

onde:

$$C_4 = \frac{q_{liq}}{V_{liq}} ([H_2O_{liq,in}] - [H_2O_{liq}]) \quad (56)$$

$$C_5 = \frac{kLa_{H_2O}^{Abs} (x_{Abs,H_2O}^* - x_{Abs,H_2O}) \cdot n_{tot} \cdot \bar{M}_{H_2O}}{V_{liq}} \quad (57)$$

$$C_6 = K_{H_2O} \cdot [NH_{3,liq}] \cdot [H_2O_{liq}] \quad (58)$$

onde o termo $[H_2O_{liq,in}]$ denota a concentração inicial de água na fase líquida presente no absorvedor, $kLa_{H_2O}^{Abs}$ é o coeficiente de transferência de massa para a água neste volume de controle, x_{Abs,H_2O}^* representa a fração molar de equilíbrio para a água neste VC, \bar{M}_{H_2O} corresponde à massa molar de água e, por fim, o termo K_{H_2O} representa a constante de reação para a água.

Além disso, as equações que descrevem as variações das concentrações, com relação ao tempo, do íon amônio ($[NH_{4,liq}^+]$), produto da reação química no absorvedor, do vapor de água ($[H_2O_{gas}]$) e de amônia na forma de gás ($[NH_{3,gas}]$) podem ser descritas, respectivamente, por:

$$\frac{d[NH_{4,liq}^+]}{dt} = C_7 + C_3 \quad (59)$$

$$\frac{d[H_2O_{gas}]}{dt} = C_8 - C_9 \quad (60)$$

$$\frac{d[\text{NH}_{3,\text{gas}}]}{dt} = C_{10} - C_{11} \quad (61)$$

onde os termos C_7 a C_{11} são dados por:

$$C_7 = \frac{q_{\text{liq}}}{V_{\text{liq}}} ([\text{NH}_{4,\text{liq},\text{in}}^+] - [\text{NH}_{4,\text{liq}}^+]) \quad (62)$$

$$C_8 = \frac{q_{\text{gas}}}{V_{\text{gas}}} ([\text{NH}_{3,\text{gas},\text{in}}] - [\text{NH}_{3,\text{gas}}]) \quad (63)$$

$$C_9 = \frac{kLa_{\text{NH}_3}^{\text{Abs}} (x_{\text{Abs},\text{NH}_3}^* - x_{\text{Abs},\text{NH}_3}) \cdot n_{\text{tot}}}{V_{\text{gas}}} \quad (64)$$

$$C_{10} = \frac{q_{\text{gas}}}{V_{\text{gas}}} ([\text{H}_2\text{O}_{\text{gas},\text{in}}] - [\text{H}_2\text{O}_{\text{gas}}]) \quad (65)$$

$$C_{11} = \frac{kLa_{\text{H}_2\text{O}}^{\text{Abs}} (x_{\text{Abs},\text{H}_2\text{O}}^* - x_{\text{Abs},\text{H}_2\text{O}}) \cdot n_{\text{tot}}}{V_{\text{gas}}} \quad (66)$$

e o termo C_3 , utilizado na Eq. (59), é calculado através da Eq. (54). Além disso, os termos

n_{tot} , $x_{\text{Abs},\text{NH}_3}$, $x_{\text{Abs},\text{H}_2\text{O}}$, $x_{\text{Abs},\text{NH}_3}^*$ e $x_{\text{Abs},\text{H}_2\text{O}}^*$ podem ser obtidos através de:

$$n_{\text{tot}} = n_{\text{NH}_3} + n_{\text{H}_2\text{O}} + n_{\text{NH}_4^+} \quad (67)$$

$$x_{\text{Abs},\text{NH}_3} = \frac{n_{\text{NH}_3}}{n_{\text{tot}}} \quad (68)$$

$$x_{\text{Abs},\text{H}_2\text{O}} = \frac{n_{\text{H}_2\text{O}}}{n_{\text{tot}}} \quad (69)$$

$$x_{\text{Abs},\text{NH}_3}^* = 0.067 \cdot p_{\text{sat},\text{NH}_3} + 0.245 \quad (70)$$

$$X_{\text{Abs,H}_2\text{O}}^* = \frac{[\text{H}_2\text{O}_{\text{gas}}] \cdot R \cdot T_{\text{emp}}}{P_{\text{sat,H}_2\text{O}}} \quad (71)$$

com:

$$P_{\text{sat,NH}_3} = 10^{\Lambda_{\text{NH}_3} - \frac{B_{\text{NH}_3}}{T_{\text{emp}} + C_{\text{NH}_3}}} \quad (72)$$

$$P_{\text{sat,H}_2\text{O}} = 10^{\Lambda_{\text{H}_2\text{O}} - \frac{B_{\text{H}_2\text{O}}}{T_{\text{emp}} + C_{\text{H}_2\text{O}}}} \quad (73)$$

onde todos os termos numéricos que são tratados como constantes durante a simulação estão descritos na Tabela 3.

3.3.4 Modelo Matemático do Condensador

Levando em consideração que o principal objetivo desta Dissertação quando se diz respeito ao condensador (que opera em regime de pressão em 10 [bar]) e ao evaporador (operando em regime de pressão em 2 [bar]) é a análise da taxa de transferência de calor nestes componentes com o intuito do cálculo do COP, a equação que descreve o comportamento deste parâmetro no condensador, em regime permanente, pode ser dada através da seguinte equação:

$$\dot{Q}_{\text{cond}} = \dot{m}_{\text{cond}} \left[c_{p,\text{cond}} \cdot (T_{\text{in,cond}} - T_{\text{out,cond}}) + L_{f,\text{cond}} \right] \quad (74)$$

que considera que os efeitos de transferência de calor é baseado tanto na parcela de calor sensível, quanto na de calor latente. Os termos numéricos utilizados na Eq. (74) são tratados como constantes e dados por: $\dot{m}_{\text{cond}} = 0,0032$ [kg/s], $c_{p,\text{cond}} = 2.175$ [J/kgK], $T_{\text{in,cond}} = 44$ [°C], $T_{\text{out,cond}} = 25$ [°C] and $L_{f,\text{cond}} = 1.373.000$ [J/kg].

3.3.5 Modelo Matemático do Evaporador

Admitindo que antes de entrar no evaporador, o fluido refrigerante, i.e. a amônia, flui através da válvula de expansão (que provoca um efeito de redução de pressão de 10 [bar] no

condensador para 2 [bar] no evaporador) sob um processo isoentálpico, é possível escrever as seguintes relações:

$$x_{\text{vap,evap}} + x_{\text{liq,evap}} = 1 \quad (75)$$

$$h_{\text{liq,10bar}} = x_{\text{liq,evap}} \cdot h_{\text{liq,2bar}} + x_{\text{vap,evap}} \cdot h_{\text{vap,2bar}} \quad (76)$$

onde o termo $h_{\text{liq,10bar}}$ se refere à entalpia específica do fluido refrigerante (amônia) na fase líquida que deixa o condensador a 10 [bar], $h_{\text{liq,2bar}}$ representa a entalpia específica do fluido refrigerante (amônia) na fase líquida que se encontra presente no evaporador a 2 [bar] e o termo $h_{\text{vap,2bar}}$ denota a entalpia específica do fluido refrigerante (amônia) na fase de vapor que está presente no evaporador a 2 [bar]. Além disso, os termos $x_{\text{vap,evap}}$ e $x_{\text{liq,evap}}$ representam, respectivamente, a fração de vapor e líquido no interior do evaporador.

Considerando que no componente evaporador há somente a influência de calor latente, a taxa de transferência de calor que ocorre neste componente que opera em regime permanente, \dot{Q}_{evap} , pode ser escrita através de:

$$\dot{Q}_{\text{evap}} = \dot{m}_{\text{evap}} \cdot x_{\text{liq,evap}} \cdot L_{f,\text{evap}} \quad (77)$$

onde $\dot{m}_{\text{evap}} = \dot{m}_{\text{cond}} = 0,0032$ [kg/s], $x_{\text{liq,evap}} = 0,845$ and $L_{f,\text{evap}} = 1.325.970$ [J/kg].

3.4 MÉTODO NUMÉRICO

O problema numérico a ser resolvido consiste em integrar, numericamente, as equações diferenciais ordinárias (EDO's), que descrevem o comportamento do gerador, retificador e absorvedor, com relação ao tempo e auxiliadas por equações algébricas. O modelo matemático foi implementado, computacionalmente, através da linguagem de programação Fortran[®] 95.

As EDO's a serem integradas no tempo são regidas através das seguintes variáveis: as temperaturas dos volumes de controle que descrevem o gerador e o retificador, as frações mássicas nas fases de líquido que descrevem o gerador e o retificador e as concentrações dos constituintes químicos que se encontram presentes na reação que ocorre no absorvedor. Para

isso, tais variáveis foram integradas explicitamente no tempo com a utilização de passos adaptativos e através da utilização do método de Runge-Kutta de 4ª/5ª ordem (KINCAID e CHENEY, 1991). Em caráter numérico, o passo de tempo é ajustado, automaticamente, de acordo com o erro de truncamento local, que é mantido abaixo de uma tolerância especificada, de 10^{-6} . Como critérios de parada, o código computacional desenvolvido permite a realização de cálculos até um tempo final pré-estabelecido ou condição de regime permanente (MARTINHO, 2013).

3.5 CONSTANTES NUMÉRICAS E CONDIÇÕES INICIAIS DE SIMULAÇÃO

A Tabela 2 apresenta as constantes numéricas que são utilizadas para a simulação computacional do modelo matemático do conjunto gerador e retificador. Já a Tabela 3 faz referência às constantes utilizadas para a utilização no algoritmo computacional do absorvedor.

TABELA 2 – CONSTANTES DE SIMULAÇÃO: GERADOR E RETIFICADOR

Variáveis/Constantes	Valores Numéricos	Unidades
c_{NH_3}	0,032	[-]
$c_{\text{H}_2\text{O}}$	0,014	[-]
h_{0,NH_3}	0,551	[-]
$h_{0,\text{H}_2\text{O}}$	0,919	[-]
k_0	$3,6738 \cdot 10^{15}$	$[\text{h}^{-1}]$
E_a	14200,62	$[\text{kJ} \cdot \text{mol}^{-1}]$
$c_{p,\text{liq}}$	5,03	$[\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$
$c_{p,\text{vap}}$	1,50	$[\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$
x_{tank}	0,50	[-]
T_w	20	$[\text{°C}]$
T_g	150	$[\text{°C}]$
m_1	10,0	[kg]
m_2	0,10	[kg]
m_3	1,00	[kg]
m_4	0,50	[kg]
m_5	0,50	[kg]
$(UA)_{\text{GER}}$	0,070	$[\text{kW} \cdot \text{K}^{-1}]$
$(UA)_{\text{RET}}$	0,005	$[\text{kW} \cdot \text{K}^{-1}]$

FONTE: O AUTOR, 2018.

TABELA 3 – CONSTANTES DE SIMULAÇÃO: ABSORVEDOR

Variáveis/Constantes	Valores Numéricos	Unidades
\bar{M}_{NH_3}	17	[g.mol ⁻¹]
$\bar{M}_{\text{H}_2\text{O}}$	18	[g.mol ⁻¹]
q_{liq}	5,0	[Lh ⁻¹]
q_{gas}	2000	[Lh ⁻¹]
V_{liq}	0,1	[L]
V_{gas}	0,01	[L]
R	0,082057338	[atm.L.mol ⁻¹ .K ⁻¹]
T_{emp}	300	[K]
A_{NH_3}	4,86	[-]
B_{NH_3}	1113,9	[-]
C_{NH_3}	-10,409	[-]
$A_{\text{H}_2\text{O}}$	4,65	[-]
$B_{\text{H}_2\text{O}}$	1435,2	[-]
$C_{\text{H}_2\text{O}}$	-64,840	[-]
$kL a_{\text{NH}_3}^{\text{Abs}}$	3,0	[s ⁻¹]
$kL a_{\text{H}_2\text{O}}^{\text{Abs}}$	3,0	[s ⁻¹]
K_{NH_3}	100	[Ls ⁻¹ g ⁻¹]
$K_{\text{H}_2\text{O}}$	100	[Ls ⁻¹ g ⁻¹]

FONTE: O AUTOR, 2018.

Conforme visto na Seção 3.4, os resultados numéricos, tanto para o conjunto gerador/retificador quanto para o absorvedor, foram produzidos através de um código computacional escrito em Fortran[®], onde as equações geradas para o modelo matemático foram integradas no tempo através da aplicação do método de Runge-Kutta-Fehlberg de 4^a/5^a ordem com passo adaptativo e fazendo uso de algumas condições iniciais. Dessa forma, tais condições iniciais para o conjunto gerador/retificador e para o absorvedor estão descritas, respectivamente, nas Tabelas 4 e 5. Além disso, é importante ressaltar que as frações mássicas na fase de vapor (“y”) presentes no interior do conjunto gerador e retificador foram tratadas como constantes durante a simulação e estipuladas como sendo $y_2 = 0,80$ (ou 80%) e $y_4 = 0,99$ (ou 99%).

TABELA 4 – CONDIÇÕES INICIAIS DE SIMULAÇÃO: GERADOR/RETIFICADOR

Volume de Controle	Temperaturas Iniciais [°C]	Initial Mass Fraction [-]
CV ₁	20	0,50

CV ₂	20	0,80 (C ^{te})
CV ₃	20	0,50
CV ₄	20	0,99 (C ^{te})
CV ₅	20	0,50

FONTE: O AUTOR, 2018.

TABELA 5 – CONDIÇÕES INICIAIS DE SIMULAÇÃO: ABSORVEDOR

Constituinte Químico	Valor Numérico	Unidades
[NH _{3,liq,in}]	25	[gL ⁻¹]
[H ₂ O _{liq,in}]	950	[gL ⁻¹]
[NH ₄ ⁺ _{liq,in}]	25	[gL ⁻¹]
[NH _{3,gas,in}]	0	[gL ⁻¹]
[H ₂ O _{gas,in}]	0	[gL ⁻¹]

FONTE: O AUTOR, 2018.

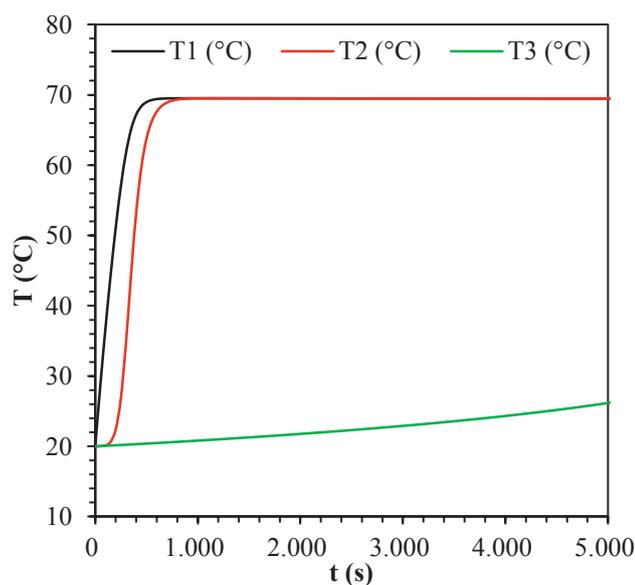
4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Neste Capítulo, os modelos matemáticos que foram desenvolvidos para o gerador, retificador e absorvedor serão utilizados para prever e discutir o comportamento *quasi*-permanente destes componentes. Serão, também, avaliados os modelos desenvolvidos para o condensador e para o evaporador com o intuito de obter o coeficiente de desempenho (COP) do sistema de refrigeração por absorção em análise. Já no final do Capítulo 4, será realizada uma análise paramétrica, em caráter numérico, dos modelos matemáticos a fim de que se possa analisar a influência de determinados parâmetros de operação dos componentes do sistema de refrigeração por absorção.

4.1 SIMULAÇÃO NUMÉRICA DO GERADOR E DO RETIFICADOR

Os principais resultados que serão apresentados com relação à simulação numérica do conjunto de componentes gerador e retificador são as distribuições de temperatura da solução de amônia e água e o comportamento das frações mássicas de amônia na fase de líquido para os volumes de controle, conforme definidos na Figura 5, e.g. VC₁ a VC₅, em regime transiente que compõem estes importantes componentes de um sistema de refrigeração por absorção.

FIGURA 7 – DISTRIBUIÇÃO DAS TEMPERATURAS DOS VC'S DO GERADOR

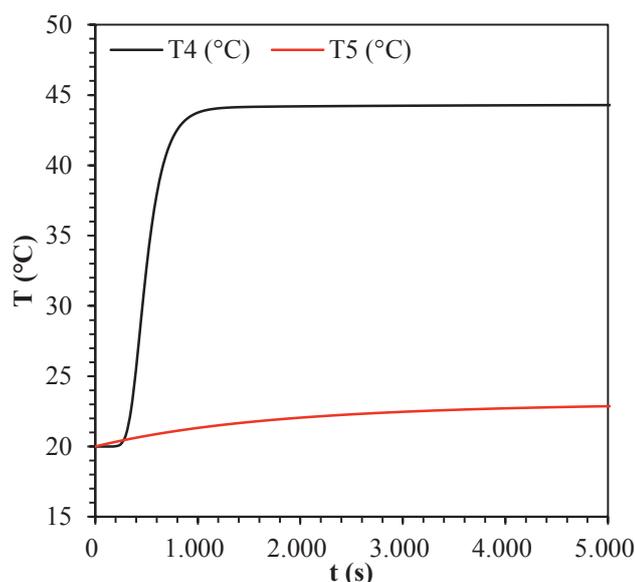


FONTE: O AUTOR, 2018.

Dessa forma, a Figura 7 mostra a distribuição das temperaturas T₁ a T₃, que correspondem, respectivamente, às temperaturas dos VC₁ a VC₃ e que formam o componente gera-

dor, ao longo do tempo e durante um período de simulação computacional de 5.000 segundos. De acordo com o gráfico, é possível notar que há uma diferença no tempo em que as temperaturas do VC₁ (T₁), do VC₂ (T₂) e do VC₃ (T₃) alcançam o regime permanente. A condição de estado estacionário, i.e., quando não há influência do tempo sobre a propriedade em análise, é alcançada por T₁ e por T₂, respectivamente, em um tempo computacional de 500 e 750 segundos e, ambas, na temperatura de 69,4°C.

FIGURA 8 – DISTRIBUIÇÃO DAS TEMPERATURAS DOS VC'S DO RETIFICADOR



FONTE: O AUTOR, 2018.

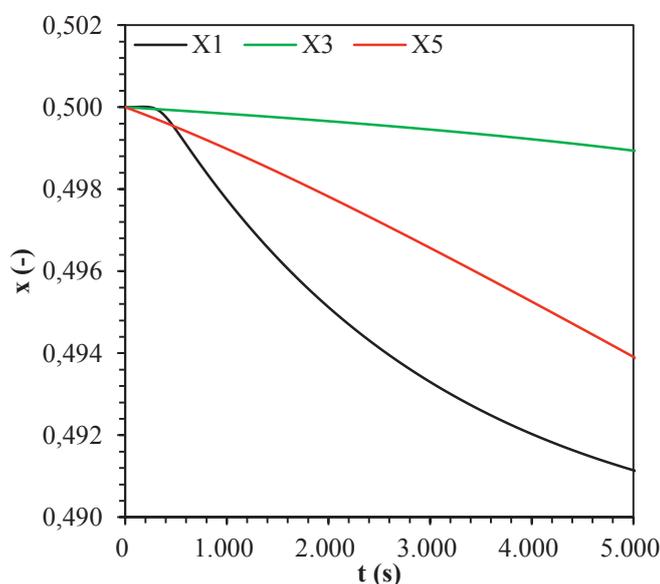
Já a Figura 8 mostra a distribuição das temperaturas T₄ e T₅ ao longo do tempo, também considerado um período de simulação de 5.000 segundos. Estas temperaturas correspondem às temperaturas dos volumes de controle que compõem o componente retificador, ou seja, do VC₄ e do VC₅. Conforme é possível observar, no retificador, especificamente para VC₄, a condição de regime permanente é alcançada quando a simulação computacional atinge o patamar de 1.000 segundos e a temperatura de 44,2°C.

Agora, quando se analisa simultaneamente as Figuras 7 e 8, percebe-se que as temperaturas T₃ e T₅, que representam, respectivamente, as temperaturas dos VC₃ e VC₅, não atingem a condição de estado estacionário dentro do tempo total e pré-estabelecido de simulação, i.e., 5.000 segundos. Alternativamente, quando se realizou uma simulação com tempo total de 10.000 segundos, percebeu-se que estas mesmas temperaturas continuam sua tendência em aumentar mesmo que lentamente, mas ainda assim sem alcançar determinado patamar de regime permanente. Isso, possivelmente, se deve ao fato de que os modelos desenvolvidos para

o conjunto gerador e retificador apresentam uma grande variedade de constantes e parâmetros numéricos a serem ajustadas durante a simulação. Isso faz com que, até o momento, as equações que governam T_3 e T_5 não estejam devidamente calibradas, do ponto de vista numérico, para trabalhar nas mesmas faixas de operação das temperaturas T_1 , T_2 e T_4 .

Além disso, as Figuras 7 e 8 mostram que, ao atingir a condição de estado estacionário, exceto T_3 e T_5 , as temperaturas que estão relacionadas com os volumes de controle que representam o componente gerador são maiores quando comparadas com as temperaturas do componente retificador. Conforme observado através do funcionamento experimental de um sistema de refrigeração por absorção instalado no Laboratório de Máquinas Hidráulicas da Universidade Federal do Paraná, esse comportamento representa o fenômeno físico que ocorre nestes componentes. Além disso, justifica-se este fato através da consideração de que o gerador é um componente e/ou um subsistema que se encontra diretamente conectado à fonte de alimentação energética na forma de calor (\dot{Q}_{GER}) de um sistema de refrigeração por absorção.

FIGURA 9 – FRAÇÃO MÁSSICA DE AMÔNIA DOS VC'S NA FASE DE LÍQUIDO



FONTE: O AUTOR, 2018.

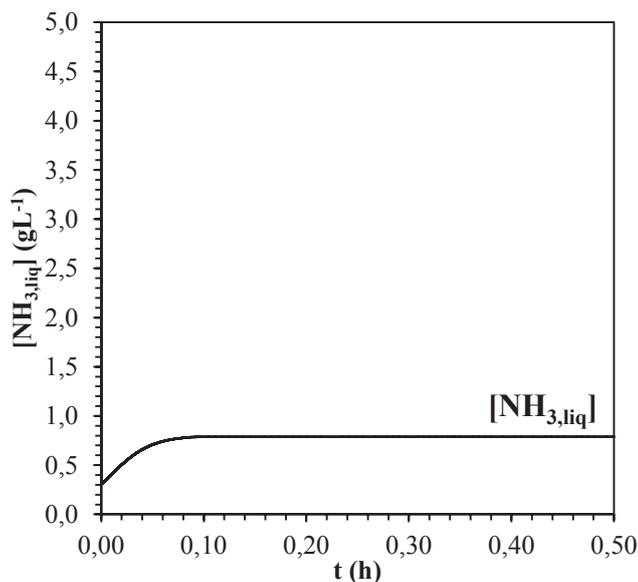
A Figura 9 mostra a evolução, ao longo do tempo, dos valores de frações mássicas de amônia na fase de líquido para os volumes de controle VC_1 , VC_3 e VC_5 e que estão representadas, respectivamente, por x_1 , x_3 e x_5 . Vale lembrar que x_1 e x_3 estão ligados, diretamente, ao componente gerador e x_5 refere-se ao retificador. Como as frações mássicas destes volumes de controle foram modeladas através de uma análise transiente, os mesmos valores iniciais de

simulação para “x” foram considerados e adotados como sendo $x_{1,\text{inicial}} = x_{3,\text{inicial}} = x_{5,\text{inicial}} = 0,50$, conforme mostrado na Tabela 4. Neste caso, as simulações computacionais também foram realizadas até o período de 5.000 segundos e, como esperado através de observações experimentais, as frações mássicas de amônia na fase de líquido tendem a diminuir com o tempo. Para o caso do VC₁, o valor de x_1 alcançou o patamar de $x_1 = 0,491$; para o VC₃, $x_3 = 0,498$ e para o VC₅, o valor corresponde a $x_5 = 0,494$. O decréscimo destes valores, sem alcançar o estado estacionário durante o período de simulação, está relacionado com, basicamente, dois fatores: (i) assim como mencionado para o caso das temperaturas T_3 e T_5 , o modelo das frações mássicas na fase de líquido que se encontram presentes nos componentes gerador e retificador ainda não se encontra totalmente calibrado para operar nas mais diversas faixas de operação; e (ii) os modelos de todos os componentes estudados nesta Dissertação, i.e., gerador, retificador, absorvedor, condensador e evaporador, foram desenvolvidos individualmente e, com isso, os seus funcionamentos são tratados em separado, fazendo com que não haja a transferência direta das informações de funcionamento, o que ocorreria caso estes componentes do sistema de refrigeração por absorção estivessem trabalhando em regime contínuo de operação.

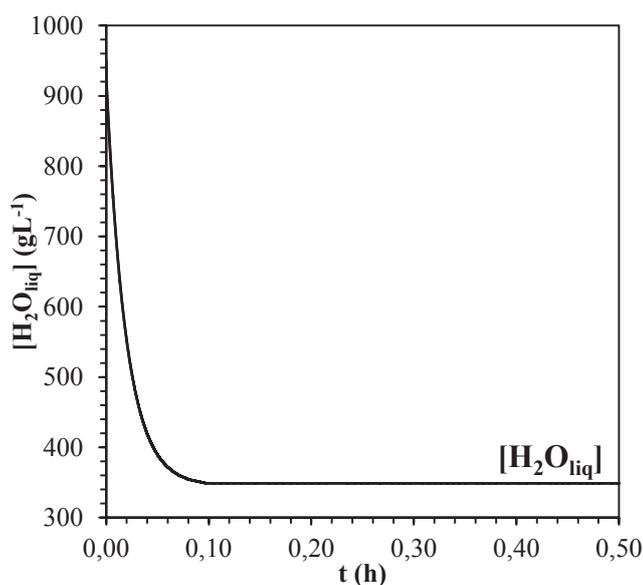
4.2 SIMULAÇÃO NUMÉRICA DO ABSORVEDOR

Os resultados que são apresentados para o absorvedor são as variações das concentrações, ao longo do tempo, dos constituintes químicos que formam os reagentes e produtos da reação química que ocorre neste componente, conforme mostrado na Eq. (50). Conforme mencionado, tais constituintes químicos são: (i) a amônia na fase de líquido; (ii) a água na fase de líquido; (iii) o principal produto da reação, o íon amônio; e (iv) a amônia na forma gasosa. As simulações computacionais desenvolvidas para o absorvedor foram conduzidas durante o período de 0,5 horas, i.e., 30 minutos. Todos os constituintes químicos analisados atingiram a condição de estado estacionário em tempos inferiores aos estipulados pela simulação computacional.

A Figura 10 mostra a variação, com relação ao tempo, da concentração de amônia na fase de líquido ($[\text{NH}_3,\text{liq}]$). Como condição de simulação, a concentração inicial de $[\text{NH}_3,\text{liq}]$ foi admitida como sendo igual a $25 \text{ [gL}^{-1}]$. Logo nos instantes iniciais de simulação, esta concentração reduziu drasticamente para $0,3 \text{ [gL}^{-1}]$ e, após um tempo computacional de $0,10 \text{ [h]}$, aumentou e, conseqüentemente, alcançou a condição de estado estacionário em um valor de concentração de $0,789 \text{ [gL}^{-1}]$.

FIGURA 10 – CONCENTRAÇÃO X TEMPO DE $\text{NH}_{3,\text{liq}}$ NO ABSORVEDOR

FONTE: O AUTOR, 2018.

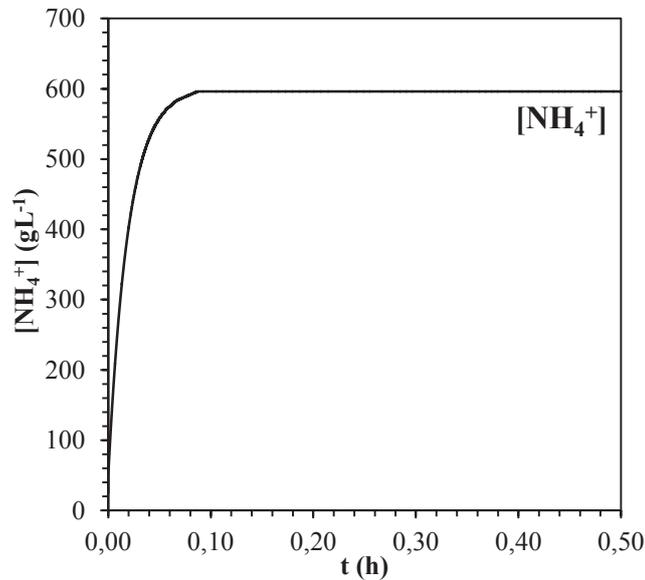
FIGURA 11 – CONCENTRAÇÃO X TEMPO DE $\text{H}_2\text{O}_{\text{liq}}$ NO ABSORVEDOR

FONTE: O AUTOR, 2018.

Já a Figura 11 mostra o resultado da variação, em função do tempo, da concentração do outro reagente da reação química que ocorre no absorvedor: a água na fase de líquido. Neste caso, como condição de simulação, foi considerada que a concentração inicial de $[\text{H}_2\text{O}_{\text{liq}}]$ era de $950 \text{ [gL}^{-1}]$. Durante o período de simulação, foi possível perceber que a concentração deste constituinte apresentou uma redução e atingiu o patamar de regime permanente em $348,82 \text{ [gL}^{-1}]$ num tempo computacional de $0,01 \text{ [h]}$. Assim como no caso de amônia líquida ($[\text{NH}_{3,\text{liq}}]$), mostrado na Figura 10, a concentração de água líquida ($[\text{H}_2\text{O}_{\text{liq}}]$) também apresen-

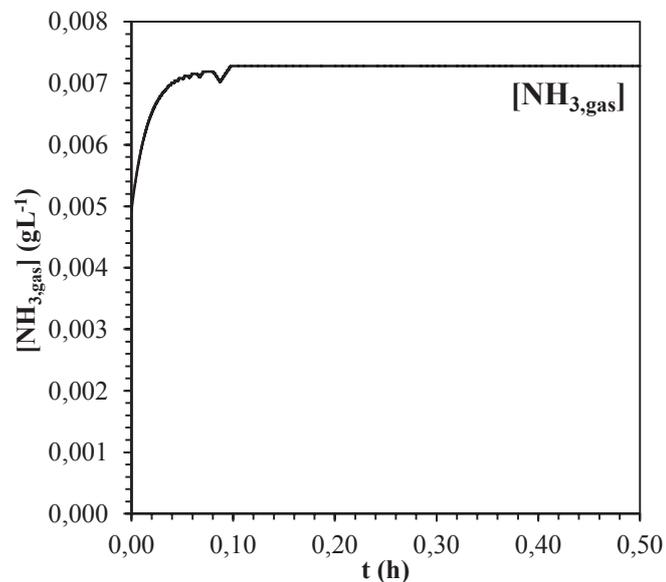
tou uma redução. Quando comparado com o fenômeno experimental, esse efeito é totalmente esperado já que ambos os constituintes são reagentes da reação que ocorre no absorvedor e sua tendência é, realmente, diminuir.

FIGURA 12 – CONCENTRAÇÃO X TEMPO DO ÍON NH_4^+ NO ABSORVEDOR



FONTE: O AUTOR, 2018.

FIGURA 13 – CONCENTRAÇÃO X TEMPO DE $\text{NH}_{3,\text{gas}}$ NO ABSORVEDOR



FONTE: O AUTOR, 2018.

A Figura 12 mostra a variação, ao longo do tempo, da concentração do íon amônio que, como já mencionado, é o principal produto da reação química que ocorre no absorvedor. Para este caso, foi admitida uma concentração inicial do íon amônio ($[\text{NH}_4^+]$) como sendo 25

[gL^{-1}]. Após o período de simulação computacional, esta concentração inicial aumentou, consideravelmente, e atingiu a condição de estado estacionário no patamar de $596,14 \text{ [gL}^{-1}]$ durante um período de, também, $0,01 \text{ [h]}$.

De maneira similar ao que foi mostrado para os constituintes químicos [$\text{NH}_{3,\text{liq}}$], [$\text{H}_2\text{O}_{\text{liq}}$] e [NH_4^+], é possível verificar, através da Figura 13, a variação da concentração de amônia na fase de vapor ($\text{NH}_{3,\text{gas}}$) com relação ao tempo. Assim que a simulação computacional se inicia, há um leve aumento da concentração deste constituinte. Ao chegar próximo da condição de regime permanente, a $\text{NH}_{3,\text{gas}}$ apresenta um comportamento variacional e, somente completado o tempo de simulação de $0,01 \text{ [h]}$, é que o gás atinge o estado estacionário no patamar de $0,00728 \text{ [gL}^{-1}]$.

4.3 TRANSFERÊNCIAS DE CALOR E COP NO CONDENSADOR E EVAPORADOR

Ao utilizar, respectivamente, as Eq. (74) e Eq. (77) é possível determinar as taxas de transferência de calor que são trocadas nos componentes condensador e evaporador. Desta forma, aplicando os valores numéricos descritos nas Seções 3.3.4 e 3.3.5, foi possível obter os seguintes valores: $\dot{Q}_{\text{cond}} = 4.600 \text{ [W]}$ and $\dot{Q}_{\text{evap}} = 3.588 \text{ [W]}$.

Considerando o termo $\dot{Q}_{\text{GER}} = 5.600 \text{ [W]}$, calculado através da Eq. (24), e a potência necessária para o funcionamento da bomba de mistura, medida e admitida como sendo $\dot{W}_{\text{bomba}} = 2.000 \text{ [W]}$, é possível calcular o coeficiente de performance (COP) do sistema de refrigeração por absorção em análise. Este parâmetro, que pode ser calculado e obtido através da relação

$\text{COP} = \frac{\dot{Q}_{\text{evap}}}{\dot{Q}_{\text{GER}} + \dot{W}_{\text{bomba}}}$, apresentou um valor de $0,47$. Quando comparado esse valor com

os valores de COP que são obtidos experimentalmente na literatura ($\text{COP} \cong 0,5$), verifica-se que o simples modelo levado em consideração nesta Dissertação para o condensador e para o evaporado é capaz de apresentar resultados de COP coerentes com o que se observa em abordagens experimentais.

4.4 ANÁLISE PARAMÉTRICA

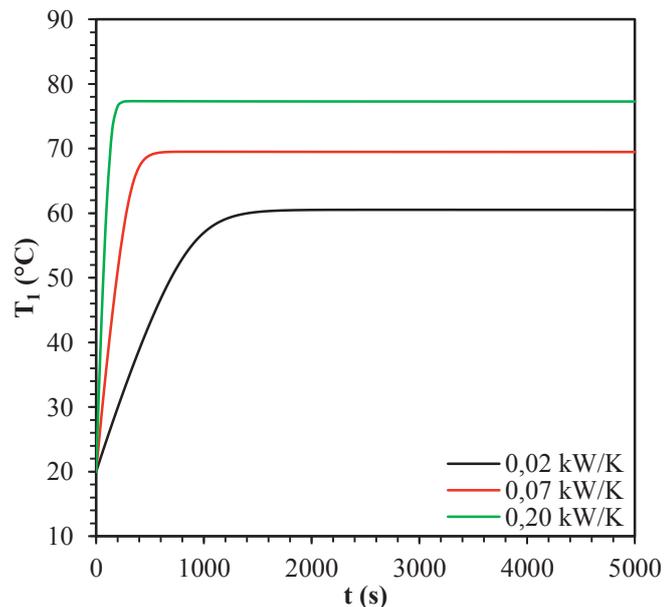
Com o intuito de se realizar uma análise paramétrica, em caráter numérico, dos componentes analisados nesta Dissertação, nesta Seção serão variados alguns parâmetros de operação no código computacional do gerador, do retificador e do absorvedor para que seja possível levantar e determinar alguns impactos na resposta transiente de tais componentes.

4.4.1 Influência de $(UA)_{GER}$ nas Temperaturas T_1 , T_2 e T_4 (Gerador e Retificador)

O parâmetro $(UA)_{GER}$ se refere à condutância térmica fornecida ao componente gerador e, conforme é possível observar nas Figuras 14, 15 e 16, o mesmo possui influência direta nas temperaturas T_1 , T_2 e T_4 . Nesta análise, esse parâmetro foi variado em três valores distintos e mantidas as demais variáveis constantes e operando conforme a Tabela 2. O primeiro valor trata-se do mesmo utilizado nas simulações iniciais, ou seja, $(UA)_{GER} = 0,07 \text{ kW} \cdot \text{K}^{-1}$. Já o segundo e o terceiro valor foram definidos com base em escolhas realísticas do fenômeno físico, mas levando em consideração o fato de que um seja maior e outro menor que o inicialmente estudado, i.e., $(UA)_{GER} = 0,02 \text{ kW} \cdot \text{K}^{-1}$ e $(UA)_{GER} = 0,20 \text{ kW} \cdot \text{K}^{-1}$. É importante ressaltar que, como este parâmetro apresenta um nível de sensibilidade muito alto nas respostas das temperaturas T_1 , T_2 e T_4 , optou-se por não variá-lo de maneira significativa, uma vez que esta variação brusca faz com que o aplicativo computacional forneça respostas que não condizem com a real operação do sistema.

Conforme uma observação realizada nas Figuras 14, 15 e 16, é possível afirmar que com o aumento do parâmetro $(UA)_{GER}$ há, também, o acréscimo das temperaturas T_1 , T_2 e T_4 . Além disso, através de uma análise de sensibilidade, é possível notar que quanto maior o valor de $(UA)_{GER}$, mais rápido as temperaturas T_1 , T_2 e T_4 alcançam a condição de estado estacionário e isso justifica-se pelo fato de que o termo $(UA)_{GER}$ está diretamente relacionado com a taxa de fornecimento de energia, i.e., calor (Eq. 24), ao sistema de refrigeração por absorção.

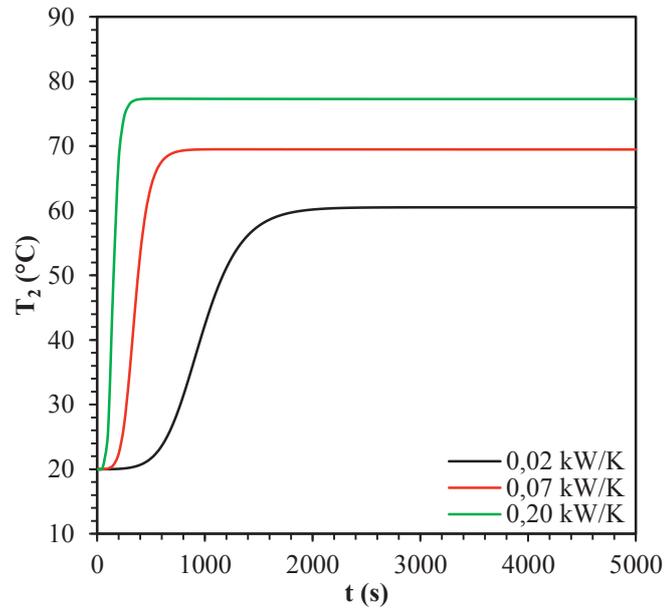
FIGURA 14 – INFLUÊNCIA DO $(UA)_{GER}$ NA TEMPERATURA T_1



FONTE: O AUTOR, 2018.

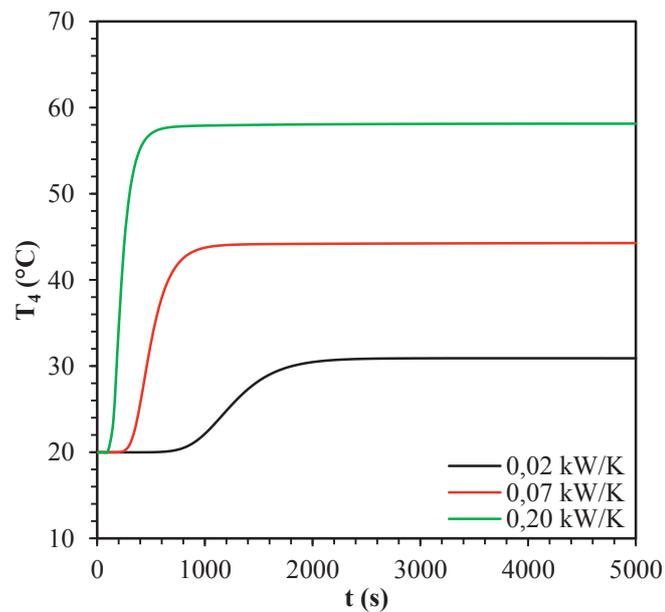
Em outras palavras, quanto maior o valor do termo $(UA)_{GER}$, maior será o \dot{Q}_{GER} e, consequentemente, o sistema terá uma maior capacidade/facilidade de ultrapassar a barreira de inércia térmica imposta pelo regime transiente.

FIGURA 15 – INFLUÊNCIA DO $(UA)_{GER}$ NA TEMPERATURA T_2



FONTE: O AUTOR, 2018.

FIGURA 16 – INFLUÊNCIA DO $(UA)_{GER}$ NA TEMPERATURA T_4

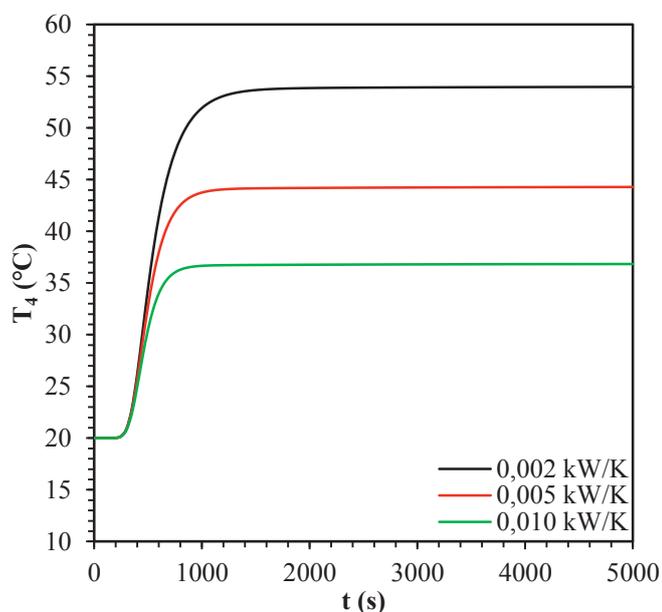


FONTE: O AUTOR, 2018.

4.4.2 Influência de $(UA)_{RET}$ na Temperatura T_4 do Retificador

O termo $(UA)_{RET}$ refere-se à condutância térmica que é retirada do componente retificador e, conforme é possível observar na Figura 17, o mesmo possui influência direta na temperatura T_4 . Para esta análise, fez-se uso de três valores distintos para o termo $(UA)_{RET}$ durante a simulação numérica. São eles: $0,002 \text{ kW} \cdot \text{K}^{-1}$, $0,005 \text{ kW} \cdot \text{K}^{-1}$ e $0,010 \text{ kW} \cdot \text{K}^{-1}$, sendo que todos foram baseados em condições reais de operação. De acordo com a Figura 17, é possível afirmar que quanto maior for o valor de $(UA)_{RET}$, menor será a temperatura adquirida pelo VC_4 e, além disso, mais rapidamente esta temperatura T_4 atinge a condição de regime permanente.

FIGURA 17 – INFLUÊNCIA DO $(UA)_{RET}$ NA TEMPERATURA T_4



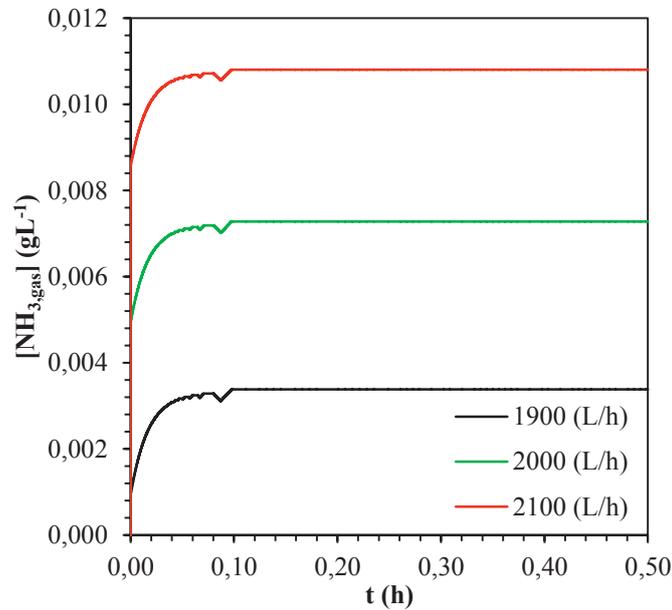
FONTE: O AUTOR, 2018.

4.4.3 Influência de q_{gas} em $[NH_{3,gas}]$ do Absorvedor

O parâmetro q_{gas} é tratado como sendo a vazão volumétrica de gás que flui no interior do componente absorvedor e, para esta análise, optou-se por variá-lo em três valores distintos: 1.900 Lh^{-1} , 2.000 Lh^{-1} e 2.100 Lh^{-1} . De acordo com a Figura 18, é possível notar que com o aumento da vazão volumétrica de gás, houve um aumento na concentração de amônia na fase gasosa presente no absorvedor, ou seja, quanto maior for o valor de q_{gas} , maior será $[NH_{3,gas}]$. Dessa forma, afirma-se que tais parâmetros são grandezas diretamente proporcionais. Outro fato interessante de citar e, também, perceptível na Figura 18 é que mesmo com a

variação nos valores de q_{gas} , não houve mudança no tempo de simulação em que a concentração $[\text{NH}_{3,\text{gas}}]$ alcançou a condição de estado estacionário.

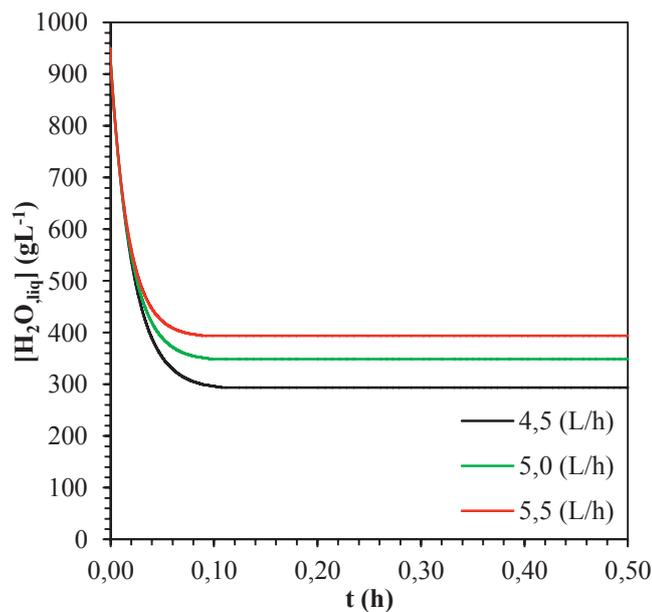
FIGURA 18 – INFLUÊNCIA DE q_{gas} EM $[\text{NH}_{3,\text{gas}}]$ DO ABSORVEDOR



FONTE: O AUTOR, 2018.

4.4.4 Influência de q_{liq} em $[\text{H}_2\text{O}_{\text{liq}}]$, $[\text{NH}_4^+_{\text{liq}}]$ e $[\text{NH}_{3,\text{liq}}]$ do Absorvedor

FIGURA 19 – INFLUÊNCIA DE q_{liq} EM $[\text{H}_2\text{O}_{\text{liq}}]$ DO ABSORVEDOR

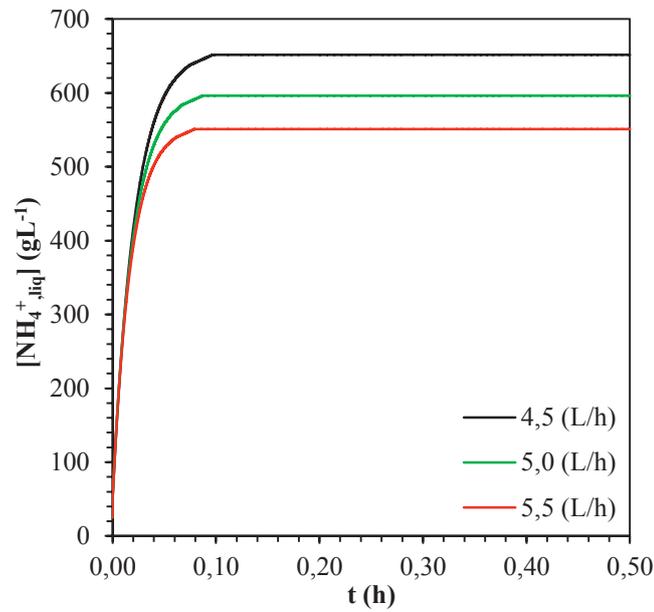


FONTE: O AUTOR, 2018.

O termo q_{liq} refere-se à vazão volumétrica de líquido que flui no interior do absorvedor e é um parâmetro numérico que tem influência direta na concentração dos constituintes

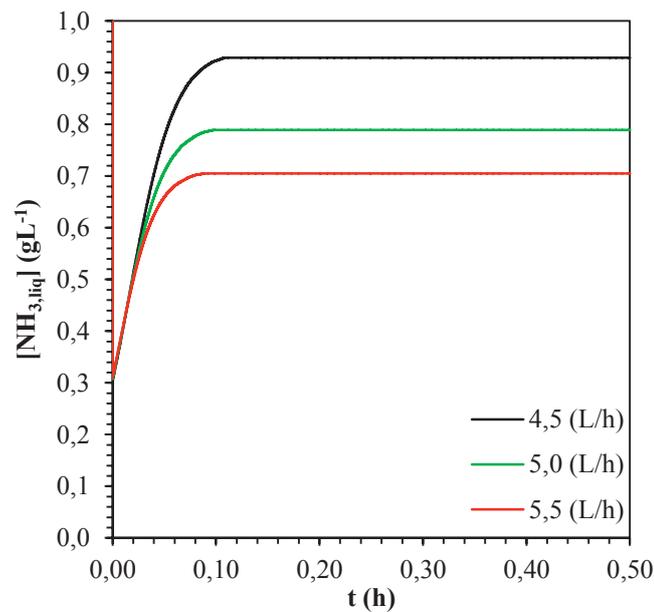
$[\text{H}_2\text{O}_{\text{liq}}]$, $[\text{NH}_4^+_{\text{liq}}]$ e $[\text{NH}_3_{\text{liq}}]$ que estão presentes na reação química que ocorre neste componente. Para esta análise de sensibilidade, também se optou por utilizar três valores distintos de q_{liq} : $4,5 \text{ Lh}^{-1}$, $5,0 \text{ Lh}^{-1}$ e $5,5 \text{ Lh}^{-1}$.

FIGURA 20 – INFLUÊNCIA DE q_{liq} EM $[\text{NH}_4^+_{\text{liq}}]$ DO ABSORVEDOR



FONTE: O AUTOR, 2018.

FIGURA 21 - INFLUÊNCIA DE q_{liq} EM $[\text{NH}_3_{\text{liq}}]$ DO ABSORVEDOR



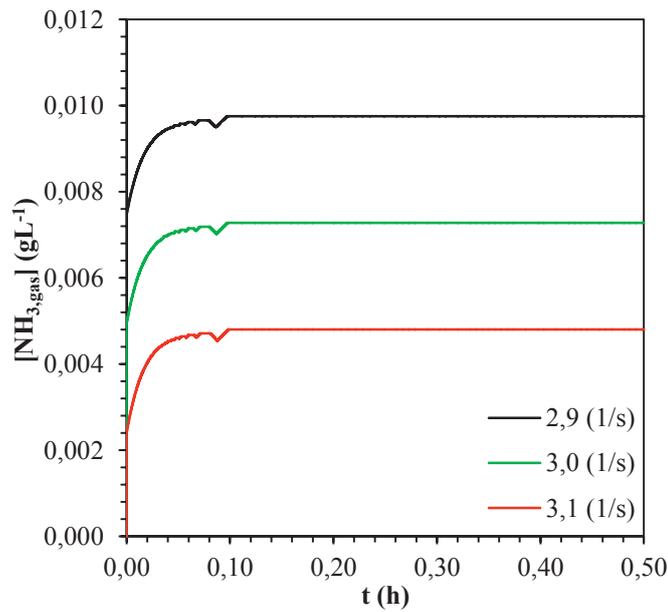
FONTE: O AUTOR, 2018.

Ao analisar as Figuras 19, 20 e 21, verifica-se que com o aumento da vazão volumétrica q_{liq} , há uma maior concentração de $[\text{H}_2\text{O}_{\text{liq}}]$ e, de maneira contrária, valores menores

são obtidos para as concentrações $[\text{NH}_4^+]_{\text{liq}}$ e $[\text{NH}_3]_{\text{liq}}$ no absorvedor. Além disso, percebe-se que o aumento da vazão volumétrica de líquido faz com que o estado de regime permanente seja alcançado de maneira mais rápida.

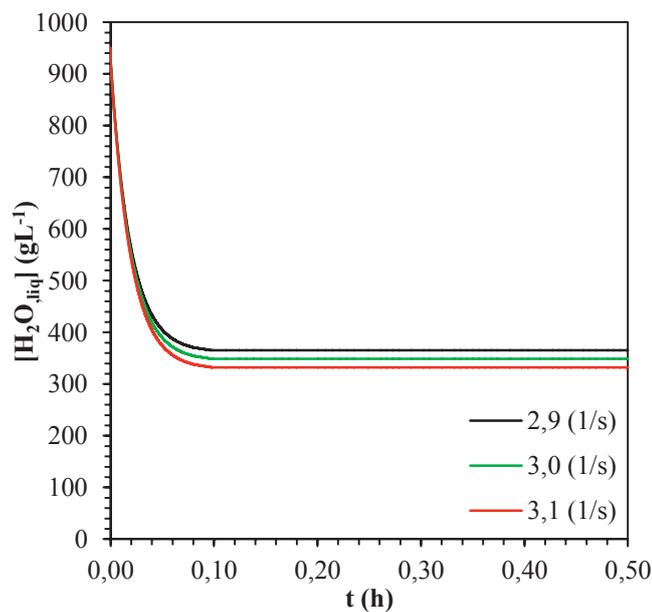
4.4.5 Influência de $k\text{La}_{\text{NH}_3}^{\text{Abs}}$ e $k\text{La}_{\text{H}_2\text{O}}^{\text{Abs}}$ nas Concentrações do Absorvedor

FIGURA 22 – INFLUÊNCIA DE $k\text{La}_{\text{NH}_3}^{\text{Abs}}$ E $k\text{La}_{\text{H}_2\text{O}}^{\text{Abs}}$ EM $[\text{NH}_3]_{\text{gas}}$



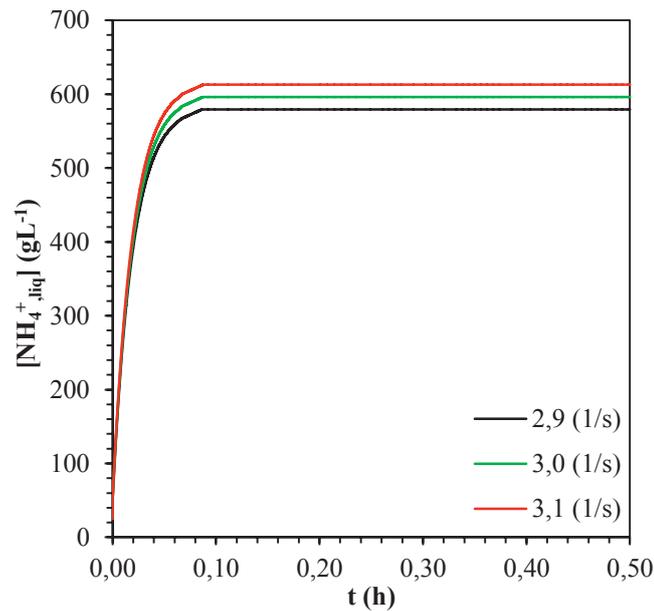
FONTE: O AUTOR, 2018.

FIGURA 23 – INFLUÊNCIA DE $k\text{La}_{\text{NH}_3}^{\text{Abs}}$ E $k\text{La}_{\text{H}_2\text{O}}^{\text{Abs}}$ EM $[\text{H}_2\text{O}]_{\text{liq}}$



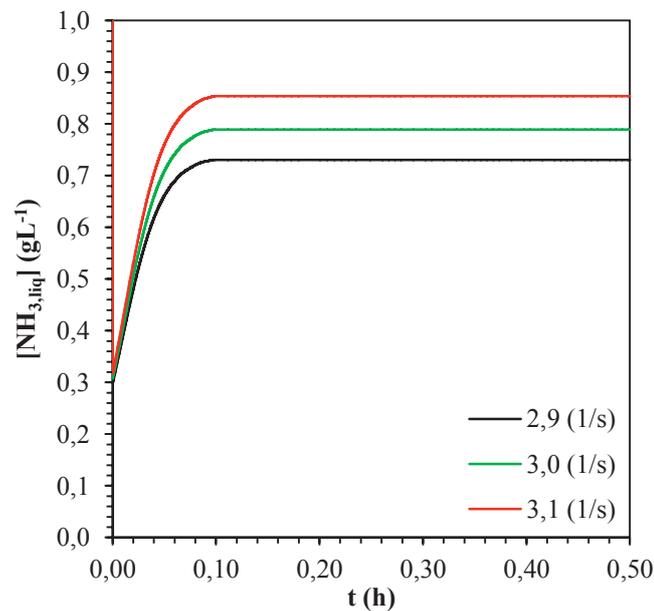
FONTE: O AUTOR, 2018.

FIGURA 24 – INFLUÊNCIA DE $kLa_{NH_3}^{Abs}$ E $kLa_{H_2O}^{Abs}$ EM $[NH_4^+,liq]$



FONTE: O AUTOR, 2018.

FIGURA 25 – INFLUÊNCIA DE $kLa_{NH_3}^{Abs}$ E $kLa_{H_2O}^{Abs}$ EM $[NH_3,liq]$



FONTE: O AUTOR, 2018.

As Figuras 22, 23, 24 e 25 mostram, respectivamente, a influência dos parâmetros $kLa_{NH_3}^{Abs}$ e $kLa_{H_2O}^{Abs}$ sob as concentrações $[NH_{3,gas}]$, $[H_2O_{liq}]$, $[NH_4^+,liq]$ e $[NH_3,liq]$. Os termos $kLa_{NH_3}^{Abs}$ e $kLa_{H_2O}^{Abs}$ referem-se aos coeficientes de transferência de massa para a amônia e para a água. Nesta análise e em toda a simulação numérica, estes parâmetros foram tratados como sendo iguais em questão de valores, tanto para a amônia quanto para a água. Além disso, op-

tou-se por variá-los sob três valores distintos: $2,9 \text{ s}^{-1}$, $3,0 \text{ s}^{-1}$ e $3,1 \text{ s}^{-1}$. Após analisar as Figuras 22 a 25, foi possível verificar que o aumento dos valores de kLa leva a obtenção de valores maiores de $[\text{NH}_{4,\text{liq}}^+]$ e $[\text{NH}_{3,\text{liq}}]$. Enquanto isso, ao aumentar os valores de kLa , observa-se a obtenção de valores menores para as concentrações $[\text{NH}_{3,\text{gas}}]$ e $[\text{H}_2\text{O}_{\text{liq}}]$. Pode-se afirmar, também, que o aumento e/ou a redução nos valores de kLa não provoca diferença alguma no alcance do estado estacionário, ou seja, o tempo de simulação para se alcançar este patamar não varia com o kLa .

5 CONSIDERAÇÕES FINAIS

Neste Capítulo 5 estarão descritas as principais conclusões desta Dissertação de Mestrado, levando em consideração os Resultados apresentados e embasadas na definição dos Objetivos Específicos. Além disso, na Seção 5.2 estão apresentadas as Sugestões para Trabalhos Futuros.

5.1 CONCLUSÕES

Nesta Dissertação de Mestrado, foram desenvolvidos alguns modelos matemáticos em regime transiente para prever as condições de funcionamento e/ou operação de três importantes componentes de um sistema de refrigeração por absorção, e.g., gerador, retificador e absorvedor. Além disso, desenvolveram-se dois modelos em estado estacionário para o condensador e para o evaporador com o intuito de verificar as taxas de transferência de calor que ocorrem nestes componentes, bem como o cálculo do COP. Com os modelos desenvolvidos para o gerador, retificador e absorvedor, foram realizadas simulações numéricas em Fortran[®] 95 sob diferentes condições de operação desde uma condição inicial até se atingir o estado permanente ou um tempo final de simulação previamente estabelecido. Tais simulações permitiram obter: (i) os perfis de temperaturas e frações mássicas de amônia na fase de líquido que estão presentes nos componentes gerador e retificador; (ii) os perfis de concentrações dos constituintes químicos que formam a reação química que ocorre no absorvedor; e, também, (iii) a quantidade de calor trocada nos componentes condensador e evaporador, assim como o valor do COP do sistema em análise. Dessa forma, espera-se que os modelos que foram desenvolvidos nesta Dissertação possam ser utilizados como possíveis e eficientes ferramentas computacionais para dimensionamento, projeto e controle de sistemas de refrigeração por absorção.

As principais conclusões desta Dissertação de Mestrado estão sumarizadas a seguir e, como já mencionado, será levada em consideração a mesma sequência que foi utilizada para descrever cada um dos Objetivos Específicos:

- i. Foi desenvolvido um modelo matemático transiente para os componentes gerador e retificador, levando em consideração a divisão do gerador em três volumes de controle. Essa divisão permitiu que fossem analisadas, de maneira individual, tanto as fases de líquido quanto de vapor da solução de fluidos de trabalho, i.e., amônia e água, que se encontram presentes neste componente;

- ii. Foi desenvolvido um modelo matemático em regime transiente para o componente absorvedor, onde foi possível avaliar as distribuições de concentrações dos quatro principais constituintes químicos que estão presentes na reação química no absorvedor: vapor de amônia, água líquida, amônia líquida e íon amônio;
- iii. Foi desenvolvido um modelo matemático em regime permanente para os componentes condensador e evaporador. Neste modelo, foi possível obter a quantidade de calor trocada nestes componentes e, também, o valor do COP do sistema de refrigeração por absorção;
- iv. Foi obtido, através da programação em linguagem Fortran[®] 95, um aplicativo computacional que requer baixo tempo de simulação para a obtenção de soluções *quasi*-permanentes para diferentes configurações de operação dos componentes gerador, retificador, absorvedor, condensador e evaporador.
- v. Foi realizado um estudo paramétrico, em caráter numérico, para avaliar a influência de diversos parâmetros de operação as respostas transientes dos componentes gerador, retificador e absorvedor. As principais observações levantadas através desta análise paramétrica são:
 - O aumento do parâmetro $(UA)_{GER}$ faz com que haja um acréscimo nas temperaturas T_1 , T_2 e T_4 ;
 - Quanto maior o valor de $(UA)_{GER}$, mais rápido as temperaturas T_1 , T_2 e T_4 alcançam a condição de estado estacionário;
 - Quanto maior o valor do parâmetro $(UA)_{RET}$, menor é a temperatura do VC_4 e, além disso, mais rapidamente a temperatura T_4 atinge a condição de regime permanente;
 - Quanto maior o valor da vazão volumétrica q_{gas} , maior será a concentração $[NH_{3,gas}]$;
 - Mesmo com uma variação nos valores de q_{gas} , não houve mudança no tempo de simulação em que a concentração $[NH_{3,gas}]$ alcançou a condição de estado estacionário;
 - Com o aumento da vazão volumétrica q_{liq} , há uma maior concentração de $[H_2O_{liq}]$ e, de maneira contrária, valores menores são obtidos para as concentrações $[NH_{4,liq}^+]$ e $[NH_{3,liq}]$ no absorvedor;
 - O aumento da vazão volumétrica de líquido no absorvedor (q_{liq}) faz com que o estado de regime permanente seja alcançado de maneira mais rápida neste componente;
 - O aumento dos valores de kLa leva a obtenção de valores maiores de $[NH_{4,liq}^+]$ e $[NH_{3,liq}]$;

- Ao aumentar os valores de kLa , observa-se a obtenção de valores menores para as concentrações $[NH_{3, gas}]$ e $[H_2O_{liq}]$;
- O parâmetro kLa não possui influência direta sob a obtenção do estado estacionário no absorvedor.

Sendo assim, é possível afirmar que os Objetivos Específicos que foram estabelecidos para esta Dissertação foram atendidos e, conseqüentemente, fosse alcançado o Objetivo Geral.

5.2 SUGESTÕES DE TRABALHOS FUTUROS

Espera-se que os resultados apresentados nesta Dissertação sirvam de inspiração para o desenvolvimento de mais estudos e/ou pesquisas na área de refrigeração por absorção e tornar sua utilização cada vez mais viável. Dessa forma, são apresentadas algumas Sugestões para Trabalhos Futuros:

- i. Avaliar o modelo desenvolvido para o conjunto gerador/retificador fazendo com que os parâmetros de funcionamento sejam calibrados e operem com uma amplitude maior de valores, ou seja, amplificar a faixa de operação do modelo;
- ii. Acoplar os modelos dos componentes desenvolvidos nesta Dissertação;
- iii. Desenvolver um modelo transiente para os componentes condensador e evaporador e inserir no modelo acoplado no Item (ii), a fim de que se possa obter um modelo completo *full*-transiente para simulação computacional e/ou numérica de sistemas de refrigeração por absorção;
- iv. Com o modelo acoplado, i.e., com todos os componentes do sistema de refrigeração por absorção operando de maneira simultânea, sugere-se normalizar as equações fazendo com que se obtenha uma modelagem completa *full*-transiente e em caráter adimensional;
- v. Realizar procedimentos de ajuste e validação do modelo completo *full*-transiente, levando em consideração, pelo menos, dois conjuntos de dados obtidos experimentalmente: um primeiro conjunto de dados para o ajuste dos parâmetros e um segundo conjunto para a validação;
- vi. Otimizar o sistema completo *full*-transiente.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ABDULLAH, M. O. HIENG, T. C. Comparative Analysis of Performance and Techno-Economics for a H₂O-NH₃-H₂ Absorption Refrigerator Driven by Different Energy Sources. **Applied Energy**, v. 87, p. 1535-1545, 2010.

ADEWUSI, S. A. ZUBAIR, S. M. Second Law based Thermodynamic Analysis of Ammonia-Water Absorption Systems. **Energy Conversion and Management**, v. 45, p. 2355-2369, 2004.

APRILE, M. TOPPI, T. GUERRA, M. MOTTA, M. Experimental and Numerical Analysis of an Air-Cooled Double-Lift NH₃-H₂O Absorption Refrigeration System. **International Journal of Refrigeration**, v. 50, p. 57-68, 2015.

BEJAN A. **Transferência de Calor**. Editora Edgard Blucher Ltda, 1996.

BRASIL. MME - MINISTÉRIO DE MINAS E ENERGIAS. **Balanco Energético Nacional 2016**: Ano Base 2015, 2016.

BRÜCK, E. Developments in Magnetocaloric Refrigeration. **Journal of Physics D: Applied Physics**, v. 38, p. 112-120, 2005.

BRUNO, J. C. MIQUEL, J. CASTELLS, S. F. Modeling of Ammonia Absorption Chillers Integration in Energy Systems of Process Plants. **Applied Thermal Engineering**, v. 19, p. 1297-1328, 1999.

CAI, D. JIANG, J. HE, G. LI, K. NIU, L. XIAO, R. Experimental Evaluation on Thermal Performance of an Air-Cooled Absorption Refrigeration Cycle with NH₃-LiNO₃ e NH₃-NaSCN Refrigerant Solutions. **Energy Conversion and Management**, v. 120, p. 32-43, 2016.

CAI, W. SEN, M. PAOLUCCI, S. Dynamic Simulation of an Ammonia-Water Absorption Refrigeration System. **Industrial and Engineering Chemistry Research**, v. 51, p. 2070-2076, 2012.

CARDOSO, R. B. NOGUEIRA, L. A. H. Estimativa do Consumo de Energia Elétrica em Refrigeradores no Setor Residencial Brasileiro. **Revista Brasileira de Energia**, v. 13, p. 55-67, 2007.

ÇENGEL, Y. A. BOLES, M. A. **Termodinâmica**. 8ª Ed. São Paulo. McGraw-Hill, 2015.

CEREZO, J. BOUROUIS, M. VALLÈS, M. CORONAS, A. BEST, R. Experimental Study of an Ammonia-Water Bubble Absorber using a Plate Heat Exchanger for Absorption Refrigeration Machines. **Applied Thermal Engineering**, v. 29, p. 1005-1011, 2009.

CHEN, Y. HAN, W. JIN, H. Proposal and Analysis of a Novel Heat-Driven Absorption-Compression Refrigeration System at Low Temperatures. **Applied Energy**, No Prelo.

CHINNAPPA, J. C. V. Experimental Study of the Intermittent Vapour Absorption Refrigeration Cycle Employing the Refrigerant-Absorbent Systems of Ammonia Water and Ammonia Lithium Nitrate. Department of Mech Engineering, University of Ceylon, Colombo, 1961.

CHUA, H. T. TOH, H. K. NG K. C. Thermodynamic Modeling of an Ammonia-Water Absorption Chiller. **International Journal of Refrigeration**, v. 25, p. 896-906, 2002.

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**, Abu Dhabi, v. 31, p. 1414-1223, 2008.

FERNÁNDEZ-SEARA, J. SIERES, J. The Importance of the Ammonia Purification Process in Ammonia-Water Absorption Systems. **Energy Conversion and Management**, v. 47, p. 1975-1987, 2006.

FERNÁNDEZ-SEARA, J. VÁZQUES, M. Study and Control of the Optimal Generation Temperature in $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ Absorption Refrigeration Systems. **Applied Thermal Engineering**, v. 21, p. 343-357, 2001.

GOSNEY, W.B. **Principles of Refrigeration**, London, Cambridge University Press, 1982.

HE, Y. CHEN, G. Experimental Study on an Absorption Refrigeration System at Low Temperatures. **International Journal of Thermal Sciences**, v. 46, p. 294-299, 2007.

HERMES, C. J. L. **Uma Metodologia para a Simulação Transiente de Refrigeradores Domésticos**. Tese de Doutorado. Universidade Federal de Santa Catarina, 2006.

HORUZ, I. CALLANDER, T. M. S. Experimental Investigation of a Vapor Absorption Refrigeration System. **International Journal of Refrigeration**, v. 27, p. 10-16, 2004.

IRANMANESH, A. MEHRABIAN, M. A. Dynamic Simulation of a Single-Effect $\text{LiBr-H}_2\text{O}$ Absorption Refrigeration Cycle considering the Effects of Thermal Masses. **Energy and Buildings**, v. 60, p. 47-59, 2013.

JAWAHAR, C. P. RAJA, B. SARAVANAN, R. Thermodynamic Studies on NH₃-H₂O Absorption Cooling System using Pinch Point Approach. **Int. Journal of Refrigeration**, v. 33, p. 1377-1385, 2010.

JEMAA, R. B. MANSOURI, R. BOUKHOLDA, I. BELLAGI, A. Experimental Characterization and Performance Study of an Ammonia-Water-Hydrogen Refrigerator. **International Journal of Hydrogen Energy**, No Prelo.

KARAMANGIL, M. I. COSKUN, S. KAYNAKLI, O. YAMANKARADENIZ, N. A Simulation Study of Performance Evaluation of Single-Stage Absorption Refrigeration System using Conventional Working Fluids and Alternatives. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 14, p. 1969-1978, 2010.

KARNO, A. AJIB, S. Thermodynamic Analysis of an Absorption Refrigeration Machine with New Working Fluid for Solar Applications. **Heat Mass Transfer**, v. 45, p. 71-81, 2008.

KAYNAKLI, O. YAMANKARADENIZ, R. Thermodynamic Analysis of Absorption Refrigeration System based on Entropy Generation. **Current Science**, v. 92, n.º 4, p. 472-479, 2007.

KIM, B. PARK, J. Dynamic Simulation of a Single-Effect Ammonia-Water Absorption Chiller. **International Journal of Refrigeration**, v. 30, p. 535-545, 2007.

KINCAID, D. CHENEY, W. **Numerical Analysis**. Belmont, CA: Wadsworth, 1991.

LaAR - Laboratório de Ar-condicionado e Refrigeração. Universidade de Brasília. Faculdade de Tecnologia. Departamento de Engenharia Mecânica, 2006. In: MORALES, C. **Indicadores de Consumo de Energia Elétrica como Ferramentas de Apoio à Gestão: Classificação por Prioridade de Atuação na Universidade de São Paulo**. Dissertação de Mestrado. Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, São Paulo, 2007.

LUYBEN, W. **Process Modeling, Simulation, and Control for Chemical Engineers**. McGraw-Hill Publishing Company. 2nd ed, 1996.

MARTINHO, L. C. S. VARGAS, J. V. C. BALMANT, W. ORDONEZ, J. C. A Single Stage Absorption Refrigeration System Dynamic Mathematical Modeling, Adjustment and Experimental Validation. **International Journal of Refrigeration**, v. 68, p. 130-144, 2016.

MARTINHO, L. C. S. **Modelagem, Simulação e Otimização de Refrigeradores por Absorção**. Tese de Doutorado. Universidade Federal do Paraná, Curitiba, 2013.

MAZOUZ, S. MANSOURI, R. BELLAGI, A. Experimental and Thermodynamic Investigation of an Ammonia/Water Diffusion Absorption Machine. **International Journal of Refrigeration**, v. 45, p. 83-91, 2014.

MENNA, M. R. M. **Modelagem e Análise de Custo de Sistemas de Refrigeração por Absorção**. Dissertação de Mestrado. Universidade Estadual do Oeste do Paraná, Toledo, 2008.

MORAN, M. J. SHAPIRO, H. N. **Princípios de Termodinâmica para Engenharia**. 6ª Ed. Rio de Janeiro: Ed. LTC, 2009.

MYAT, A. THU, K. KIM, Y. CHAKRABORTY, A. CHUN, W.G. CHOON, K. A Second Law Analysis and Entropy Generation Minimization of an Absorption Chiller. **Applied Thermal Engineering**, v. 31, p. 2405-2413, 2011.

NUNES, T. K. **Modelagem, Simulação e Otimização de Sistemas de Refrigeração por Compressão de Vapor**. Tese de Doutorado. Universidade Federal do Paraná, Curitiba, 2015.

SHIN, Y. SEO, J. A. CHO, H. W. NAM, S. C. JEONG, J. H. Simulation of Dynamics and Control of a Double-Effect LiBr-H₂O Absorption Chiller. **Applied Thermal Engineering**, v. 29, p. 2718-2725, 2009.

VAN WYLEN, G.J. & SONNATAG, R.E. **Fundamentos da Termodinâmica Clássica**. São Paulo, Ed. Blücher, 1976.

VARGAS, J. V. C. ORDONEZ, J. C. DILAY, E. PARISE, J. A. R. Modeling, Simulation and Optimization of a Solar Collector Driven Water Heating and Absorption Cooling Plant. **Solar Energy**, v. 83, p. 1232-1244, 2009.

VARGAS, J. V. C. PARISE, J. A. R. LEDEZMA, G. A. BIANCHI, M. V. A. Thermodynamic Optimization of Heat-Driven Refrigerators in the Transient Regime. **Heat Transfer Engineering**, v. 25, p. 35-45, 2000.

VARGAS, J. V. C. DILAY, E. DILAY, E. BALMANT, W. DIAS, F. G. MARTINHO, L. C. S. ORDENEZ, J. C. PARISE, J. A. R. **Sistema de Refrigeração por Absorção com Controle Óptico de Nível e Vazão Variável**. BR 10 2012 0288389, 2012.

ZHAO, D. TAN, G. A Review of Thermoelectric Cooling: Materials, Modeling and Application. **Applied Thermal Engineering**, v. 66, p. 15-24, 2014.