

INSTITUTO FEDERAL DE EDUCAÇÃO, CIÊNCIA E TECNOLOGIA DO CEARÁ PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENERGIAS RENOVÁVEIS

Stanley Primo Ferreira

ANÁLISE TERMODINÂMICA DE UM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO DE VAPOR COM DESSORÇÃO DO REFRIGERANTE POR ENERGIA SOLAR

INSTITUTO FEDERAL DE EDUCAÇÃO, CIÊNCIA E TECNOLOGIA DO CEARÁ PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENERGIAS RENOVÁVEIS

Stanley Primo Ferreira

ANÁLISE TERMODINÂMICA DE UM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO DE VAPOR COM DESSORÇÃO DO REFRIGERANTE POR ENERGIA SOLAR

Dissertação apresentada ao Programa de Pósgraduação em Energias Renováveis do Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia do Ceará como requisito parcial para a obtenção do título de mestre em energias renováveis. Área de concentração: Energias Renováveis. Linha de pesquisa: Mecânica Aplicada à Conservação do Meio Ambiente.

Orientador: Prof. Dr. Francisco Frederico dos Santos Matos

Maracanaú, Ceará 2018

Dados Internacionais de Catalogação na Publicação (CIP) Ficha catalográfica elaborada pelo Bibliotecário Gláucio Barreto de Lima - CRB-3/995

F383 Ferreira, Stanley Primo.

Análise termodinâmica de um sistema de refrigeração por absorção de vapor com dessorção do refrigerante por energia solar / Stanley Primo Ferreira -- 2018.

102 f.

Dissertação (Mestrado em Energias Renováveis) - Instituto Federal de Educação Ciência e
Tecnologia do Ceará, Campus Maracanaú, 2018.
Orientador: Prof. Dr. Francisco Frederico dos
Santos Matos.

1. ENERGIA SOLAR. 2. SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO - ADSORÇÃO. 3. TERMODINÂMICA. I. Título.

333.792 3

Sistema AutoCata(Desenvolvido por Cledson Oliveira) SIBI/PROEN - Biblioteca Rachel de Queiroz - IFCE-Maracanaú

STANLEY PRIMO FERREIRA

ANÁLISE TERMODINÂMICA DE UM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO DE VAPOR COM DESSORÇÃO DO REFRIGERANTE POR ENERGIA SOLAR

Dissertação submetida à Coordenação do Curso de Pós-graduação em Energias Renováveis do Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia do Ceará, como requisito parcial para a obtenção do título de Mestre em Energias Renováveis, área de concentração Energias Renováveis.

Aprovada em <u>28/09/2018</u>

BANCA EXAMINADORA

Prof. Dr. Francisco Frederico dos Santos Matos (Orientador) Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia do Ceará - IFCE

Prof. Dr. Bruño César Barroso Salgado

Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia do Ceará - IFCE

Prof. Dr. Clodoaldo de Oliveira Carvalho Filho Universidade Federal do Ceará - UFC

"Aos meus pais Jozué e Rita, minha esposa Adrileide e minhas filhas Júlia e Letícia, razões do meu viver, que com muito carinho me apoiaram na conquista de mais uma importante vitória."

Agradecimentos

Agradeço primeiramente a minha família, pela compreensão e amparo nos momentos mais difíceis.

Ao Prof. Dr. Frederico dos Santos Matos, pela orientação, paciência, disponibilidade e incentivo para a realização deste trabalho.

Aos bolsistas de graduação, Gustavo Fernandes Crisóstomo Soares e Marcos Venicio Santos Aguiar, pelo grande auxílio na elaboração das rotinas computacionais.

Aos professores e amigos do IFCE – *Campus* Maracanaú, que me apoiaram e ofereceram sugestões valiosas em momentos importantes.

Ao Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia pela oportunidade oferecida.

E a todos que, direta ou indiretamente, tiveram sua participação em mais uma conquista na minha vida.

Resumo

O principal objetivo da pesquisa é analisar características termodinâmicas de um sistema de refrigeração por absorção de vapor com um coletor solar diretamente ligado ao gerador. Esse conjunto coletor/gerador tem a função de aquecer a solução aquosa de brometo de lítio e evaporar parte do líquido, que terá a função de refrigerante do sistema de absorção. Para isso foram verificados vários textos científicos que abordam temas afins, como características dos sistemas de refrigeração por absorção, comportamento de misturas usadas em ciclos por absorção, processos de coleta de emissões solares e modelagem com softwares EES e Ansys.

O dimensionamento térmico e termodinâmico do sistema de simples efeito foi simulado no software EES, avaliando vazões de refrigerante, trocas de calor e condições de operação de cada etapa de operação. Foram identificados, através desta simulação, dados necessários para o balanceamento termodinâmico baseado na incidência solar, que é um fator limitante no sistema. Os dados apresentados indicam que o sistema de refrigeração por absorção com essas características poderia fornecer uma capacidade de refrigeração semelhante a alguns sistemas de refrigeração por compressão.

A próxima etapa foi a modelagem do comportamento da solução de trabalho no coletor solar durante a dessorção do refrigerante, utilizando o software Ansys. Essa modelagem é essencial para a verificação do comportamento do coletor solar funcionando como gerador do sistema de absorção. A modelagem individual do conjunto coletor/gerador, no software Ansys, identificou a necessidade de um coletor solar com eficiência mais elevada que os coletores utilizados por outros autores. Esse fato deve-se principalmente a grande diferença entre as fontes energéticas utilizadas. Outros autores utilizam sistemas de cogeração com temperaturas elevadas e, por isso, altas capacidades de transferência de calor.

Palavras-chaves: energia solar; refrigeração por absorção; coletor solar; brometo de lítio.

Abstract

The main objective of the research is to analyze the thermodynamic characteristics of a vapor absorption refrigeration system with solar collector directly connected to the generator. This collector/generator set has the function of heating the aqueous solution of lithium bromide and the evaporation part of the liquid, which will have the function of refrigerant of the absorption system. Verified several scientific texts dealing with related topics, such as characteristics of absorption refrigeration systems, the behavior of mixtures used in absorption cycles, solar emission collection processes and modeling with EES and Ansys softwares.

The thermal and thermodynamic sizing of the single effect system was simulated in EES software, evaluating refrigerant flow rates, heat exchanges and operating conditions of each step of the operation. Through this simulation, necessary data were identified for the thermodynamic equilibrium based on solar incidence, which is a limiting factor in the system. The data presented indicate that absorption refrigeration system with these characteristics could provide refrigeration capacity similar to some compression refrigeration systems.

The next step was the modeling of the behavior of working solution in the solar collector during desorption of refrigerant, using Ansys software. This modeling is essential for verification of the behavior solar collector functioning as absorption system generator. The individual collector/generator modeling in Ansys software identified need for a solar collector more efficiently than the collectors used by other authors. This fact is mainly due to great difference between energy sources used. Other authors use high temperature cogeneration systems and, therefore, high heat transfer capacities.

Key-words: solar energy; absorption refrigeration; solar collector; lithium bromide.

Sumário

	Lista de ilustrações	10
	Lista de tabelas	12
	Lista de nomenclaturas	13
1	INTRODUÇÃO	15
1.1	Contextualização	15
1.2	Justificativa	16
1.3	Objetivos	18
1.3.1	Objetivo geral	18
1.3.2	Objetivos específicos	18
1.4	Trabalhos publicados	18
1.5	Organização do texto	18
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	20
2.1	Histórico da refrigeração por absorção	20
2.2	Descrição do sistema de refrigeração por absorção	21
2.3	Solução refrigerante/absorvente	25
2.4	Análise do ciclo por absorção	27
2.5	Pesquisas relacionadas	30
3	METODOLOGIA	41
3.1	Tipo de estudo	41
3.2	Material utilizado	41
3.3	Modelagem simplificada do sistema de refrigeração por absor-	
	ção de efeito único	41
3.3.1	Software utilizado	42
3.3.2	Descrição do sistema de refrigeração	43
3.3.3	Representação esquemática do sistema	43
3.3.4	Entrada de dados	45
3.3.5	Definição do banco de dados interno	45
3.3.6	Sistema de equações da análise termodinâmica	46
3.3.7	Verificação dos valores de balanço energético	49
3.4	Modelagem do coletor solar/gerador	49
3.4.1	Declaração do problema	51
3 4 2	Especificação do domínio computacional	52

3.4.3	Modelo geométrico	53
3.4.4	Discretização do domínio de simulação	55
3.4.5	Seleção dos parâmetros da solução numérica	57
4	RESULTADOS OBTIDOS	59
4.1	Análise da modelagem simplificada do sistema de refrigeração	
	por absorção de efeito único	59
4.2	Análise de desempenho do coletor solar/gerador	65
5	CONCLUSÕES	68
5.1	Trabalhos futuros	69
	REFERÊNCIAS	7 0
	APÊNDICE A – INFORMAÇÕES COMPLEMENTARES DA	
	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	78
A.1	Trocador de calor	78
A.2	Coletor solar	7 9
A.3	Fluidodinâmica computacional	81
	APÊNDICE B – ROTINA UTILIZADA NO EES	83
B.1	Sistema de refrigeração por absorção simples	83
	APÊNDICE C – DADOS DE SAÍDA DA SIMULAÇÃO NO	
	EES	89
	ANEXO A – CARACTERÍSTICAS TERMODINÂMICAS DE	
	$H_2O/BrLi$	91
	ANEXO B – MANUAL DE SEGURANÇA PARA BrLi	96

Lista de ilustrações

Figura 1.1 -	- Esboço gráfico da proposta de estudo	Γ
Figura 2.1 -	- Comparação entre sistemas de refrigeração por compressão e absorção de	
	vapor	22
Figura 2.2 -	- Fluxograma de um sistema intermitente de refrigeração por absorção	23
Figura 2.3 –	- Representação do ciclo básico de refrigeração por absorção de vapor	24
Figura 2.4 –	- Ciclo por absorção de simples efeito	27
Figura 2.5 –	- Ciclo por absorção de duplo efeito	28
Figura 2.6 –	- Representação do ciclo de Carnot	29
Figura 2.7 –	- Combinação de ciclo de potência e refrigeração	33
Figura 2.8 -	- Processo de refrigeração por absorção utilizando o conjunto coletor solar /	
	gerador	34
Figura 2.9 –	- Processo de refrigeração por adsorção utilizando o conjunto coletor solar /	
	regenerador	35
Figura 2.10-	-Coletor solar de tubos evacuados utilizado para ensaio na pesquisa de Manea	
	(2016)	39
Figura 3.1 -	- Procedimento sequencial da modelagem do sistema de refrigeração por ab-	
	sorção $H_2O-LiBr$	42
Figura 3.2 –	- Diagrama do modelo simplificado do ciclo de refrigeração por absorção de	
	efeito único.	44
Figura 3.3 –	- Modelo de mistura de dois fluidos em regime permanente	47
Figura 3.4 –	- Modelo de mistura de dois fluidos em regime permanente	48
Figura 3.5 –	- Procedimento sequencial da modelagem coletor solar utilizando Ansys Fluent.	51
Figura 3.6 –	- Seção X-Y do modelo geométrico.	54
Figura 3.7 –	- Geometria elaborada no Ansys DesignModeler	55
Figura 3.8 –	- Distribuição da malha no tubo.	55
Figura 3.9 –	- Refino da malha × variável de controle	56
Figura 3.10-	-Verificação da qualidade da malha	56
Figura 4.1 -	- Valores atribuídos na rotina	59
Figura 4.2 -	- Janela de solução do ESS	60
Figura 4.3 –	- Variação das taxas de calor nos componentes com relação a taxa de calor no	
	gerador	6
Figura 4.4 -	- Relação entre as taxas de calor no gerador/evaporador e o COP	62
Figura 4.5 –	- Taxa de calor no gerador \times temperaturas dos fluidos. \dots	62
Figura 4.6 -	-Temperatura do ar de processo \times COP	63
Figura 4.7 –	- Eficiência do gerador × taxa de calor	64
Figura 4.8 –	- Eficiência do gerador × temperatura do ar	64

Figura 4.9 – Fração de vapor na saída do tubo	65
Figura 4.10-Velocidade da fase líquida em uma seção transversal do tubo	66
Figura 4.11–Distribuição da temperatura na saída do tubo	66
Figura 4.12-Comparação da temperatura na saída do tubo para diferentes taxas de fluido.	67
Figura A.1 – Seção transversal de um coletor solar térmico típico	80
Figura A.2-Representação da malha em um tubo curvo	82
Figura A.1 – Diagrama concentração \times entalpia para soluções $H_2O/BrLi. \dots \dots$	94
Figura A.2 – Gráfico de equilíbrio para H ₂ O/BrLi	95

Lista de tabelas

Tabela 2.1 – Sumário de ciclos por absorção	37
Tabela 3.1 – Parâmetros de entrada para a modelagem do sistema.	45
Tabela 3.2 – Verificação de resultados da simulação no ESS	49
Tabela 3.3 – Propriedades dos materiais	53
Tabela 3.4 – Verificação de resultados da simulação no ESS	58
Tabela C.1 – Dados de saída da simulação no ESS	90
Tabela A.1 – Temperatura e entalpia de soluções de BrLi – 20 a 100 °C	92
Tabela A.2 – Temperatura e entalpia de soluções de BrLi – 110 a 180 °C.	93

Lista de nomenclaturas

Abreviações	
Eq.	Equação
Fig.	Figura
Tab.	Tabela
Elementos qu	ímicos
BrLi	brometo de lítio
CFC	clorofluorocarbonetos
CO_2	dióxido de carbono
H ₂ O/LiBr	solução aquosa de brometo de lítio
HFC	hidrofluorocarbonetos
NH_3/H_2O	solução aquosa de amônia
Símbolos	
A	Área de transferência de calor (trocador de calor) [m ²]
c_p	calor específico a pressão constante $[kJ/kg\cdot K]$
c_v	calor específico a volume constante $[kJ/kg\cdot K]$
e	número de Euler [2,7182818284]79
h	entalpia específica [kJ/kg]21
k	coeficiente de condutividade térmica [W/m·K]
m	massa [kg]
ṁ	taxa de massa [kg/s]
Nu	Número de Nusselt [-]
Pr	Número de Prandtl [-]
0	quantidade de calor [kJ]

q	título da fase vapor (% da massa de vapor) [kg/kg]	21
q	quantidade de calor específico [kJ/kg]	25
Re	Número de Reynolds [-]	. 36
S	entropia específica [kJ/kg.K]	41
T	temperatura [K] ou [°C]	. 41
\dot{Q}	taxa de calor [kW]	. 79
\dot{W}	taxa de trabalho [kW]	. 79
U	coeficiente global de transferência de calor $[kW/m^2 \cdot K]$	79
UA	capacidade térmica do trocador de calor [kW/K]	79
x	fração mássica do componente em mistura binária [-]	41
η_G	eficiência do gerador [-]	. 44
ε	efetividade térmica [-]	. 79
η_B	eficiência da bomba [-]	. 79
γ	condutividade térmica [kJ/m·K]	79
ρ	densidade [kg/m ³]	. 79
ν	volume específico [m ³ /kg]	41
Siglas		
COP _{abs}	coeficiente de desempenho para ciclo de absorção de vapor [-]	25
COP _{Carnot}	coeficiente de desempenho para ciclo Carnot de refrigeração [-]	. 25
ETC	coletor de tubo evacuado – evacuated tube collector	.33
FTP	coletor de placa plana – flat plate collector	. 33
LMTD	média logarítmica das diferenças de temperaturas [K]	. 79
NUT	número de unidades de transferência [-]	79

1 Introdução

1.1 Contextualização

Estudos recentes indicam um significativo aumento na demanda de energia mundial, estimandose uma elevação de 48% entre 2012 e 2040 (EIA, 2016). Essa expansão no consumo de energia pode refletir o crescimento econômico e a melhoria da qualidade de vida de uma sociedade, mas também apresenta riscos negativos, como a possibilidade do esgotamento dos recursos utilizados para a produção de energia. Observando esse risco, a Agência Nacional de Energia Elétrica – ANEEL considera a necessidade de aumento das atividades de geração energética e os consequentes impactos econômicos e ambientais (ANEEL, 2008). Direcionado a esse problema, o relatório de balanço energético brasileiro (EPE, 2015) apresenta duas formas básicas para garantir o equilíbrio entre demanda e produção energética. A primeira seria produzir mais energia através dos mecanismos disponíveis na matriz energética brasileira, mas segundo o próprio relatório, demanda tempo e elevados investimentos que mostram-se inadequados a soluções de curto e médio prazo. Outra seria utilizar melhor a energia e reduzir as perdas através de projetos de eficiência energética, indicado como o modelo mais rápido e de menor custo para a sociedade. Esse modelo também é compartilhado por nações na comunidade européia, onde a estratégia para diminuir a dependência energética está focada em políticas para controlar o consumo e na diversificação das fontes de abastecimento, considerando fontes de energia renováveis como a chave para isso (ZAMFIR, 2011).

Voltando ao contexto nacional, percebemos que o sistema elétrico no Brasil, concebido para tirar proveito da vasta disponibilidade de recursos hídricos, mostra sinais de saturação. Corroborando essa afirmação, a participação das hidrelétricas no atendimento ao consumo está diminuindo ano após ano (EPE, 2015). Como as vazões dos rios são incertas e a construção de grandes reservatórios de água é cada vez mais restritiva, são utilizadas termelétricas para complementar a operação do sistema e ajudar a economizar água em momentos de disponibilidade hídrica adversa. Essa solução paliativa acarreta incremento econômico, fazendo o custo de produção de energia elétrica subir vertiginosamente. Devido a esse fato, o governo brasileiro, seguindo a ideologia de restrição do consumo, criou um sistema de bandeiras tarifárias (PEREZ et al., 2013) que repassa esse acréscimo de custos ao consumidor final.

O consumo de energia se dá em praticamente qualquer atividade humana, mas algumas possuem uma participação mais relevante. Quando focamos sistemas de refrigeração, verificamos estudos indicando que a climatização comercial alcança mais de 50% do consumo total de eletricidade em grandes edifícios de escritórios, hotéis e centros comerciais (LAMBERTS et al., 1996), portanto entende-se que a eficientização dos sistemas de refrigeração impactam fortemente na redução do consumo energético nestes locais. Nesse sentido, Geller et al. (1998) indicam ações

para reduzir o consumo energético na climatização: reduzir a entrada da radiação solar e calor em edifícios; utilizar arrefecimento por ventilação natural, quando o clima permitir; aumentar a eficiência dos equipamentos de climatização; e melhorar controle do uso dos equipamentos.

Não menos importante, o impacto ambiental ocasionado por sistemas de refrigeração é uma preocupação mundial, principalmente devido a utilização de compostos de clorofluorocarbonetos – CFC, que podem diminuir a camada de ozônio, ou hidrofluorocarbonetos – HFC, que podem elevar a temperatura terrestre (ASHRAE, 2009). Fontes de energias renováveis novamente apresentam-se como boas alternativas porque a utilização de determinados sistemas de refrigeração operados por calor não apresentam problemas relacionados a emissão desses gases (SRIKHIRIN; APHORNRATANA; CHUNGPAIBULPATANA, 2001). Entretanto, entende-se que o uso de algumas fontes de calor pode ser ecologicamente nocivo, como a queima de combustíveis fósseis, que pode emitir dióxido de carbono – CO₂, óxido de nitrogênio, dióxido de enxofre e metais pesados (GOLDEMBERG, 2008; ANISUR et al., 2013).

Essas considerações econômicas e ambientais contribuem para o interesse em pesquisas sobre eficientização energética orientadas especificamente à sistemas de refrigeração, possibilitando a diminuição de custos de operação e de prejuízos ambientais resultantes da referida atividade. Um exemplo de abordagem nessa área é feita por Huang et al. (1998) com a utilização de radiação solar para fornecer calor a um sistema termo-mecânico, evitando o consumo de combustível fóssil em sistemas de climatização. No Capítulo 2 veremos outros exemplos de pesquisas voltadas ao estudo de sistemas de refrigeração utilizando radiação solar, assim como outros trabalhos que fundamentam essa atividade.

1.2 Justificativa

Considerando a elevação no consumo energético da sociedade e a notória limitação das fontes de energia atuais, a demanda por ações de eficientização energética apresenta-se como um caminho natural. Como os processos de climatização comercial são grandes consumidores de energia, uma demanda natural é o uso de tecnologias que tornem esses processos mais eficientes. Uma opção é a utilização do ciclo por absorção de vapor direcionado para essa eficientização com vantagens ambientais, principalmente com a utilização de energia solar como principal fonte do sistema.

Embora os sistemas de resfriamento por absorção de vapor necessitem de um maior investimento inicial e tenham um coeficiente de desempenho inferior ao de sistemas que utilizam compressão de vapor, eles estão se tornando mais atraentes porque suas forças motrizes podem utilizar energias de baixo custo, como energia solar térmica ou calor residual descarregados de processos industriais. Esses sistemas também possuem custo de manutenção reduzido e elevada vida útil (KERME et al., 2017).

Entretanto, algumas opções tecnológicas – novos materiais, estruturas de coletores, fluidos de trabalho diferenciados, etc. – ainda não foram exaustivamente pesquisadas. Por exemplo,

Capítulo 1. Introdução

vários autores utilizam algum sistema secundário¹ para transportar o calor do coletor solar até o gerador (NAKAHARA; MIYAKAWA; YAMAMOTO, 1977; LI; SUMATHY, 2000; LIZARTE et al., 2012; HIDALGO et al., 2008), mas não foram encontrados trabalhos com absorção de vapor semelhante ao sistema proposto por Peng e Zhang (2009), que combinou coleta solar e regeneração líquida em um único componente dentro de um processo de refrigeração por adsorção.

Essa possibilidade poderia ser utilizada na refrigeração por absorção, com a utilização de energia solar diretamente para o aquecimento da solução no gerador, ocasionando a dessorção do refrigerante em um sistema como esboçado na Fig.1.1.

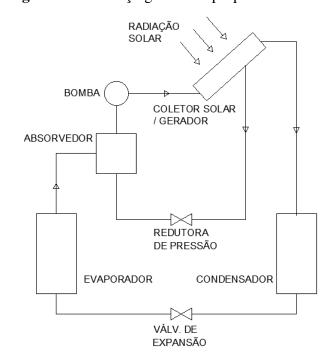


Figura 1.1 – Esboço gráfico da proposta de estudo.

Fonte: Elaborado pelo autor.

Alguns possíveis benefícios dessa proposta podem ser inicialmente sugeridos, como a diminuição de componentes do sistema, refletindo no custo inicial, no espaço de alocação e na perda térmica para o ambiente. A verificação dessas possibilidades pode ser inicialmente estudada através de simulações computacionais que reflitam as condições a que esse conjunto coletor/gerador será submetido. Essas simulações auxiliariam no estudo do comportamento da solução refrigerante no gerador e na avaliação da eficácia na dessorção do refrigerante.

Esses sistemas secundários são formados por um conjunto de trocadores de calor intermediários, equipamento de bombeamento e fluido específico para transportar o calor entre o coletor solar e o gerador.

Capítulo 1. Introdução

1.3 Objetivos

1.3.1 Objetivo geral

Este estudo tem como principal objetivo analisar, através de modelagem matemática, as características termodinâmicas do gerador em um sistema de refrigeração por absorção que utilize um coletor solar diretamente para a dessorção do refrigerante. O foco será a análise da eficiência do gerador, formado por um sistema coletor de radiação solar que deve aquecer a solução aquosa de brometo de lítio, fornecendo calor necessário para a dessorção térmica da água.

1.3.2 Objetivos específicos

- Pesquisar dados termodinâmicos referentes a solução aquosa de brometo de lítio e brometo de lítio puro para serem utilizados no dimensionamento do sistema.
- Modelar, utilizando software de simulação, um sistema de refrigeração por absorção acionado por energia solar adequado às condições climáticas locais;
- Simular aplicação do modelo desenvolvido com diferentes possibilidades de cargas térmicas em regime permanente, avaliando: consumo de energia, potência frigorífica, trocas de
 calor no condensador e evaporador e coeficiente de performance.
- Modelar, utilizando software de modelagem numérica, o conjunto coletor/gerador a partir dos parâmetros coletados no objetivo anterior;
- Simular a aplicação do modelo para avaliação do comportamento da solução durante o dessorção do refrigerante.
- Interpretar os resultados da simulação do coletor/gerador.

1.4 Trabalhos publicados

Durante essa pesquisa foi publicado um artigo na Revista Conexões com título: Avaliação de desempenho de um sistema de climatização por absorção de vapor utilizando energia solar (FERREIRA et al., 2017).

Também foi submetido à análise no periódico *IEEE Latin America Transactions* com título: Análise termodinâmica da dessorção de refrigerante em um sistema de refrigeração por absorção de vapor utilizando energia solar.

1.5 Organização do texto

Este trabalho foi dividido nos seguintes capítulos:

• No Capítulo 2 está a revisão da literatura, onde são apresentados conceitos fundamentais ao entendimento do tema e citados de trabalhos na mesma linha de pesquisa;

Capítulo 1. Introdução

• No Capítulo 3 é apresentado o desenvolvimento da metodologia aplicada na modelagem e simulação do sistema de refrigeração e do conjunto coletor/gerador;

- No Capítulo 4 são apresentados e comentados os resultados das simulações;
- No Capítulo 5 apresentadas as conclusões desta pesquisa e sugestões de possíveis trabalhos futuros.
- Por fim são apresentados os Apêndices e Anexos, com informações complementares aos capítulos mencionados.

2 Revisão bibliográfica

2.1 Histórico da refrigeração por absorção

Sistemas de refrigeração artificiais permitem o resfriamento controlado de um meio específico pelo processo de transferência de energia térmica entre matérias sólidas, líquidas ou gasosas . Há vários processos de refrigeração, com destaque aos processos mecânicos, largamente utilizados e normalmente baseados na mudança de fase de um fluido em condições controladas (DINCER, 2010). Os sistemas de refrigeração mais conhecidos utilizam o ciclo térmico por compressão de vapor, bastante difundido e normalmente acionado por energia mecânica. Com algumas semelhanças, o ciclo térmico por absorção de vapor também utiliza um processo mecânico, mas possui o funcionamento ativado pelo calor, trocando energia térmica com a vizinhança. A energia térmica é a principal fonte utilizada, com utilização de energia mecânica de forma secundária (ASHRAE, 2009). Comparado com outras tecnologias de refrigeração, o ciclo por absorção de vapor utiliza equipamentos com menor potência para a circulação do fluido e pode ser acionado por uma grande variedade de fontes de calor, incluindo fontes de baixa temperatura (HEROLD; RADERMACHER; KLEIN, 2016).

O primeiro equipamento por absorção a funcionar, de forma intermitente, foi construído na Inglaterra, por John Leslie, usando a solução água e ácido sulfúrico e constituído por dois reservatórios com pressão negativa interligados. A água contida em um dos reservatórios absorvia o ácido sulfúrico contido no outro, reduzindo a pressão no sistema e, consequentemente, reduzindo a temperatura nos reservatórios (ALMEIDA, 2006). Entretanto, o primeiro refrigerador comercial usando absorção é datado de 1823, construído por Ferdinand Carré. Nas décadas de 1950 e 1960 plantas industriais na América do Norte e Europa Ocidental utilizavam largamente chillers de absorção usando vapor como fonte térmica para prover refrigeração durante o verão (WANG, 2000).

Porém, por volta de 1930, foram desenvolvidas as primeiras máquinas por compressão utilizando motores elétricos e as máquinas de absorção começaram a ser gradualmente substituídas ou relegadas a segundo plano, devido, principalmente, à praticidade e facilidade de obtenção de energia elétrica (MENNA, 2008). Os sistemas por compressão passaram a dominar definitivamente o mercado com desenvolvimento de refrigerantes utilizando CFC, largamente utilizados em máquinas por compressão mas inadequados para os ciclos por absorção, pois não possuem afinidade química requerida com outros elementos. Os refrigerantes a base de CFC apresentavam a vantagem de serem atóxicos, não inflamáveis e menos corrosivos que os refrigerantes empregados na época, entretanto desconhecia-se a ação destruidora desses novos refrigerantes a camada de ozônio troposférica. Outro fator que favoreceu o avanço dos ciclos por compressão foi o barateamento da eletricidade e a introdução do verniz isolante em motores

elétricos, reduzindo bastante as dimensões e custos dos mesmos (ABREU, 1999).

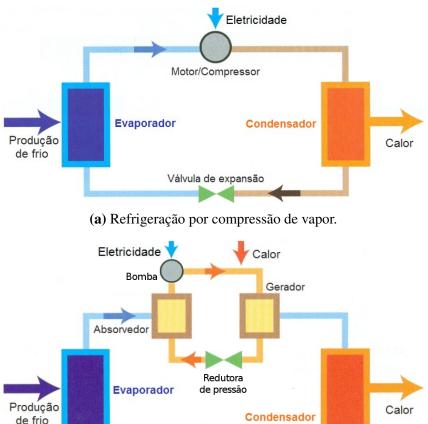
O processo de substituição dos refrigeradores por absorção foi realmente acelerado após a crise energética de 1973, quando o preço do gás natural e óleo utilizados nas caldeiras para gerar vapor subiram drasticamente. Como esses primeiros sistemas por absorção possuíam apenas um estágio e tinham coeficiente de desempenho¹ – COP entre 0,6 e 0,7, a desvantagem perante chillers centrífugos elétricos ficou enorme e os sistemas por aborção foram desativados nas décadas seguintes (WANG, 2000). Entretanto as pesquisas continuaram e hoje existem sistemas por aborção de duplo efeito funcionando com COP maior que 1 em sistemas de duplo e triplo efeito (GROSSMAN, 2002). Essas pesquisas envolvendo refrigeração por absorção seguem por diversas linhas, incluindo fundamentos da transferência de calor e de massa, propriedades termodinâmicas das soluções, análise de rendimento e viabilidade econômica (AL-ALILI; HWANG; RADERMACHER, 2013).

2.2 Descrição do sistema de refrigeração por absorção

O ciclo de refrigeração por absorção assemelha-se ao ciclo de refrigeração por compressão de vapor, pois ambos possuem evaporador, condensador e dispositivo de expansão. Entretanto, o trabalho realizado pela compressão mecânica é substituído pelo calor proveniente de uma fonte externa (CARVALHO, 2007). Mais precisamente, o trabalho de compressão mecânica do vapor é substituído por: absorção do refrigerante por um fluido de circulação, bombeio mecânico da solução e dessorção do refrigerante do fluido de circulação mediante aquecimento, conforme ilustrado na Fig.2.1. Dessa forma o maior inconveniente dos sistemas por absorção é o seu consumo de energia, relativamente mais elevado que o de sistemas por compressão. Por outro lado, a utilização de energia térmica em detrimento de energia elétrica pode ser uma grande vantagem em locais que não ofereçam eletricidade a preços viáveis ou que possuam uma fonte de calor abundante, adequada ao funcionamento desse sistema. A refrigeração por absorção permite ainda uma melhor utilização de instalações que produzem rejeitos fluidos a elevadas temperaturas, recuperando parte da energia que seria desperdiçada.

São eventualmente utilizados os termos "coeficiente de eficácia" e "coeficiente de performance" em algumas traduções e trabalhos em português.

Figura 2.1 – Comparação entre sistemas de refrigeração por compressão e absorção de vapor.



(b) Refrigeração por absorção de vapor.

Válvula de expansão

Fonte: Adaptado de Observ'ER (2012).

Sistemas que utilizam absorção de vapor podem ainda utilizar fontes de energia renováveis, tais como gases quentes expelidos como rejeito por outros sistemas ou energia solar, e utilizam gases que não reagem quimicamente com o ozônio da atmosfera, portanto não sendo potenciais destruidores da camada de ozônio. Excetuando-se as bombas necessárias ao deslocamento do fluido, instalações de absorção são caracterizadas pela relativa simplicidade, pois não apresentam partes internas móveis, garantindo um funcionamento silencioso e sem vibrações.

No foco econômico, outra vantagem do ciclo de refrigeração por absorção sobre o ciclo refrigeração por compressão está na potência necessária para operar a bomba ser de dez a trinta vezes menor que a para operar o compressor, considerando as mesmas condições de ciclo. Somando-se a isso, deve-se considerar que os sistemas de absorção necessitam de uma fonte de calor para sua operação, porém a energia na forma de calor via de regra é mais barata que na forma de trabalho, como a energia elétrica necessária ao compressor (MENNA, 2008).

Como desvantagem, sistemas de refrigeração por absorção apresentam penalização da performance em relação aos sistemas de compressão de vapor, entretanto, este tipo de ciclo pode ser atrativo na aplicação integrada a sistemas com coletores solares, cogeração e trigeração. Desta

forma, diversas pesquisas têm sido realizadas no intuito de localizar as principais fontes de perda de eficiência destes sistemas (ALMEIDA; BARBOSA; FONTES, 2010).

Os processos de absorção podem ser intermitentes ou contínuos. O sistema intermitente apresenta utilização mais restrita (ABREU, 1999) e utiliza a solução refrigerante/absorvente em um tanque gerador, ilustrado na Fig.2.2. O fluido refrigerante é absorvido pelo absorvente, transformando-se em uma mistura na fase líquida. Isso só é possível devido à afinidade química de alguns fluidos, formando uma mistura homogênea com temperaturas de vaporização diferentes para cada substância da mistura. Existem vários pares de refrigerantes e absorventes², entre os quais, são mais utilizados os pares amônia/água – NH₃/H₂O e água/brometo de lítio – H₂O/LiBr (ABREU, 1999).

O ciclo intermitente inicia quando um queimador aquece esse tanque, retirando o refrigerante da mistura na forma de vapor. Este vapor é bombeado para o condensador, que fica imerso em um tanque trocador de calor contendo um fluido de arrefecimento. No condensador o refrigerante é esfriado, sem contato direto com o fluido de arrefecimento e condensa a uma pressão elevada. Este refrigerante, agora líquido, flui pela válvula de expansão, tendo sua pressão e temperatura diminuídas. Então esse refrigerante líquido a baixa temperatura segue em direção ao evaporador, onde troca calor com o fluido que se quer refrigerar. A partir daí o refrigerante recebe calor e flui para o tanque recebedor de líquido. O processo continua por um curto espaço de tempo até que o combustível de aquecimento acabe ou o fluido de arrefecimento do condensador entre em equilíbrio térmico com o vapor de refrigerante aquecido. Após finalizado o processo, gerador esfria e reabsorve o vapor de refrigerante.

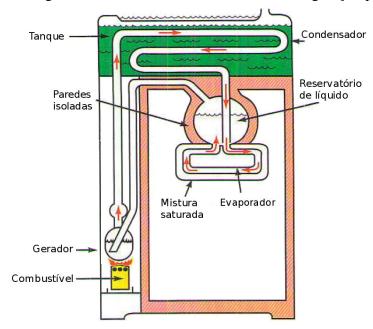


Figura 2.2 – Fluxograma de um sistema intermitente de refrigeração por absorção.

Fonte: Adaptado de Althouse (2004).

Os pares são, convencionalmente, representados pelas fórmulas químicas do refrigerante e do absorvente, seguindo essa sequência.

Já o ciclo contínuo de refrigeração por absorção opera mediante um fluxo constante de calor aplicado no gerador do processo, assim como um fluxo contínuo de fluido de arrefecimento no condensador e absorvedor. A Fig.2.3 apresenta o fluxograma de funcionamento de um sistema contínuo de refrigeração por absorção. Verificamos no evaporador o fluxo de vapor refrigerante a baixa pressão que percorre a tubulação até o absorvedor, onde é absorvido por uma solução absorvente. Caso, a temperatura desta solução se eleve a absorção de vapor poderia cessar, então o absorvedor é resfriado por um fluido externo ao sistema. A solução no absorvedor é concentrada³, pois contém grande quantidade de refrigerante. A seguir uma bomba succiona e eleva a pressão da solução concentrada, empurrando-a para o gerador (na figura as linhas de alta pressão são representadas em vermelho e as linhas de baixa pressão, em azul).

No gerador ocorre a adição de calor oriundo de uma fonte externa a elevada temperatura, fazendo com que o refrigerante se desprenda do absorvente e volte ao estado de vapor, agora com elevadas temperatura e pressão. A solução líquida restante, formada pelo absorvente e uma baixa concentração de refrigerante, retorna ao absorvedor pela válvula redutora de pressão, que tem como objetivo manter a diferença de pressão entre o absorvedor e o gerador. No condensador há troca de calor com uma fonte fria externa ao sistema, que resfria o refrigerante, condensando o vapor. Este refrigerante condensado passa por uma válvula de expansão, reduzindo sua pressão e temperatura, e vai para o evaporador. No evaporador há uma troca de calor com a fonte externa, que será resfriada pela troca de calor com o refrigerante. É fornecido calor ao refrigerante que evaporará e seguirá novamente na direção do absorvedor, continuando o ciclo.

Solução Refrigerante Gerador Condensador concentrada Refrigerante líquido Redutora Solução Válvula de pressão de expansão Bomba diluída Refrig. líq./vap. Refrigerante Solução Absorvedor **Evaporador** vapor concentrada

Figura 2.3 – Representação do ciclo básico de refrigeração por absorção de vapor.

Fonte: Elaborado pelo autor.

Neste texto, o termo solução concentrada é usado quando a quantidade de soluto (vapor de água) é grande em relação à de solvente (solução aquosa de brometo de lítio). Quando a quantidade de soluto diminui, é utilizado o termo solução diluída.

2.3 Solução refrigerante/absorvente

A principal característica necessária a um par de fluidos para trabalhar em um sistema de absorção é a afinidade química. Deve ser grande a tendência a que eles formem uma mistura quando colocados em contato. Porém, essa afinidade não deve ser elevada demais, pois para o funcionamento do sistema, também é necessária a separação destes, através da cessão de calor. Além disso, outras propriedades como viscosidade, massa específica e condições de pressão e temperatura são analisadas, visando estabelecer condições nos elementos do sistema e a especificação da bomba e do dispositivo de expansão (MENNA, 2008).

O estado termodinâmico de uma substância pura pode ser analisado a partir do conhecimento dos valores correspondentes de duas propriedades independentes, como pressão e temperatura. Todas as outras propriedades termodinâmicas nesse estado podem ser completamente determinadas, inclusive a fração mássica de vapor da substância pura saturada em equilíbrio, denominada título (x). Mas para a determinação do estado de misturas binárias é necessário o conhecimento de, pelo menos, três de suas propriedades, como pressão, temperatura e composição. Isso torna a análise de estado termodinâmico de misturas mais complexa (STOECKER; JABARDO, 2002) e afeta diretamente a análise dos ciclos de refrigeração por absorção que utilizam misturas binárias como fluido de trabalho.

A composição de uma mistura é dada pela fração mássica dos seus componentes, definida na Eq.2.1 (STOECKER; JABARDO, 2002) e demonstrada geralmente nos diagramas temperatura \times título ($T \times x$) ou entalpia \times título ($h \times x$) específicos para cada mistura.

$$x = \frac{m_A [kg]}{m_{A+B} [kg]}$$
 (2.1)

onde:

 $x \rightarrow \text{fração mássica do componente};$

 $m_A \rightarrow \text{massa do soluto};$

 $m_{A+B} \rightarrow$ massa da mistura (soluto + solvente).

Além da afinidade, as substâncias que compõem a solução de trabalho devem atender alguns requisitos para serem adequadas a sistemas por absorção (ASHRAE, 2006). O refrigerante deve ser muito mais volátil que o absorvente, de forma a permitir a separação das duas substâncias facilmente. Relacionado com as dimensões do sistema, as entalpias de vaporização e condensação do refrigerante devem ser elevadas para que as vazões de refrigerante e absorvente possam ser reduzidas. A robustez do sistema também sofre influência das pressões de operação, que devem ser moderadas afim de possibilitar paredes dos recipientes mais delgadas e evitar perda de carga nos escoamentos. Também relacionada com a perda de carga, os fluidos devem ter baixa viscosidade para promover os processos de transferência de calor e massa.

Um grande problema que assola a operação desses sistemas é a ocorrência de fase sólida em decorrência da cristalização de algum componente. Então as temperaturas e pressões de trabalho

devem ser limitadas para que a solução não forme uma fase sólida na faixa de composição. Já a estabilidade química deve ser praticamente absoluta, pois os fluidos são submetidos a condições severas durante um longo período de operação do sistema. Eventuais instabilidades podem resultar na formação de substâncias danosas como gases, sólidos ou uma substância corrosiva. A corrosão é particularmente importante pois os fluidos de trabalho ou qualquer substância resultante de instabilidade química pode reagir com materiais empregados no sistema de absorção. Há também uma preocupação quanto a toxidade dos elementos. Os fluidos de trabalho não devem ser tóxicos e nem substancialmente inflamáveis, caso o sistema seja operado em ambientes ocupados por pessoas. Para aplicações industriais este requisito é menos crítico.

Visando impedir cristalizações ou solidificações no sistema, devem ser considerados alguns fatores limitantes como a faixa de temperatura a que a mistura e os fluidos, individualmente, serão submetidos. Considerando cada fluido, devem ser analisadas propriedades como relação temperatura × pressão de saturação, calor latente de vaporização, viscosidade e corrosividade (MENNA, 2008). Na solução NH₃/H₂O, a amônia age como refrigerante e a água é o absorvente, e no par H₂O/LiBr, onde a água age como refrigerante e o brometo de lítio é o absorvente (CREDER, 2004). Essa última configuração é mais utilizada em instalações para climatização e condicionamento de ar, que operam com temperaturas de evaporação entre 10 °C e 15 °C (MENNA, 2008).

O par H₂O/LiBr é reconhecidamente mais adequado para esfriamento de água em *chillers* e para sistemas de condicionamento de ar, sendo a solução mais apropriada para aplicações solares (JARUWONGWITTAYA; CHEN, 2010). Já os sistemas que utilizam NH₃/H₂O não são tão apropriados para utilização em coletores solares devido às elevadas temperatura e pressão necessárias no gerador, 125 °C a 170 °C, sendo mais utilizados em aplicações industriais de refrigeração (EICKER, 2009).

O brometo de lítio – BrLi usado em soluções para climatização é um sal formado pelo lítio, obtido do minério de lítio, e do brometo, obtido a partir da água do mar. Já foi usado como sedativo no início do século XX, mas seu uso perdeu credibilidade nos anos 1940 quando alguns pacientes cardíacos morreram após usá-lo como um substituto do sal de cozinha. Também na medicina, foi usado no tratamento de distúrbio bipolar. Hoje o brometo de lítio é utilizado em sistemas de ar condicionado como dessecante, por possuir grande poder de absorção ao vapor de água, relacionado principalmente com a temperatura da solução. Como não é volátil e não causa danos a camada de ozônio, sua utilização possui grande apelo ambiental (CARVALHO, 2007).

Entretanto a manipulação do BrLi envolve alguns riscos. Pode ser nocivo em contato com os olhos, causando irritação. O contato com a pele resulta em desidratação da área exposta e, posteriormente, queimaduras. O BrLi é prejudicial se ingerido, podendo causar alterações do sistema nervoso central, agitação, espasmos e diminuição da coordenação motora. A contínua exposição a este sal pode levar a depressão, enquanto a exposição crônica pode levar a erupções de pele ou doenças sanguíneas. Mais informações sobre segurança podem ser verificadas na ficha de segurança da Merck (2015), disponibilizada no Anexo A.

A concentração da solução aquosa de brometo de lítio depende das condições de saturação do sal. No sistema de refrigeração essa característica varia principalmente com a temperatura onde a solução está em equilíbrio com o vapor de água (CARVALHO, 2007). Para o dimensionamento térmico do sistema, os dados sobre entalpia da solução de trabalho nos pontos mais importantes do ciclo devem ser conhecidos. A água, líquida ou vaporizada, flui para o condensador e evaporador, sendo essas entalpias facilmente obtidas nas tabelas de propriedades da água. Já a solução H₂O/LiBr está presente no gerador e absorvedor e o comportamento de sua entalpia em função da temperatura e concentração estão apresentados no Anexo A.

2.4 Análise do ciclo por absorção

No ciclo de absorção simples, a solução concentrada deixa o absorvedor a uma temperatura baixa e precisa ser aquecida no gerador. Similarmente a solução diluída que deixa o gerador a sob uma temperatura elevada e precisa ser resfriada no absorvedor. Para melhorar a eficiência e reduzir os custos de operação do sistema, uma adição lógica ao ciclo simples é um trocador de calor para transferir calor entre as duas correntes de soluções (HEROLD; RADERMACHER; KLEIN, 2016), como podemos ver na Fig.2.4. Este trocador de calor aquece a solução fria do absorvedor em seu caminho para o gerador e esfria a solução que retorna do gerador para o absorvedor.

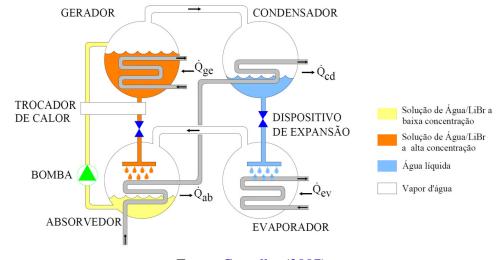


Figura 2.4 – Ciclo por absorção de simples efeito.

Fonte: Carvalho (2007).

O ciclo de absorção de simples efeito possui limitações relacionadas ao COP, com valores em torno de 0,7. A necessidade de melhorar a eficiência nos chillers por absorção levou ao desenvolvimento de sistemas de duplo efeito, alcançando uma elevação significativa do COP, agora chegando a 1,6 (CARVALHO, 2007). Estes sistemas de duplo efeito diferem dos sistemas de simples efeito na medida em que existem dois condensadores e dois geradores para permitir que mais refrigerante evapore a partir da solução absorvente. A Fig.2.5 mostra o ciclo de

absorção de duplo efeito, onde o gerador de temperatura mais elevada utiliza uma fonte externa de vapor para ferver o refrigerante da solução fraca. O vapor refrigerante do gerador de alta temperatura é condensado e o calor produzido é utilizado para fornecer calor ao gerador de baixa (ALTHOUSE, 2004).

GERADOR DE GERADOR DE BAIXA

TROCADOR DE CALOR

TROCADOR DE CALOR

TROCADOR DE CALOR

ABSORVEDOR

EVAPORADOR

EVAPORADOR

Figura 2.5 – Ciclo por absorção de duplo efeito.

Fonte: Carvalho (2007).

Sistemas por absorção de duplo efeito são usados para condicionamento de ar e arrefecimento em regiões onde o custo da eletricidade é alta em relação ao gás natural. Também são utilizados em aplicações onde o vapor a alta pressão é prontamente disponível, tais como em processos de cogeração. Embora as máquinas de duplo efeito sejam mais eficientes que máquinas de simples efeito, eles possuem custo inicial de fabricação mais elevado, utilizando materiais especiais devido ao aumento das taxas de corrosão, ocasionadas pelas temperaturas de funcionamento mais elevadas. Os sistemas de duplo efeito também necessitam de trocadores de calor maiores e sistemas de controle mais complexos (ALTHOUSE, 2004).

A principal análise de um sistema de refrigeração é realizada calculando-se o COP, caracterizando a eficiência do ciclo através da relação entre o efeito desejado, refrigeração, e a energia consumida para gerar essa refrigeração. A capacidade de retirar calor sobre a potência consumida pelo compressor deve ser a maior possível e o máximo rendimento que uma máquina térmica pode chegar é um rendimento próximo ao da máquina de Carnot com características similares.

O ciclo de Carnot é usado como um ciclo de conversão energética ideal, exibindo o melhor desempenho por ser isento de perdas e termodinamicamente reversível. Mesmo sendo de um ciclo teórico, pode-se verificar os parâmetros que influenciam o desempenho do sistema. A Fig.2.6 apresenta dois diagramas termodinâmicos do ciclo de Carnot.

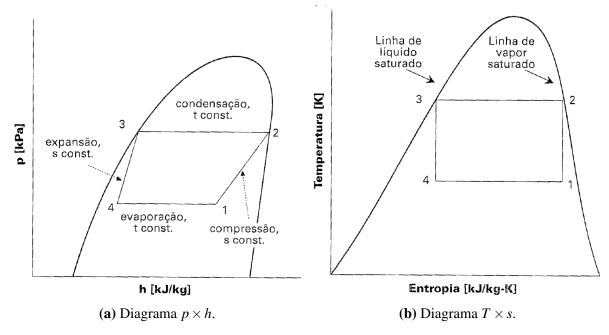


Figura 2.6 – Representação do ciclo de Carnot.

Fonte: Stoecker e Jones (1985).

O COP fornece a eficiência de um ciclo é matematicamente definido pela razão entre a energia útil e a energia utilizada para obter esse efeito desejado. No caso do ciclo frigorífico, o objetivo é produzir o efeito de refrigeração. Verificando a Fig.2.6, o COP de um ciclo de Carnot para refrigeração pode ser determinado pela Eq.2.2 (STOECKER; JONES, 1985).

$$COP_{Carnot} = \frac{q_a}{q_r - q_a} = \frac{T_1(s_2 - s_3)}{(T_1 - T_2)(s_2 - s_3)} = \frac{T_1}{T_2 - T_1}$$
(2.2)

Onde,

COP_{Carnot} → coeficiente de desempenho para ciclo Carnot de refrigeração [-];

 $q_a \rightarrow$ quantidade de calor específico absorvido [kJ/kg];

 $q_r \rightarrow$ quantidade de calor específico rejeitado [kJ/kg];

 $T_1 \rightarrow$ temperatura da fonte fria [K];

 $T_2 \rightarrow$ temperatura da fonte quente [K].

No caso de um ciclo real de refrigeração por absorção, o COP é definido como a relação entre a taxa de refrigeração e a taxa de fornecimento de energia pela fonte térmica (HEROLD; RADERMACHER; KLEIN, 2016), demonstrado na Eq. 2.3.Nesse caso o trabalho da bomba é ignorado por ser insignificante quando comparado com as taxas de transferência de calor associadas aos outros componentes.

$$COP_{abs} = \frac{Q_E}{Q_G}$$
 (2.3)

Onde,

 $COP_{abs} \rightarrow coeficiente de desempenho para ciclo de absorção de vapor [-];$

 $Q_E \rightarrow$ quantidade de calor absorvida no evaporador [kJ];

 $Q_G \rightarrow$ quantidade de calor absorvida no gerador [kJ].

Outro parâmetro importante para analisar o ciclo por absorção é a razão de circulação da solução – *solution circulation ratio* (SRC), definida como a razão entre a taxa de massa de solução mais concentrada que sai do gerador e a taxa de massa de vapor refrigerante gerado, Eq.2.4 (APHORNRATANA; SRIVEERAKUL, 2007).

$$SCR = \frac{\dot{m}_{sol.forte}}{\dot{m}_{refrig.}}$$
 (2.4)

Além do cálculo do COP, outra metodologia largamente utilizada é a análise exergética que busca a otimização dos componentes do ponto de vista termodinâmico, minimizando a geração de entropia. Este método baseia-se na aplicação simultânea da primeira lei e da segunda lei na análise e projeto do sistema de refrigeração. Desta forma, diversas pesquisas têm sido realizadas no intuito de localizar as principais fontes de perda de eficiência destes sistemas. A análise pela segunda lei da termodinâmica (exergia) busca o aperfeiçoamento destes ciclos, identificando os pontos críticos que requerem os esforços principais no sentido de aprimorar a performance de sistemas e assim diminuir a degradação da energia, a geração de entropia e, consequentemente, as perdas de oportunidade da realização de trabalho. Esse método calcula a perda de exergia causada pelas irreversibilidades, sendo assim uma importante propriedade termodinâmica, pois indica o trabalho útil que pode ser produzido por uma substância ou a quantidade de trabalho necessária para concluir um determinado processo, fornecendo informações a respeito da ocorrência de ineficiências do sistema (ALMEIDA; BARBOSA; FONTES, 2010).

2.5 Pesquisas relacionadas

Entre os primeiras pesquisas sobre refrigeração por absorção está o trabalho de Nakahara, Miyakawa e Yamamoto (1977), construindo e analisando um sistema de refrigeração por absorção simples com H₂O/LiBr. O chiller tinha capacidade nominal de refrigeração de 7 kW, utilizando 32,2 m² de coletores com placas planas. No seu sistema, a energia térmica produzida pelo coletor solar foi armazenado em um tanque de 2,5 m³, com água aquecida. Os resultados experimentais durante o período de verão mostraram uma capacidade de refrigeração de 6,5 kW, com COP na faixa de 0,4 a 0,8 utilizando a temperatura do gerador entre 70 e 100 °C. O sistema utilizava uma fonte de calor auxiliar para fornecer energia ao gerador e favorecer a sorção do refrigerante.

Uma grande desvantagem do ciclo por absorção é o COP relativamente baixo associado à tecnologia de efeito único, tornando difícil a competição econômica com sistemas de compressão de vapor convencional. Buscando soluções para mitigar esse problema, Wilkinson (1987) demonstrou que a tecnologia por absorção de efeito duplo pode ser muito mais competitiva, com COP na faixa de 1,0 a 1,4. Entretanto, o trabalho também demonstra que aplicações de calor residual de baixa temperatura, onde a energia de entrada tem custo bastante reduzido, a tecnologia de efeito único passa a ser mais atrativa.

Outra variante de sistema de refrigeração por absorção foi pesquisado por Abreu (1999). Esse de pequeno porte e com concepção de funcionamento intermitente no qual a pressão era elevada unicamente por aquecimento e o refrigerante direcionado por meio de válvulas. O texto descreve minunciosamente o conjunto de equipamentos utilizados na construção e análise do sistema. Foram verificados quantitativamente os fenômenos envolvidos, assim como uma análise comparativa com sistemas de refrigeração convencionais. Com base nos dados coletados, Abreu mencionou algumas possíveis aplicações, entre elas a climatização no transporte rodoviário de pessoas e cargas e refrigeração em conjunto com coletores solares.

Li e Sumathy (2000) analisaram um sistema de absorção com H₂O/LiBr utilizando uma separação no tanque de armazenamento de água quente. O sistema consistia em um coletor de placas planas de 38 m² e uma capacidade frigorífica de 4,7 kW. Devido a concentração da energia térmica em uma parte do tanque, verificaram uma elevação de 15 % no COP (próximo de 0,7) com relação ao mesmo sistema com tanque inteiro. Outra investigação semelhante foi realizada em Madrid, por Syed et al. (2005), utilizando um coletor de placas planas de 38 m². Com a temperatura do gerador variando entre 65 e 90 °C e mantendo uma capacidade de refrigeração de 35 m². Operando com temperaturas entre 57 e 67 °C no gerador e entre 32 e 36 °C no absorvedor, verificaram um COP médio de 0,5.

Almeida (2006) elaborou uma metodologia para avaliação econômica de unidades resfriadoras de líquidos por ciclos de compressão e absorção. Foi realizada a comparação econômica de um sistema comercial alimentado a gás natural, sem mencionar outras fontes. Entretanto os valores retratam a realidade de outros sistemas de absorção, com variáveis econômicas favoráveis a utilização de processos por absorção em situações específicas. Após o levantamento de panoramas prováveis, foram avaliados dados referentes a variação de parâmetros como taxa de juros, custo de insumos, investimento inicial e manutenção do sistema.

Também propondo a utilização de processos por absorção, Kim e Ferreira (2008) fizeram uma comparação entre os diferentes tipos de soluções de refrigeração utilizando energia solar, tanto do ponto de vista da eficiência energética quanto da viabilidade econômica. Os sistemas elétricos e termo-mecânicos pareceram ser mais caros do que os térmicos. Considerando apenas os sistemas térmicos, a refrigeração por absorção e adsorção são comparáveis em termos de desempenho, mas os *chillers* de adsorção apresentaram-se mais caros e mais volumosos do que os de absorção. Dentro das possibilidades de misturas consideradas em sistemas por absorção, o custo de um sistema de absorção H₂0/LiBr foi estimado como o mais baixo.

A indicação de parâmetros termodinâmicos relevantes é detalhada no trabalho de Carvalho (2007), onde é realizada a modelagem e simulação computacional de unidades resfriadoras de líquidos por absorção H₂0/LiBr. Foram verificadas configurações de simples e duplo efeito com enfase na influência do clima local sobre o desempenho e consumo energético do sistema. Também foi verificado o uso de aditivos a solução H₂0/LiBr, obtendo um ganho de até 5,5% no COP comparado com o uso da solução convencional.

Aphornratana e Sriveerakul (2007) investigaram experimentalmente o comportamento de um

sistema por absorção de efeito único usando H₂0/LiBr como fluido de trabalho. Um sistema de refrigeração experimental de capacidade de refrigeração de 2kW foi testada com várias temperaturas de operação. Verificou-se que a taxa de circulação da solução tem um forte efeito no desempenho do sistema. O fluxo medido foi 2 a 5 vezes maior do que a previsão teórica, possivelmente devido ao baixo desempenho do absorvedor. Verificaram também que o uso do trocador de calor entre as linhas quente e fria da solução pode aumentar a COP em até 60%.

O mercado mundial é atualmente dominado por três tecnologias de refrigeração por absorção: a) resfriadores que utilizam a solução água e brometo de lítio; b) resfriadores que utilizam água e amônia; c) resfriadores que utilizam amônia, água e hidrogênio. Entretanto a primeira opção é a mais adequada a realidade brasileira e as principais instalações estão situadas nos estados de São Paulo e Rio de Janeiro (COUTO, 2004). Com várias pesquisas publicadas no Brasil abordando essa tecnologia, é um caminho natural utilizar a solução água brometo de lítio para a abordagem desse projeto.

Embora possuindo diversas formas construtivas, os sistemas por absorção possuem a característica comum de poderem aproveitar uma fonte de calor residual (vapor ou água quente residual de um processo industrial) ou renovável (painéis solares), tornando uma opção economicamente vantajosa. Outra vantagem que diminui o custo operacional é a manutenção simplificada, pois não apresentam partes móveis e não necessitam de lubrificação. Sendo assim, não demanda mão de obra especializada, não gera paradas de produção para manutenção das máquinas, o que também se traduz em vantagem econômica e operacional. Sistemas de refrigeração por absorção apresentam ainda ótima confiabilidade e facilidade de controle do sistema, pois regulando-se a entrada de calor no gerador, pode-se controlar a quantidade de refrigerante que passa ao condensador, controlando-se facilmente a carga térmica da instalação (MENNA, 2008).

Como desvantagens, os sistemas por absorção apresentam custo inicial superior aos de compressão, necessitando de mais espaço físico para a sua instalação. Necessitam, também, de mão de obra com um nível de especialização diferenciado quando se deseja fazer alterações no sistema. Entretanto, sistemas de refrigeração por absorção são essencialmente atrativos quando os aspectos ambientais são priorizados na seleção do equipamento, uma vez que neste tipo de sistema empregam-se fluidos de trabalho com baixo ou nenhum impacto ambiental, diferentemente dos sistemas de refrigeração por compressão que utilizam fluidos que agridem de alguma forma o meio ambiente (MENNA, 2008). Quanto ao COP do ciclos de absorção, a aparente desvantagem relativa ao COP do ciclo de compressão, que pode chegar a 6,0, não deve ser considerado tão prejudicial. Isso porque o COP de cada ciclo é definido diferentemente. Para o ciclo de compressão, o COP é a relação da capacidade de refrigeração pela energia, em forma de trabalho, fornecida ao compressor para operar o ciclo. O cálculo em um ciclo de absorção operando com processos termodinamicamente reversíveis utiliza, como denominador do COP, o calor fornecido ao gerador. Entretanto, considerando processos de cogeração, a energia em forma de trabalho é normalmente mais onerosa que a energia na forma de calor. Para facilitar esse entendimento, na Fig.2.7, Carvalho (2007) sugere interpretar o ciclo por absorção em duas

partes: uma máquina de potência e uma máquina de refrigeração.

Figura 2.7 – Combinação de ciclo de potência e refrigeração.

Fonte: Carvalho (2007).

Kerme et al. (2017) utilizaram energia solar térmica para fornecer energia a um sistema de refrigeração por absorção com brometo de lítio, Fig.2.8. Os autores considerações referentes a análise energética do sistema, que utilizava o armazenamento de energia térmica em tanques de solução e um aquecimento intermediário para garantir a temperatura necessária à dessorção. Essa energia armazenada era então direcionada ao gerador para possibilitar a dessorção do refrigerante.

Torre de resfriamento Tanque de armazenamento Aquecimento auxiliar Coletor solar 20 12 15 16 Condensador Gerador Trocador de calor Válvula de expansão Pump W Válvula de expansão Evaporador Ambiente de ar Absorvedor condicionado 13

Figura 2.8 – Processo de refrigeração por absorção utilizando o conjunto coletor solar / gerador.

Fonte: Adaptado de Kerme et al. (2017).

Anos antes, Peng e Zhang (2009) combinaram coleta solar e regeneração líquida em um processo de refrigeração por adsorção. Apesar de não usarem um processo de absorção, esse trabalho se mostra interessante por unir em uma mesma estrutura o coletor solar e o regenerador, regenerando a solução dessecante sem a necessidade de trocadores de calor intermediários. Verificou-se que o desempenho da regeneração é muito influenciado pela temperatura e umidade do ar de entrada. Por isso foi proposta uma unidade de pré-tratamento de ar acoplada no regenerador, conforme Fig.2.9. O ar ambiente é forçado por um ventilador na unidade de pré-tratamento de ar onde ele entra contato com uma solução forte de baixa temperatura para pré-desumidificação. Então o ar flui para regenerador solar, onde é aquecido, umidificado e descartado para a atmosfera.

Ar atmosférico Solução fraca Solução forte Desumidificado Válvula Solução fraca Trocador Unidade de Desumidificador Bomba de calor pré-tratamento do ar Válvula Solução forte **Bomba**

Figura 2.9 – Processo de refrigeração por adsorção utilizando o conjunto coletor solar / regenerador.

Fonte: Adaptado de Peng e Zhang (2009).

Um exemplo de aplicação de coletor solar em sistema de refrigeração por absorção é apresentado por Bajpai (2012). Apesar de não usar H₂0/LiBr, podemos verificar dados do coletor, como a área de captação de 24 m² para aquecer água até 84 °C. O trabalho também apresenta como sugestão a possível aplicação do sistema de coletor solar para refrigeração compartilhado com sistema de coletor solar para o aquecimento de ambientes, assim o mesmo sistema poderia ser utilizado para o aquecimento, durante o inverno, e em sistemas de refrigeração, durante o verão. Entretanto, em cidades de clima equatorial o período de inverno não necessita de aquecimento e a refrigeração torna-se necessária em praticamente todos os meses. Ribeiro, Arouca e Coelho (2016) coletaram dados sobre os efeitos de atributos como localização, área e forma de um cidade no potencial da geração renovável. O trabalho especifica as condições de obtenção de energia por fonte solar como, por exemplo, o efeito da latitude.

Anand e Kumar (1987) estudou as propriedades do $H_2O/LiBr$ verificando a faixa de temperaturas úteis e concentrações aplicáveis ao ciclo de absorção. Essa informação foi usada para calcular irreversibilidades individuais para todos os componentes de efeito único e duplo do ciclo de absorção. Também foi calculado o valor da entropia específica de $H_2O/LiBr$. Os autores utilizaram os dados $P \times T \times x$ da regra de Dühring⁴ para calcular os valores de todas as propriedades termodinâmicas.

Esses valores foram utilizados para comparação no trabalho de Kaushik e Arora (2009). Um modelo computacional no EES foi desenvolvido para a investigação paramétrica dos sistemas de refrigeração por absorção. A análise envolveu a determinação dos efeitos do gerador, temperatura

A regra de Dühring afirma que existe uma relação linear entre as temperaturas nas quais duas soluções exercem a mesma pressão de vapor. A regra é frequentemente usada para comparar um líquido puro e uma solução em uma determinada concentração.

do absorvedor e do evaporador na performance energética e exergética destes sistemas. Os efeitos da queda de pressão entre evaporador e absorvedor e eficácia de trocadores de calor também foram investigados, indicando o COP do sistema de simples efeito entre 0,60 e 0,75 e do sistema de duplo efeito entre 1,00 e 1,28. O efeito da diferença de temperatura entre fonte de calor e gerador e evaporador e sala fria também foram investigados, indicando uma irreversibilidade mais elevada no absorvedor quando em comparado com outros componentes do sistema.

Al-Alili, Hwang e Radermacher (2013) fez uma revisão de trabalhos publicados, fornecendo visões gerais sobre os princípios de funcionamento das tecnologias de refrigeração solar operadas termicamente e comentários sobre os avanços de tais tecnologias nas publicações mais recentes. Pesquisas dos ciclos de absorção solar investigaram novos pares de refrigerantes absorventes e várias configurações do sistema que podem levar ao aumento do aproveitamento solar e à extensão a operação do ciclo. A Tab.2.1fornece mais detalhes sobre os ciclos de absorção solar considerados e permite uma comparação fácil destes sistemas. Onde a área do coletor solar e o tamanho do armazenamento térmico são normalizados pela capacidade de refrigeração do ciclo. A área média de coletor normalizada, armazenamento térmico normalizado e COP de absorção para os estudos considerados são respectivamente 4,67 m²/kWc, 0,21 m³/kWc e 0,68. A temperatura média no gerador, alcançada pela radiação solar, foi 88,5 °C.

Tabela 2.1 – Sumário de ciclos por absorção

Referência	Fluido de trabalho	Tipo de coletor	\mathcal{Q}_c	$\begin{array}{c} \text{\'Area} \\ \text{normaliz.} \\ [\text{m}^2/\text{kW}_c] \end{array}$	Armazen. normaliz. $[m^3/kW_c]$	${\rm COP}_{ m (abs)}$	C ondições $T_e/T_c/T_g$ $[{}^{\circ}C]$
Said, El-Shaarawi e Siddiqui (2012)	$\mathrm{NH_3/H_2O}$	ETC	5	11	N/A	0,427	-9 / 45 a 37 / 120
Lizarte et al. (2012)	H ₂ O/LiBr	ETC	4,5	9,4	0,33	0,62 (média) (diária)	25 a -15,5 / 26,5 a 37,7 / 90 a 106
Xii Hijang e Dii (2011)	H ₂ O/LiBr	ETC	15,1	4,4	N/A	0,7525	26 / 29,5 a 38 / 100
	H ₂ O/LiBr	ETC	15,1	4,1	N/A	0,7555	26 / 29,5 a 38 / 100
Agyenim, Knight e Rhodes (2010)	$ m H_2O/LiBr$	ETC	4,5	2,7	0,22	0,66 (média)	10,1 / 24 / 77,1
Hidalgo et al. (2008)	$ m H_2O/LiBr$	FPC	35,0	1,4	0,06	0,33 (sazonal)	N/A
Mammoli et al. (2010)	$ m H_2O/LiBr$	FPC + ETC	70,0	3,3	0,49	0,63 (média)	N/A
Balghouthi, Chahbani e Guizani (2008)	$\rm H_2O/LiBr$	FPC	11,31	2,7	0,07	0,74	7,5 / 28 / 86
Al-Alili et al. (2012)	NH_3/H_2O	ETC	10	6,0	0,10	0,55	6 / 24 / 85
Rosiek e Batlles (2012)	$ m H_2O/LiBr$	FPC	48,1	3,3	0,21	0,86 (torre de resfr.)	9,3 / 27,5 / 74,1
	$ m H_2O/LiBr$	FPC	51,4	3,1	0,19	0,76 geotérmico	8,7 / 26,8 / 75,8
F	1 1 1	11.1 V 1 V	11	-	1		

Fonte: Adaptado de Al-Alili, Hwang e Radermacher (2013).

A obtenção de energia térmica solar foi apresentada por Bajpai (2012) com a concepção e estudo de um sistema de refrigeração por absorção utilizando amônia e água como solução de trabalho. O sistema foi projetado e testado para várias condições de operação usando água quente como fonte de calor. Logo depois Manuel et al. (2013) publicaram um trabalho que envolve modelagem utilizando dinâmica dos fluidos computacional. Eles descrevem a construção e experimentação de duas geometrias para coleta solar utilizando água como fluido de trabalho. Também apresentam a simulação do sistema utilizando software CFD para as duas geometrias, com seção transversal retangular e com seção transversal circular. A temperatura da água foi calculado usando medições de radiação solar e temperatura ambiente mostrando incrementos de até 62,5°C para ambos os coletores.

O potencial solar brasileiro foi delineado por Tiba et al. (2000), indicando as áreas localizadas no Nordeste do Brasil com valores da radiação solar diária e média anual comparáveis às regiões do mundo com maior incidência solar. Além disso, as variações sazonais nessas áreas são menores, o que pode resultar em importantes vantagens técnicas e econômicas dos sistemas solares instalados nesta região. As cartas de radiação solar global diária, média mensal elaboradas neste projeto mostraram que a radiação solar no Brasil varia entre 8 a $22 \, \mathrm{MJ/m^2 \cdot dia}$.

Cotorcea et al. (2014) também apresentaram uma análise do processo de transferência de calor em um coletor solar. Os principais parâmetros de influência no desempenho do coletor solar indicados, com importância maior aos valores de incidência solar. Foi utilizado o software Ansys CFX para a modelagem do coletor, com apresentação dos parâmetros de confecção da malha e configuração do domínio físico.

Ekramian, Etemad e Haghshenasfard (2014) utilizaram análise numérica para investigar o efeito de diferentes parâmetros sobre eficiência térmica de coletores solares de placas planas. Diversas geometrias foram examinadas para avaliar a influência de características geométricas e condições operacionais sobre eficiência térmica de coletores solares. Foram investigados parâmetros importantes como a espessura das placas, a posição e forma da seção transversal dos tubos, o material absorvente, a absorção do absorvedor, a transmissividade do vidro e o fluxo de massa. Os resultados mostram maior eficiência do coletor com tubos em cima da placa do absorvedor. A geometria da seção transversal do tubo também demonstraram um forte efeito sobre a eficiência do coletor. Outros parâmetros determinantes foram a vazão do fluido, absortividade da placa, espessura do absorvente e transmissividade do vidro.

A convecção natural em coletor solar de tubo evacuado foi estudado em vários trabalhos (MANEA; OLIVESKI; KRENZINGER, 2014; MANEA; KRENZINGER; OLIVESKI, 2015; MANEA, 2016). Utilizando software Ansys Fluent, foram simuladas situações de irradiância de 300, 500 e 800 W/m² combinadas a ângulos de inclinação do coletor de 30 e 45 °C em relação ao plano horizontal. Estes trabalhos apresentam o detalhamento do modelo geométrico utilizado juntamente com a confecção da malha tetaédrica. A Fig.2.10 ilustra o coletor solar utilizado.

Figura 2.10 – Coletor solar de tubos evacuados utilizado para ensaio na pesquisa de Manea (2016).



Fonte: Manea (2016).

Medições em coletores solares com bombeamento forçado foram apresentadas nas pesquisas de Wang e Wu (1990) e Jones e Lior (1994). Ambos estudaram a influência da quantidade de tubos na eficiência de transferência de calor do coletor, considerando a influência da velocidade do fluido nas tubulações. Antes, a influência de regimes turbulentos em coletores já fôra apresenta por Bajura e Jones (1976), detalhando a avaliação de baixos coeficientes de pressão relacionados com o número de Reynolds em diferentes configurações.

A grande maioria dos trabalhos verificados menciona o absorvedor como componente primordial para um sistema de absorção eficiente e estudos aprofundados sobre fluxo de massa e calor em soluções aquosas de BrLi no absorvedor foram elaboradas por diversos pesquisadores. Citando alguns, Bo et al. (2011) realizaram simulações numéricas para a transferência de calor e massa durante absorção de vapor por filmes ondulados de H₂O/LiBr. Shehata e Elazm (2012) investigaram o padrão de fluxo e os diferentes distribuição dos parâmetros durante o processo de absorção, levando à determinação de um coeficiente médio de transferência de calor sobre a superfície do tubo e também a determinação da transferência de massa taxa na interface entre o vapor de água e a solução de brometo de lítio. Mortazavi et al. (2015) utilizam uma estrutura de aleta instalada em uma placa vertical para produzir um filme delgado de solução uniforme, interrompendo continuamente a camada limite para otimizar a taxa de absorção do vapor.

Entretanto, o sistema proposto neste trabalho possui uma peculiaridade singular: a grande limitação do processo está na quantidade de refrigerante produzida no gerador, que depende da quantidade de calor que o conjunto coletor/gerador pode absorver da radiação solar. Então o foco passa a ser o comportamento da solução no gerador para maximizar a dessorção do refrigerante.

Quando há uma taxa de calor imposta a uma estrutura de termossifão com fluxo bifásico, um fluxo de circulação bipolar líquido acionado por gravidade é gerado na tubulação, acompanhado por transporte de calor sensível e transporte de calor latente. Durante esse processo de mudança de fase líquido-vapor, o fluxo bifásico vapor-líquido e as flutuações de interface de fase são muito complexas e acopladas umas às outras no termossifão bifásico (WANG et al., 2018). Uma

ebulição nucleada deve ocorrer na seção do gerador assim que um certo grau de superaquecimento é alcançado, aumentando com o contínuo aquecimento da mistura líquida até o limite de tempo necessário para que cada porção da mistura atravesse o tubo aquecido.

No processo típico de ebulição nucleada, bolhas são geradas na superfície do tubo, crescem e, em seguida, se desprendem da superfície, acompanhando o fluxo bifásico gás-líquido. A nucleação da bolha é gerada primeiro na superfície aquecida quando a energia se acumula em um certo grau. Então, a bolha começa a crescer de acordo com a evaporação da microcamada líquida no fundo da bolha e a transferência de calor do líquido superaquecido ao redor da bolha. Quando a bolha cresce até um certo tamanho na superfície do evaporador, ela se afasta da superfície pelo efeito combinado da tensão superficial, flutuabilidade e força inercial (WANG et al., 2018). Depois disso, a bolha continua a crescer até um diâmetro igual ao nível do líquido. Quando a bolha se eleva, o filme líquido será levantado diretamente contra a superfície do líquido, percorrendo o movimento radial do líquido na superfície do condensador pela erosão do fluxo de gás. O movimento ascendente das bolhas provoca uma forte perturbação do conjunto de líquidos, o que é benéfico para melhorar a transferência de calor por mudança de fase convectiva em ebulição. Além disso, a transferência de calor por condensação também pode ser aumentada devido ao fenômeno de erosão causado pelo movimento da bolha na superfície do condensador.

Para verificar o comportamento térmico do fluido no tubo é utilizado o Número de Nusselt (Nu). Essa grandeza determina a efetividade da transferência de calor quando há convecção, baseada na análise dimensional. Esse coeficiente adimensional é definido como a razão entre a transferência de calor por convecção e a transferência de calor por condução. O número de Nusselt também é função do número de Reynolds (Re) e do número de Prandtl (Pr). Sendo assim, é comum expressar esse coeficiente como:

$$Nu = f(Re, Pr) \tag{2.5}$$

Quando que as condições de fluxo turbulento são determinadas, uma maior ênfase é colocada nas correlações empíricas. Uma expressão clássica para calcular o número de Nusselt local para fluxo turbulento totalmente desenvolvido em um tubo circular suave é devido a Colburn e pode ser obtida da analogia de Chilton-Colburn (INCROPERA, 2008).

3 Metodologia

3.1 Tipo de estudo

Foi realizado um estudo teórico computacional, modelando o sistema de refrigeração por absorção de um estágio e o coletor solar/gerador de modo isolado. Todas as modelagens foram configuradas utilizando a solução aquosa de brometo de lítio, adequada para sistemas de climatização (MENNA, 2008). Para viabilizar essa metodologia, algumas características foram consideradas:

- o sistema funciona em condições de regime permanente;
- as variações de energias cinética e potencial, devido às perda de carga nas tubulações e ao desnível entre os componentes, foram desprezadas;
- o refrigerante, H₂O, está saturado nas saídas do evaporador e do condensador;
- as soluções salinas estão em equilíbrio nas saídas do gerador e do absorvedor;
- perdas de pressão devido ao atrito nos trocadores de calor e tubulações não são consideradas;
- não ocorre dissipação térmica entre as tubulações e a vizinhança.

3.2 Material utilizado

Como este estudo é teórico, não foram coletados dados experimentais, utilizou-se valores informados nos textos indicados na revisão bibliográfica. Para realizar as análises numéricas foram utilizados o computador doméstico de porte médio e os softwares descritos a seguir:

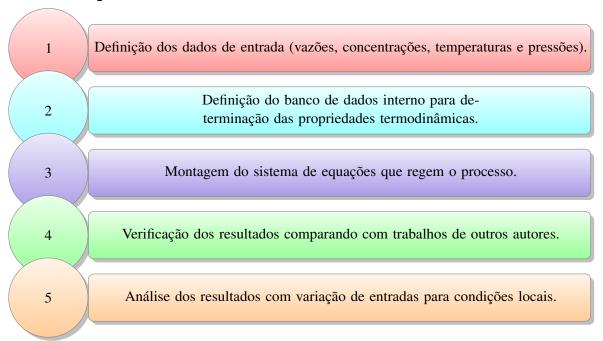
- Hardware desktop com CPU Intel I7-7700K, 4,2GHz, GPU Nvidia 1060, 16GB de memória RAM e 1TB de armazenamento;
- Software para simulação do sistema de refrigeração Engineering Equation Solver, Commercial Version 10.446 (F-CHART, 2017);
- Software para modelagem numérica do coletor/gerador Ansys Fluent (Ansys 12.0) (ANSYS, 2016).

3.3 Modelagem simplificada do sistema de refrigeração por absorção de efeito único

Nesta seção é utilizado o modelo de cálculo apresentado por Moreira (2007 apud PIMENTA et al., 2004) para simular o desempenho do sistema de estágio único. As funções termodinâmicas e dados empíricos conhecidos da literatura foram usados para determinação das propriedades do sistema. Foram abordados a incidência solar absorvida pelo gerador, o trabalho realizado

pela bomba de circulação da solução, a potência frigorífica do evaporador, as trocas de calor nos elementos e o COP do sistema. Essa modelagem permitiu avaliar as trocas de calor, temperaturas de operação e a eficiência do sistema, conforme diagrama apresentado na Fig.3.1.

Figura 3.1 – Procedimento sequencial da modelagem do sistema de refrigeração por absorção H₂O – LiBr.



Fonte: Adaptado de Moreira (2007).

3.3.1 Software utilizado

Inicialmente foi selecionado um software para proporcionar os dados termodinâmicos da solução e simular o desempenho do sistema de absorção. O software analisa as transferências de calor e massa entre os componentes do sistema de refrigeração, temperaturas de operação e a eficiência do ciclo. As pesquisas verificadas nessa área utilizam o *Absorption Simulation* (ABSIM¹), desenvolvido pelo Oak Ridge National Laboratory, ou o *Engineering Equation Solver* (EES²), idealizado na universidade de Wisconsin, (BONAB; KHOSROSHAHI; FARSHI, 2015).

Neste trabalho foi utilizado o EES pela disponibilidade do software na versão acadêmica e pela ampla quantidade de textos abordando o tema deste trabalho. Ele fornece muitas funções especializadas e equações para a solução de problemas de termodinâmica e transferência de calor, além de um vasto banco de dados com propriedades termodinâmicas de vários elementos e misturas, características úteis nesta etapa de desenvolvimento do projeto. O programa é

O ABSIM é um software específico para simulação de sistemas de absorção de forma flexível e modular. Foi inicialmente desenvolvido pelo professor Gershon Grossman e colegas de trabalho do *Israel Institute of Technology*. Seu código modular é baseado em sub-rotinas da unidade contendo as equações de governantes para os componentes do sistema e em sub-rotas de propriedade contendo propriedades termodinâmicas dos fluidos de trabalho.

O EES é desenvolvido pela empresa *F-Chart Software*, desenvolvido pela equipe do Professor Sanford A. Klein na *University of Wisconsin-Madison*. Aplicações desse software são reproduzidas em vários livros de termodinâmica, transferência de calor e mecânica dos fluidos.

apropriado para fazer otimizações, obter regressões lineares e não-lineares, gerar gráficos de alta qualidade para publicações, simplificar análises de incertezas e fazer animações (PEREIRA, 2013). Seu grande diferencial em relação aos softwares concorrentes utilizados nessa área é seu banco de dados com propriedades termodinâmicas para diversos fluidos. Além disso a programação no software permite a realização de balanços de massa e energia dos sistemas, além da possibilidade de resolução de equações que contenham até mesmo variáveis implícitas.

3.3.2 Descrição do sistema de refrigeração

O sistema base proposto por Herold, Radermacher e Klein (2016) foi adaptado com as algumas modificações necessárias para retratar a realidade do projeto. Agora fluxos forçados de ar atmosférico são utilizados para de troca de calor no absorvedor e condensador, através de trocadores de calor com escoamento cruzado. O trocador de calor do gerador foi substituído por um coletor solar conectado diretamente no corpo do elemento, assim assumimos que a transmissão de calor para a solução ocorre exclusivamente devido a incidência de radiação solar. O evaporador, por sua vez, troca calor diretamente com o fluxo de ar que deve ser resfriado, também utilizando escoamento cruzado. Posicionado entre o absorvedor e o gerador há outro trocador de calor para transferência térmica da solução fraca para a solução forte. Nesse caso o trocador utiliza o escoamento em contracorrente e assume-se que os fluidos possuem calor específico equivalentes.

3.3.3 Representação esquemática do sistema

A Fig.3.2 fornece a representação esquemática do sistema de refrigeração por absorção de simples estágio com trocador de calor, proposta por Herold, Radermacher e Klein (2016).

Gerador Condensador Qτ Trocador de Calor da Solução Válvula de Expansão do Refrigerante Ŵ Válvula de Expansão da Solução Bomba Evaporador 10 Absorvedor Q̈́Α ĊΕ 13

Figura 3.2 – Diagrama do modelo simplificado do ciclo de refrigeração por absorção de efeito único.

Fonte: Adaptado de Herold, Radermacher e Klein (2016).

O ciclo apresenta mudanças na concentração de BrLi e estado termodinâmico do fluido, com a caracterização para cada trecho especificada:

- trecho 1 → solução líquido saturado;
- trecho 2 → solução líquido comprimido;
- trecho 3 → solução líquido comprimido;
- trecho 4 → solução concentrada líquido saturado;
- trecho $5 \rightarrow$ solução concentrada líquido subresfriado;
- trecho 6 → solução concentrada e vapor de água;
- trecho 7 → vapor de água superaquecido;
- trecho 8 → água líquido saturado;
- trecho 9 → água e vapor de água;
- trecho 10 → vapor de água saturado;
- trechos 11 e 12 → foram substituídos pela taxa de calor absorvido pelo gerador;

- trechos 13 e 14 → fluxo de ar atmosférico para resfriamento do absorvedor;
- trechos 15 e 16 → fluxo de ar atmosférico para resfriamento do condensador;
- trechos 17 e 18 \rightarrow fluxo de ar a ser resfriado pelo sistema.

As leis de conservação foram utilizadas para avaliar cada elemento do sistema de refrigeração separadamente, resultando em um sistema de equações que é solucionado com a utilização do software EES. O banco de dados do próprio software fornece dados referentes às propriedades termodinâmicas da solução em cada estado. A montagem do sistema de equações em uma rotina de programação para ESS pode ser verificado no Apêndice B.

3.3.4 Entrada de dados

Os parâmetros de entrada para a modelagem foram repetidos da pesquisa de Anand e Kumar (1987), também utilizados por Kaushik e Arora (2009). Esses parâmetros, apresentados na Tab.3.1, são inicialmente essenciais para a verificação da funcionalidade da modelagem.

Tabela 3.1 – Parâmetros de entrada para a modelagem do sistema.

Parâmetro	Símbolo	Valor
Vazão de refrigerante na saída do gerador	\dot{m}_7	1 kg/s
Temperatura no gerador	T_G	87,8°C
Temperatura no condensador	T_C	37,8°C
Temperatura no absorvedor	T_A	37,8°C
Temperatura no evaporador	T_E	7,2°C
Efetividade do trocador de calor	ε	0,7

Fonte: Adaptado de Anand e Kumar (1987).

3.3.5 Definição do banco de dados interno

No estudo dos sistemas de absorção, as variáveis termodinâmicas mais utilizadas são: pressão (P), temperatura (T), fração mássica (x), entalpia específica (h), volume específico (v) e entropia específica (s). Estas variáveis são normalmente relacionadas em diagramas termodinâmicos, com duas variáveis em seus eixos e outas variáveis apresentadas através de curvas de propriedades constantes como isobáricas ou isotérmicas.

Para a aplicação na modelagem são utilizadas informações sobre a solução H₂O/BrLi disponíveis nos manuais da ASHRAE (2006), ASHRAE (2009), ASHRAE (2013) e dados apresentados na bibliografia mencionada. Tabelas e diagramas utilizados estão disponibilizados no Apêndice A.

No EES existem três bibliotecas de rotinas envolvendo a solução H₂O/BrLi. A biblioteca *LiBrH2O* possui melhores dados de propriedades para misturas de brometo de lítio aquosas,

com base nas correlações fornecidas por Patek e Klomfar (2006), eficaz para LiBr-H2O de 273 K a 500 K. A biblioteca *LIBR* fornece dados de propriedades para misturas com base em informações do Manual de Fundamentos da ASHRAE (2009), desatualizada mas ainda utilizada para compatibilidade com rotinas geradas com versões anteriores do software (HEROLD; RADERMACHER; KLEIN, 2016). A biblioteca LiBrSSC foi desenvolvida principalmente como parte do *Sorption Systems Consortium* da *University of Maryland* e possui uma rotina bastante útil para automatizar os balanços de massa e energia envolvidos na geração de vapor *flash* na válvula de expansão (F-CHART, 2017).

As propriedades termodinâmicas da água podem ser verificadas em várias bibliotecas do EES. A Steam_IAPWS implementa propriedades termodinâmicas de alta precisão com formulação de 1995 para as propriedades termodinâmicas da água comum para uso geral e científico, emitida pela *International Association for the Properties of Water and Steam* (IAPWS). Esta biblioteca substituiu a biblioteca Steam_NBS de 1984 de Haar, Gallagher e Kell (tabelas de vapor NBS/NRC, *Hemisphere Publishing Co.*, 1984), implementada para vapor. Esta correlação fornece resultados precisos para temperaturas entre 273,15 K a 1273,15 K e pressões até 1000 MPa. Outras bibliotecas, WATER e ICE, também fornecem propriedades de vapor, mas usa correlações menos precisas, inclusive exigindo esforço computacional consideravelmente menor (F-CHART, 2017). A modelagem do sistema de refrigeração proposto foi efetivada utilizando funções internas LiBrH2O e Steam_IAPWS, para cálculos das variáveis da solução aquosa de brometo de lítio e das variáveis do refrigerante.

As trocas de calor com o fluxo de ar externo no Absorvedor, Condensador e Evaporador são modeladas utilizando a função interna Air_ha, que fornece propriedades termodinâmicas reais de fluido para a mistura de ar. A função AIR também poderia ser utilizada, mas nesta as propriedades termodinâmicas e de transporte do ar são implementadas assumindo que a ar obedece à lei dos gases ideais. Usando relações ideais de gás, é necessário apenas saber como o calor específico varia com a temperatura para determinar todas as propriedades termodinâmicas.

3.3.6 Sistema de equações da análise termodinâmica

Na análise do sistema de refrigeração por absorção, em regime permanente, foram aplicados os princípios de conservação de massa, conservação de espécies químicas, a primeira lei da termodinâmica e a segunda lei da termodinâmica. As respectivas equações gerais destes princípios são:

Conservação de massa

$$\sum \dot{m}_s = \sum \dot{m}_e \tag{3.1}$$

Conservação de concentração das substâncias

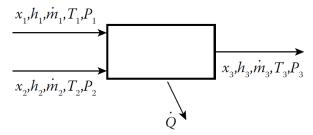
$$\sum \dot{m}_s x_s = \sum \dot{m}_e x_e \tag{3.2}$$

Conservação de energia

$$\sum \dot{Q} - \sum \dot{W} = \sum \dot{m}_s h_s - \sum \dot{m}_e h_e \tag{3.3}$$

onde \dot{Q} e \dot{W} são, respectivamente, a taxa de transferência de calor e a taxa de transferência de trabalho entre o volume de controle e o restante do circuito.

Figura 3.3 – Modelo de mistura de dois fluidos em regime permanente.



Fonte: Herold, Radermacher e Klein (2016).

Em situação de fluxo de massa constantes, conforme ilustrado na Fig.3.3, observa-se que o produto do processo de mistura deixa a câmara pela linha 3 à mesma pressão que as duas linhas de entrada. Sendo a câmara de mistura adiabática, os seguintes balanços de massa e de concentração de espécie química podem ser aplicados (HEROLD; RADERMACHER; KLEIN, 2016):

$$\dot{m}_1 + \dot{m}_2 = \dot{m}_3 \tag{3.4}$$

$$\dot{m}_1 x_1 + \dot{m}_2 x_2 = \dot{m}_3 x_3 \tag{3.5}$$

Quando os títulos das soluções e as taxas de massa nas linhas 1 e 2 são conhecidos, podemos encontrar os valores de saída da mistura utilizando Eq.3.4 e Eq.3.5. Conhecidas as entalpias de entrada, podemos utilizar as Eq.3.6 e Eq.3.7 para calcular a entalpia de saída, onde f é a relação entre as taxas de fluxo de massa apresentadas na Fig.3.4.

$$h_3 = h_1 f + h_2 (1 - f) (3.6)$$

$$f = \frac{h_3 - h_2}{h_2 - h_1} \tag{3.7}$$

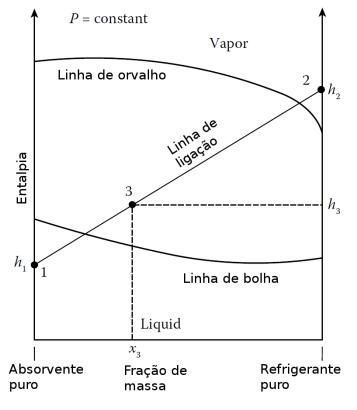


Figura 3.4 – Modelo de mistura de dois fluidos em regime permanente.

Fonte: Adaptado de Herold, Radermacher e Klein (2016).

Verificando a bomba de solução do sistema, foi admitido um modelo ideal com processo isentrópico. O estado do fluido admitido e a pressão são constantes e a transferência de calor com a vizinhança é desprezível, assim como as variações de energias cinética e potencial (HEROLD; RADERMACHER; KLEIN, 2016). Considerando apenas o trabalho líquido realizado pela bomba, ou seja, desconsiderando o rendimento do sistema motor–bomba, o balanço de energia pode ser realizado como:

$$h_2 = h_1 + v_1(P_2 - P_1) \tag{3.8}$$

Para os trocadores de calor do sistema: absorvedor, condensador, evaporador e trocador de calor da solução; utilizou-se o equacionamento LMTD juntamente com a capacidade térmica pré-estabelecida de cada trocador para o cálculo da respectiva taxa de calor.

Sendo o conjunto coletor/gerador o principal limitante do sistema, o estudo da sua eficiência é primordial para a identificação dos limites de trabalho. A eficiência do gerador (η_G) é definida neste trabalho como a razão entre a taxa mássica de refrigerante dissociado da solução (\dot{m}_7) e a taxa mássica da solução de entrada no gerador (\dot{m}_3).

$$\eta_G = \frac{\dot{m}_7}{\dot{m}_3} \tag{3.9}$$

3.3.7 Verificação dos valores de balanço energético

Os resultados da simulação de análise energética do presente trabalho foram inicialmente verificados comparando-os com os resultados apresentados por Anand e Kumar (1987) e Kaushik e Arora (2009) na Tab.3.2. Para isso, os valores correspondentes foram aproximados aos parâmetros atribuídos na pesquisa de Anand e Kumar (1987): $T_4 = 87.8 \,^{\circ}\text{C}$; $T_{10} = 7.2 \,^{\circ}\text{C}$; $T_{11} = T_{11} = 7.2 \,^{\circ}\text{C}$; $T_{12} = 7.2 \,^{\circ}\text{C}$; $T_{13} = 7.2 \,^{\circ}\text{C}$; $T_{14} = 87.8 \,^{\circ}\text{C}$; $T_{15} = 7.2 \,^{\circ}\text$

Componente	Anand e Kumar 1987	Kaushik e Arora 2009	Este trabalho	Maior diferença
Gerador Q [kW]	3073,11	3095,70	3046,86	-1,57 %
Absorvedor Q [kW]	2922,39	2945,27	2905,04	-1,37 %
Condensador Q [kW]	2507,89	2505,91	2497,62	-0,40 %
Evaporador Q [kW]	2357,17	2355,45	2355,77	-0,06 %
Bomba Q [kW]	0	0,0314	0,0221	-
COP [-]	0,76703	0,76703	0,7732	0,80 %

Tabela 3.2 – Verificação de resultados da simulação no ESS.

Fonte: Elaborado pelo autor.

Mesmo com rotinas computacionais distintas, a diferença máxima entre os valores apresentados pelos autores mostrou-se relativamente pequena, com módulos abaixo de 2 %.

3.4 Modelagem do coletor solar/gerador

Devido ao modelo construtivo sugerido neste trabalho, o gerador torna-se um componente críticos para o sistema de absorção do ponto de vista seu tamanho e desempenho. Suas características terão influência significativa no desempenho do sistema, pois este depende da capacidade do coletor—gerador de coletar uma energia solar limitante, transferir calor para a mistura e dissociar o refrigerante adequadamente. Considerando apenas a primeira lei da termodinâmica, podemos observar os parâmetros envolvidos na análise energética em escoamentos com regime permanente na Eq.3.10 (CENCEL; CIMBALA, 2007).

$$\dot{Q} + \dot{W} = \dot{m} \left(h_s - h_e + \frac{\mathbf{v}_s^2 - \mathbf{v}_e^2}{2} + g(z_s - z_e) \right)$$
 (3.10)

Entretanto, o comportamento detalhado desse escoamento deve ser modelado através de um equacionamento diferencial e, mesmo quando limitamos o problema para escoamento incompressível com viscosidade constante, os fluxos de calor e massa para um fluido compressível viscoso são governados pela equações de continuidade, equações de Navier-Stokes (FOX; PRITCHARD; MCDONALD, 2014), equações diferenciais de energia e de transporte da espécie química. Essas equações, escritas na forma diferencial e com coordenadas retangulares, são:

• Conservação da massa (Equação da continuidade)

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \tag{3.11}$$

onde u, v e w são os componentes de velocidades nas direções x, y e z, respectivamente.

• Conservação da quantidade de movimento (Equações de Navier-Stokes)

$$\rho\left(\frac{\partial u}{\partial x} + v\frac{\partial u}{\partial y} + w\frac{\partial u}{\partial z}\right) = \rho g_x - \frac{\partial p}{\partial x} + \mu\left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2}\right)$$
(3.12)

$$\rho\left(u\frac{\partial v}{\partial x} + v\frac{\partial v}{\partial y} + w\frac{\partial v}{\partial z}\right) = \rho g_y - \frac{\partial p}{\partial y} + \mu\left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2}\right)$$
(3.13)

$$\rho\left(u\frac{\partial w}{\partial x} + v\frac{\partial w}{\partial y} + w\frac{\partial w}{\partial z}\right) = \rho g_z - \frac{\partial p}{\partial z} + \mu\left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2}\right)$$
(3.14)

• Conservação da energia térmica

$$\rho c_{v} \left(u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} \right) = k \left(\frac{\partial^{2} T}{\partial x^{2}} + \frac{\partial^{2} T}{\partial y^{2}} + \frac{\partial^{2} T}{\partial z^{2}} \right) + S$$
 (3.15)

Por serem equações diferenciais de segunda ordem, acopladas e não lineares, não há solução analítica geral para estas equações (FOX; PRITCHARD; MCDONALD, 2014). É necessária a utilização de métodos numéricos para esta solução. A principal dificuldade da simulação é definir as condições de contorno apropriadas para cada parte dentro do modelo e garantir que o processo seja definido corretamente, apresentando resultados aceitáveis (MALISKA, 2004).

Seguindo essa abordagem de modelagem numérica, as previsões foram obtidas através da criação do fluxo apresentado na Fig.3.5, contemplando a geometria e as condições de contorno.

A análise da transferência de calor e dessorção do refrigerante dentro do coletor solar/gerador foi realizada seguindo a metodologia declarada por Jo (2012) para realizar a simulação numérica em um sistema de absorção. Embora essa pesquisa tenha utilizado a solução NH₃/H₂O, vários parâmetros comuns podem ser utilizados. Os passos dessa modelagem são declarados na Fig.3.5.

1 Declaração do problema.

2 Especificação do domínio computacional.

3 Desenvolvimento do modelo geométrico.

4 Designação das condições de contorno.

5 Discretização do domínio de simulação (criação da malha).

6 Seleção dos parâmetros de solução numérica.

Figura 3.5 – Procedimento sequencial da modelagem coletor solar utilizando Ansys Fluent.

Fonte: Adaptado de Jo (2012).

3.4.1 Declaração do problema

Os sistemas de refrigeração por absorção de vapor normalmente utilizam energia proveniente de cogeração ou de outra fonte de elevada potência térmica, sendo necessário apenas o ajuste da potência para o funcionamento do sistema. No caso desta pesquisa, a inovação do sistema proposto apresenta uma grande limitação, pois a utilização da energia térmica solar para aquecer o gerador pressupõe uma limitada potência de aquecimento oriunda da incidência solar no coletor. A solução que entra no gerador deve ser aquecida a uma temperatura mínima para que haja a dessorção do refrigerante em uma taxa adequada ao pleno funcionamento do sistema.

Com essa limitação, o coletor/gerador passa a ser o componente central do estudo, visto que seu desempenho afeta substancialmente o desempenho do sistema. Parâmetros referentes a eficiência do coletor, velocidade de escoamento e gradiente de temperatura devem ser considerados para a obtenção de um desempenho satisfatório.

Torna-se necessária a análise do comportamento da solução durante o percurso dentro do coletor/gerador. Para isso, simulações numéricas foram realizadas para analisar os processos de transferência de calor e massa durante a dessorção da mistura dentro do gerador. O software comercial Ansys Fluent foi utilizado para o simulação numérica, empregando uma abordagem de volumes finitos.

3.4.2 Especificação do domínio computacional

Seguindo a pesquisa de Zambolin e Col (2010), a energia solar absorvida foi simulada inicialmente ajustando o valor médio da irradiância solar que incide no coletor para $800 \, \text{W/m}^2$, distribuída uniformemente sobre a placa plana do equipamento.

Nos tubos do coletor, a solução saturada de H₂O/LiBr entra através de orifício inferior e sofre aquecimento devido a incidência solar aplicada à superfície externa. Como a elevação da temperatura parte da água vaporiza e segue para o condensador.

Dentro do gerador ocorre a dessorção do vapor de água da solução salina, separando o fluxo em fases líquida e gasosa. Foi utilizado o modelo de fluxo multifásico para simular o sistema com dois fluidos distintos. Neste caso o vapor de água é o fluido disperso (*Dispersed Fluid*) e a solução aquosa de BrLi é o fluido contínuo (*Continuous Fluid*)

Os fluídos em um escoamento multifásico são considerados misturados em escalas de comprimento macroscópico, muito maiores que o molecular. Ocorre a formação de bolhas de gás na mistura durante o aquecimento no gerador, tornando necessário resolver diferentes características como campos de velocidade e temperatura para cada fluido. Estes podem interagir uns com os outros por meio de forças interfaciais e transferência de calor e massa através das interfaces de fase.

Em determinados ciclos termodinâmicos a formação de bolhas proveniente do escoamento dos fluidos dispersos influenciam diretamente a turbulência do escoamento, sendo de alta relevância na eficiência do sistema (SRIKHIRIN; APHORNRATANA, 2002). A formação de bolhas no escoamento gera gradientes de temperatura no interior das fases podem originar situações em que o escoamento se afasta do equilíbrio. Com essas mudanças no fluxo da mistura ao longo do escoamento, a velocidade do vapor aumenta ou diminui como um resultado da ebulição do refrigerante.

Em 1996 foi proposto uma equação empírica por (ANGLART et al., 1997), em que determina o diâmetro da bolha com uma equação de dependência linear com as temperaturas de sub-resfriamento dos líquidos. Especificamente nos sistemas de absorção, um dos principais parâmetros a ser estudado seria o diâmetro das bolhas. Nesse sentido Jo (2012), estudou o comportamento de diâmetros de tubulação distintos com diferentes quantidades de calor recebido pelo ambiente, sendo possível a análise das fração volumétricas entre os fluidos.

Seguindo o modelo utilizado por Ekramian, Etemad e Haghshenasfard (2014), as simulações em regime permanente foram realizadas para um coletor solar de placas planas com 2 m². O detalhamento dos parâmetros iniciais do domínio é apresentado na Tab.3.3.

Tabela 3.3 – Propriedades dos materiais.

Parâmetro	Valor
Dimensões externas do coletor	$200\times100\times95\text{mm}$
Material do tubo	Cobre
Diâmetro interno do tubo	Ø12,5 mm
Quantidade de tubos	9
Absortividade da placa absorvedora	0,96
Emissividade da placa absorvedora	0,005
Espessura do vidro	4 mm
Transmissividade do vidro	0,92
Distância entre a placa absorvedora e o tubo de vidro	4 mm

Fonte: Adaptado de Ekramian, Etemad e Haghshenasfard (2014).

A inclinação do coletor não foi mencionada no estudo de Ekramian, Etemad e Haghshenasfard (2014), mas este ângulo é importante no presente estudo por influenciar no comportamento entre as superfícies limítrofes das fases dentro da tubulação aquecida. O cálculo do ângulo de inclinação foi realizado no software SunData v3.0 (CRESESB, 2017) utilizando a latitude da cidade de Fortaleza (3°45′S; 38°32′W). O ângulo que fornece o maior valor médio diário anual de irradiação solar para essa localização seria 2° N. Entretanto foi considerado o ângulo mínimo de 15° com a horizontal, indicado por fabricantes de coletores solares (SOLETROL, 2016; KISOLTEC, 2017) para aproveitar o efeito termossifão do fluido aquecido e evitar o acúmulo de sujeira na superfície do coletor. A maior inclinação também afeta o padrão de escoamento do sistema bifásico líquido/vapor, favorecendo o escoamento mais rápido do refrigerante na forma gasosa.

3.4.3 Modelo geométrico

A partir das especificações geométricas do trocador de calor, a Fig.3.6 apresenta a seção transversal com as dimensões de um tubo com seus respectivos espaçamentos. A seguir essa geometria será simplificada, entretanto a visão da geometria completa é importante para o entendimento da radiação térmica incidindo sobre cada tubo.

912,5 Ø12,5

Figura 3.6 – Seção X-Y do modelo geométrico.

Fonte: Adaptado de Ekramian, Etemad e Haghshenasfard (2014).

Algumas suposições no domínio computacional foram consideradas para a simplificação do problema:

- A perda de radiação das margens do coletor foi negligenciada;
- O fluxo em todos os tubos ascendentes é constante e o fluido é dividido igualmente entre todos:
- O isolamento térmico da superfície inferior com o ambiente é ideal, não havendo transferência de calor entre ambos;
- Considerando que o trocador consegue transferir um fluxo de calor constante para todos
 os tubos, apenas um tubo foi considerado na simulação, com fluxo de calor constante em
 toda sua extensão;
- Como o campo de fluxo é simétrico em relação ao plano y-z, apenas a metade do tubo ascendente foi considerada para simulação.

O objetivo desta etapa não é estudar o desempenho do coletor solar pois nesse sentido temos vários trabalhos com detalhamento interessante (TYAGI; PHELAN; PRASHER, 2009; MANEA et al., 2010; SCHNIEDERS, 1997). O estudo foi orientado para o processo de dessorção do refrigerante dentro do gerador. Desta forma a simulação no software CFD considerou apenas o que ocorre dentro do tubo onde flui a mistura a ser aquecida. Também por simplificação, radiação solar direta e radiação solar difusa que ocorre dentro do trocador foi tomada como igual em toda a parede do tubo, desprezando a diferença de incidência nas superfícies superior e inferior.

Seguindo essas simplificações, a Fig.3.7 apresenta geometria de trabalho para simulação CFD elaborada no ambiente DesignModeler. Também são apresentados na figura os elementos de contornos utilizados na modelagem:

- Entrada → área onde entra a solução de brometo de lítio;
- Saída → onde saem o vapor de refrigerante (áqua) e a solução mais concentrada de brometo de lítio;
- Parede → área que recebe a transferência de calor proveniente do coletor solar;
- Simetria → onde são replicadas as condições de simetria do hemisfério do tubo que não foi modelado.

Capítulo 3. Metodologia 55

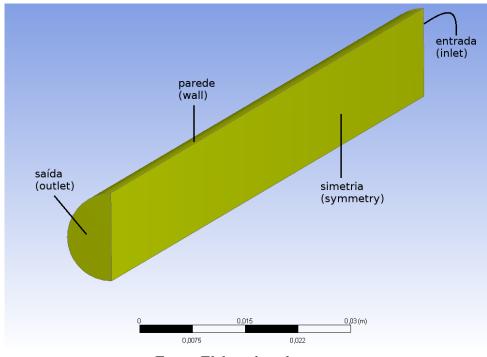


Figura 3.7 – Geometria elaborada no Ansys DesignModeler.

Fonte: Elaborado pelo autor.

3.4.4 Discretização do domínio de simulação

Por se tratar de uma geometria simples, foi escolhida uma malha hexa dominante. Devido à grande diferença entre as dimensão do comprimento do tubo (2m) e e seu diâmetro interno (0,0125 m), foi realizada uma distribuição de malha mais detalhada na seção transversal e mais espaçada nas faces longitudinais, diminuindo o esforço computacional durante a simulação. A Fig.3.8 apresenta os detalhes da geometria da malha.

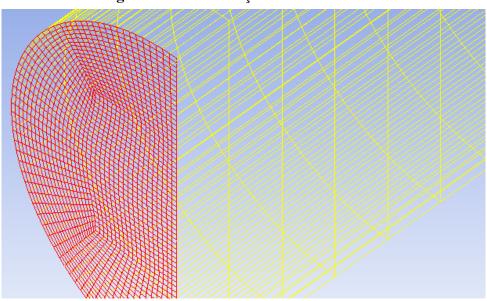


Figura 3.8 – Distribuição da malha no tubo.

Fonte: Elaborado pelo autor.

O refino da malha foi verificado tomando como base as diferenças de temperatura entre a entrada e a saída foram obtidas. Os dados obtidos da diferença de temperatura em relação ao tamanho da malha estão apresentados na Fig.3.9. Observa-se que um refinamento adicional das redes de 184400 a 1581516 não teve um efeito significativo nas diferenças de temperatura. Portanto, a malha com 184400 elementos foi considerada como um domínio computacional.

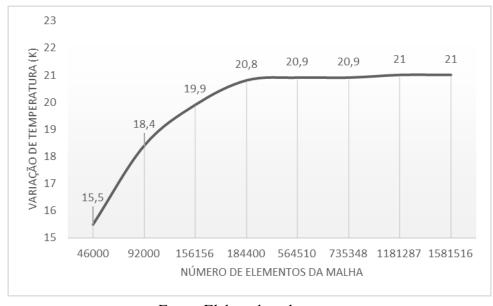


Figura 3.9 – Refino da malha × variável de controle.

Fonte: Elaborado pelo autor.

Os valores da verificação de qualidade da malha final são apresentados na Fig.3.10. A malha final possui 192960 nós e 184400 elementos.

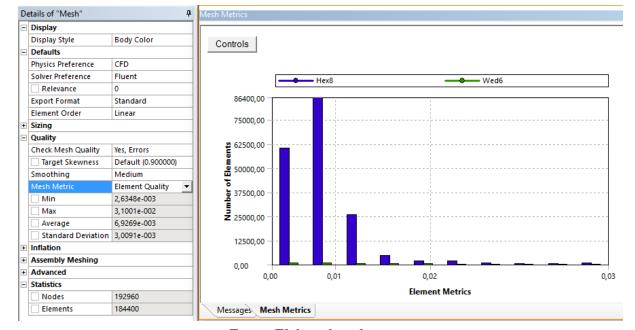


Figura 3.10 – Verificação da qualidade da malha.

Fonte: Elaborado pelo autor.

3.4.5 Seleção dos parâmetros da solução numérica

A análise numérica foi realizada no *Ansys Fluent* com parâmetros de regime permanente e valores de gravidade para uma inclinação de 15° com a horizontal. Foi selecionado o modelo multifásico *Volume of Fluid*³ – VOF, onde o escoamento de diferentes fases é simulado por meio da solução de uma única equação de momento e das equações das frações volumétricas de cada fase. Também foi incluída no sistema a equação de energia da mistura para modelar o fluxo térmico nas paredes do tubo. Como o modelo VOF foi utilizado para misturas de fases contínuas não interpenetráveis, a obtenção da fração volumétrica de cada fase é necessária para o cálculo de parâmetros utilizados nas equações de conservação e para a identificação da interface de separação da mistura.

Seguindo apenas as considerações de velocidade do fluido, este escoamento deveria ocorrer de modo laminar, entretanto considera-se a possibilidade de escoamento turbulento devido a mudança de fase dentro do tubo. Dentre as características mais importantes dos escoamentos turbulentos, destaca-se a multiplicidade de escalas que o caracterizam, desde as maiores estruturas (baixas frequências), controladas pelas geometrias que as geram, até as menores estruturas (altas frequências) as quais são controladas pela viscosidade do fluido (ANSYS, 2009).

No Ansys Fluent, o balanço energético interno para cada fase é escrito em termos da entalpia de fase. As condições de contorno térmico usadas com fluxos multifásicos são as mesmas que para um fluxo monofásico. A taxa de transferência de energia entre fases é assumida como uma função da diferença de temperatura. O coeficiente de transferência de calor está relacionado ao número de Nusselt de cada fase.

O escoamento turbulento foi modelado utilizando o método $k-\varepsilon$, que considera a energia cinética da turbulência e a taxa de dissipação da dessa energia. De acordo com Mohammadi e Pironneau (1993), o modelo $k-\varepsilon$ padrão é um método que aplica duas equações mais difundido, sendo considerado o modelo de turbulência padrão em simulações industriais. Esse modelo envolve a modelagem de duas equações diferenciais de transporte para a energia cinética turbulenta (k) e para a taxa de dissipação de energia cinética turbulenta por unidade de massa (ε) . Dessa forma, assume que a viscosidade relaciona-se com a energia cinética turbulenta e com a taxa de dissipação turbulenta através da Eq.3.16, onde c_{μ} é uma constante que ajusta a faixa de fluxo turbulento.

$$\mu_t = c_\mu \rho \frac{k^2}{s} \tag{3.16}$$

Para o cálculo das interações de turbulência próximas a parede do tubo foi utilizado o *Enhanced Wall Treatment*, método de modelagem da malha próxima a parede que combina um modelo de duas camadas com funções aprimoradas de parede. Se a malha nas proximidades

O método VOF é uma técnica de modelagem de superfície livre, rastreando a interface entre as fases. Pertence à classe de métodos eulerianos, caracterizados por uma malha estacionária ou que se move de uma certa maneira prescrita para acomodar a forma em evolução da interface (HIRT; NICHOLS, 1981).

da parede for fina o suficiente para resolver a subcamada laminar, o tratamento de parede será idêntico ao modelo tradicional.

As características do refrigerante foram configurados utilizando a biblioteca de materiais do Fluent para vapor de água. Para caracterizar a solução utilizou-se os valores de densidade, calor específico, condutividade térmica e viscosidade dinâmica extraídos da simulação com o ESS, conforme Tab.3.4. A massa molecular da solução comercial de BrLi/H₂O, com 54% de massa de BrLi em H₂O foi verificado na página da Lenntech (2018). O valor de entalpia padrão – *standard state enthalpy* para essa mistura, foi verificado no site da NIST (2018), . Já o valor da massa molecular foi verificada utilizando bancos de dados de propriedades em sites de fabricantes de produtos químicos (CHEMEUROPE, 2018; LENNTECH, 2018).

Tabela 3.4 – Verificação de resultados da simulação no ESS.

Propriedades	Brli - aq.
Densidade (kg/m ³)	1536,57
Calor específico (J/kg·K)	2170
Condutividade térmica (W/m·K)	0,4765
Viscosidade dinâmica (kg/m·s)	1,931
Temperatura de saturação (K)	348,93
Massa molecular (kg/kmol)	104,86
Entalpia padrão (kJ/mol)	34,26

Fonte: Elaborado pelo autor.

As condições de contorno foram consideradas de acordo com a geometria escolhida. Com apenas um hemisfério do tubo as faces foram caracterizadas como:

- Inlet → entrada de solução aquosa de brometo de lítio no tubo. Seguindo os dados da simulação no ESS;
- Outlet → a saída da solução aquosa mais vapor é caracterizada pela pressão de saída, também proveniente da simulação anterior;
- Wall → a parede externa do tubo que recebe a irradiação direta do sol e a irradiação das demais partes aquecidas do coletor solar;
- Symmetry → a parede interna do tubo que utiliza características de simetria para simular os fluxos de massa e energia com o hemisfério do tubo que não foi modelado.

Como alternativa a taxa de massa de entrada, a velocidade da solução na entrada do tubo pode ser calculada considerando a taxa mássica e volume específico da solução na entrada do gerador $(\dot{m}_3 = 0.05 \, \text{kg/s} \, \text{e} \, \rho_3 = 1536 \times \, \text{kg/m}^3)$, o diâmetro do tubo $(D = 12.5 \, \text{mm})$ e a quantidade de tubos em paralelo (9 tubos).

A evaporação da água foi modelada seguindo o tutorial ANSYS (2009) com as condições de contorno adaptadas para esta pesquisa.

4 Resultados obtidos

4.1 Análise da modelagem simplificada do sistema de refrigeração por absorção de efeito único

Foi utilizada a rotina elaborada no ESS para simular o processo em regime permanente do sistema de refrigeração por absorção especificado. A Fig.4.2 apresenta a janela de solução do aplicativo após rodar a rotina de cálculo, utilizando os parâmetros apresentados na Fig.4.1.

Figura 4.1 – Valores atribuídos na rotina.

```
Q<sub>G</sub> = 16 [kW] taxa de energia solar incidente no gerador
ε<sub>T</sub> = 0,64 efetividade do trocador de calor da solução
UA<sub>A</sub> = 1,8 [kW/K] capacidade térmica do absorvedor
UA<sub>C</sub> = 1,2 [kW/K] capacidade térmica do condensador
UAG = 1 [kW/K] capacidade térmica do gerador
UA<sub>E</sub> = 2,25 [kW/K] capacidade térmica do evaporador
m<sub>1</sub> = 0,05 [kg/s] taxa de massa na bomba
m<sub>13</sub> = 0,28 [kg/s] taxa de massa na linha 13
m<sub>15</sub> = 0,28 [kg/s] taxa de massa na linha 15
\dot{m}_{17} = 0.4 [kg/s] taxa de massa na linha 17
T<sub>13</sub> = 30 [C] temperatura na linha 13
T<sub>15</sub> = 30 [C] temperatura na linha 15
T<sub>17</sub> = 25 [C] temperatura na linha 17
q<sub>1</sub> = 0 [-] título de vapor na entrada da bomba
q<sub>4</sub> = 0 [-] título de vapor no retorno do gerador
q<sub>8</sub> = 0 [-] título de vapor na saída do condensador
q<sub>10</sub> = 1 [-] título de vapor na saída do evaporador
x<sub>7</sub> = 0 [-] título de LiBr no refrigerante
```

Fonte: Elaborado pelo autor.

 $UA_G = 1 [kW/K]$

Main Imtd Unit Settings: SI C kPa kJ mass deg COP = 0.776 $\dot{C}_{hot} = 0.090 \text{ [kW/K]}$ $\dot{C}_{cold} = 0.108 \text{ [kW/K]}$ $\dot{C}_{min} = 0.08963 \text{ [kW/K]}$ $\epsilon_{A} = 0,6306$ $\epsilon_{\rm C} = 0,6413$ $\varepsilon_{\rm F} = 0.7393$ $\epsilon_{T} = 0.64$ $err_{energy} = 7,318E-19$ [kW] h7s = 2586,594 [J/g] $err_{LiBr.abs} = -3,286E-19 [kg/s]$ $err_{mass.abs} = 0 [kg/s]$ $LMTD_{C} = 10,85 [K]$ $LMTD_A = 8,55 [K]$ $LMTD_{E} = 5,520 [K]$ $LMTD_{T} = 19,82 [K]$ $P_a = 10,82 [kPa]$ $P_b = 1,702 [kPa]$ $\dot{Q}_{A} = 15,4 \text{ [kW]}$ $\dot{Q}_{C} = 13,02 \text{ [kW]}$ $\dot{Q}_{E} = 12,42 \text{ [kW]}$ $\dot{Q}_G = 16 \text{ [kW]}$ $\dot{Q}_T = 2,764 \text{ [kW]}$ SCR = 9,381 [-] $UA_A = 1.8 [kW/K]$ $UA_C = 1,2 [kW/K]$ $UA_F = 2,25 [kW/K]$

Figura 4.2 – Janela de solução do ESS.

Fonte: Elaborado pelo autor.

 $\dot{W} = 0.0002938$ [kW]

Inicialmente verifica-se que o evaporador absorve $12,42\,\mathrm{kW}~(\approx 3,5\,\mathrm{TR})$ a partir de $16\,\mathrm{kW}$ absorvidos pelo conjunto coletor-gerador. Tomando essa capacidade térmica como similar a soluções comerciais de equipamentos de climatização para espaços comerciais, pode-se imaginar algumas aplicações do sistema que serão discutidas no capítulo de conclusões.

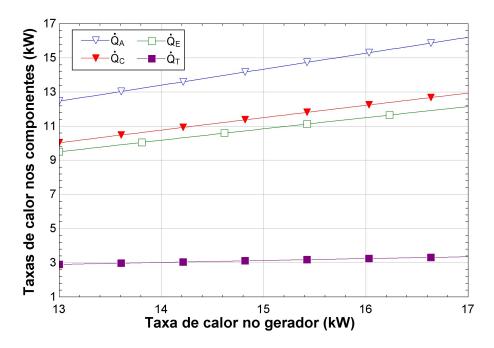
A pressão mais alta em uma máquina de brometo de água / lítio de efeito único é tipicamente menor superior a 10 kPa de pressão absoluta. Assim, a máquina inteira opera bem abaixo da atmosfera pressão. Esta característica requer um desenho hermético para evitar vazamento de ar. O menor as pressões também restringem o projeto do componente porque as quedas de pressão viscosas devem ser minimizadas em todos os componentes e os efeitos hidrostáticos podem causar problemas.

A potência da bomba de circulação do refrigerante chama atenção pelo valor extremamente reduzido. Entretanto, para a taxa mássica por volta de 0,05 kg/s, o valor de trabalho realizado pela bomba é próximo ao valor calculado por Herold, Radermacher e Klein (2016) para um sistema semelhante, cerca de 0,2 W. Esse valor seria mais elevado caso considerássemos a pequena variação de altura entre os pontos do sistema, mas o trabalho da bomba ainda permaneceria irrelevante com relação as demais taxas de energia do sistema.

A natureza acoplada deste modelo deve ser considerada na interpretação dos dados operacionais, uma vez que todas as variáveis são impactadas sempre que uma entrada é alterada (HEROLD; RADERMACHER; KLEIN, 2016). Sendo assim, quando uma entrada muda, todo o ciclo reage para atingir um nova condição de operação de equilíbrio. Essa relação foi analisada utilizando as tabelas paramétricas disponibilizadas pelo software, onde foram calculadas as variações de parâmetros de saída ao variar a incidência de energia térmica no gerador. Na Fig.4.3 a taxa de transferência de calor em cada componente do sistema é relacionada com a taxa de calor no gerador. Variando a taxa de calor no gerador de 13 a 17kW, observa-se que as demais

taxas de transferência de calor aumentam, com exceção da transferência do trocador de calor da solução, limitada pela diferença entre as temperaturas das soluções forte e fraca de H₂O/BrLi.

Figura 4.3 – Variação das taxas de calor nos componentes com relação a taxa de calor no gerador.



Fonte: Elaborado pelo autor.

Para a maior incidência solar no gerador, o gráfico indica que o calor a ser dissipado no absorvedor e condensador seriam 15,4kW e 12,0kW, respectivamente. Em regime estacionário e admitindo não haver transferência de calor para a vizinhança do trocador, a taxa de massa de ar necessária para dissipar essa taxa de calor poder ser calculada em função do calor específico (c_p) e da diferença entre as temperaturas de entrada e saída do ar (ΔT) . Nestas condições seria necessária uma taxa de massa de 1,391 kg/s de ar passando pelo trocador de calor do absorvedor. Utilizando o volume específico do ar na temperatura ambiente de 30°C, calcula-se uma vazão mínima de 1,194 m³/s. Essa vazão pode ser alcançada por ventiladores axiais com potência de 0,5 cv (LOGOSTEC, 2018).

Estabelecendo um procedimento analítico para as características de desempenho de um sistema de absorção H₂O/LiBr, a Fig.4.4 apresenta as alterações do COP quando a taxa de calor no gerador é alterada. A taxa de resfriamento no evaporador apresenta uma elevação quase proporcional a elevação de potência no gerador, mas o COP para essa faixa de temperatura tem um comportamento inverso e passa a diminuir. Essa análise, entretanto, não pode simplesmente ser verificada sob a luz de uma relação de custos entre potência útil e potência consumida. Como a elevação de energia solar não onera os custos, o fator econômico principal passa a ser a relação entre os custos de instalação e manutenção e o valor agregado atribuído a potência útil do evaporador.

Faxas de calor no gerador e evaporador (kW) 18 — **⊸**.ġ_G 17 -□-Q_F 16 15 14 13 12 11 10 0,72 0,725 0,715 0,73 Coeficiente de desempenho - COP

Figura 4.4 – Relação entre as taxas de calor no gerador/evaporador e o COP.

Fonte: Elaborado pelo autor.

Na Fig.4.5 observa-se que a relação entre a variação da taxa de calor no gerador e as temperaturas nas saídas do absorvedor (T_1) , do gerador (T_4) e do evaporador (T_{10}) . A temperatura no absorvedor permanece aproximadamente constante, a temperatura do absorvente na saída do gerador aumenta com a fonte de calor e a temperatura do evaporador realmente diminui. De acordo com Herold, Radermacher e Klein (2016), a temperatura de dessorção do refrigerante no gerador deve ter valores superiores a 90° C para sistemas de efeito único, limitando a potência mínima de calor no gerador para $15 \, \text{KW}$, nas condições da modelagem utilizada.

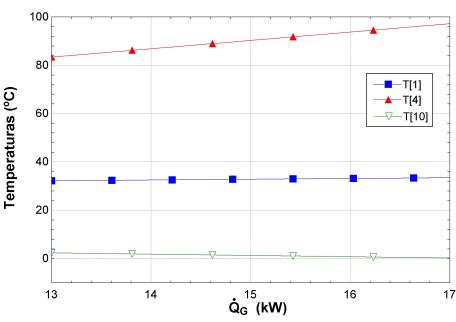


Figura 4.5 – Taxa de calor no gerador \times temperaturas dos fluidos.

Fonte: Elaborado pelo autor.

O efeito da variação da temperatura do fluxo do ar de processo é apresentado na Fig.4.6. O COP varia pouco nesta faixa de temperatura considerada, mas a capacidade térmica do evaporador aumenta quase proporcionalmente com a temperatura considerada. Herold, Radermacher e Klein (2016) indica que a variação da temperatura de entrada do evaporador causa efeitos de temperatura que elevam a capacidade térmica de tal forma que o COP aumenta. Diferentes construções dos trocadores de calor, com variação na área de contato e fluxo do fluido, alteram as suas capacidades térmicas, podendo produzir sensível variação no COP do sistema.

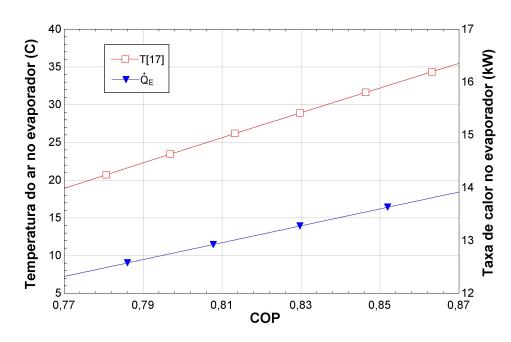


Figura 4.6 – Temperatura do ar de processo \times COP.

Fonte: Elaborado pelo autor.

A eficiência do gerador depende principalmente da taxa de calor absorvida pelo conjunto coletor/gerador. A Fig.4.7 apresenta a relação direta entre a elevação da taxa de calor no gerador e a sua eficiência na dessorção do refrigerante. Entretanto, deve ser respeitado o limite de saturação da solução aquosa, H₂O/LiBr, restante. No AnexoA, o gráfico de equilíbrio para H₂O/LiBr, Fig.4.7, fornece um limite próximo a 65% para o maior titulação da mistura, razão soluto/solvente, podendo haver cristalização pontual do sal para valores maiores que esse na solução.

15,0 13,5 12,0 Rendimento no gerador 10,5 9,0 7,5 6,0 4,5 3,0 1,5 0,0 15 16 17 18 20 Taxa de calor no coletor/gerador [kW]

Figura 4.7 – Eficiência do gerador \times taxa de calor.

Fonte: Elaborado pelo autor.

A Fig.4.8 apresenta o decrescimento do rendimento no gerador com a elevação da temperatura do ar de resfriamento no absorvedor. Isso pode ser explicado devido a relação entre a taxa de absorção do refrigerante, pela solução aquosa, e a temperatura do absorvedor. Em temperaturas maiores, o refrigerante não seria completamente absorvido, fazendo a mistura chegar no gerador com menor quantidade de refrigerante disponível para a dessorção.

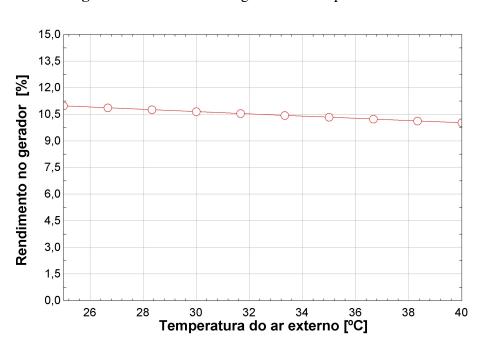


Figura 4.8 – Eficiência do gerador × temperatura do ar.

Fonte: Elaborado pelo autor.

Após a verificação do comportamento do sistema, é oportuno verificar como se comporta a solução dentro do coletor-gerador. Para essa nova etapa alguns valores de saída da simulação no ESS, Apêndice C, são utilizados como parâmetros de entrada para a modelagem do coletor-gerador no Ansys.

4.2 Análise de desempenho do coletor solar/gerador

O resultado da simulação inicial com base nos dados do EES pode ser verificado a partir da Fig.4.9, onde é apresentada a distribuição da fase vapor (refrigerante) na saída do tubo. Apesar de haver formação da fase vapor, nota-se que esta fase ainda encontra-se dispersa no tubo. Essa situação pode ter sido ocasionada por uma incompatibilidade dos parâmetros de turbulência selecionados para o modelo multifásico. O modelo foi revisto, mas a modelagem de transferência de calor do tubo para o fluido torna-se mais complexa devido a influência da mudança de fase nessa turbulência. Não foi possível verificar modelos que retratassem esse problema. Essa modelagem, pouco trivial, deve ser tema de um estudo mais aprofundado, relacionando a mudança de fase com as transferências de energia e massa no tubo.

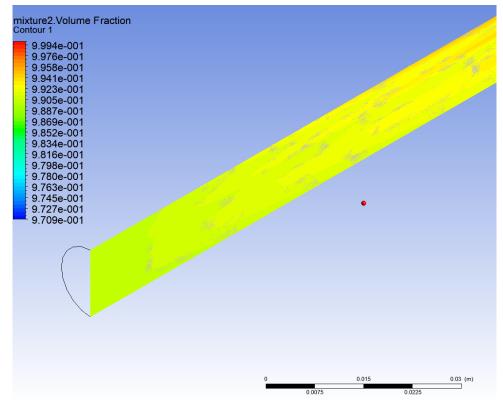


Figura 4.9 – Fração de vapor na saída do tubo.

Fonte: Elaborado pelo autor.

A velocidade da fase líquida é apresentada na Fig.4.10. Como esperado, há um gradiente entre as velocidades próximas às paredes do tubo e as velocidades no centro do fluxo. Com

velocidade máxima em torno de 0,013 m/s, o fluxo lento favorece a manutenção de um baixo gradiente de temperatura em cada seção do tubo.

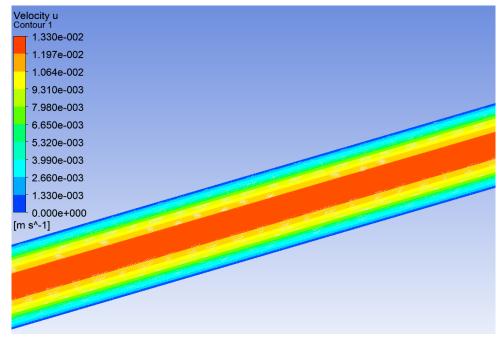


Figura 4.10 – Velocidade da fase líquida em uma seção transversal do tubo.

Fonte: Elaborado pelo autor.

Na Fig.4.11 é apresentada a distribuição de temperatura da solução na saída do tubo, novamente utilizando configurações extraídas dos resultados da simulação no ESS. Foi utilizada uma incidência solar de $800\,\mathrm{W/m^2}$ e uma taxa de massa por tubo de $5.5\times10^{-3}\,\mathrm{kg/s}$.

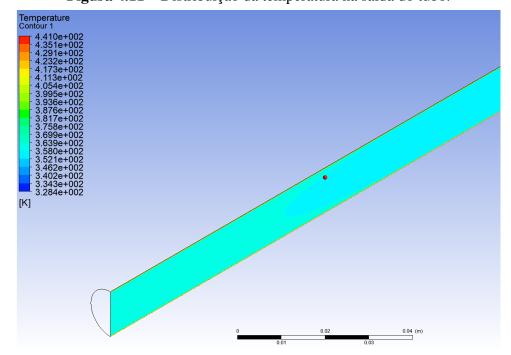


Figura 4.11 – Distribuição da temperatura na saída do tubo.

Fonte: Elaborado pelo autor.

Observa-se que a temperatura está muito afastada do valor calculado no ESS, afetando a dessorção do vapor de água dentro do gerador. Entretanto essa temperatura pode ser elevada diminuindo a taxa de massa em cada tubo, simulando um coletor com mais tubos paralelos ou variando o comprimento dos tubos. A incidência de calor também afetaria esta temperatura, mas é um parâmetro de valor máximo limitado devido às características da nossa fonte energética. A Fig.4.12 apresenta uma comparação entre as simulações de coletores solares com mais mais tubos e mais área de incidência. Essas alterações afetam diretamente na velocidade do fluido no tubo, proporcionando maior tempo de exposição do fluido e, consequentemente, alterando a temperatura final.

Temperature Contour 1 3.730e+002 3.695e+002 3.660e+002 3.625e+002 3.590e+002 9 tubos 20 tubos 40 tubos 60 tubos 3.555e+002 3.520e+002 3.485e+002 3.450e+002 3.415e+002 3.380e+002 [K]

Figura 4.12 – Comparação da temperatura na saída do tubo para diferentes taxas de fluido.

Fonte: Elaborado pelo autor.

Para situações com 9 (situação inicial), 20, 40 e 60 tubos verifica-se que a temperatura do fluido ao final do comprimento do tubo pode ultrapassar os valores calculados no ESS. A escala de cores indica que uma construção com cerca de 40 tubos seria adequado para suprir a demanda de temperatura final calculada no EES, $T_4 = 360,81 \,\mathrm{K}$.

A associação de coletores em série poderia ser outra alternativa, mas a utilização de outro coletor poderia acarretar uma dimensão longitudinal exagerada da estrutura. Isso porque, devido ao aproveitamento do efeito termossifão, o segundo coletor deveria situar-se acima do primeiro.

5 Conclusões

De acordo com as pesquisas bibliográficas realizadas, percebe-se que já existe um amplo material sobre a utilização do brometo de lítio na refrigeração por absorção, com uma vasta biblioteca computacional, como é o caso do ESS. Isso abre um leque de oportunidades para pesquisas variadas sobre as mais diversas utilizações desse sistema. Algumas pesquisas, por exemplo, buscam novas combinações de materiais que possibilitam melhorar as características de soluções com base no brometo de lítio (DONATE et al., 2006).

A modelagem e simulação do sistema de refrigeração por absorção no ESS demonstrou relativa compatibilidade com resultados de outras pesquisas semelhantes, abrindo possibilidades para pesquisas locais nesta área. Os valores calculados indicam que a vazão de ar necessária para o arrefecimento dos componentes encontra-se dentro da faixa de vazão de trocadores de calor líquido-gás comerciais. Sem esquecer das simplificações utilizadas durante toda a pesquisa, essa modelagem pode ser expandida, sendo útil para auxiliar o dimensionamento de um sistema de refrigeração por absorção de vapor. Dentro da metodologia adotada pode-se complementar a rotina no ESS para calcular os parâmetros necessários para o dimensionamento da tubulação e mecanismos necessários para a construção de um sistema de refrigeração por absorção.

As curvas de eficiência do gerador demonstram uma faixa de adequação para a utilização do sistema utilizando energia solar. Apesar das limitações provenientes do fornecimento restrito de energia, o conjunto coletor/gerador poderia transferir calor suficiente para a dessorção do refrigerante. Entretanto essa faixa de adequação será significantemente influenciada pelas características climáticas a que o sistema for submetido submetido.

Já resolver um problema de transferência de calor/massa no CFD e validar os resultados não apresentou-se como uma tarefa trivial. Dependendo do mecanismo de transferência de calor (nucleação/filme de ebulição/cavitação) na superfície, o padrão de vaporização muda e requer modelos físicos apropriados para combinar com o solver CFD. Não foram encontrados muitos modelos de transferência de calor/massa incorporados ao CFX ou FLUENT, acarretando o uso, nessa pesquisa, de um modelo geométrico extremamente simples. Guardando essas considerações, os valores verificados na modelagem do coletor/gerador apontam para uma possibilidade real do uso de energia solar para aquecer diretamente o fluido refrigerante em um processo de refrigeração por absorção, sendo necessária uma adequação da capacidade térmica do coletor/gerador para cada situação. Com essa metodologia, a modelagem pode ser complementada para o estudo da melhor disposição/combinação dos tubos com ênfase na eficiência de dessorção do refrigerante.

Os valores verificados também exprimem a diminuta margem de perdas aceitáveis. Uma baixa eficiência do coletor solar, por exemplo, poderia acarretar o aquecimento inadequado do fluido e a dessorção deficiente do refrigerante. Embora existam coletores solares com eficiências térmicas muito maiores (JESKO, 2008) que o sistema utilizado neste trabalho, contornando essa

limitação de eficiência, a adequação destes em sistemas de refrigeração por absorção ainda deve ser verificada.

Apesar de serem bastante vantajosos quando há disponibilidade de energia térmica residual, os sistemas de refrigeração por absorção necessitam ainda de investigação e desenvolvimento para serem competitivos em outras situações, quando a disponibilidade energética não acarreta grande vantagem e o COP passa a ser um relevante diferencial competitivo, ocasionando o domínio dos sistemas que utilizam compressão de vapor. Entretanto a necessidade de eficientização energética gera muitas possibilidades que podem ser adequadas ao sistema pesquisado. Uma aplicação real do sistema pesquisado poderia ser no telhado de galpões comerciais para auxiliar a climatização do espaço em períodos de insolação máxima, quando os sistemas tradicionais de climatização são mais exigidos. O sistema por absorção teria a maior eficiência nesse período do dia enquanto a própria estrutura de placas funcionaria como isolamento térmico das estruturas. Essa aplicação em conjunto com sistemas de climatização comerciais evitaria o superdimensionamento dos mesmos para suportar os picos de demanda por insolação.

5.1 Trabalhos futuros

Alguns trabalhos futuros na mesma linha de pesquisa, ou que complementem o trabalho atual, podem ser sugeridos. Entre eles destaca-se a análise de outros possíveis modelos de coletores solares que poderiam suprir a eficiência exigida por um sistema de climatização por absorção que utilize energia solar. Inclusive trabalhos envolvendo coletores concentradores poderiam ser bastante relevantes devido a elevação da taxa de calor no gerador do sistema.

A verificação de outras misturas refrigerante/absorvente também seria relevante, entretanto, para misturas mais complexas, a modelagem termodinâmica pode ser bastante complicada devido a dificuldade de parametrizar o comportamento da mistura.

Não pode-se deixar de sugerir como continuação natural deste trabalho de pesquisa a modelagem mais detalhada do sistema utilizando parâmetros mais reais, indicando as possíveis perdas de carga no escoamento e perdas de eficiências nas trocas de calor.

Por fim, pode-se destacar o desenvolvimento e construção de um protótipo de sistema de refrigeração por absorção, utilizando os parâmetros citados. Este protótipo seria necessário para a validação dos valores simulados no atual trabalho.

Referências

ABREU, A. F. d. Sistema de refrigeração por absorção intermitente: concepção, dimensionamento, construção, ensaio e considerações econômicas. Dissertação (Mestrado) — Universidade de São Paulo, São Paulo, 1999. Citado nas pág. 21, 23 e 31.

AGYENIM, F.; KNIGHT, I.; RHODES, M. Design and experimental testing of the performance of an outdoor libr/h 2 o solar thermal absorption cooling system with a cold store. **Solar energy**, Elsevier, v. 84, n. 5, p. 735–744, 2010. Citado na pág. 37.

AL-ALILI, A.; HWANG, Y.; RADERMACHER, R. Review of solar thermal air conditioning technologies. **International journal of refrigeration**, Elsevier, v. 39, p. 4–22, 2013. Citado nas pág. 21, 36 e 37.

AL-ALILI, A. et al. Modeling of a solar powered absorption cycle for abu dhabi. **Applied Energy**, Elsevier, v. 93, p. 160–167, 2012. Citado na pág. 37.

ALMEIDA, G. S. d. **Metodologia para avaliação econômica de unidades resfriadoras de líquidos por ciclos de compressão e absorção**. Dissertação (Mestrado) — Universidade de Brasília. Faculdade de Tecnologia., 2006. Citado nas pág. 20 e 31.

ALMEIDA, I. M. G.; BARBOSA, C. R. F.; FONTES, F. d. A. O. Análise exergética de um sistema de refrigeração por absorç ao de simples efeito operando com par libr/h2o. **Revista HOLOS**, Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia do Rio Grande do Norte, v. 3, p. 69–81, 2010. ISSN 1518-1634. Citado nas pág. 23 e 30.

ALTHOUSE, A. Modern refrigeration and air conditioning. Tinley Park, Ill: Goodheart-Willcox, 2004. ISBN 978-1590702802. Citado nas pág. 23 e 28.

ANAND, D.; KUMAR, B. Absorption machine irreversibility using new entropy calculations. **Solar Energy**, Elsevier, v. 39, n. 3, p. 243–256, 1987. Citado nas pág. 35, 45 e 49.

ANEEL – Agéncia Nacional de Energia Elétrica. **Atlas de energia elétrica do Brasil**. Brasília: Aneel, 2008. 236 p. Citado na pág. 15.

ANGLART, H. et al. Cfd prediction of flow and phase distribution in fuel assemblies with spacers. **Nuclear Engineering and Design**, Elsevier, v. 177, n. 1-3, p. 215–228, 1997. Citado na pág. 52.

ANISUR, M. R. et al. Curbing global warming with phase change materials for energy storage. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, Elsevier, v. 18, p. 23–30, 2013. Citado na pág. 16.

ANSYS Inc. Multiphase flow modeling in ANSYS CFX: training manual for ANSYS CFX. Canonsburg, 2009. Citado nas pág. 57 e 58.

ANSYS Inc. **Free Student Product Downloads**. 2016. Disponível em: http://www.ansys.com/academic/free-student-products. Acesso em: 16.09.2016. Citado na pág. 41.

Referências 71

APHORNRATANA, S.; SRIVEERAKUL, T. Experimental studies of a single-effect absorption refrigerator using aqueous lithium–bromide: effect of operating condition to system performance. **Experimental Thermal and Fluid Science**, Elsevier, v. 32, n. 2, p. 658–669, 2007. Citado nas pág. 30 e 31.

ASHRAE – American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers. **Handbook: Refrigeration**. Atlanta, 2006. Citado nas pág. 25 e 45.

ASHRAE – American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers. **Handbook: Fundamentals.** Atlanta, 2009. Citado nas pág. 16, 20, 45, 46, 92, 93, 94 e 95.

ASHRAE – American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers. **Handbook: Fundamentals.** Atlanta, 2013. Citado na pág. 45.

BAJPAI, V. Design of solar powered vapour absorption system. **Proceedings of the World Congress on Engineering**, v. 3, p. 4–6, 2012. Citado nas pág. 35 e 38.

BAJURA, R.; JONES, E. Flow distribution manifolds. **Journal of Fluids engineering**, American Society of Mechanical Engineers, v. 98, n. 4, p. 654–665, 1976. Citado na pág. 39.

BALGHOUTHI, M.; CHAHBANI, M.; GUIZANI, A. Feasibility of solar absorption air conditioning in tunisia. **Building and environment**, Elsevier, v. 43, n. 9, p. 1459–1470, 2008. Citado na pág. 37.

BO, S. et al. Numerical simulation on vapor absorption by wavy lithium bromide aqueous solution films. **Heat and mass transfer**, Springer, v. 47, n. 12, p. 1611, 2011. Citado na pág. 39.

BONAB, M. S.; KHOSROSHAHI, A. A.; FARSHI, L. G. Modeling water lithium bromide absorption chiller with a heat exchanger in ees and aspen plus. **International Conference on Research in Engineering, Science an Technology**, Intanbul, 2015. Citado na pág. 42.

CARVALHO, E. N. Modelagem e simulação de unidades resfriadoras de líquidos por Absorção H₂O-LiBr de simples e duplo efeito, incluindo o efeito de aditivos e clima local. Dissertação (Mestrado) — Universidade de Brasília. Faculdade de tecnologia., 2007. Citado nas pág. 21, 26, 27, 28, 31, 32 e 33.

CENCEL, Y. A.; CIMBALA, J. M. **Mecânica dos fluidos: fundamentos e aplicações**. São Paulo: McGraw Hill, 2007. Citado na pág. 49.

CENGEL, Y. **Introduction to thermodynamics and heat transfer**. Dubuque, IA: McGraw-Hill, 2008. ISBN 9780073380179. Citado na pág. 78.

CHEMEUROPE Inc. **Molecular weight calculator**. 2018. Disponível em: http://www.chemeurope.com/en/tools/>. Acesso em: 11.6.2018. Citado na pág. 58.

COTORCEA, A. et al. CFD simulation of heat transfer process for a solar thermal collector. **14th SGEM GeoConference on Energy and Clean Technologies**, STEF92 Technology, v. 1, n. SGEM2014 Conference Proceedings, ISBN 978-619-7105-15-5/ISSN 1314-2704, June 19-25, 2014, Vol. 1, 85-92 pp, p. 85–92, 2014. Citado na pág. 38.

COUTO, M. Condicionamento de ar a gás natural. **Revista ABRAVA**, Sáo Paulo, n. 220, p. 26–31, 2004. Citado na pág. 32.

CREDER, H. **Instalacoes de ar condicionado**. Rio de Janeiro: Livros Tecnicos e Científicos, 2004. ISBN 978-8521613466. Citado na pág. 26.

CRESESB Centro de Referência para Energia Solar e Eólica Sérgio Brito. **Potencial Solar - SunData v 3.0**. 2017. Disponível em: http://www.cresesb.cepel.br/index.php#data. Acesso em: 11.6.2017. Citado na pág. 53.

DINCER, I. **Refrigeration systems and applications**. Chichester, West Sussex, UK: Wiley, 2010. ISBN 978-0-470-74740-7. Citado na pág. 20.

DONATE, M. et al. Thermodynamic evaluation of new absorbent mixtures of lithium bromide and organic salts for absorption refrigeration machines. **International journal of refrigeration**, Elsevier, v. 29, n. 1, p. 30–35, 2006. Citado na pág. 68.

EIA – Energy Information Administration. **World Energy Outlook 2016**. Washington: U. S. Energy Information Administration, 2016. ISBN 978-9264264946. Citado na pág. 15.

EICKER, U. Low energy cooling for sustainable buildings. Noida: John Wiley & Sons, 2009. ISBN 978-0470697443. Citado na pág. 26.

EKRAMIAN, E.; ETEMAD, S. G.; HAGHSHENASFARD, M. Numerical analysis of heat transfer performance of flat plate solar collectors. **J Fluid Flow Heat Mass Transf**, n. 1, 2014. Citado nas pág. 38, 52, 53 e 54.

EPE – Empresa de Pesquisa Energética. **Balanço energético nacional: relatório síntese ano base 2014**. Rio de Janeiro: Ministério de Minas e Energia, 2015. Citado na pág. 15.

ESSS Inc. **Fluidodinâmica Computacional: o que é?** ESSS, 2017. Disponível em: https://www.esss.co/blog/fluidodinamica-computacional-o-que-e/. Citado nas pág. 81 e 82.

F-CHART Inc. **EES Overview**. 2017. Disponível em: http://fchart.com/ees/>. Acesso em: 11.6.2017. Citado nas pág. 41 e 46.

FERREIRA, S. P. et al. Avaliação de desempenho de um sistema de climatização por absorção de vapor utilizando energia solar. **Revista Conexões**, IFCE, v. 10, p. 43–48, 2017. Citado na pág. 18.

FOX, R. W.; PRITCHARD, P. J.; MCDONALD, A. T. **Introdução à mecânica dos fluidos**. Rio de Janeiro: Grupo Gen-LTC, 2014. Citado nas pág. 49 e 50.

GELLER, H. et al. The efficient use of electricity in brazil: progress and opportunities. **Energy Policy**, Elsevier, v. 26, n. 11, p. 859–872, 1998. Citado na pág. 15.

GOLDEMBERG, J. **Energia, meio ambiente e desenvolvimento**. São Paulo: Editora da Universidade de São Paulo, 2008. ISBN 978-8531411137. Citado na pág. 16.

GROSSMAN, G. Solar-powered systems for cooling, dehumidification and air-conditioning. **Solar energy**, Elsevier, v. 72, n. 1, p. 53–62, 2002. Citado na pág. 21.

HEROLD, K. E.; RADERMACHER, R.; KLEIN, S. A. **Absorption chillers and heat pumps**. Boca Raton, FL: CRC Press, 2016. ISBN 978-1498714341. Citado nas pág. 20, 27, 29, 43, 44, 46, 47, 48, 60, 62 e 63.

HIDALGO, M. R. et al. Energy and carbon emission savings in spanish housing air-conditioning using solar driven absorption system. **Applied Thermal Engineering**, Elsevier, v. 28, n. 14, p. 1734–1744, 2008. Citado nas pág. 17 e 37.

- HIRT, C. W.; NICHOLS, B. D. Volume of fluid (vof) method for the dynamics of free boundaries. **Journal of computational physics**, Elsevier, v. 39, n. 1, p. 201–225, 1981. Citado na pág. 57.
- HUANG, B. et al. A solar ejector cooling system using refrigerant r141b. **Solar Energy**, Elsevier, v. 64, n. 4, p. 223–226, 1998. Citado na pág. 16.
- INCROPERA, F. **Fundamentos de transferência de calor e de massa**. Rio de Janeiro: Grupo Gen LTC, 2008. ISBN 978-8521615842. Citado nas pág. 40 e 79.
- JARUWONGWITTAYA, T.; CHEN, G. A review: renewable energy with absorption chillers in thailand. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, Elsevier, v. 14, n. 5, p. 1437–1444, 2010. Citado na pág. 26.
- JESKO, Ž. Classification of solar collectors. **Engineering for rural development**, Jelgava, v. 1, n. 21, p. 21, 2008. Citado nas pág. 68 e 79.
- JO, S. W. Numerical Simulations of Bubble Pumps for Diffusion-Absorption Refrigeration. Tese (Doutorado) University of Florida, 2012. Citado nas pág. 50, 51 e 52.
- JONES, G.; LIOR, N. Flow distribution in manifolded solar collectors with negligible buoyancy effects. **Solar Energy**, Elsevier, v. 52, n. 3, p. 289–300, 1994. Citado na pág. 39.
- KAKAÇ, S. **Heat transfer enhancement of heat exchangers**. Dordrecht Boston: Kluwer Academic Publishers, 1999. ISBN 0792356373. Citado na pág. 78.
- KAKAÇ, S. Heat Exchangers: Selection, Rating, and Thermal Design, Third Edition. Hoboken: CRC Press, 2012. ISBN 9781439849910. Citado na pág. 78.
- KAUSHIK, S.; ARORA, A. Energy and exergy analysis of single effect and series flow double effect water–lithium bromide absorption refrigeration systems. **International journal of Refrigeration**, Elsevier, v. 32, n. 6, p. 1247–1258, 2009. Citado nas pág. 35, 45 e 49.
- KERME, E. D. et al. Energetic and exergetic analysis of solar-powered lithium bromide-water absorption cooling system. **Journal of cleaner production**, Elsevier, v. 151, p. 60–73, 2017. Citado nas pág. 16, 33 e 34.
- KIM, D.; FERREIRA, C. I. Solar refrigeration options—a state-of-the-art review. **International Journal of refrigeration**, Elsevier, v. 31, n. 1, p. 3–15, 2008. Citado na pág. 31.
- KISOLTEC, I. **Manual de instalação do aquecedor solar**. 2017. Disponível em: http://kisoltec.com.br/instalacao-aquecedor-solar. Acesso em: 11.6.2017. Citado na pág. 53.
- LAMBERTS, R. et al. Eficiência energética em edificações: estado da arte. **Procel/Eletrobras**, 1996. Citado na pág. 15.
- LENNTECH Inc. **Molecular weight calculator**. 2018. Disponível em: https://www.lenntech.com/calculators/molecular-weight-calculator.htm. Acesso em: 11.5.2018. Citado na pág. 58.

LI, Z.; SUMATHY, K. Technology development in the solar absorption air-conditioning systems. **Renewable and sustainable energy reviews**, Elsevier, v. 4, n. 3, p. 267–293, 2000. Citado nas pág. 17 e 31.

LIZARTE, R. et al. An innovative solar-driven directly air-cooled libr—h 2 o absorption chiller prototype for residential use. **Energy and Buildings**, Elsevier, v. 47, p. 1–11, 2012. Citado nas pág. 17 e 37.

LOGOSTEC, I. Catálogo de ventiladores axiais. 2018. Disponível em: http://www.logostec.com.br/produto/3. Acesso em: 11.10.2018. Citado na pág. 61.

MALAGUETA, D. C. **Geração heliotérmica: princípios e tecnologias**. Rio de Janeiro, 2012. Citado na pág. 80.

MALISKA, R. C. **Transferência de calor e mecânica dos fluidos computacional**. Rio de Janeiro: Livros Técnicos e Científicos, 2004. ISBN 978-85-216-1396-1. Citado nas pág. 50 e 81.

MAMMOLI, A. et al. Energetic, economic and environmental performance of a solar-thermal-assisted hvac system. **Energy and Buildings**, Elsevier, v. 42, n. 9, p. 1524–1535, 2010. Citado na pág. 37.

MANEA, T. F. Avaliação numérica e experimental da convecção natural em coletor solar de tubos evacuados. Tese (Doutorado) — Universidade Federal do Rio Grande do Sul, 2016. Citado nas pág. 10, 38 e 39.

MANEA, T. F.; KRENZINGER, A.; OLIVESKI, R. C. Avaliação experimental da vazão mássica em um coletor solar de tubos evacuados. **Avances en Energías Renovables y Medio Ambiente**, v. 19, p. 3.25 – 3.34, 2015. ISSN 2314-1433. Citado na pág. 38.

MANEA, T. F.; OLIVESKI, R. de C.; KRENZINGER, A. Avaliação numérica da convenção natural em coletor solar de tubo evacuado. **Revista Brasileira de Energia Solar**, v. 5, n. 1, 2014. Citado na pág. 38.

MANEA, T. F. et al. Determinação de parâmetros de desempenho para coletores solares tubulares a vácuo. **Labsol/PROMEC/UFRGS**, p. 1–10, 2010. Citado na pág. 54.

MANUEL, O.-R. J. et al. Analysis of flow and heat transfer in a flat solar collector with rectangular and cylindrical geometry using cfd. **Ingeniería, investigación y tecnología**, Elsevier, v. 14, n. 4, p. 553–561, 2013. Citado na pág. 38.

MENNA, M. R. M. **Modelagem e análise de custo de sistema de refrigeração por absorção**. Dissertação (Mestrado) — Universidade Estadual do Oeste do Paraná, Paraná, 2008. Citado nas pág. 20, 22, 25, 26, 32 e 41.

MERCK Inc. Ficha de informações de segurança de produtos: brometo de lítio. São Paulo, 2015. Citado na pág. 26.

MOHAMMADI, B.; PIRONNEAU, O. Analysis of the k-epsilon turbulence model. 1993. Citado na pág. 57.

MOREIRA, H. B. C. Avaliação energética do ciclo de refrigeração por absorção utilizando biogás de aterros sanitários e gás natural. Dissertação (Mestrado) — Universidade Estadual Paulista (UNESP), 2007. Citado nas pág. 41 e 42.

MORTAZAVI, M. et al. Absorption characteristics of falling film libr (lithium bromide) solution over a finned structure. **Energy**, Elsevier, v. 87, p. 270–278, 2015. Citado na pág. 39.

- NAKAHARA, N.; MIYAKAWA, Y.; YAMAMOTO, M. Experimental study on house cooling and heating with solar energy using flat plate collector. **Solar Energy**, Elsevier, v. 19, n. 6, p. 657–662, 1977. Citado nas pág. 17 e 30.
- NIST National Institure of Standards and Technology. **Lithium bromide**. 2018. Disponível em: https://webbook.nist.gov/cgi/cbook.cgi?ID=C7550358&Mask=2&Type=JANAFL&Table=on#JANAFL. Acesso em: 16.11.2017. Citado na pág. 58.
- NREL National Renewable Energy Laboratory. **Solar Resource Glossary**. 2016. Disponível em: https://www.nrel.gov/grid/solar-resource/solar-glossary.html>. Acesso em: 16.09.2017. Citado na pág. 79.
- OBSERV'ER. En bref solaire thermique. **Le Journal des Énergies Renouvelables**, n. 212, p. 30–31, 2012. Citado na pág. 22.
- PATEK, J.; KLOMFAR, J. A computationally effective formulation of the thermodynamic properties of libr–h 2 o solutions from 273 to 500k over full composition range. **International Journal of Refrigeration**, Elsevier, v. 29, n. 4, p. 566–578, 2006. Citado na pág. 46.
- PENG, D.; ZHANG, X. Modeling and performance analysis of solar air pretreatment collector/regenerator using liquid desiccant. **Renewable Energy**, Elsevier, v. 34, n. 3, p. 699–705, 2009. Citado nas pág. 17, 34 e 35.
- PEREIRA, E. B. et al. **Atlas brasileiro de energia solar**. 2. ed. São José dos Campos: INPE, 2017. ISBN 9788517000898. Citado na pág. 79.
- PEREIRA, F. L. **Manual básico do software EES Engineering Equation Solver**. Criciúma, 2013. Citado na pág. 43.
- PEREZ, R. C. et al. Análise do impacto da resposta da demanda aos sinais econômicos das bandeiras tarifárias na operação eletro-energética de longo prazo do sistema interligado nacional. **XXII SNPTEE-Seminário Nacional de Produção e Transmissão de Energia Elétrica, Brasília**, 2013. Citado na pág. 15.
- Simulação e projeto de uma unidade compacta de absorção. Citado na pág. 41.
- PORTAL ENERGIA. Energia solar térmica: manual sobre tecnologias, projecto e instalação. 2015. Disponível em: https://www.portal-energia.com/category/energiasolar/documentacao-energia-solar/. Acesso em: 8.12.2015. Citado na pág. 80.
- RIBEIRO, A. E. D.; AROUCA, M. C.; COELHO, D. M. Electric energy generation from small-scale solar and wind power in brazil: The influence of location, area and shape. **Renewable Energy**, Elsevier, v. 85, p. 554–563, 2016. Citado na pág. 35.
- ROSIEK, S.; BATLLES, F. Shallow geothermal energy applied to a solar-assisted air-conditioning system in southern spain: two-year experience. **Applied energy**, Elsevier, v. 100, p. 267–276, 2012. Citado na pág. 37.
- SAID, S. A.; EL-SHAARAWI, M. A.; SIDDIQUI, M. U. Alternative designs for a 24-h operating solar-powered absorption refrigeration technology. **International journal of refrigeration**, Elsevier, v. 35, n. 7, p. 1967–1977, 2012. Citado na pág. 37.

SCHNIEDERS, J. Comparison of the energy yield predictions of stationary and dynamic solar collector models and the models' accuracy in the description of a vacuum tube collector. **Solar Energy**, Elsevier, v. 61, n. 3, p. 179–190, 1997. Citado na pág. 54.

SHEHATA, A.; ELAZM, M. Cfd simulation of heat and mass transfer of lithium bromide flow over absorber circular tubes. **International Journal of Applied Science and Engineering Research**, Citeseer, v. 1, n. 1, p. 117–126, 2012. Citado na pág. 39.

SOLETROL, L. Aquecedores solares de água: manual técnico. São Paulo, 2016. Citado na pág. 53.

SRIKHIRIN, P.; APHORNRATANA, S. Investigation of a diffusion absorption refrigerator. **Applied Thermal Engineering**, Elsevier, v. 22, n. 11, p. 1181–1193, 2002. Citado na pág. 52.

SRIKHIRIN, P.; APHORNRATANA, S.; CHUNGPAIBULPATANA, S. A review of absorption refrigeration technologies. **Renewable and sustainable energy reviews**, Elsevier, v. 5, n. 4, p. 343–372, 2001. Citado na pág. 16.

STOECKER, W. F.; JABARDO, J. M. S. **Refrigeração Industrial**. 2. ed. São Paulo: Edgard Blücher, 2002. ISBN 978-85-212-0305-6. Citado na pág. 25.

STOECKER, W. F.; JONES, J. W. **Refrigeração e ar condicionado**. São Paulo: McGraw-Hill do Brasil, 1985. ISBN 0074504010. Citado na pág. 29.

SYED, A. et al. A novel experimental investigation of a solar cooling system in madrid. **International Journal of refrigeration**, Elsevier, v. 28, n. 6, p. 859–871, 2005. Citado na pág. 31.

TIBA, C. et al. **Atlas Solarimétrico do Brasil: banco de dados solarimétricos**. Recife: Ed. Universitária da UFPE, 2000. 111 p. Citado na pág. 38.

TYAGI, H.; PHELAN, P.; PRASHER, R. Predicted efficiency of a low-temperature nanofluid-based direct absorption solar collector. **Journal of solar energy engineering**, American Society of Mechanical Engineers, v. 131, n. 4, p. 041004, 2009. Citado na pág. 54.

WANG, C. et al. Visualization study on thermo-hydrodynamic behaviors of a flat two-phase thermosyphon. **Energies**, Multidisciplinary Digital Publishing Institute, v. 11, n. 9, p. 2295, 2018. Citado nas pág. 39 e 40.

WANG, S. K. **Handbook of air conditioning and refrigeration**. New York: McGraw-Hill, 2000. ISBN 978-0070681675. Citado nas pág. 20 e 21.

WANG, X.; WU, L. Analysis and performance of flat-plate solar collector arrays. **Solar energy**, Elsevier, v. 45, n. 2, p. 71–78, 1990. Citado na pág. 39.

WILKINSON, W. What are the performance limits for double-effect absorption cycles? **ASHRAE transactions**, American Society of Heating, Refrigerating and Air-conditioning Engineers, v. 93, p. 2429–2441, 1987. Citado na pág. 30.

XU, S.; HUANG, X.; DU, R. An investigation of the solar powered absorption refrigeration system with advanced energy storage technology. **Solar energy**, Elsevier, v. 85, n. 9, p. 1794–1804, 2011. Citado na pág. 37.

ZAMBOLIN, E.; COL, D. D. Experimental analysis of thermal performance of flat plate and evacuated tube solar collectors in stationary standard and daily conditions. **Solar Energy**, Elsevier, v. 84, n. 8, p. 1382–1396, 2010. Citado na pág. 52.

ZAMFIR, A. I. Management of renewable energy and regional development: European experiences and steps forward. **Theoretical and Empirical Researches in Urban Management**, JSTOR, v. 6, n. 3, p. 35–42, 2011. Citado na pág. 15.

APÊNDICE A – Informações complementares da fundamentação teórica

A.1 Trocador de calor

A transferência de calor entre fluidos é favorecida pela utilização de trocadores de calor. Estes equipamentos aumentam as áreas de transferência de energia térmica entre dois ou mais fluidos a diferentes temperaturas e são usados em várias aplicações comerciais, industriais e residenciais (KAKAÇ, 1999). Esses equipamentos são classificados de acordo com os seguintes critérios (KAKAÇ, 2012):

- Processo de transferência de calor: contato direto ou indireto;
- Geometria da construção: tubos, placas e superfícies estendidas;
- Mecanismo de transferência de calor: uma fase ou duas fases;
- Arranjo do fluxo: paralelo, contra corrente ou cruzado.

Para analisar a eficácia de um trocador de calor são utilizados dois métodos com diferentes abordagens (CENGEL, 2008). A média logarítmica da diferença de temperaturas – *logarithmic mean temperature difference* (LMTD) é usada para analisar a transferência de calor quando as temperaturas de entrada e saída dos fluidos são conhecidas ou podem ser determinadas por balanço de energia. A equação para calcular a taxa de transferência de calor é dada por:

$$\dot{Q} = U \cdot A \cdot LMTD \tag{A.1}$$

Com o LMTD calculado pela expressão:

$$LMTD = \frac{\Delta T_A - \Delta T_B}{\ln \frac{\Delta T_A}{\Delta T_B}}$$
(A.2)

Onde,

 $\dot{Q} \rightarrow$ quantidade de calor transferido [kW];

 $U \rightarrow$ coeficiente global de transferência de calor [kW/m²·°C];

 $A \rightarrow$ área de transferência de calor [m²];

 $\Delta T_A \rightarrow$ diferença de temperatura no lado A do trocador [°C];

 $\Delta T_B \rightarrow$ diferença de temperatura no lado B do trocador [°C].

Parâmetro essencial na análise de um trocador de calor, o coeficiente global de transferência de calor (U) pode ser determinado tendo conhecimento dos coeficientes de convecção dos fluidos

quente e frio e de parâmetros geométricos do trocador. Para trocadores não-aletados e com espessura da parede que separa os fluidos desprezível, este coeficiente pode ser calculado em função do coeficiente de convecção do lado externo (h_e) do tubo ou placa e do coeficiente de convecção do lado interno (h_i) do tubo ou placa (INCROPERA, 2008):

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_e} + \frac{1}{h_i} \Rightarrow U = \frac{h_i \cdot h_e}{h_i + h_e} \tag{A.3}$$

Para facilitar a adequação de trocadores de calor a determinados sistemas, utiliza-se o coeficiente global de transferência de calor (U) multiplicado pela área de transferência (A), obtendo a capacidade térmica do trocador de calor (UA), ou seja, a sua capacidade de transferir calor entre dois fluidos a diferentes temperaturas. O valor de UA é decorrente do design do trocador e das propriedades do fluido em ambos os lados, devendo ser adequada às condições do processo, temperaturas e taxas de fluxo requeridas.

Quando não se conhece as temperaturas de saída dos fluidos, o método LMTD necessita de um processo iterativo, o que dificulta seu uso. Nesse caso, quando somente as temperaturas de entrada dos fluidos são conhecidas ou podem ser estimadas, o método mais adequado é o da efetividade $\varepsilon - NUT$. Este segundo método permite a determinação da taxa de transferência de calor e temperaturas de saída, quente ou fria. Para definir a efetividade de um trocador de calor, devemos em primeiro lugar determinar a máxima taxa de transferência de calor possível em um trocador de calor.

Calcula-se o ε utilizando a razão entre a taxa real de transferência de calor (Q) e a taxa máxima de transferência de calor para um trocador de calor (Q_{max}) , ou seja:

$$\varepsilon = \frac{Q}{O_{max}} \tag{A.4}$$

Para trocadores de calor onde há mudança de fase, consideramos a temperatura estável do fluido que sofre a mudança de fase. Nesse caso a efetividade é calculada utilizando a Eq.A.5 para qualquer configuração de escoamento (INCROPERA, 2008).

$$\varepsilon = 1 - e^{-NUT} \tag{A.5}$$

A.2 Coletor solar

O coletor solar converte a energia contida na radiação solar em forma de energia útil ou possível de armazenar. A energia solar chega sob a forma de ondas eletromagnéticas, de frequências infravermelhas a ultravioletas. A intensidade da irradiância solar oscila entre $1325 \, \text{W/m}^2$ e $1412 \, \text{W/m}^2$ (PEREIRA et al., 2017), com o valor médio da irradiância solar, $1366 \, \text{W/m}^2$, definido como a constante solar (NREL, 2016).

Quando o objetivo é recolher calor através da luz solar, utilizamos o coletor solar térmico. O termo é aplicado a painéis solares de água quente mas também pode ser usado para instalações mais complexas tais como parabólicas solares, pias solares e torres solares (JESKO, 2008). Os

coletores mais complexos são normalmente usados em centrais energéticas solares onde o calor do sol é indiretamente usado para gerar eletricidade. Neste caso o coletor aquece a água, gerando vapor para acionar uma turbina ligada a um gerador elétrico (PORTAL ENERGIA, 2015).

Quanto ao formato construtivo, os coletores podem ser separados em dois tipos: não concentradores e concentradores. Os coletores não concentradores possuem a mesma área de abertura (área para interceptação e absorção da radiação) e são aplicáveis em sistemas de baixa temperatura. Em aplicações que demandem temperaturas mais elevadas, são mais adequados os concentradores solares, que possuem em geral uma superfície refletora, direcionando a radiação direta a um foco, onde há um receptor pelo qual escoa o fluido absorvedor de calor. Esse formato aumenta a eficiência do coletor, que pode ainda ser classificado pelo grau de rastreamento: estacionário ou rastreador. A mobilidade do coletor rastreador pode variar de acordo com o projeto, rastreando em um eixo ou em dois eixos (MALAGUETA, 2012).

Para descrever a geometria dos colectores consideram-se as características apresentadas na Fig.A.1:

- dimensão total do coletor que corresponde às dimensões exteriores e define a superfície necessária para a instalação;
- área da superfície de abertura que corresponde à área através da qual a radiação solar alcança o colector;
- área de captação que corresponde à área da superfície da placa absorvedora.

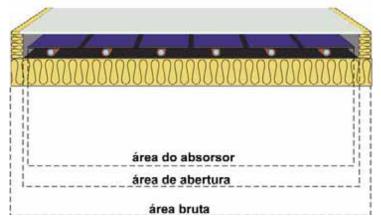


Figura A.1 – Seção transversal de um coletor solar térmico típico.

Fonte: Portal Energia (2015).

A.3 Fluidodinâmica computacional

A fluidodinâmica computacional (CFD – *computational fluid dynamics*), estuda da simulação numérica de escoamentos de fluidos, calor e massa, assim como fenômenos relacionados. O CFD combina duas disciplinas da engenharia: mecânica dos fluidos e cálculo numérico, isto é, as equações que regem o escoamento de fluidos têm origem na mecânica dos fluidos e podem ser solucionadas por diferentes métodos numéricos (MALISKA, 2004).

Esse conjunto de equações que descreve os processos de momento, calor e transferência de massa são conhecidos como as equações de Navier-Stokes. São equações diferenciais parciais que foram derivadas no início do século XIX e não têm solução analítica geral conhecida, mas podem ser discretizadas e resolvidas numericamente.

Entre vários métodos de solução usados nos códigos CFD, o mais comum é conhecido como técnica de volumes finitos. Nesta técnica, a região de interesse é dividida em pequenas subregiões, chamadas volumes de controle. As equações são discretizadas e resolvidas iterativamente para cada volume de controle. Como resultado, pode ser obtida uma aproximação do valor de cada variável em pontos específicos em todo o domínio. Desta forma, um deriva uma imagem completa do comportamento do fluxo.

A principal equação resolvida por métodos CFD é a equação de transporte da variável de interesse, representada na Eq. A.6, com quatro termos: tempo, advectivo, difusivo e fonte, relacionados com incrementos de área (A) e volume (V). Para representar diferentes equações de conservação alteram-se apenas três componentes da equação: a variável (ϕ) , o coeficiente de difusão (Γ) e o termo fonte (S) (ESSS, 2017).

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{V} \rho \phi \, dV + \oint_{A} \rho \phi \mathbf{V} \, d\mathbf{A} = \oint_{A} \Gamma_{\phi} \nabla \phi \, d\mathbf{A} + \int_{V} S_{\phi} \, dV$$
termo temporal termo advectivo difusivo fonte (A.6)

Os métodos de discretização mais difundidos são: o método das diferenças finitas, o método dos elementos finitos e o método dos volumes finitos, sendo este último o mais utilizado em CFD. Com esses métodos, troca-se o domínio contínuo por um domínio discreto, onde um conjunto de volumes de controle – malha é utilizado para representar o domínio original, como pode ser observado na Fig.A.2.

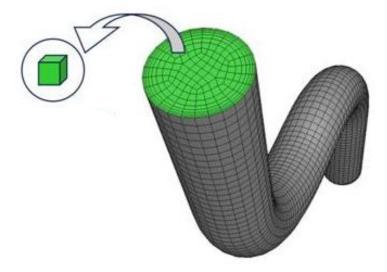


Figura A.2 – Representação da malha em um tubo curvo.

Fonte: ESSS (2017).

O domínio é discretizado em pequenos volumes e a equação algébrica é resolvida para cada um dos volumes de controle, gerando um sistema de equações que deve ser resolvido numericamente. Essas equações são resolvidas com o apoio de softwares de Fluidodinâmica Computacional, os quais possuem capacidade para solucionar rapidamente e com precisão os mais diversos problemas de CFD.

A geometria e o número de volumes de controle a ser usado para a análise deve ser estabelecido por meio do estudo de convergência de malha, ou seja, analisa-se o mesmo caso com malhas de refinamentos diferentes e comparam-se os resultados. Quando o resultado entre dois refinamentos de malha não sofre alteração, ou muda muito pouco, diz-se que a convergência de malha foi atingida.

Com a malha gerada, passa-se à configuração da física do modelo, das condições de contorno e do solver. Depois disso, resolve-se o sistema de equações através de um processo iterativo, até a convergência, ou seja, quando as variações dos resultados entre duas iterações consecutivas suprirem os critério pré-estabelecidos na simulação.

APÊNDICE B – Rotina utilizada no EES

B.1 Sistema de refrigeração por absorção simples

```
SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO DE ESTÁGIO ÚNICO
2
3
  Variáveis:
     A = área de transferência de calor [m^2];
4
     cp = calor específico a pressão constante [kJ/kg.K];
5
     cv = calor específico a volume constante [kJ/kg.K];
6
     e = número de Euler (2,7182818284)
7
     h = entalpia específica [J/g];
8
     k = coeficiente de condutividade térmica [W/m-K];
9
     m_dot = taxa de massa [kg/s];
10
     P = pressão [kPa];
11
     q = título da fase vapor (% de massa de vapor) [kg/kg];
12
     Q_dot = taxa de calor [kW];
13
     s = entropia específica [kJ/kg.K];
14
     T = temperatura [C];
15
     U = coeficiente global de transferência de calor [kW/m^2.K];
16
     UA = capacidade térmica do trocador de calor [kW/K];
17
     x = título de brometo de lítio na solução (% de massa de BrLi)
18
        [kg/kg];
     W_dot = taxa de trabalho [kW];
19
     eta_B = eficiência da bomba [-];
20
     eta_G = eficiência do gerador [-];
21
     gamma = condutividade térmica [kJ/m.K];
22
     mu = viscosidade dinâmica [cP];
23
     nu = volume específico [m<sup>3</sup>/kg];
24
     rho = densidade [kg/m^3];
25
     epsilon = efetividade térmica [-];
26
     COP = coeficiente de desempenho [-];
27
     LMTD = média logarítmica das diferenças de temperatura [K];
28
29
     NUT = número de unidades de transferência [-].
   Índices:
30
     1 to 10 = linhas do sistema;
```

```
32
     A = absorvedor;
33
     a = alta (pressão);
34
     ar = ar atmosférico;
35
     abs = absorção;
36
     atm = atmosférica (pressão);
37
     b = baixa (pressão)
38
     B = bomba;
39
     C = condensador;
40
     crist = cristalização (temperatura);
41
     E = evaporador;
42
     D = gerador;
     ef = entrada da linha fria (trocador de calor);
43
44
     eq = entrada da linha quente (trocador de calor);
45
     f = linha fria;
     h2o = água;
46
47
     q = linha quente;
     s = solução;
48
     T = trocador de calor;
49
     sf = saída da linha fria (trocador de calor);
50
     sq = saída da linha quente (trocador de calor).
51
52
   Funções:
53
     Water = parâmetros do refrigerante;
54
     LiBrSSC = parâmetros do absorvente.
55
  $UnitSystem SI C kPa kJ mass
56
   $TabStops 0,2 4 in
57
   "!Rotina para cálculo da LMTD"
58
   Function lmtd(T_eq;T_sf;T_sq;T_ef)
59
      dTa=T_eq-T_sf
60
61
      dTb=T_sq-T_ef
      If (dTa=dTb) Then "restrição para numerador nulo"
62
          1mtd=dTa
63
      Else
64
          If (dTa < 0) or (dTb < 0) Then "restrição para logarítmo de
65
             número negativo"
66
              1mtd=0
          Else
67
68
               lmtd=(dTa-dTb)/ln(dTa/dTb)
69
          Endif
70
      Endif
71
   End
   "!Parâmetros atribuídos"
```

```
73 {$ifnot ParametricTable
74
      Q_dot_G=16 [kW] "taxa de energia solar incidente no gerador"
75 $endif}
76 P_atm=101,325 "pressão atmosférica"
77
   Q_dot_G=16 [kW] "taxa de energia solar incidente no gerador"
   epsilon_T=,64 "efetividade do trocador de calor da solução"
78
79 UA_A=1,8 [kW/K] "capacidade térmica do absorvedor"
80 UA_C=1,2 [kW/K] "capacidade térmica do condensador"
81 UA_E=1,8 [kW/K] "capacidade térmica do evaporador"
82 V_dot[17]=1 [m^3/s] "vazão de ar de processo no evaporador"
83 T[13]=30 [C] "temperatura na linha 13"
84 T[15]=30 [C] "temperatura na linha 15"
85 T[17]=25 [C] "temperatura na linha 17"
86 q[1]=0 [-] "título de vapor na entrada da bomba"
   q[4]=0 [-] "título de vapor no retorno do gerador"
87
88 q[8]=0 [-] "título de vapor na saída do condensador"
   q[10]=1 [-] "título de vapor na saída do evaporador"
90 x[7]=0 [-] "título de LiBr no refrigerante"
   "!Pressões do sistema"
91
92 P_a=pressure(Water;T=T[8];x=q[8]) "pressão na saída do condensador"
93 P_b=pressure(Water;T=T[10];x=q[10]) "pressão na saída do evaporador"
94 P_a=psat_librssc(T[4]; x[4]) "pressão de saturação na linha 4"
95 P_b=psat_librssc(T[1]; x[1]) "pressão de saturação na linha 1"
96 P[1]=P_b "pressão na linha 1"
97 P[2]=P_a "pressão na linha 2"
98 P[3]=P_a "pressão na linha 3"
99 P[4]=P_a "pressão na linha 4"
100 P[5]=P_a "pressão na linha 5"
101 P[6]=P_b "pressão na linha 6"
102 P[7]=P_a "pressão na linha 7"
103 P[8]=P_a "pressão na linha 8"
104 P[9]=P_b "pressão na linha 9"
105 P[10]=P_b "pressão na linha 10"
   "!Bomba"
106
   m_dot[2]=m_dot[1] "balanço de massa"
107
108
   x[2]=x[1] "balanço de LiBr"
109 h[2]=h[1]+W_dot/m_dot[1] "balanço de energia"
110 W_dot=m_dot[1]*nu[1]*(P_a-P_b) "taxa de trabalho da bomba
      (processo isentrópico)"
111
   "!Trocador de calor da solução"
112 m_dot[3]=m_dot[2] "balanço de massa (linha fria)"
113 m_dot[5]=m_dot[4] "balanço de massa (linha quente)"
```

```
114 x[3]=x[2] "balanço de LiBr (linha fria)"
115 x[5]=x[4] "balanço de LiBr (linha quente)"
116 C_{dot_hot=m_dot[4]*(h[4]-h[5])/(T[4]-T[5]) "taxa de capacidade
      térmica (linha quente)"
117 C_{dot\_cold=m_dot[2]*(h[3]-h[2])/(T[3]-T[2]) "taxa de capacidade
      térmica (linha fria)"
118 C_dot_min=min(C_dot_cold;C_dot_hot) "taxa de capacidade térmica
      mínima no trocador"
119
   Q_{dot_T=epsilon_T*C_{dot_min*(T[4]-T[2])} "taxa de energia transferida"
120 Q_dot_T=m_dot[1]*(h[3]-h[2]) "balanço de energia (linha fria)"
   Q_dot_T=m_dot[4]*(h[4]-h[5]) "balanço de energia (linha quente)"
121
122 "!Gerador"
123 m_dot[3]=m_dot[4]+m_dot[7] "balanço de massa"
124 m_dot[3]*x[3]=m_dot[4]*x[4] "balanço de LiBr"
125
   h[3]*m_dot[3]-h[4]*m_dot[4]-h[7]*m_dot[7]+Q_dot_G=0 "balanço de
      energia"
126 eta_G=m_dot[7]/m_dot[1]*100 "eficiência do gerador"
   "!Condensador"
127
128
   m_dot[8]=m_dot[7] "balanço de massa"
129 x[8]=x[7] "balanço de LiBr"
130 m_dot[15]=Q_dot_C/(cp[15]*(T[16]-T[15])) "taxa de massa na linha 15"
131 m_dot[15]=m_dot[16] "balanço de massa do fluido externo"
132 T[7]=tsat_librssc(P[7];x[3]) "temperatura de saturação na entrada
      do condensador"
   Q_{dot_C=m_{dot}[7]*(h[7]-h[8]) "balanço de energia na linha de
133
      refrigerante no condensador"
   Q_{dot_C=m_{dot}[15]*(h[16]-h[15])} "balanço de energia na linha de
134
      fluido externo do condensador"
   epsilon_C=(T[15]-T[16])/(T[15]-T[8]) "efetividade do condensador"
135
   "!Válvula de expansão do refrigerante"
136
   m_dot[9]=m_dot[8] "balanço de massa"
137
   x[9]=x[8] "balanço de LiBr"
138
   h[9]=h[8] "balanço de energia"
139
"!Evaporador"
141
142 | m_dot[10]=m_dot[9]  "balanço de massa"
   x[10]=x[9] "balanço de LiBr"
143
144
   m_dot[17]=V_dot[17]*rho[17] "taxa de massa na linha 17"
   m_{dot}[17] = Q_{dot}E/(cp[17]*(T[17]-T[18])) "taxa de massa na linha 17"
145
146 m_dot[17]=m_dot[18] "balanço de massa do fluido externo"
   Q_{dot_E=m_{dot}[9]*(h[10]-h[9]) "balanço de energia na linha de
147
      refrigerante do evaporador"
```

```
148
    Q_{dot_E=m_{dot}[17]*(h[17]-h[18]) "balanço de energia na linha de
       fluido externo do evaporador"
149
    epsilon_E=(T[17]-T[18])/(T[17]-T[10]) "efetividade do evaporador"
    "!Absorvedor"
150
151
    m_{dot}[13] = Q_{dot_A}/(cp[13]*(T[14]-T[13])) "taxa de massa na linha 15"
    m_dot[13]=m_dot[14] "balanço de massa do fluido externo"
152
153
    Q_{dot_A=m_{dot}[10]*h[10]+m_{dot}[6]*h[6]-m_{dot}[1]*h[1] "balanço de
       energia (fluido de trabalho)"
154
    Q_{dot_A=m_{dot}[13]*(h[14]-h[13]) "balanço de energia (fluido externo)"
   epsilon_A=(T[14]-T[13])/(T[6]-T[13]) "efetividade do absorvedor"
155
156
   err_mass_abs=-m_dot[1]+m_dot[10]+m_dot[6] "erro no balanço de massa"
157
   err_LiBr_abs=-m_dot[1]*x[1]+m_dot[6]*x[6] "erro no balanço de LiBr"
158
    "!Válvula de expansão da solução"
159 m_dot[6]=m_dot[5] "balanço de massa"
160
   x[6]=x[5] "balanço de LiBr"
161 h[6]=h[5] "balanço de energia"
162
    Call flash_librssc(h[6]; P_b; x[6]; q[6]; T[6]) "evaporação parcial na
       válvula"
    "!Trocas de calor com os fluxos externos"
163
164
    LMTD_A = 1mtd(T[6]; T[14]; T[1]; T[13]) "LMTD do absorvedor"
   LMTD_C=Imtd(T[8];T[15];T[8];T[16]) "LMTD do condensador"
165
   LMTD_E=1mtd(T[17];T[10];T[18];T[10]) "LMTD do evaporador"
166
167
    LMTD_T=1mtd(T[4];T[3];T[5];T[2]) "LMTD no trocador de calor da
       solução"
    "!Taxa de transferência de calor dos componentes"
168
    Q_dot_A=LMTD_A*UA_A "taxa de transferência de calor no absorvedor"
169
    Q_dot_C=LMTD_C*UA_C "taxa de transferência de calor no condensador"
170
    Q_dot_E=LMTD_E*UA_E "taxa de transferência de calor no evaporador"
171
    "!Parâmetros do ciclo"
172
   COP=Q_dot_E/Q_dot_G "Coeficiente de desempenho"
173
174
    SCR=x[4]/(x[4]-x[3]) "Solution Circulation Ratio"
    err_energy=Q_dot_G+Q_dot_E-Q_dot_A-Q_dot_C+W_dot
175
    "!Propriedades da solução"
176
177
    Duplicate i=1;6
      T_crist[i] = LiBrSSCTCryst(x[i]) "temperatura de cristalização da
178
         solução nas linhas"
179
      T_{sat[i]} = LiBrSSCT(P[i]; x[i]) "temperatura de saturação da
         solução nas linhas"
180
      cp[i] = LiBrSSCCp(T[i];x[i];P[i]) "calor específico da solução nas
         linhas"
181
      nu[i]=v_librssc(T[i];x[i]) "volume específico da solução nas
         linhas"
```

```
182
      rho[i]=1/nu[i] "densidade da solução nas linhas"
183
     mu[i] = LiBrSSCVisc(T[i];x[i]) "viscosidade dinâmica da solução
         nas linhas"
184
     k[i] = LiBrSSCCond(T[i];x[i]) "condutividade térmica da solução
        nas linhas"
185
   End
186
   Duplicate i=1;5
    h[i]=h_librssc(T[i];x[i]) "entalpias nas linhas 1-5"
187
188
   End
189 h[7]=enthalpy(Water;T=T[7];P=P[7]) "entalpia na linha 7"
   h7s=enthalpy(Water;T=T[8];x=1) "entalpia do vapor saturado na linha
190
      7"
   h[8]=enthalpy(Water;T=T[8];x=q[8]) "entalpia na linha 8"
191
192 T[9]=temperature(Water;h=h[9];P=P_b) "temperatura na linha 9"
193
   h[10]=enthalpy(Water;T=T[10];x=q[10]) "entalpia na linha 8"
    "!Propriedades dos fluxos externos"
194
   Duplicate i=13;18
195
     P[i]=P_atm "pressão do ar nas linhas"
196
197
     cp[i]=cp(Air_ha;T=T[i];P=P[i]) "calor específico do ar nas linhas"
     h[i]=enthalpy(Air_ha;T=T[i];P=P[i]) "entalpia do ar nas linhas"
198
     rho[i]=density(Air_ha;T=T[i];P=P[i]) "densidade do ar nas linhas"
199
200
   End
```

APÊNDICE C – Dados de saída da simulação no EES

Tabela C.1 – Dados de saída da simulação no ESS.

		13	<u>~</u>	[W/m-K]	0,4541	0,4541	0,4765	0,4686	0,4477	0,4428												
			¥.	[cP]	3,05	3,05	1,931	2,042	3,261	3,629												
			cbi	[J/g-K]	2,135	2,135	2,17	2,019	1,991	1,984												
		=	v _i	[m3/kg]	0,0006448	0,0006448	0,0006508	0,0006129	0,0006058	0,0006045												
		100	Ρį	[kg/m ³]	1551	1551	1536	1632	1651	1654												
		<u>o</u>	×	Э	0,5152	0,5152	0,5152	0,5767	0,5767	0,5767	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000								
		 •	Crist;i	[c]	-25,46	-25,46	-25,46	8,753	8,753	8,753												
		1	Sat;i	[C]	39,46	75,78	75,78	99'28	99'28	96,03												
		P.	<u> </u>	[c]	39,4634	39,4661	65,1320	87,6553	56,8142	50,8628	75,7818	47,3480	14,9623	14,9623			30,0000	43,1566	30,0000	41,1255	25,0000	
		¥9	q.	Н	0,000			0,000		0,004		0,000	0,055	1,000								
		Ĭ	<u> </u>	[kPa]	1,702	10,816	10,816	10,816	10,816	1,702	10,816	10,816	1,702	1,702								
			Ë	[kg/s]	90'0	90'0	90'0	0,04467	0,04467	0,04467	0,00533	0,00533	0,00533	0,00533			0,28	0,28	0,28	0,28	0,4	
		2		[a/c]	86,9283	86,9342	142,2218	202,2214	140,3366	140,3366	2641,1645	198,2538	198,2538	2528,2721			125,7348	180,7297	125,7348	172,2390	104,8299	
H Arrays Table	Main	-	Sort		[1]	[2]	[3]	[4]	[9]	[9]	[7]	[8]	[6]	[10]	[11]	[12]	[13]	[14]	[15]	[16]	[17]	1073

Fonte: Elaborado pelo autor.

ANEXO A – Características termodinâmicas de H₂O/BrLi

Refrigerant Temperature $(t' = {}^{\circ}C)$ and Enthalpy (h = kJ/kg) of Lithium Bromide Solutions **Tabela A.1** − Temperatura e entalpia de soluções de BrLi − 20 a 100°C.

Tomn							Percent LiBr					
$(J_{\circ} = J)$		0	10	20	30	40	45	20	25	09	<u> </u>	70
92	1,	20.0	19.1	17.7	15.0	8.6	5.8	-0.4	7.7-	-15.8	-23.4#	-29.3#
70	h	84.0	67.4	52.6	40.4	33.5	33.5	38.9	53.2	78.0	111.0#	145.0#
00	t'	30.0	29.0	27.5	24.6	19.2	15.0	9.8	1.0	-7.3	-15.2#	-21.6#
00	h	125.8	103.3	84.0	9.89	58.3	56.8	60.5	73.5	8.96	128.4#	161.7#
ę	t,	40.0	38.9	37.3	34.3	28.5	24.1	17.5	8.6	1.3	±0.7–	-14.0#
0	h	167.6	139.5	115.8	0.96	82.5	7.67	82.2	93.5	115.4	146.0#	178.3#
03	<i>t'</i>	50.0	48.8	47.2	44.0	37.9	33.3	26.5	18.5	6.6	1.3	-6.3#
00	h	209.3	175.2	147.0	123.4	106.7	102.6	103.8	114.0	134.5	163.5	#0.261
03	t'	0.09	58.8	57.0	53.6	47.3	42.5	35.5	27.3	18.4	9.5	1.4#
8	h	251.1	211.7	179.1	151.4	131.7	125.8	125.8	134.7	153.7	181.4	211.9#
70	t'	70.0	68.7	8.99	63.3	9.99	51.6	44.4	36.1	27.0	17.7	#0.6
2	h	293.0	247.7	210.5	178.8	155.7	148.9	148.0	155.6	173.2	199.4	228.8#
08	t'	80.0	78.6	7.97	73.0	0.99	8.09	53.4	44.8	35.6	26.0	16.7#
00	h	334.9	287.8	243.6	207.3	181.0	172.8	170.0	176.2	192.6	217.2	245.7#
8	t,	0.06	9.88	86.5	82.6	75.4	70.0	62.3	53.6	44.1	34.2	24.3#
06	h	376.9	321.1	275.6	235.4	206.1	195.8	192.3	197.1	212.2	235.6	262.9#
100	<i>t</i> ,	100.0	5.86	96.3	92.3	84.7	79.1	71.3	62.4	52.7	42.4	32.0
100	h	419.0	357.6	307.9	263.8	231.0	219.9	214.6	218.2	231.5	253.5	279.7

Fonte: ASHRAE (2009).

Refrigerant Temperature ($t' = {}^{\circ}$ C) and Enthalpy (h = kJ/kg) of Lithium Bromide Solutions **Tabela** A.2 – Temperatura e entalpia de soluções de BrLi – 110 a 180 $^{\circ}$ C.

	10	39.7	296.3	47.3	313.4	55.0	330.2	62.7	346.9	70.3	363.6	78.9	380.1	85.7	396.0	93.3	411.3
	9	50.6	271.4	58.9	289.5	67.1	306.9	75.3	324.7	83.5	342.7	91.8	360.3	100.0	378.3	108.2	395.8
	09	61.3	251.0	8.69	270.2	78.4	289.1	87.0	308.1	95.5	327.3	104.1	346.1	112.7	365.4	121.2*	384.3*
	22	71.1	239.1	6.67	260.0	88.7	280.4	97.4	301.1	106.2	321.6	115.0	342.2	123.7	362.9	132.5*	383.4*
	90	80.2	236.8	89.2	259.0	92.8	281.0	107.1	303.2	116.1*	325.5*	125.0*	347.7*	134.0*	369.9*	142.9*	392.1*
Percent LiBr	45	88.3	243.3	97.5	267.0	106.7	290.7	115.8	314.2	125.0*	337.8*	134.2*	361.2*	143.3*	384.9*	152.5*	408.8*
	40	94.1	255.9	103.4	281.0	112.8	306.2	122.2*	331.3*	131.5*	356.6*	140.9*	381.9*	150.3*	406.8*	159.6*	432.1*
	30	101.9	292.4	111.6	320.9	121.3*	349.6*	130.9*	377.9*	140.6*	406.8*	150.3*	435.4*	159.9*	464.3*	*9.691	493.4*
	20	106.2	340.1	116.0*	372.5*	125.8*	404.5*	135.7*	437.8*	145.5*	470.5*	155.3*	503.1*	165.2*	536.1*	175.0*	569.4*
	10	108.4	394.3	118.3*	431.0*	128.3*	468.4*	138.2*	\$05.6*	148.1*	542.7*	158.1*	\$80.8	168.0*	*6'819	177.9*	657.1*
	0	110.0	461.3	120.0*	503.7*	130.0*	546.5*	140.0*	589.1*	150.0*	632.2*	160.0*	675.6*	170.0*	719.2*	180.0*	763.2*
		.,1	h	<i>t</i> '	y	1,	h	t,	y	<i>t'</i>	h	<i>t'</i>	y	1,1	h	t,	h
Temp., $(t = {}^{\circ}C)$		110	011	120	071	120	061	140	140	150	001	150	001	170	0/1	190	100

*Extensions of data above 115°C are well above the original data and should be used with care.

#Supersaturated solution.

Fonte: ASHRAE (2009).

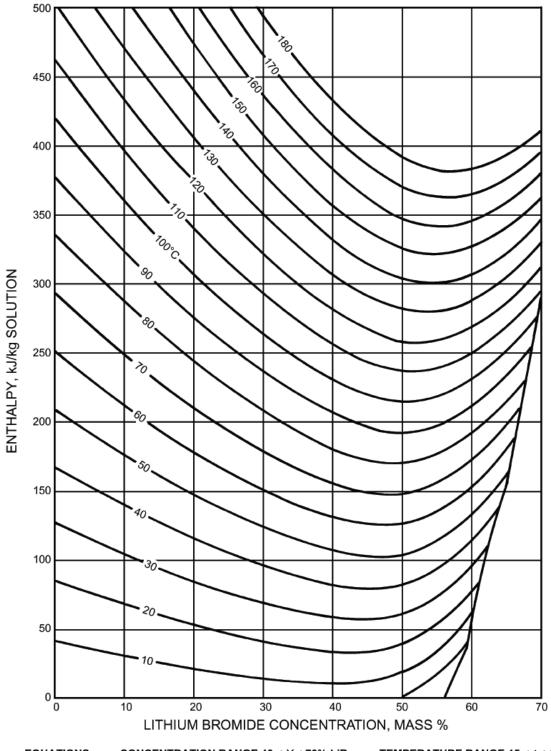


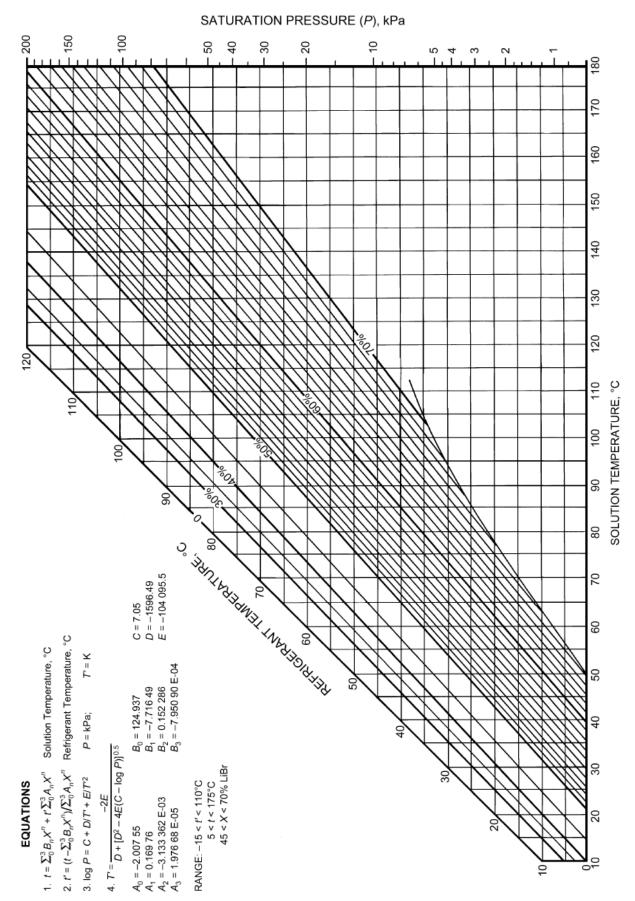
Figura A.1 – Diagrama concentração × entalpia para soluções H₂O/BrLi.

EQUATIONS CONCENTRATION RANGE 40 < X < 70% LiBr TEMPERATURE RANGE 15 < t < 165°C $h = \Sigma_0^4 A_n X^n + t \Sigma_0^4 B_n X^n + t^2 \Sigma_0^4 C_n X^n$ in kJ/kg, where t = °C and X = %LiBr

$A_0 = -2024.33$	$B_0 = 18.2829$	$C_0 = -3.7008214 \text{ E-2}$
$A_1 = 163.309$	$B_1 = -1.1691757$	$C_1 = 2.8877666 E-3$
$A_2 = -4.88161$	$B_2 = 3.248041 \text{ E-2}$	$C_2 = -8.1313015 \text{ E-5}$
A ₃ = 6.302948 E-2	$B_3 = -4.034184 \text{ E-4}$	$C_3 = 9.9116628 \text{ E-7}$
$A_4 = -2.913705 \text{ E-4}$	$B_4 = 1.8520569 E-6$	$C_4 = -4.4441207 \text{ E-9}$

Fonte: ASHRAE (2009).

Figura A.2 – Gráfico de equilíbrio para H₂O/BrLi.



Fonte: ASHRAE (2009).

ANEXO B – Manual de segurança para BrLi



Ficha de Informações de Segurança de Produtos Químicos - FISPQ

De acordo com a NBR 14725-4:2012

Data da revisão 20.04.2015

Versão 1.4

SEÇÃO 1. Identificação do produto e da empresa

1.1 Identificador do produto

No. de catálogo 105669

Nome do produto Brometo de lítio puríss.

Número de registro REACH Não há número de registro disponível para essa substância, uma vez

> que a substância ou a utilização da mesma são isentas de registro de acordo com o Artigo 2 da norma REACH (CE) No. 1907/2006, a

> tonelagem anual não exige registro ou o registro está previsto para um

prazo posterior.

Nº CAS 7550-35-8

1.2 Usos identificados da substância ou mistura e usos não recomendados

Usos identificados Materiais para utilização em aplicações técnicas

Para informações adicionais sobre os usos, por favor consulte o portal

Merck Chemicals (www.merckgroup.com).

1.3 Detalhes do fornecedor da Ficha de Informação de Segurança de Produto Químico - FISPQ

Merck S/A * Brasil * Rua Torre Eifell, 100 - Parque Rincão - Gleba A **Empresa**

Cotia - CEP: 06705-481 - São Paulo - SP * tel/fax: +5511 4616-5431 /

+5511 4614-0109

1.4 Número do telefone de

emergência

Cotia/SP * tel.: ++5511 31277370 * fax: ++551131277371 Rio de

Janeiro * tel.: ++552124442211 * fax: ++552124442001

SEÇÃO 2. Identificação de perigos

2.1 Classificação da substância ou mistura

Classificação (REGULAMENTAÇÃO (EC) Nº 1272/2008)

Toxicidade aguda, Categoria 4, Oral, H302

Para obter o texto completo das frases de perigo mencionadas nesta seção, consulte a seção 16.

Classificação (67/548/CEE ou 1999/45/CE)

Xn Nocivo **R22**

Para o texto completo sobre as frases R mencionadas nesta Seção, ver a Seção 16.

2.2 Elementos do rótulo

Rotulagem (REGULAMENTAÇÃO (EC) Nº 1272/2008)

Pictogramas de risco



Palavra de advertência

Atenção

No. de catálogo 105669

Nome do produto Brometo de lítio puríss.

Frases de perigo H302 Nocivo se ingerido.

Rótulagem reduzida (≤125 ml)

Pictogramas de risco



Palavra de advertência Atenção

N° CAS 7550-35-8

2.3 Outros perigos

Não conhecidos.

SEÇÃO 3. Composição e informações sobre os ingredientes

3.1 Substância

Fórmula LiBr BrLi (Hill)

 N° CE
 231-439-8

 Massa molar
 86,84 g/mol

Componentes perigosos (REGULAMENTAÇÃO (EC) Nº 1272/2008)

Nome químico (Concentração)

Nº CAS Número de registo Classificação

Brometo de lítio (<= 100 %)

7550-35-8 *)

Toxicidade aguda, Categoria 4, H302

Para obter o texto completo das frases de perigo mencionadas nesta seção, consulte a seção 16.

Componentes perigosos (1999/45/CE)

Nome químico (Concentração) Nº CAS Classificação Brometo de lítio (<= 100 %) 7550-35-8 Xn, Nocivo; R22

Para o texto completo sobre as frases R mencionadas nesta Seção, ver a Seção 16.

3.2 Mistura

Não aplicável

SEÇÃO 4. Medidas de primeiros-socorros

4.1 Descrição das medidas de primeiros-socorros

Após inalação: Exposição ao ar fresco.

^{*)} Não há número de registro disponível para essa substância, uma vez que a substância ou a utilização da mesma são isentas de registro de acordo com o Artigo 2 da norma REACH (CE) No. 1907/2006, a tonelagem anual não exige registro ou o registro está previsto para um prazo posterior.

No. de catálogo 105669

Nome do produto Brometo de lítio puríss.

Após contacto com a pele: Lavar abundantemente com água. Tirar a roupa contaminada.

Após contacto com os olhos: Enxaguar abundantemente com água.

Após ingestão: fazer a vitima beber imediatamente água (dois copos no máximo) Consultar um médico.

4.2 Sintomas e efeitos mais importantes, agudos e retardados

Aos compostos de lítio em geral aplica-se o seguinte: quando manuseados e usados inadequadamente, a absorção de grandes quantidades provoca alterações do sistema nervoso central, agitação, espasmos, ataxia (diminuição da coordenação motora) devida ao desequilíbrio electrolítico.

4.3 Indicação da atenção médica imediata e do tratamento especial necessário

Não existem informações disponíveis.

SEÇÃO 5. Medidas de combate a incêndio

5.1 Meios de extinção

Meios adequados de extinção

Adapte as medidas de combate a incêndios às condições locais e ao ambiente que esta situado ao seu redor.

Agentes de extinção inadequados

Nenhuma limitação de agentes extintores é dada para essa substância/mist ura.

5.2 Riscos especiais resultantes da substância ou da mistura

Não combustível.

Possibilidade de formação de fumos perigosos em case de incêndio nas zonas próximas.

5.3 Precauções para bombeiros

Equipamentos especiais para proteção das pessoas envolvidas no combate a incêndio. Não ficar na zona de perigo sem aparelhos respiratórios autónomos apropriados para respiração independente do ambiente. De forma a evitar o contacto com a pele, mantenha uma distância de segurança e utilize vestuário protetor adequado.

Informações complementares

Suprimir (abater) com jatos de água os gases, vapores e névoas. Evitar a contaminação da água de superfície e da água subterrânea com a água de combate a incêndios.

SEÇÃO 6. Medidas de controle para derramamento ou vazamento

6.1 Precauções pessoais, equipamentos de proteção e procedimentos de emergência

Recomendações para pessoal não envolvido com emergências: Evitar o contacto com a substância. Evitar a produção de pós; não inalar os pós. Assegurar ventilação adequada. Evacuar a área de perigo, observar os procedimentos de emergência, consu ltar um especialista.

Recomendações para atendentes de emergências: Equipamento protetor, vide seção 8.

6.2 Precauções ambientais

Não despejar os resíduos no esgoto.

6.3 Métodos e materiais de contenção e limpeza

Cobrir ralos. Recolher, emendar e bombear vazamentos.

Observar as possíveis restrições de material (vide seções 7 e 10).

Absorver em estado seco. Proceder à eliminação de resíduos. Limpeza posterior. Evitar a formação de pós.

No. de catálogo 105669

Nome do produto Brometo de lítio puríss.

6.4 Consulta a outras seções

Indicações sobre tratamento de dejetos, vide seção 13

SEÇÃO 7. Manuseio e armazenamento

7.1 Precauções para manuseio seguro

Recomendações para manuseio seguro

Observar os avisos dos rótulos.

Medidas de higiene

Mudar imediatamente a roupa contaminada. Profilaxia cutânea. Depois de terminar o trabalho, lavar as mãos e a cara.

7.2 Condições para armazenamento seguro, incluindo incompatibilidades

Condições de armazenamento

Herméticamente fechado. Em local seco.

Temperatura recomendada de armazenamento, consulte na etiqueta de produto.

7.3 Utilizações finais específicas

Nenhum uso específico é previsto além dos mencionados na sessão 1.2.

SEÇÃO 8. Controle de exposição e proteção individual

8.1 Parâmetros de controle

Não contém substâncias com valores limites de exposição ocupacional.

8.2 Controles da exposição

Medidas de controle de engenharia

Medidas técnicas e operações de trabalho adequadas devem ter prioridade sobre o uso de equipamento de proteção pessoal.

Vide seção 7.1.

Medidas de proteção individual

As características dos meios de protecção para o corpo devem ser seleccionadas em função da concentração e da quantidade das substâncias tóxicas de acordo com as condições específicas do local de trabalho. A resistência dos meios de protecção aos agentes químicos deve ser esclarecida junto dos fornecedores.

Proteção para a pele/olhos

Óculos de segurança

Proteção das mãos

contacto total:

Substância da luva: Borracha nitrílica

Espessura da luva: 0,11 mm Pausa: > 480 min

contacto com salpicos:

Substância da luva: Borracha nitrílica

Espessura da luva: 0,11 mm Pausa: > 480 min

As luvas de protecção a usar têm que obedecer às especificações da directiva EC 89/686/EEC e do padrão resultante EN374, por exemplo KCL 741 Dermatril® L (contacto total), KCL 741 Dermatril® L (contacto com salpicos).

No. de catálogo 105669

Nome do produto Brometo de lítio puríss.

As ruturas acima descritas foram determinadas pelo KCL em testes de laboratório seg. a EN374 com amostras dos tipos de luvas recomendados.

Esta recomendação aplica-se apenas ao produto descrito na ficha de dados de segurança por nós fornecida bem como para a aplicação especificada. Quando houver dissolução ou mistura com outras substâncias e sob as devidas condições houver desvios aos descritos na EN374 por favor contactar o fornecedor de luvas com marcação CE (ex: KCL GmbH, D-36124 Eichenzell, Internet: www.kcl.de).

Proteção respiratória

necessário em caso de formação de pós.

Controles de riscos ambientais

Não despejar os resíduos no esgoto.

SEÇÃO 9. Propriedades físicas e químicas

9.1 Informações sobre propriedades físico-químicas básicas

Estado físico sólido

Cor branco

Odor inodoro

Limite de Odor Não existem informações disponíveis.

pH 7

em 100 g/l

Ponto de fusão ca. 547 °C

Ponto/intervalo de ebulição ca. 1.265 °C

Ponto de fulgor Não existem informações disponíveis.

Taxa de evaporação Não existem informações disponíveis.

Inflamabilidade (sólido, gás) Não existem informações disponíveis.

Limite inferior de explosividade Não existem informações disponíveis.

Limite superior de explosividade Não existem informações disponíveis.

Pressão do vapor Não existem informações disponíveis.

Densidade relativa do vapor Não existem informações disponíveis.

Densidade 3,46 g/cm³

em 25 °C

Densidade relativa Não existem informações disponíveis.

Solubilidade em água em 20 °C

solúvel

No. de catálogo 105669

Nome do produto Brometo de lítio puríss.

Coeficiente de partição (n-

Temperatura de auto-ignição

octanol/água)

Não existem informações disponíveis.

Não existem informações disponíveis.

Temperatura de decomposição Não existem informações disponíveis.

Viscosidade, dinâmica Não existem informações disponíveis.

Riscos de explosão Não existem informações disponíveis.

Propriedades oxidantes Não existem informações disponíveis.

9.2 Outras informações

não

SEÇÃO 10. Estabilidade e reatividade

10.1 Reatividade

Vide seção 10.3.

10.2 Estabilidade química

O produto é quimicamente estável em condições ambientes padrão (temperat ura ambiente).

10.3 Possibilidade de reações perigosas

Reacções violentas são possiveis com:

Acidos fortes

10.4 Condições a serem evitadas

não existem indicações

10.5 Materiais incompatíveis

não existem indicações

10.6 Produtos de decomposição perigosa

em caso de incêndio: vide o capítulo 5°.

SEÇÃO 11. Informações toxicológicas

11.1 Informações sobre efeitos toxicológicos

Toxicidade aguda oral

DL50 Ratazana: 1.800 mg/kg

(RTECS)

absorção

Toxicidade aguda inalatória

Esta informação não está disponível.

Toxicidade aguda dérmica

Esta informação não está disponível.

Irritação da pele

Esta informação não está disponível.

No. de catálogo 105669

Nome do produto Brometo de lítio puríss.

Irritação nos olhos

Esta informação não está disponível.

Sensibilização

Esta informação não está disponível.

Mutagenicidade em células germinativas

Esta informação não está disponível.

Carcinogenicidade

Esta informação não está disponível.

Toxicidade à reprodução

Esta informação não está disponível.

Teratogenicidade

Esta informação não está disponível.

Toxicidade sistêmica de órgão-alvo específico - exposição única

Esta informação não está disponível.

Toxicidade sistêmica de órgão-alvo específico - exposição repetida

Esta informação não está disponível.

Risco de aspiração

Esta informação não está disponível.

11.2 Informações complementares

Se ingerido

Aos compostos de lítio em geral aplica-se o seguinte: quando manuseados e usados inadequadamente, a absorção de grandes quantidades provoca alterações do sistema nervoso central, agitação, espasmos, ataxia (diminuição da coordenação motora) devida ao desequilíbrio electrolítico.

Dados adicionais:

Outras propriedades perigosas não podem ser excluídas.

Manusear de acordo com as boas práticas industriais de higiene e segurança.

SEÇÃO 12. Informações ecológicas

12.1 Toxicidade

Não existem informações disponíveis.

12.2 Persistência e degradabilidade

Não existem informações disponíveis.

12.3 Potencial bioacumulativo

Não existem informações disponíveis.

12.4 Mobilidade no solo

Não existem informações disponíveis.

12.5 Resultados da avaliação PBT e vPvB

Avaliação de PBT/vPvB não realizada uma vez que a avaliação de segurança química não é exigida/não foi realizada.

12.6 Outros efeitos adversos

Informações ecológicas adicionais

Não temos dados quantitativos relativos aos efeitos ecológicos deste produto.

Informações complementares sobre a ecologia

A descarga no meio ambiente deve ser evitada.

No. de catálogo 105669

Nome do produto Brometo de lítio puríss.

SEÇÃO 13. Considerações sobre tratamento e disposição

Métodos de tratamento de resíduos

Os dejetos devem ser descartados em conformidade com regulamentações nacionais e locais. Mantenha as substâncias químicas em seus recipientes originais. Não misturar com outros dejetos. O manuseio de recipientes sujos deve ser realizado da mesma forma que o do produto em si.

Para processos relacionados à devolução de substâncias químicas e recipi entes, vide www.retrologistik.com ou entre em contato conosco em caso de dúvidas.

As frases de perigo e de precaução apresentadas no rótulo também se aplicam a qualquer resíduo deixado na embalagem. A disposição não controlada ou reciclagem desta embalagem não é permitida e pode ser perigosa.

Deve ser incinerado em instalação de incineração adequada pelas autoridades competentes.

SEÇÃO 14. Informações sobre transporte

Transporte terrestre (ADR/RID)

14.1 - 14.6 Produto não perigoso segundo o regulamento de transporte.

Transporte fluvial (ADN)

Não relevante

Transporte aéreo (IATA)

14.1 - 14.6 Produto não perigoso segundo o regulamento de transporte.

Transporte marítimo (IMDG)

14.1 - 14.6 Produto não perigoso segundo o regulamento de transporte.

14.7 Transporte em massa de acordo com o Anexo II de MARPOL 73/78 e do Código IBC

Não relevante

SEÇÃO 15. Regulamentações

15.1 Normas de segurança, saúde e ambientais específicas para a substância ou mistura

Legislação nacional

Classe de armazenagem 10 - 13

15.2 Avaliação de segurança química

Não foi realizada uma avaliação de segurança química conforme a regulame ntação UE REACH Nº 1907/2006 para este produto.

SEÇÃO 16. Outras informações

Texto completo das Declarações H mencionadas nas seções 2 e 3.

H302 Nocivo se ingerido.

Texto das frases-R referidas nos títulos 2 e 3

R22 Nocivo por ingestão.

No. de catálogo 105669

Nome do produto Brometo de lítio puríss.

Recomendação de treinamento

Proporcione informações, instruções e treinamento adequados para os operadores.

Rotulagem

Pictogramas de risco



Palavra de advertência Atenção

Frases de perigo H302 Nocivo se ingerido.

Rotulagem (67/548/CEE ou 1999/45/CE)

Símbolo(s): Xn Nocivo

R - Frase(s) 22 Nocivo por ingestão.

N° CE 231-439-8

Legenda das abreviações e acrônimos

As abreviaturas e acrônimos utilizados podem ser consultados em http://w ww.wikipedia.org.

As indicações baseiam-se no nível actual dos nossos conhecimentos e servem para a caracterização do produto no que se refere às medidas de segurança a tomar. Estas indicações não implicam qualquer garantia de propriedades do produto descrito.