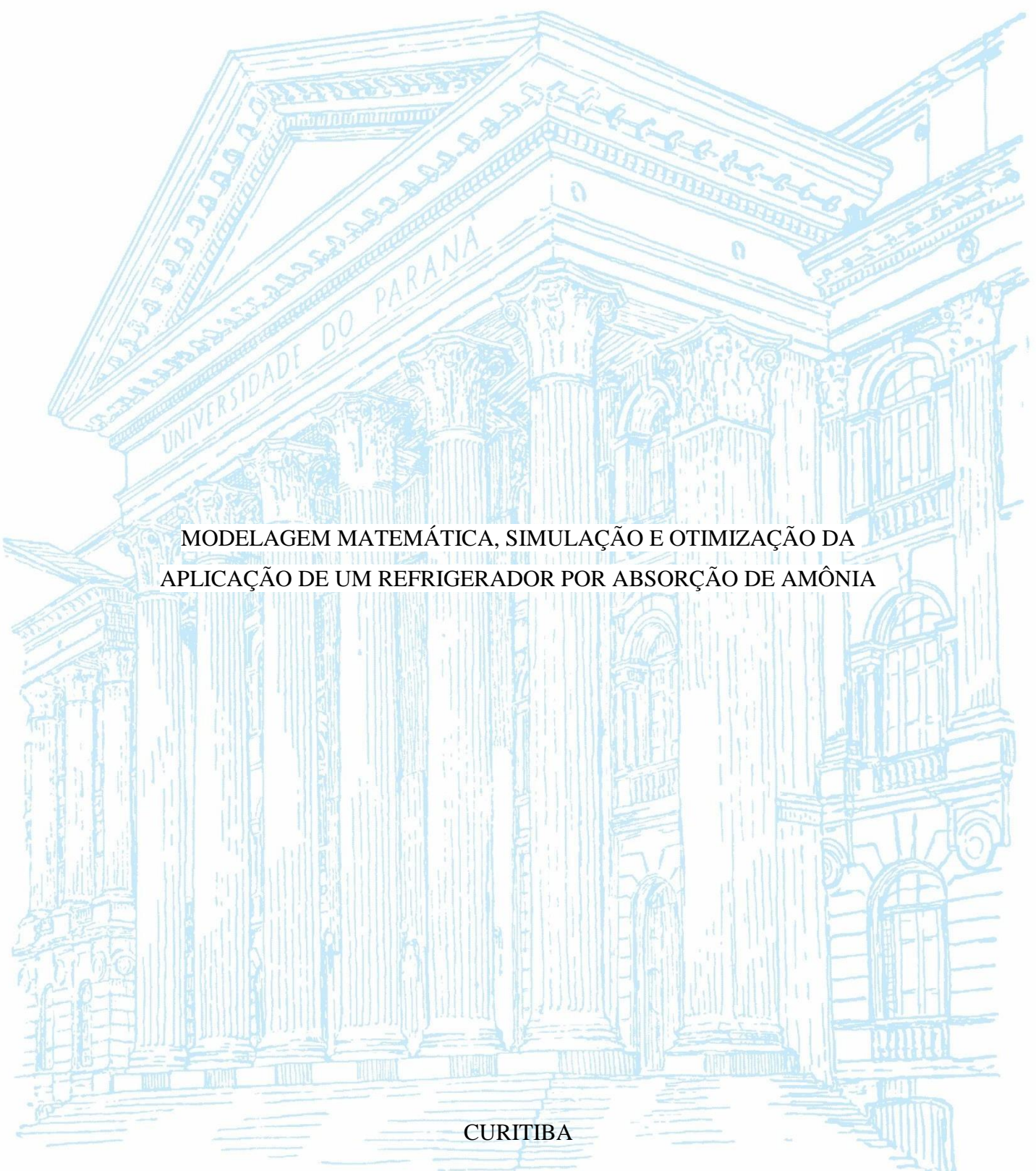


UNIVERSIDADE FEDERAL DO PARANÁ

FLÁVIO JÚNIOR SANTIAGO SILVA



MODELAGEM MATEMÁTICA, SIMULAÇÃO E OTIMIZAÇÃO DA
APLICAÇÃO DE UM REFRIGERADOR POR ABSORÇÃO DE AMÔNIA

CURITIBA

2022

FLÁVIO JÚNIOR SANTIAGO SILVA

MODELAGEM MATEMÁTICA, SIMULAÇÃO E OTIMIZAÇÃO DA
APLICAÇÃO DE UM REFRIGERADOR POR ABSORÇÃO DE AMÔNIA

Dissertação apresentada como requisito parcial à obtenção do grau de Mestre em Engenharia e Ciência dos Materiais, no Curso de Mestrado do Programa de Pós-Graduação em Engenharia e Ciência dos Materiais (Área de Concentração: Energia Renovável e Não Renovável), Setor de Tecnologia, da Universidade Federal do Paraná.

Orientador: Prof. PhD. André Bellin Mariano

Coorientador: Dr.º Welligton Balmant

CURITIBA

2022



TERMO DE APROVAÇÃO

Os membros da Banca Examinadora designada pelo Colegiado do Programa de Pós-Graduação ENGENHARIA E CIÊNCIA DOS MATERIAIS da Universidade Federal do Paraná foram convocados para realizar a arguição da Dissertação de Mestrado de **FLÁVIO JÚNIOR SANTIAGO SILVA** intitulada: **MODELAGEM MATEMÁTICA, SIMULAÇÃO E OTIMIZAÇÃO DA APLICAÇÃO DE UM REFRIGERADOR POR ABSORÇÃO DE AMÔNIA**, sob orientação do Prof. Dr. ANDRE BELLIN MARIANO, que após terem inquirido o aluno e realizada a avaliação do trabalho, são de parecer pela sua APROVAÇÃO no rito de defesa.

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

CURITIBA, 11 de Março de 2022.

Assinatura Eletrônica

18/03/2022 10:17:12.0

ANDRE BELLIN MARIANO

Presidente da Banca Examinadora

Assinatura Eletrônica

21/03/2022 14:57:58.0

LUIZ ALBERTO DE OLIVEIRA ROCHA

Avaliador Externo (UNIVERSIDADE DO VALE DO RIO DOS SINOS)

Assinatura Eletrônica

18/03/2022 11:03:47.0

JOSE VIRIATO COELHO VARGAS

Avaliador Interno (UNIVERSIDADE FEDERAL DO PARANÁ)

O trabalho duro ganha do talento,
quando o talento não trabalha duro.
(Kevin Durant).

AGRADECIMENTOS

Primeiramente ao grande criador do universo, por me permitir chegar até aqui. toda honra e toda glória seja dada somente a Ele.

Aos meus pais, Edileusa e Vicente (*in memoriam*), ao meus irmãos Fábio, Fabrício, e Patrícia, aos meus amigos Jonathan e Mayra Campos por todo suporte emocional, financeiro e carinho durante toda essa jornada.

Ao Núcleo de Pesquisa e Desenvolvimento de Energia Autossustentável por todas as oportunidades, bem como a estrutura oferecida, o qual foi minha segunda casa e em especial aos colegas e amigos que fiz durante esse período no NPDEAS, obrigado por toda ajuda durante o mestrado.

Ao meu orientador, Prof.º Dr. André Bellin Mariano por ter me aceitado como orientando, ao meu Coorientador Dr. Wellington Balmant, e ao caríssimo Prof.º Dr. José Vargas, muito obrigado por todo conhecimento, paciência, e também pela oportunidade em podermos trabalhar juntos.

Agradeço também à Fundação Araucária, pelo auxílio financeiro. À Universidade Federal do Paraná na qual tenho maior orgulho em ter realizado o mestrado e ao Programa de pós-graduação em Engenharia e Ciência dos Materiais - PIPE pela oportunidade em cursar a pós-graduação. Gratidão por tudo!

Dedico este trabalho aos meus pais,
Edileusa e Vicente (*in memoriam*).
Ao meus irmãos Fábio, Patrícia e
Fabrício, também aos meus
sobrinhos Felipe, Fabiana, Kyra e
Tácio. Amo vocês.

RESUMO

Atualmente muitas pesquisas têm se voltado para redução do consumo de energia elétrica bem como pela diminuição do impacto ambiental. O consumo de energia elétrica de sistemas de refrigeração representam cerca de 30% nos setores comercial, residencial e industrial no Brasil quando equiparado a outros subsetores. Com base neste cenário o sistema de refrigeração por absorção se mostra uma alternativa promissora em poder utilizar energia térmica proveniente de fontes renováveis como rejeitos térmicos. Além de utilizarem fluidos de trabalho com baixo impacto ambiental em comparação aos sistemas tradicionais de refrigeração, e com isso tornar os refrigeradores por absorção, comercialmente competitivos tanto econômico quanto termodinamicamente. Esta dissertação apresenta uma modelagem matemática de um sistema de refrigeração por absorção para simular a climatização de dois ambientes no Núcleo de Pesquisa e Desenvolvimento de Energia Autossustentável da Universidade Federal do Paraná. Para isso, o desenvolvimento das equações matemáticas do modelo foram baseadas na aplicação dos princípios de conservação de massa e energia em regime transiente para os componentes refrigerador, reservatório, fancoletes e os ambientes, onde cada da componente foi modelado como um simples volume de controle. Após o modelo matemático desenvolvido, foi elaborado um código computacional em linguagem Fortran[®]90 afim obter respostas em caráter numérico para cada volume de controle e assim realizar análises em funções dos parâmetros do sistema. O modelo matemático resultou em um sistema de equações diferenciais ordinárias (EDO's) que foi resolvido através da integração no tempo com o auxílio do método de Runge-Kutta-Fehlberg de 4^a/5^a ordem e interagindo, simultaneamente. Como resultados, esta dissertação resultou os perfis de temperatura dos fluidos térmicos de cada volume de controle, sendo os espaços resfriados tendo temperatura de entrada, VC₄ (-16 °C) e VC₆ (- 6 °C), o tempo de resfriamento de cada ambiente visto que a maioria entrou em regime permanente após 2000s, COP para um espaço climatizado de 0,54 (COP = 0,54) e para dois espaços COP de 0,25 (COP = 0,25), e também foram realizadas otimizações em alguns parâmetros em função do coeficiente de performance, e assim avaliar a influência de demais parâmetros em função da operação do sistema pela simulação em Fortran. Dessa forma, é possível concluir que o modelo matemático proposto pode ser utilizado como uma ferramenta útil para a simulação em diferentes condições de operação, controle e, assim evitar problemas futuros na instalação do sistema em ambientes, além de realizar análises para otimizações dos principais componentes de um sistema de refrigeração por absorção.

Palavras-chave: Modelagem matemática, Simulação Computacional, Refrigeração por absorção de Amônia.

ABSTRACT

Currently, many types of research have focused on reducing electricity consumption as well as reducing environmental impact. The electricity consumption of refrigeration systems represents about 30% in the commercial, residential and industrial sectors in Brazil when compared to other subsectors. Based on this scenario, the absorption refrigeration system is a promising alternative in being able to use thermal energy from renewable sources as thermal waste. In addition to using working fluids with low environmental impact compared to traditional refrigeration systems, and thus making absorption refrigerators commercially competitive both economically and thermodynamically. This dissertation presents mathematical modeling of an absorption refrigeration system to simulate the air conditioning of two environments at the Research and Development Center for Self-Sustainable Energy at the Federal University of Pará. For this, the development of the mathematical equations of the model was based on the application of the principles of conservation of mass and energy in a transient regime for the components refrigerator, reservoir, fan coil, and environments, where each component was modeled as a simple control volume. After the mathematical model was developed, a computational code was developed in Fortran[®]90 language in order to obtain numerical answers for each control volume and thus perform analyzes in functions of the system parameters. The mathematical model resulted in a system of ordinary differential equations (ODEs) that was solved by integrating in time with the help of the Runge-Kutta-Fehlberg method of 4th/5th order and interacting, simultaneously. As a result, this dissertation resulted in the temperature profiles of the thermal fluids of each control volume, the spaces being cooled with the inlet temperature, CV₄ (-16 °C) and CV₆ (- 6 °C), the cooling time of each environment seen that the majority entered steady-state after 2000 s, COP for one air-conditioned space of 0.54 (COP = 0.54) and for two spaces COP of 0.25 (COP = 0.25), and optimizations were also performed in some parameters as a function of the coefficient of performance, and thus evaluate the influence of other parameters as a function of the system's operation through the Fortran simulation. In this way, it is possible to conclude that the proposed mathematical model can be used as a useful tool for simulation in different conditions of operation, control and, thus, avoid future problems in the installation of the system in environments, in addition to performing analyzes for optimization of the main components. of an absorption refrigeration system.

Keywords: Mathematical modeling, Computer Simulation, Ammonia absorption refrigeration.

LISTA DE FIGURAS

FIGURA 1 - Consumo de Energia Elétrica por Setores no Brasil.....	15
FIGURA 2 - Consumo de Energia Elétrica por Setores nos EUA.....	16
FIGURA 3 - Consumo de Energia Elétrica por Subsetores nos EUA.....	17
FIGURA 4 - Plano de Expansão de Energia 2021 - 2030.....	18
FIGURA 5 - Protótipos Construídos pelo NPDEAS -UFPR.....	19
FIGURA 6 - Ciclo Básico do Sistema de Refrigeração por Absorção.....	22
FIGURA 7 - Funcionamento do Sistema de Refrigeração Por Absorção.....	23
FIGURA 8 - Imagem do Refrigerador – ROBUR.....	24
FIGURA 9 - Número de Publicações Sobre Refrigeração por Absorção.....	26
FIGURA 10 - Publicações Sobre Modelagem Matemática para SRA.....	28
FIGURA 11 - Planta Humanizadas do 1º piso do NPDEAS.....	40
FIGURA 12 - Laboratório de Energia - Cálculo de Carga Térmica.....	41
FIGURA 13 - Esquema de Operação do Sistema.....	42
FIGURA 14 - Vista de Cima de Operação do Sistema.....	42
FIGURA 15 - Carga térmica dos Ambientes em Kw/h.....	54
FIGURA 16 - Temperatura de Entrada do Fluido Térmico no VC ₁	55
FIGURA 17 - Tempo que Temperatura Alcança o Regime Permanente no VC ₁	56
FIGURA 18 - Tempo que Temperatura Alcança o Regime Permanente no VC ₂	57
FIGURA 19 - Tempo que Temperatura Alcança o Regime Permanente no VC ₃	57
FIGURA 20 - Tempo que Temperatura Alcança o Regime Permanente no VC ₄	58
FIGURA 21 - Análise Paramétrica em Função da Vazão Mássica do Fancolete.....	59
FIGURA 22 - Variação do Volume do Reservatório.....	59
FIGURA 23 - Capacidade de Climatização do Refrigerador.....	60
FIGURA 24 - Carga Máxima em Função do Tempo da Temperatura VC ₁	61
FIGURA 25 - Carga Máxima em Função do Tempo da Temperatura VC ₂	61
FIGURA 26 - Carga Máxima em Função do Tempo das Temperatura VC ₃	62
FIGURA 27 - Carga Máxima em Função do Tempo das Temperatura VC ₄	62
FIGURA 28 - Análise Paramétrica em Função da Vazão do Fancolete.....	63
FIGURA 29 - Temperatura dos Volumes de Controle na Sala 2.....	64
FIGURA 30 - Temperatura do VC ₁ em Função do Tempo da Sala 2.....	65
FIGURA 31 - Temperatura do VC ₂ em Função do Tempo da Sala 2.....	65
FIGURA 32 - Temperatura do VC ₅ em Função do Tempo na Sala 2.....	66
FIGURA 33 - Temperatura do VC ₆ em Função do Tempo de Resfriamento na Espaço 2.....	66
FIGURA 34 - Vazão mássica do fancolete para fração 0,2% em função do COP.....	67

FIGURA 35 - Vazão Mássica do Fancolete para 0,5% em Função do COP.....	67
FIGURA 36 - Vazão Mássica do Fancolete para 0,7% em Função do COP.....	68
FIGURA 37 - Capacidade de Resfriamento do Refrigerador no Ambiente 2.....	69
FIGURA 38 - Temperatura do VC ₅ em Função do Tempo.....	70
FIGURA 39 - Temperatura do VC ₆ em Função do Tempo.....	70
FIGURA 40 - Otimização da Vazão Mássica do Fancolete para Carga Máxima.....	71

LISTA DE TABELAS

TABELA 1: Dados técnicos do refrigerador ROBUR.....	24
TABELA 2: Trabalhos científicos consultados sobre aplicação da modelagem e simulação de refrigeradores por absorção em ambientes.....	35
TABELA 3: Características específicas dos trabalhos científicos sobre aplicação da modelagem e simulação de refrigeradores por absorção para climatização de ambientes.....	36
TABELA 4: Parâmetros de entrada para simulação do modelo.....	51
TABELA 5: Carga Térmica Referente a Sala 1.....	53
TABELA 6: Carga Térmica Referente a Sala 2.....	54

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

COP - Coeficiente de Performance

EDO – Equação Diferencial Ordinária

EPE – Empresa de Pesquisa Energética

EUA – Estados Unidos da América

GLP – Gás Liquefeito de Petróleo

H₂O – Água

HC - Hidrocarboneto

HCH -Hidrofluorcarboneto

HVAC - Aquecimento, Ventilação e Condicionador de Ar

NPDEAS – Núcleo de Pesquisa e Desenvolvimento de Energia Autossustentável

UFPR – Universidade Federal do Paraná

PDE – Plano de Expansão Decenal

SRA – Sistema de Refrigeração por Absorção

TEP – Tonelada Equivalente a Petróleo

LISTA DE SÍMBOLOS

\dot{m}	- Vazão Mássica (Kg/s)
\dot{Q}	- Taxa de transferência de calor (kW)
A	- Área da Sala (m ²)
CV_{ar}	- Calor Constante do Ar (J.kg ⁻¹ .K ⁻¹)
C_w	- Calor Específico da Água (J.kg ¹ .K ⁻¹)
T	- Temperatura do ambiente (°C)
U	- Coeficiente Global (W/m ² K)
V	- Volume (m ³)
ρ	- Densidade (kg/m ³)
t	- Tempo (s)

SUBSCRITOS

a	- Ambiente
ar	- Ar
f	- Fancolete
H ₂ O	- Água
r	- Refrigerador
re	- Reservatório
s	- Sala
st	- Saturação
w	- Água

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO15
1.1	MOTIVAÇÃO15
1.2	ESTRUTURA DA DISSERTAÇÃO16
2	REVISÃO20
2.1	REFRIGERAÇÃO.....	..20
2.2	REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO21
2.3	REFRIGERADOR ROBUR GAHP – W “LB”23
2.4	MODELAGEM E SIMULAÇÃO DA APLICAÇÃO DE REFRIGERADORS26
2.5	ESTADO DA ARTE.....	..27
2.6	DESAFIOS EXISTENTES NA ÁREA38
2.7	OBJETIVOS.....	..38
2.7.1	Objetivo Geral38
2.7.2	Objetivos Específicos38
3	MATERIAIS E MÉTODOS.....	..40
3.1	Descrição dos ambientes do NPDEAS.....	..40
3.1.1	Ambiente 1.....	..41
3.1.2	Ambiente 2.....	..41
3.2	CÁLCULO DE CARGA TÉRMICA.....	..41
3.3	MODELO MATEMÁTICO DO SISTEMA DE CONDICIONAMENTO DE AR42
3.3.1	Definição do problema físico42
3.3.2	Hipóteses Simplificadoras44
3.3.3	Modelagem matemática dos volumes de controle do sistema.....	..44
3.3.3.1	Volume de controle 1 ROBUR.....	..44
3.3.3.2	Volume de Controle 2 Reservatório.....	..45

3.3.3.3	Volume de Controle 3 – Fancolete 1.....	47
3.3.3.4	Volume de Controle 4 - Sala 1.....	48
3.3.3.5	Volume de Controle 5 - Fancolete 2.....	49
3.3.3.6	Volume de Controle 6 - Sala 2.....	50
3.4	Parâmetros de entrada do modelo matemático para simulação.....	51
3.5	Método Numérico.....	52
3.6	Análise Paramétrica.....	52
4	RESULTADOS E DISCUSSÕES	53
4.1	CARGA TÉRMICA DOS AMBIENTES	53
4.1.1	Ambiente 1.....	53
4.1.2	Ambiente 2.....	54
4.2	SIMULAÇÃO DA APLICAÇÃO DO REFRIGERADOR NOS AMBIENTES.....	55
4.2.1	Aplicação do refrigerador para um ambiente.....	57
4.2.2	Aplicação do refrigerador para dois ambiente.....	64
5	CONSIDERAÇÕES FINAIS.....	72
5.1	CONCLUSÕES.....	72
5.2	SUGESTÕES DE TRABALHOS FUTUROS.....	74
	REFERÊNCIAS.....	75

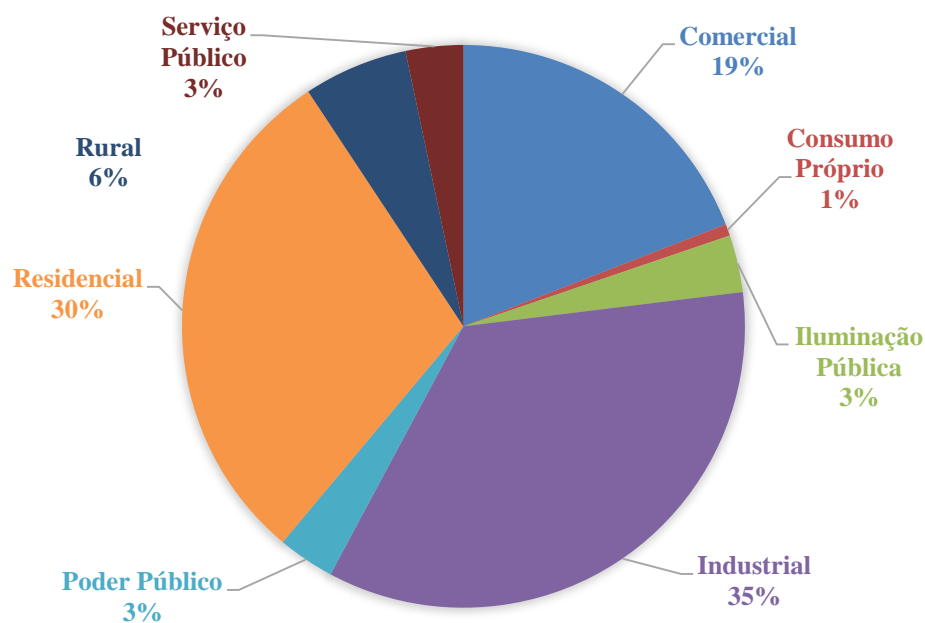
1 INTRODUÇÃO

Neste capítulo será apresentada a motivação para a realização e desenvolvimento desta dissertação de Mestrado e posteriormente, a estrutura em que o trabalho será apontado nos capítulos seguintes.

1.1 MOTIVAÇÃO

Atualmente muitas pesquisas têm avançado em busca de soluções para utilização de energias renováveis. Acredita-se que até 2050, 85% dos setores brasileiros utilizarão energia sustentável como única fonte de energia elétrica. Entre estes setores, destacam-se os setores industrial, comercial e residencial, pois segundo dados do balanço energético nacional de 2021, ano base 2020, realizado pela Empresa de Pesquisa Energética (EPE) vinculada ao Ministério de Minas e Energia, esses setores respondem por 84% do consumo de energia elétrica consumida no ano passado no Brasil. A indústria lidera o consumo com cerca de 35% do consumo total, seguido pelo setor residencial (30%) e setor comercial (19%), conforme é apresentado na figura 1.

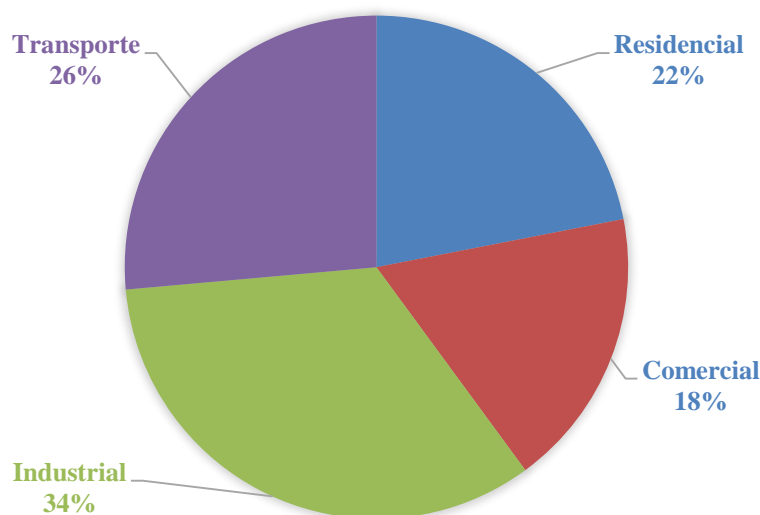
FIGURA 1: CONSUMO DE ENERGIA ELÉTRICA POR SETORES NO BRASIL



FONTE: Autor (2022).

O mesmo balanço energético foi analisado em relação aos últimos 5 anos, o qual exibiu valores semelhantes do apresentado na figura 1, ou seja, desde então, estes setores foram os que mais utilizam energia no Brasil. Em relação ao ano de 2020, os setores residencial e industrial foram os que mais consumiram energia elétrica em comparação ao setor comercial que obteve uma diminuição no seu consumo, devido ao fato da pandemia do novo coronavírus SARS-CoV2/Covid19 desde março de 2020 no Brasil, devido ao maior tempo de permanência domiciliar.

FIGURA 2: CONSUMO DE ENERGIA ELÉTRICA POR SETORES NOS EUA



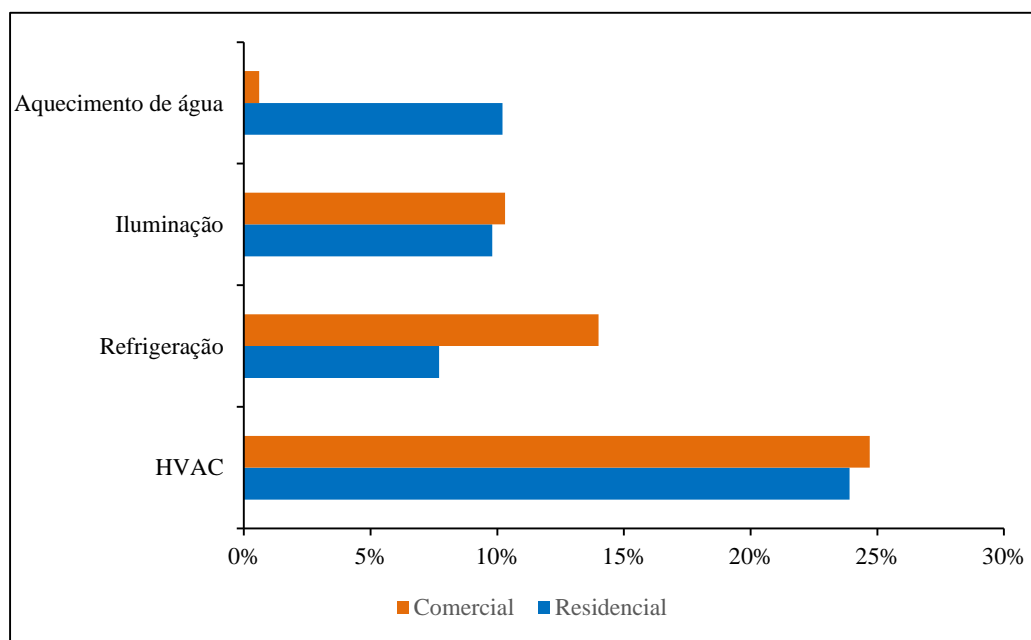
FONTE: Autor (2022).

Na Figura 2, também foi realizada uma análise sobre o consumo de energia elétrica no ano de 2021 - ano base 2020, na maior potência do mundo, os Estados Unidos da América (EUA), a qual é apresentado este consumo por setores semelhantes aos setores brasileiros, sendo liderada pelo alto consumo da indústria (34%) , setor comercial (22%), o setor residencial (18%) e do setor de transportes (26%).

Na figura 3, é exibido o consumo de energia elétrica dos subsectores dos setores mencionados anteriormente, de acordo com seu nível de consumo. No setor residencial o consumo de refrigeradores foi de 7,7% e HVAC (*Heating, ventilating and air conditioning*) 23,9%, já no setor comercial o consumo em refrigeradores foi de 14% e HVAC com 24,7%. Com isso observa-se o impacto significativo que tais sistemas possuem na matriz energética do país. Em relação ao setor industrial dos EUA, o consumo de energia elétrica pelos

subsetores de HVAC e refrigeração variam de acordo com o tipo de indústria, mas estima-se que cerca de 10% do consumo é produto desses setores. Assim, analisando todos os percentuais citados, os subsetores de HVAC e Refrigeração, somados, equivalem cerca de 31,60% no setor residencial e 38,70% no setor comercial do consumo de energia elétrica total nos EUA, respectivamente.

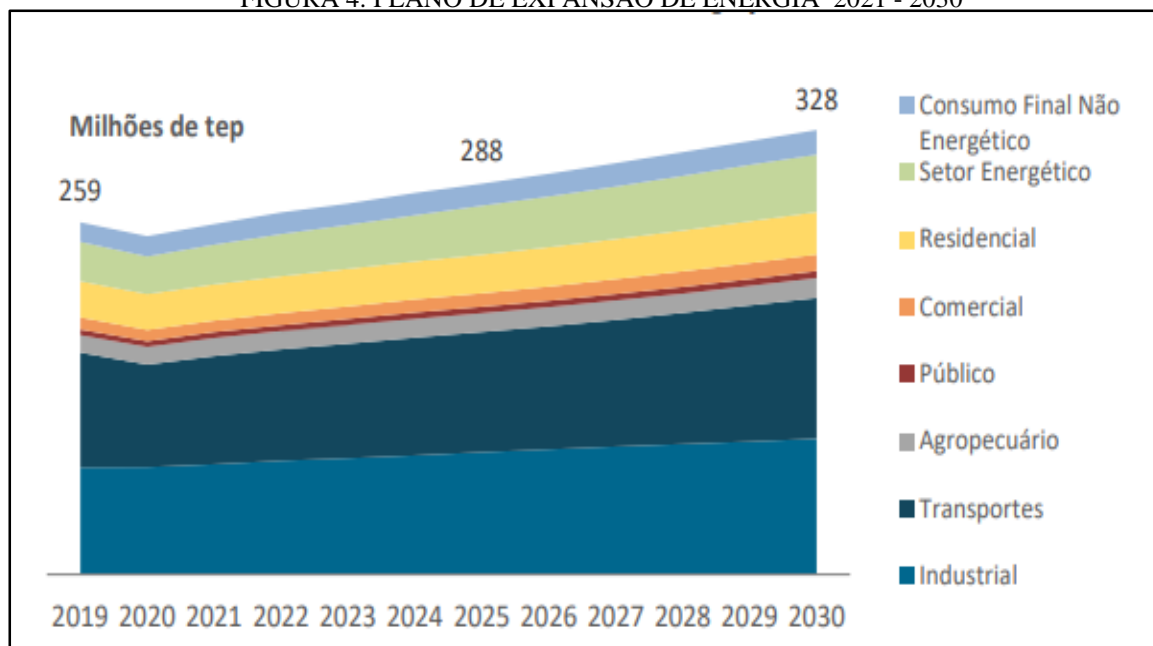
FIGURA 3: CONSUMO DE ENERGIA ELÉTRICA POR SUBSETORES NOS EUA



FONTE: Autor (2021).

Ainda de acordo com a empresa de pesquisa energética vinculada ao Ministério de Minas e Energia do Brasil, nos últimos anos houve um crescimento no consumo de energia elétrica de 1,8%, o qual prevê uma aceleração de 2,6% no segundo quinquênio entre o período de 2021 para 2030. Para suprir este aumento do consumo de energia elétrica no Brasil, o Ministério Minas e Energia desenvolveu um Plano de Expansão (PDE 2030) de geração de energia 2021 - 2030, que estima uma ampliação de 259 para 328 milhões de toneladas equivalente a petróleo (TEP) para geração de energia no país. Além desta previsão de expansão, o PDE destina-se também à geração de energia renovável por meio de iniciativas em energia solar e eólica. Porém, ainda assim, estará longe de atingir em 2030 os patamares observados em países desenvolvidos necessários para atender a demanda do país e principalmente por ainda ter investimentos voltados para a exploração de energia não renovável (Figura 4).

FIGURA 4: PLANO DE EXPANSÃO DE ENERGIA 2021 - 2030



FONTE: Empresa de Pesquisa Energética (2021).

Atualmente, muitos estudos e pesquisas buscam uma maneira de reduzir o consumo de energia elétrica mundial sem afetar a eficiência e a qualidade dos sistemas (SOUSA 2020). Assim, dentro deste contexto os sistemas de refrigeração por absorção oferecem uma alternativa promissora em poder utilizar rejeitos térmicos como fonte de energia para funcionamento do sistema, diferente dos sistemas tradicionais de refrigeração que utilizam basicamente energia elétrica para o funcionamento do mesmo. Além disso, os sistemas de refrigeração por absorção utilizam fluidos de trabalho que não degradam tanto o ambiente, reduzindo assim o impacto ambiental que os sistemas convencionais de refrigeração causam. Assim, pode-se reduzir de forma significativa esse consumo de energia elétrica, como a diminuição de impactos ambientais, e com grandes possibilidades da utilização de fontes de energias de baixo custo, bem como conseguir disseminar a tecnologia e ademais de gerar um grande interesse pela comunidade científica em relação a esse sistema. Apesar de ser uma tecnologia consolidada, hoje no Brasil, ainda existem poucos estudos especificamente na área dos sistemas de refrigeração por absorção.

Nesse contexto, o NPDEAS da UFPR têm direcionado estudos sobre os sistemas de refrigeração por absorção com enfoque na produção sustentável. O grupo tem atuado diretamente com parcerias com o setor privado, possibilitando subsidiar projetos de pesquisa, incluindo o desenvolvido no presente trabalho de mestrado. A tecnologia desenvolvida está relacionada a dois protótipos de refrigeração por absorção (Figura 5), no qual buscam torná-los

mais eficientes energeticamente e viável para ser comercializado.

FIGURA 5: PROTÓTIPOS CONSTRUÍDOS PELO NPDEAS – UFPR



FONTE: Vargas et. al. (2012).

1.2 ESTRUTURA DA DISSERTAÇÃO

No Capítulo 1 foi apresentada a contextualização e motivação para o desenvolvimento desta dissertação.

O Capítulo 2 traz uma revisão bibliográfica sobre os conceitos fundamentais do sistema em estudo e o estado da arte sobre modelagem e simulação da aplicação de refrigeradores por absorção de amônia para climatização de ambientes, assim como os desafios existentes na área com base nos trabalhos e artigos consultados nos últimos 10 anos. Ainda no Capítulo 2, utilizando como base os desafios a serem vencidos na área, define-se o objetivo geral do trabalho e os objetivos específicos para atingi-los.

No Capítulo 3 será descrita a metodologia utilizada para se atingir os objetivos específicos apresentados no Capítulo 2.

O Capítulo 4 descreve e discute os resultados numéricos obtidos a partir do modelo matemático e simulações desenvolvidas para a aplicação do refrigerador.

No Capítulo 5 são apresentadas as conclusões desse estudo, assim como sugestões para trabalhos futuros. E por fim, são apresentadas todas as referências usadas que norteiam e embasam cientificamente o desenvolvimento desta Dissertação.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Neste capítulo será apresentada a fundamentação teórica sobre os conceitos básicos do sistema de refrigeração tradicional (por compressão de vapor) e a tecnologia da refrigeração por absorção de amônia, como também os outros tipos de refrigeradores. Também será mostrado o estado da arte em relação a modelagem matemática e simulação da aplicação de sistemas de refrigeração para climatização. Além disso, serão apresentados os desafios existentes nesta área, o objetivo geral e os objetivos específicos desta Dissertação.

2.1 REFRIGERAÇÃO

A refrigeração é definida como a arte ou a ciência relacionada a transferência contínua de energia térmica com o objetivo de resfriar sistemas para temperaturas inferiores às disponíveis em um determinado local e instante (GOSNEY, 1982).

Na história da humanidade, o clima é um importante fator a ser considerado, pois desde o início o ser humano buscava formas para se proteger do frio e do calor, buscando o conforto térmico e o bem-estar. Com isso é sabido que a necessidade de ambientes climatizados se tornou imprescindível para o funcionamento de diversos segmentos de atuação como prédios comerciais, indústrias, hospitais, supermercados, farmácias, entre tantos outros. O uso de sistemas de climatização em ambientes contribui para saúde, produtividade e garantia dos processos realizados em determinados ambientes, sendo indispensável no dia a dia da sociedade, assim nota-se a importância da refrigeração.

Na pandemia do novo Coronavírus – SARS-CoV-2 (Covid-19), a qual o mundo vivencia desde dezembro de 2019 até os dias atuais, onde desde então buscava-se por uma solução que fosse capaz de interferir no aumento de infecções causadas pelo vírus, e após várias pesquisas, surgiram algumas vacinas. Dentro deste contexto destaca-se a grande importância da refrigeração para o armazenamento dos imunizantes. Segundo o Ministério da Saúde em que segue o plano de conservação das vacinas, onde cada tipo de vacina que está liberada ou em testes para a pandemia necessita de um tipo de refrigeração para manter-se intacta e ideal para a imunização da população. Essa é uma característica essencial para manter a saúde e a garantia de sucesso da prevenção “imunobiológica”.

Hoje os sistemas de refrigeração mais conhecidos são por compressão mecânica de vapor, a refrigeração por absorção, refrigeração a ar, a refrigeração termoelétrica e a

refrigeração termomagnética (HERMES, 2006; MARTINHO, 2013). Sendo o mais comum utilizado para usos domésticos ou industriais, são os sistemas de refrigeração por compressão de vapor, pela sua praticidade, porém com um índice elevado de consumo de energia elétrica. Já os refrigeradores por absorção possuem a vantagem de utilizar uma fonte de energia não elétrica, garantindo uma flexibilidade ao projetista/proprietário/operador (HEROLD; RADERMACHER; KLEIN, 2016). Ou seja, esse tipo de refrigerador se destaca justamente devido ao desenvolvimento de novas tecnologias que utilizam outras fontes de energia, como citado anteriormente (ADEWUSI; ZUBAIR, 2004). Vargas et al. (2000) explicam, ainda, que o fato de utilizar fontes de calor de baixo teor, o refrigerador por absorção chama atenção tanto por motivos econômicos como pela atual necessidade de sistemas de refrigeração com baixo impacto ambiental.

2.2- REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO

Acredita-se que o ciclo de absorção seja o mais antigo, sendo o pioneiro entre os ciclos no mundo. Em 1777 o escocês Nairn afirmou que o sistema de refrigeração por absorção teve como seu principal criador o francês Ferdinand Carré, que em 1859 patenteou a primeira máquina de absorção de funcionamento contínuo, utilizando o par amônia-água. Alguns artigos citam que Carré desenvolveu o sistema por absorção durante a Guerra Civil possivelmente para suprimento de gelo natural. O sistema basicamente é alimentado por energia térmica que pode ser obtida por meio do aproveitamento de rejeitos de calor de diversos processos. Algumas fontes de calor podem ser utilizadas como as de energias renováveis: energia solar, calor residual, energia geotérmica, entre outros.

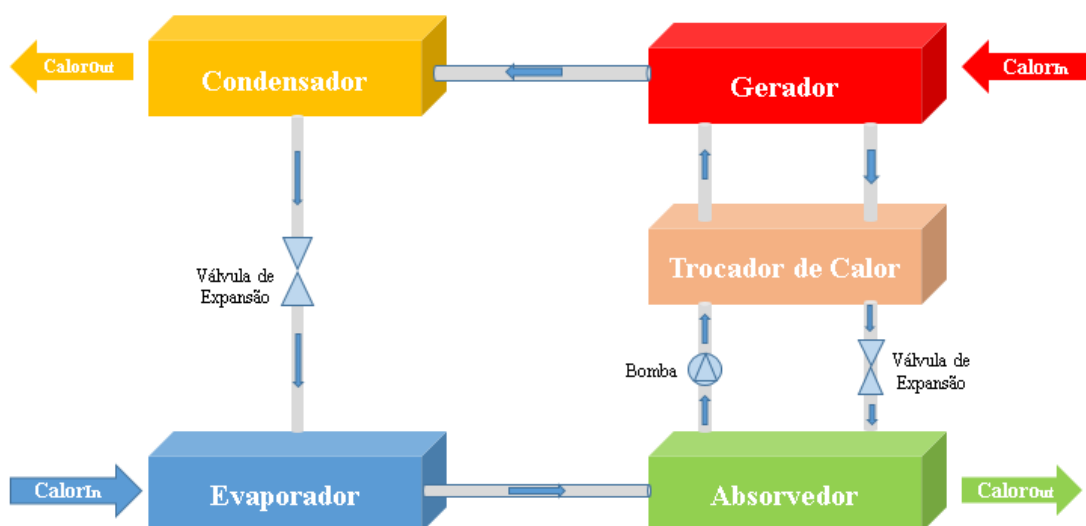
Esse sistema é mais atrativo por ter menor consumo de eletricidade, baixo custo de manutenção e eliminação do uso de clorofluorocarbonos (CFC) e hidroclorofluorocarbonos (HCFC) como refrigerantes. Por definição, esses sistemas usam tecnologia de refrigeração acionada termicamente para explorar o calor de fontes de energia de baixo grau para fins de resfriamento (NIKBAKHT, 2020).

De forma sucinta o refrigerador é composto de um gerador, onde a mistura de amônia refrigerante e água absorvente são aquecidas por um queimador que utiliza gás GLP (Gás Liquefeito de Petróleo) como combustível. No gerador o vapor de amônia é separado da água, mas uma pequena fração de vapor de água permanece na solução devido a imperfeições do processo. O vapor de amônia é purificado da água no retificador que é resfriado pela solução

forte que vem da bomba. O vapor de amônia puro (refrigerante) é entregue ao condensador, que troca calor com o circuito de água de condensação. Após essa etapa, a amônia líquida a alta pressão que deixa o condensador passa por uma válvula de expansão onde reduz a sua pressão antes de passar por um trocador de calor tubo em tubo. Este trocador determina o sub-resfriamento do sistema, sendo responsável pelo aumento do efeito refrigerante. Antes de ser entregue ao evaporador, a amônia líquida ainda passa por uma segunda válvula de expansão onde a pressão é reduzida a valores aceitáveis para o processo de vaporização. O vapor de amônia é produzido novamente na saída do evaporador, onde troca calor com o circuito de água de resfriamento. O refrigerante segue pelo tubo externo do trocador tubo em tubo até chegar no pré absorvedor.

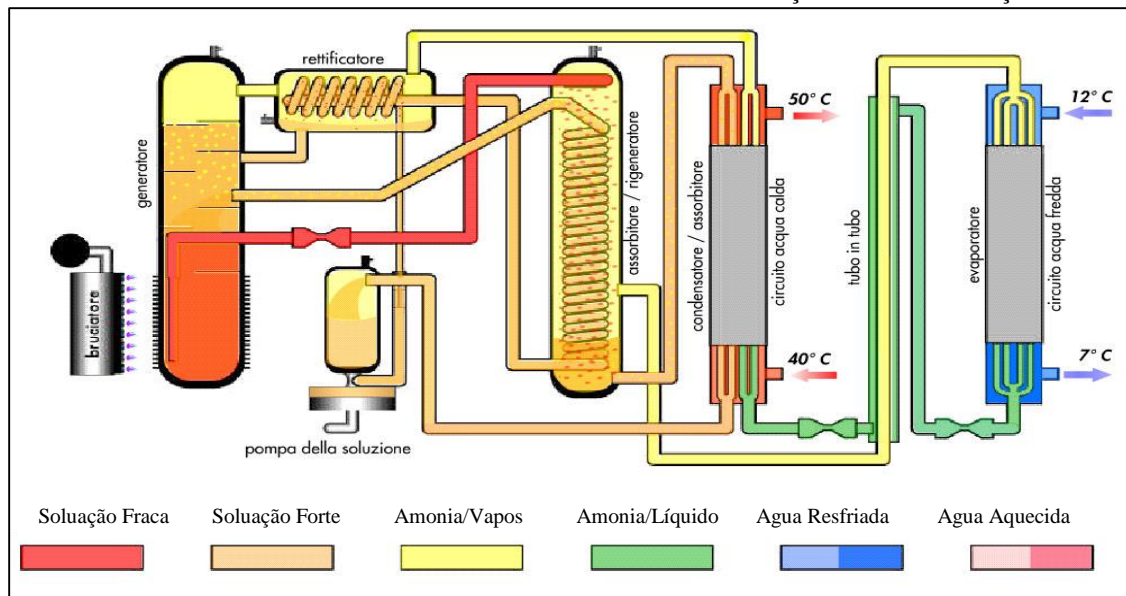
A amônia vapor é absorvida no pré-absorvedor pela solução forte vinda da serpentina interna do retificador. A absorção é finalizada no absorvedor. Então a solução forte a baixa pressão passa pela bomba onde tem sua pressão elevada a ser entregue novamente no gerador. A solução fraca formada pelo processo de separação no gerador é entregue na parte superior do pré-absorvedor a alta temperatura (PEREIRA, 2006). A figura 6 e 7 mostram o processo de funcionamento do ciclo básico da refrigeração por absorção de amônia.

FIGURA 6: CICLO BÁSICO DO SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO



FONTE: Adaptado de Nikbakhti (2020).

FIGURA 7: FUNCIONAMENTO SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO



FONTE: Manual do Fabricante do Refrigerador ROBUR (2006).

A seguir algumas vantagens do sistema de refrigeração por absorção de amônia:

- I - Os sistemas de refrigeração por absorção podem ser acionados termicamente por fontes de calor de baixo grau como também de fontes renováveis de energia;
- II - Os sistemas de refrigeração por absorção funcionam com base em refrigerantes ecológicos, como água;
- III - Os sistemas de refrigeração por absorção operam silenciosamente por não terem peças móveis de alta velocidade e conseqüentemente torna sua manutenção barata e fácil;
- IV - Os sistemas de refrigeração por absorção oferecem recuperação de calor de praticamente qualquer sistema;
- V - Com um sistema de refrigeração por absorção, não há perda de ciclo durante a operação On/Off;
- VI - Os sistemas de refrigeração por absorção têm garantia de funcionamento de 20 a 30 anos.

2.3- REFRIGERADOR ROBUR GAHP – W “LOW BRINE”

Para este trabalho foi utilizado o refrigerador por absorção ROBUR GAHP - W “LB” marca de modelo Italiano, com uma bomba de calor de absorção de alta eficiência com refrigeração a gás GLP, que fornece simultaneamente resfriamento da água até -5 °C e aquecimento da água até 60 °C, tendo uma capacidade nominal de refrigeração de 17,5 kW ou 5 TR (60.000 BTU/h) e uma capacidade nominal de aquecimento de 35 kW. Projetada

especificamente para recuperar o calor de fonte externa como também usar energia de aquecimento e resfriamento simultaneamente, ademais de ser uma das suas principais características o consumo limitado de energia elétrica. A seguir imagem e dados técnicos do ROBUR de acordo com o fabricante:

FIGURA 8: IMAGEM DO ROBUR



FONTE: Manual do Fabricante (2006).

TABELA 1: DADOS TÉCNICOS DO REFRIGERADOR ROBUR

DESEMPENHO NOMINAL	Valor	Unidade
Temperatura de entrada da água fria	0	°C
Temperatura de saída da água quente	50,0	°C
Capacidade de aquecimento	35,0	kW
Eficiência no aquecimento baseada no consumo de gás	139,00	%
Capacidade de refrigeração	17,5	kW
Eficiência na refrigeração baseada no consumo de gás	54	%
Vazão de água no ciclo de aquecimento	3,0	m ³ h
Vazão de água no ciclo de refrigeração	2,0	m ³ h
DADOS DO QUEIMADOR		
Capacidade térmica do queimador	28,0	kW
Consumo nominal de gás	2,70	m ³ h
DADOS ELÉTRICOS		
Tensão nominal	230,0	V

Potência nominal	540,0	W
DADOS FÍSICOS		
Nível de pressão sonora	49,0	dB(A)
Peso líquido	286,0	kg
Dimensões Comprimento	850,0	mm
Largura	655,0	mm
Altura	1310,0	mm
Diâmetro das conexões de água	1" 1/4	"
Diâmetro da conexão de gás	3/4"	"
CIRCUITO HERMÉTICO		
Fluidos utilizados	H ² O+NH ³	
Carga de H ₂ O	10	kg
Carga de NH ₃	7	kg
Máxima pressão admissível	35	bar
Volume do gerador	18,61	-
Volume câmara niveladora	11,51	-
Volume da solução na bomba	3,31	-
Volume da solução fria no absorvedor	6,31	-
Volume do evaporador	3,71	-
Volume de refrigerante variável	4,51	-
Volume no absorvedor/condensador	3,71	-

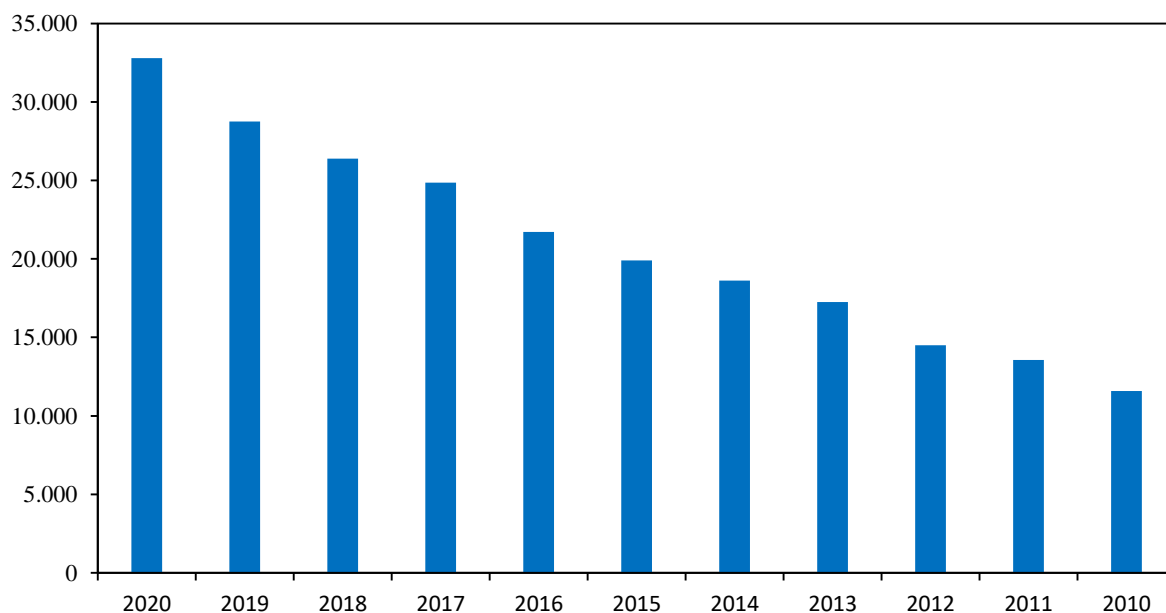
FONTE: Manual do Fabricante Adaptado (2021).

A eficiência de um ciclo de refrigeração por absorção é definido pela razão entre a energia que sai do sistema, taxa de transferência de calor no evaporador (\dot{Q}_{evap}) dividido pela energia que entra, a taxa de transferência de calor no gerador (\dot{Q}_{ger}) e consumo elétrico gerado pela bomba (\dot{W}_{bom}). Geralmente, o consumo elétrico da bomba é desprezado nos cálculos, uma vez que seu valor é desprezível quando comparado ao valor do calor requerido pelo gerador. Assim, a eficiência deste sistema de refrigeração não deve ser comparada ao COP (coeficiente de performance) do sistema de refrigeração por compressão de vapor, uma vez que estas razões são grandezas de origem diferentes (GOSNEY, 1982).

$$COP = \frac{\dot{Q}_{evap}}{\dot{Q}_{ger} + \dot{W}_{bom}} \quad (\text{Equação 1})$$

Na figura 9 é apresentado um levantamento sobre o número de pesquisas publicadas em relação a tecnologia do sistema de refrigeração por absorção de amônia, no qual percebe-se um aumento significativo em relação aos últimos 10 anos. Em 2010, mais de 11.577 trabalhos foram publicadas, no segundo quinquênio mais de 20 mil artigos publicados e em 2020, este número ultrapassa mais de 30 mil pesquisas, onde se espera que este número de pesquisas excedam em 2021, pois até julho de 2021 mais de 18.000 já foram publicadas de acordo a plataforma de publicações de revistas científicas *Science Direct*. Desta forma, é notável o interesse acadêmico científico por este tipo de tecnologia e conseqüentemente atrativo para o mercado.

FIGURA 9: NÚMEROS DE PUBLICAÇÕES SOBRE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO.



FONTE: Autor (2022).

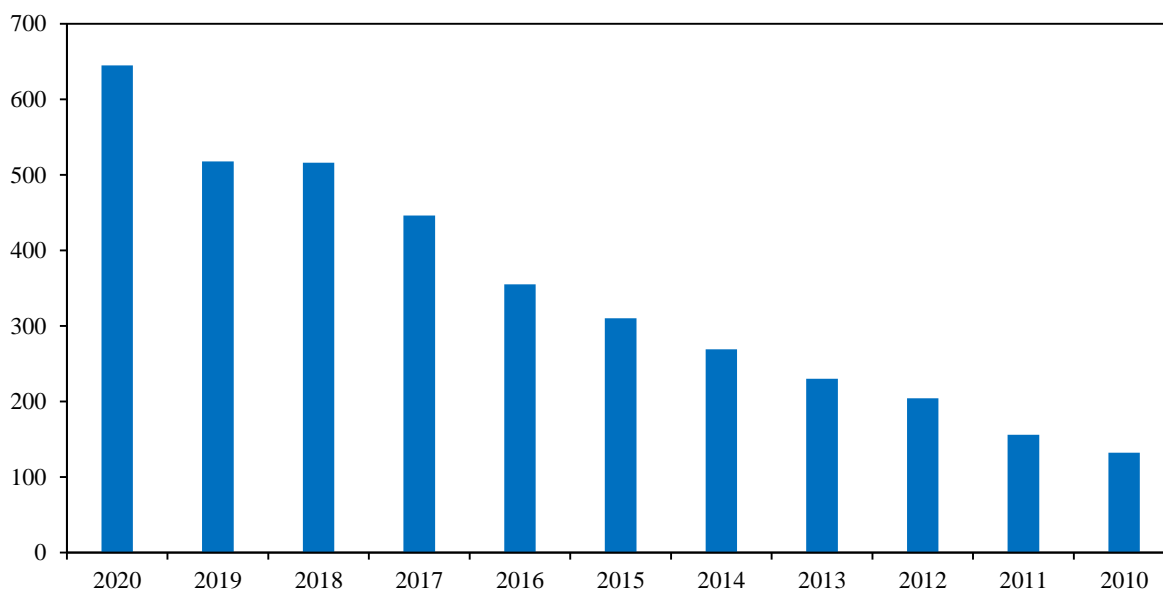
2.4- MODELAGEM E SIMULAÇÃO DA APLICAÇÃO DE REFRIGERADORES

De forma geral, a modelagem matemática consiste em descrever um fenômeno matematicamente, com a tentativa de simular por linguagem de programação como forma de representação do sistema. Segundo Cai, Sem e Paolucci (2012), a simulação de sistemas de refrigeração por absorção é muito útil para entender e avaliar o sistema, assim como no ajuste de parâmetros de projetos, operação e controle do sistema, design e na seleção dos detalhes de dispositivos.

As técnicas de modelagem e simulação de processos são comumente usadas para

minimizar o esforço e a utilização de recursos durante o desenvolvimento de sistemas (ZHAO, 2014. SEBORG et al. (2004) comentam que os modelos obtidos, exclusivamente, a partir de dados experimentais necessitam de um esforço maior que os modelos de processos obtidos por meio de equações teóricas. MARTINHO et al. (2016) acrescentam que um modelo matemático, é preciso e requer pouco tempo computacional, pode ser usado como ferramenta confiável de projeto, controle e otimização para sistemas de refrigeração por absorção. Na figura 9, é apresentado o índice de pesquisas publicadas nos últimos 10 anos, a qual utilizaram a modelagem matemática para simular a operação dos componentes dos sistemas de refrigeração por absorção e realizar várias análises para entender o melhor desempenho do sistema. Assim é notável a importância em utilizar a modelagem matemática para possíveis aplicações do sistema de refrigeração.

FIGURA 10: PUBLICAÇÕES SOBRE MODELAGEM MATEMÁTICA PARA SRA



FONTE: Autor (2022).

2.5 – ESTADO DA ARTE

De acordo com o que foi encontrado na literatura, existem registros do desenvolvimento de modelagens e simulações de refrigeradores por absorção desde a década de 70. Porém, serão apresentados os trabalhos encontrados na literatura, após 2006, em relação ao desenvolvimento de modelos matemáticos e simulações computacionais para aplicação e/ou instalação de sistemas de refrigeração por absorção em ambientes, sendo que estes trabalhos serão de grande relevância para o desenvolvimento desta dissertação.

A Tabela 3 apresenta informações gerais sobre as modelagens e simulações e os parágrafos na sua sequência um resumo das metodologias desenvolvidas. Quase todos estes modelos matemáticos se igualam no ponto de partida para o seu desenvolvimento: aplicação das leis de conservação de massa, energia e quantidade de movimento. Quanto a abordagem foi considerada, as leis da conservação que dão origem a um conjunto de equações diferenciais que podem ser: ordinárias (propriedades não variam ao longo do domínio) ou parciais (quando a solução depende da distribuição espacial). Porém, os modelos matemáticos irão se diferenciar ao se comparar as hipóteses simplificadoras assumidas, os métodos numéricos utilizados, as informações empíricas usadas e as suas aplicações (HERMES,2006).

PEREIRA (2006), desenvolveu um modelo matemático que permite a análise energética e exergética de uma unidade experimental de refrigeração por absorção de 5 toneladas de refrigeração, baseando-se na 1ª e 2ª Leis da Termodinâmica. Ele dividiu sua modelagem em duas etapas, sendo a 1ª na identificação do sistema a ser analisado. Como o sistema de absorção pode operar simultaneamente para resfriamento e aquecimento da água, ele definiu os produtos que seriam analisados e posteriormente otimizados, sendo os reservatórios de água, quente e fria, que são cargas térmicas do sistema. A 2ª etapa consistiu em realizar a contabilidade da exergia em cada um dos reservatórios. Após isso foi realizado a medições experimentais em regime permanente visando a otimização dos parâmetros de operação e projeto para um máximo desempenho termodinâmico. Como resultado PEREIRA (2006) mostrou os máximos desempenhos da eficiência térmica e exergética para o sistema em relação a vazão mássica de água, fria e quente, do refrigerador, onde ele observou a variação de 30% e 50% nas eficiências de 1ª e 2ª Leis, na vazão analisada experimentalmente, demonstrando a importância do ótimo encontrado para máximo desempenho termodinâmico e, portanto, mínimo consumo de energia.

CARVALHO (2007) propôs uma modelagem e simulação computacional via software Matlab de unidades resfriadoras de líquidos por absorção usando água e brometo de lítio a simples e duplo efeito. A sua modelagem consistiu no equacionamento físico de cada componente do sistema adotando-se princípios da lei de conservação de energia, de transferência de calor e massa e equações que descrevem as propriedades dos fluidos de trabalho. Ela dividiu a modelagem em quatro estudos. Primeiro, simulou a operação de uma unidade de simples efeito por 8670 horas do ano. No segundo estudo simulou a unidade por absorção de duplo efeito com consumo de gás natural por quase um ano. No terceiro estudo de caso, a unidade resfriadora de duplo efeito foi utilizada em duas localizações climáticas diferentes visando o consumo de combustível e seu desempenho anual. E por último estudo, ela

avaliou a influência de aditivos da solução de água e brometo de lítio sobre o desempenho da unidade analisando nos quatro estudos de caso. Onde foram obtidos resultados que permitem avaliar a influência de vários fatores no desempenho de unidade resfriadores por absorção e seu consumo energético anual.

MENNA (2008) modelou e equacionou todos os componentes do sistema de refrigeração por absorção, e especificou todas as suas capacidades para simular em linguagem de programação Fortran. Além disso Menna (2008), projetou um absorvedor do tipo casco e tubos, vertical, com fluxo de vapor de amônia e de solução aquosa. O programa desenvolvido foi ideal para simular a operação do refrigerador para atender algumas condições específicas de carga térmica e regime de temperaturas semelhantes a sistemas reais. E como resultado o programa mostrou que o refrigerador por absorção possui boa capacidade de refrigeração, baixo custo operacional quando comparado a outros sistemas.

Vargas et al. (2009) propuseram um modelo matemático simplificado que combina correlações fundamentais e empíricas junto as equações de transferência de massa e calor com o objetivo de simular numericamente o comportamento transiente de um sistema de cogeração, concebido para produzir simultaneamente aquecimento e refrigeração, sob diferentes condições de projeto e de operação. Neste modelo os transientes do refrigerador por absorção, considerado internamente reversível, foram desprezados em relação à inércia térmica dos demais componentes, grupos adimensionais apropriados identificados e os resultados obtidos utilizados para gerar cartas adimensionais. Além disso, uma otimização global do sistema buscando um desempenho máximo (ou mínima destruição de exergia) para minimizar os tempos de refrigeração (pull-down) e de aquecimento (pull-up) utilizando a segunda lei da termodinâmica foi realizada. Como conclusões, a metodologia proposta aponta a existência de um conjunto de três vazões mássicas do sistema, selecionadas através de grupos adimensionais, que maximizam a eficiência da segunda lei.

ROCHA (2010), desenvolveu um modelo matemático para efetuar um estudo teórico-experimental baseado no trabalho de SANTOS (2005), o qual desenvolveu programas computacionais na plataforma EES (Engineering Equation Solver) para análises energética e exérgica em máquinas de absorção de simples, duplo e triplo efeito e com isso realizar também simulações pela plataforma com o intuito de aproveitar a facilidade de obtenção das propriedades, sobretudo, da solução água brometo de lítio de um sistema de refrigeração por absorção de 0,5 toneladas de refrigeração para comparar dados experimentais com os resultados obtidos pelo modelo termodinâmico. O EES ajudou a introduzir os valores das pressões, diâmetros da tubulação, vazões mássicas, densidade do fluido e os equacionamentos para

desenvolvimento do sistema, e assim obter como resultado o comprimento e o diâmetro dos dispositivos de expansão ideal para construção da unidade piloto do refrigerador.

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

CAI, SEN e PAOLUCCI (2012), desenvolveram um modelo dinâmico, ou seja, em regime permanente, de um sistema de refrigeração por absorção amônia-água de simples estágio utilizando as equações de estado de Redlich-Kwong para o cálculo das propriedades termodinâmicas da solução amônia-água. Cada um dos componentes do refrigerador foi modelado a partir das leis de conservação de massa, quantidade de movimento e energia, levando em consideração a perda de carga por atrito. Com isso, foi possível gerar um conjunto de 30 equações diferenciais ordinárias, resolvidas por integração numérica através do método de Euler, onde, em cada instante de tempo, os componentes (gerador, condensador, evaporador e absorvedor) do sistema eram caracterizados por uma única pressão, temperatura e concentração. Os resultados mostraram que o COP do sistema é uma grandeza inversamente proporcional às temperaturas do gerador e do evaporador, ou seja, na medida em que tais temperaturas reduzem, o COP tende a aumentar e vice-versa.

MARTINHO (2013), propôs um modelo matemático transiente adimensional, que permite prever o comportamento dos principais componentes de um protótipo de refrigeração por absorção em função de parâmetros de operação e geométricos para uso em estudos de otimização e controle. O modelo assume propriedades uniformes, despreza os transientes associados ao preenchimento do sistema e considera duas regiões no ciclo de refrigeração: uma constituída por solução (compressor térmico) e outra de refrigerante (condensador, válvula de expansão e evaporador). A aplicação das leis de conservação de massa e energia combinadas, auxiliadas por correlações empíricas utilizadas no cálculo das propriedades termodinâmicas, resulta num sistema equações diferenciais ordinárias em função do tempo para o lado refrigerante e um sistema de equações algébricas não lineares para o lado solução do modelo.

Para que o modelo tenha confiabilidade dois conjuntos de dados de um protótipo de refrigeração por absorção foram utilizados na realização dos ajustes de seus parâmetros e sua validação, indicando acordo qualitativo e quantitativo. Os resultados das simulações numéricas indicam que valores para as taxas de capacidade térmica adimensionais da água no retificador de 0,5 e no absorvedor acima de 2 levariam o refrigerador a operar de forma mais eficiente. Já os estudos de configuração geométrica indicam que a alocação de aproximadamente 17% da área total do refrigerador no evaporador levaria a um desempenho melhor em relação ao sistema experimental utilizado neste estudo, aumentando o COP em 6% e diminuindo o tempo de abaixamento da temperatura no espaço refrigerado em 20%.

MOREIRA (2014), modelou um sistema em regime transiente não severo de um refrigerador por absorção/difusão contendo amônia, como refrigerante, água, como fluido absorvente e hidrogênio, como gás inerte, é apresentado. O modelo de simulação proposto foi desenvolvido a partir de balanços de massa, energia e entropia em cada componente do ciclo. O modelo matemático desenvolvido foi validado a partir da medição direta da evolução temporal da temperatura na parede dos componentes do refrigerador estudado. Simulações em regime permanente associadas ao algoritmo. Os resultados obtidos foram comparados a resultados experimentais. Com os resultados da simulação em regime transiente foi possível compreender a definição de uma potência de acionamento máxima do refrigerador pelo fabricante. Potência que se extrapolada, em torno de 10% acima do valor nominal, cessa a produção de frio pelo refrigerador. Isso ocorre, pois o gerador interno, com seu volume acumulado de solução reduzido, faz com que a solução não verta para o gerador externo. Esse fato interrompe o ciclo de funcionamento, pois o gerador externo com níveis baixos de solução pobre não transfere solução ao tubo absorvedor. O que interrompe a produção de solução rica. Foi observado entre outras características de funcionamento do refrigerador o tempo de estabilização em transientes de pequena escala. Por exemplo, considerando 20 segundos como intervalo de tempo, em regime transiente a condição estacionária ocorreu em cerca de 60 segundos para a potência inicial de 70 W e alterada subitamente para 80 W. De 60 W para 70 W, o estabelecimento da condição estacionária ocorre em cerca de 80 segundos.

PAIVA E SOUSA (2015), avaliaram a aplicação de um modelo matemático de um sistema de refrigeração por absorção e aquecimento solar de forma híbrida e não híbrida, por convecção forçada e natural. Para o desenvolvimento do modelo foi utilizado o modelo proposto por Vargas et al (2009) que permite conhecer o comportamento da temperatura do coletor (T_c), da serpentina (T_{sp}), do tanque de armazenamento (T_t), da água do trocador de calor (T_{wx}), do gerador (TH) e do espaço refrigerado (TL). E para o modelo adimensional foi

usado também o modelo numérico e generalização dos resultados realizados por Vargas et al, (2009) via ferramenta computacional Software Scilab. Como resultado, as simulações demonstraram que o sistema de refrigeração por absorção operou de forma eficiente nos casos avaliados. O modelo proposto revelou, de forma geral, que o aquecimento de água pode ser útil em casos que não necessitam de água quente em uma temperatura mais elevada. O sistema que obteve melhores resultados foi o híbrido com convecção natural, entretanto, o ciclo de refrigeração, para o sistema proposto neste trabalho, ainda não é muito eficiente, sendo possível empregá-lo em sistemas de refrigeração de alimentos que não requerem temperaturas tão baixas ou para exercer a função de ar condicionado, com menor potência de refrigeração do que o usual.

MARTINHO et. al (2016) propuseram um modelo matemático adimensional para analisar o comportamento dinâmico de sistemas de refrigeração por absorção com simples estágio de acordo com parâmetros geométricos e de operação. De modo a obter a resposta dinâmica do sistema, foram utilizados volumes de controle e negligenciada a acumulação de massa em seus componentes. Além disso, o sistema foi dividido em duas regiões: uma solução de fluidos de trabalho, absorvente e refrigerante, no compressor térmico e refrigerante puro no condensador, na válvula de expansão e no evaporador. As temperaturas dinâmicas de cada volume de controle foram calculadas no tempo através de um sistema de equações diferenciais ordinárias para o lado do refrigerante puro e por meio de um sistema de equações algébricas não lineares para a região da solução de absorvente e refrigerante. As equações do modelo foram baseadas nos princípios da conservação de massa e energia, além de correlações termodinâmicas para o cálculo das propriedades dos fluidos de trabalho que, no caso, são amônia e água. De acordo com os autores, os resultados numéricos apresentaram boa concordância, qualitativa e quantitativa, com dados experimentais dentro das incertezas estatísticas. Martinho et al. (2016) ainda afirma que o gerador foi o único dentre os componentes do refrigerador que apresentou desvios de temperatura superiores a 2%, tanto no regime transiente quanto permanente, devido ao fato de que foi admitido um único volume de controle para representar o equilíbrio de líquido-vapor deste componente. Portanto, para melhorar a precisão, os autores recomendam a divisão do gerador em, pelo menos, dois volumes de controle, um para a fase líquida e outro para a fase de vapor da solução amônia-água.

SOKHANSEFAT (2017) desenvolveu um modelo matemático e fez simulações transitórias de um aparelho de arrefecimento por absorção solar de 5 toneladas de refrigeração para ser instalado e operado no Niroo Research Institute - NRI no Teerão via software TRNSYS. A modelagem ocorreu nos componentes do sistema a ser instalado, no qual

compreende por coletores solares, tanque de armazenamento, caldeira auxiliar, o refrigerador por absorção, torre de arrefecimento, unidade de ar, trocador de calor e bomba. Onde primeiro, foram extraídas as especificações de todos os componentes, depois, foram determinados e implementados os tipos próprios para cada componente. Após informado todos esses parâmetros de entrada para realizar a simulação do sistema, foi efectuada uma análise paramétrica e otimizações nas configurações do sistema instalado no prédio e comparações com as simulações computacionais realizadas. E como resultados da simulação, indicaram que o desempenho da configuração simulada obteve 28% de melhoria no sistema.

MARTINEZ (2018) apresentou uma modelagem matemática *quasi*-permanente e simulação numérica dos principais componentes de um sistema de refrigeração por absorção. Para isso, as equações matemáticas do modelo foram baseadas na aplicação dos princípios de conservação de massa e energia em regime transiente para os componentes gerador, retificador e absorvedor, bem como em regime permanente para o condensador e para o evaporador. Cada componente foi modelado como um simples volume de controle, exceto o gerador e o retificador que foram divididos, respectivamente, em três e dois volumes de controle, para que fosse possível analisar, individualmente, os estágios de equilíbrio de líquido e vapor da solução de amônia e água que se encontra presente nestes componentes. Com o modelo matemático desenvolvido, foi elaborado um código computacional em linguagem Fortran[®]90 que permitiu a obtenção de respostas, em carácter numérico, de características térmicas e mássicas dos componentes, em análise, do refrigerador. O modelo matemático resultou em um sistema de equações diferenciais ordinárias (EDO's) que foi resolvido através da integração no tempo com o auxílio do método de Runge-Kutta-Fehlberg de 4^a/5^a ordem e interagindo, simultaneamente, com equações algébricas de vazões mássicas. Como resultado ele concluiu que o modelo matemático pode ser utilizado como ferramenta útil para simulação em diferentes condições de operação, controle, e futuramente, otimização dos principais componentes de um sistema de refrigeração por absorção em regime *quasi*-permanente.

SOUSA, (2018) realizou uma modelagem e otimização exergética de um sistema de refrigeração por absorção que utiliza como fluidos de trabalho amônia e água. O modelo matemático foi baseado principalmente na aplicação dos princípios de conservação de massa e energia em regime permanente para cada volume de controle previamente definido. No qual cada componente foi definido como um único volume de controle com propriedades uniformes em seu domínio. E para a resolução das equações e obtenção das propriedades termodinâmicas do sistema, foi utilizado o software Engineering Equation Solver (EES). Após a modelagem, foi realizada uma análise paramétrica do sistema com os resultados obtidos numericamente do

modelo proposto, onde foi avaliada a relevância de alguns parâmetros de operação para o coeficiente de performance e para a eficiência exergética do sistema. Além disso, a partir do modelo termodinâmico proposto, foi realizada uma otimização exergética do sistema de refrigeração com base em parâmetros como temperatura do gerador e a pressão no absorvedor. Assim, foi demonstrado que tais parâmetros otimizados, quando aplicados no modelo, fazem com que o sistema tenha seu desempenho melhorado nas condições determinadas neste trabalho.

ZHENG *et. al.* (2019) desenvolveram modelos matemáticos de todos os componentes do sistema SHC (Solar Heating and Cooling), incluindo coletor, refrigerador por absorção de duplo efeito, o trocador de calor, no qual foram validados por testes de campo. Com base em modelos propostos, os mesmos realizaram comparações do sistema SHC e do sistema convencional de aquecimento e arrefecimento por absorção a gás. Os modelos foram utilizados para realizar análises de desempenho anuais, bem como as avaliações energéticas, econômicas e ambientais do sistema proposto. Para desenvolvimento dos modelos, todo o funcionamento do sistema geral foi descrito de forma a equacionar todos os componentes. O modelo matemático do refrigerador de absorção consiste em equações de conservação de massa, equações de conservação de energia e equações de transferência de calor dos sete principais trocadores de calor. Os resultados mostram que, 21,3% do consumo de energia primária e 18,8% da emissão de CO₂ podem ser reduzidos no sistema SHC. Portanto, o sistema integrado de aquecimento solar e do sistema de refrigeração proposto tem uma perspectiva promissora de aplicação no desenvolvimento sustentável, tendo em conta os seus consideráveis benefícios em termos de poupança de energia, viabilidade económica potencial e características amigas do ambiente.

CHAVES *et. al.* (2019) realizaram uma análise comparativa de um estudo experimental utilizando a modelagem matemática também com validação para a difusão de um refrigerador por absorção equipado com um gerador de vapor tubo de concha utilizando 3 fluidos, amônia, água e hidrogênio. A modelagem foi baseada na utilização de balanços de massa e energia em volumes de controle para simular operações da difusão do refrigerador por absorção. O modelo foi composto por 14 partes distintas interligadas que permitem calcular: concentrações pobres e ricas das soluções, o aquecimento no gerador e a transferência de calor nos outros componentes, o fluxo de massa da solução em várias partes do sistema, bem como a temperatura e pressão. O modelo também permitiu simular a homogeneização dos vapores, prever a localização final do processo de rectificação, a fracção de amônia condensada, as perdas de calor no condensador e nos outros componentes. Porém estes fenómenos não foram

quantificados em outros modelos da difusão de refrigeração por absorção. Para validação do presente modelo, CHAVES *et. al* (2019) conseguiram comparar os resultados do modelo com os resultados obtidos experimentalmente num refrigerador comercial com 80W de potência elétrica nominal. E como resultado o modelo desenvolvido permite novos tipos de difusão do refrigerador por absorção.

De acordo com o que foi apresentado neste Estado da Arte, não foram encontrados na literatura científica, nenhum estudo que utilizasse a modelagem matemática e ferramenta computacional para realizar simulações para aplicações de sistemas de refrigeração por absorção de amônia e água em ambientes. Apenas foram encontrados estudos sobre a modelagem dos componentes internos de refrigeradores por absorção com o intuito de melhorar o desempenho do sistema, como também realizar análises paramétricas, energéticas e exergéticas ou com foco na redução do consumo de energia elétrica. Com isso, esta Dissertação busca apresentar uma metodologia para simular as possíveis diferentes aplicações de refrigeradores em ambientes, além de realizar a otimização do sistema de refrigeração por absorção. A mesma metodologia poderá ser aplicada para outros tipos de sistemas de refrigeração como aquecimento de outros ambientes também.

TABELA 2: TRABALHOS CIENTÍFICOS CONSULTADOS SOBRE APLICAÇÃO DA MODELAGEM E SIMULAÇÃO DE REFRIGERADORES POR ABSORÇÃO EM AMBIENTES.

AUTORES/ANO	OBJETIVOS DO TRABALHO	SISTEMA	FLUÍDO REFRIGERANTE
Pereira, 2006	Desenvolver um modelo matemático para permitir a análise energética e exergética do sistema a partir de medições experimentais.	Refrigerador	Amônia/Água
Carvalho, 2007	Analisar o comportamentos do refrigerador enfocando seus desempenhos e consumos energéticos	Refrigerador	Brometo de Lítio
Menna, 2008	Realizar a simulação e o projeto de sistemas de refrigeração por absorção, visando estudar-se a sua eficiência	Refrigerador	Amônia/Água
Vargas et al. 2009	Otimizar o sistema através da eficiência da segunda lei e o tempos de pull-down e pull-up do sistema	Sistema de Cogeração de Energia	
Rocha, 2010	Desenvolver um modelo matemático e simulação em software EES para fazer análise energética e exergética em máquinas de absorção de simples, duplo e triplo efeitos.	Refrigerador	Par Água/Brometo de Lítio

Myat et.al. 2011	Otimização da Capacidade de Refrigeração	Refrigerador	Água e Bro-meto de Lítio
Cai, Sen e Paolucci, 2012	Avaliação de Parâmetros Ter-modinâmicos no COP	Refrigerador	Amônia e Água
Marinho, 2013	Avaliar o desempenho de cada configuração do sistema, a fim de permitir procedimentos de projeto e otimização de maneira eficaz.	Refrigerador	Amônia/Água
Moreira, 2014	Elaborar um modelo para simulação em regime transiente de um refrigerador por absorção/difusão	Refrigerador	Amônia/Água
Paiva et. al,2015	Avaliar a aplicação do modelo matemático de um sistema de refrigeração por absorção e aquecimento solar em diferentes condições climáticas e de processos	Refrigerador	Amônia/Água
Martinho et. al. 2016	Avaliar o desempenho de um refrigerador de absorção em função dos parametros geométricos e de operação para otimisação e controle	Refrigerador	Amônia/Água
Sokhansefat, et. al, 2017	Fazer a modelagem dos componentes do sistema e simular em software para realizar a validação experimental	Refrigerador	Amônia/Água
Martinez, 2018	Avaliar a resposta em regime quasi-permanente dos componentes de um sistema de refrigeração por absorção.	Refrigerador	Amônia/Água
Zheng et, al. 2019	Desenvolver modelos matemáticos para os componentes do refrigerador e faser simulação para realizar validação experimental e comparações entre sistemas	Refrigerador	Água e Brometo de Lítio
Chaves et. al, 2019	Aplicação do balanço de massa e energia em 14 componetens de um novo modelo de refrigerador por difusão de absorção	Refrigerador	Amônia/Água
Souza, 2020	Desenvolver um código computacional baseado no modelo matemático para simular a resposta do sistema.	Refrigerador	Amônia/Água

FONTE: Autor (2021).

TABELA 3: CARACTERÍSTICAS ESPECÍFICAS DOS TRABALHOS CIENTÍFICOS SOBRE APLICAÇÃO DA MODELAGEM E SIMULAÇÃO DE REFRIGERADORES POR ABSORÇÃO PARA CLIMATIZAÇÃO DE AMBIENTES.

AUTORES/ANO	TIPO DE OPERAÇÃO	VALIDAÇÃO EXPERIMENTAL	APLICAÇÃO EM AMBIENTE	COP	LINGUAGEM DE PROGRAMAÇÃO
Pereira, 2006	Permanente	SIM	NÃO	---	FORTTRAN

Carvalho, 2007	Permanente	NÃO	SIM	5,5	MATLAB
Menna, 2008	Permanente	SIM	NÃO	0,45	FORTTRAN
Vargas et al. 2009	Transiente/Estacionário	NÃO	NÃO	0,5	---
Rocha, 2010	Estacionário	SIM	NÃO		EES - Engeneering Equation Solver
Myat et.al. 2011	Transiente	SIM	NÃO	0,6	ALGORITIMO GENÉTICO
Cai, Sen e Paolucci, 2012	Transiente	SIM	NÃO	0,64	---
Marinho, 2013	Transiente	SIM	NÃO	6%	---
Moreira, 2014	Transiente	SIM	NÃO	80%	ALGORITIMO GENÉTICO
Paiva et. al,2015	Híbrido e Não Híbrido,	NÃO	NÃO	0,55	SCILAB
Martinho et. al. 2016	Transiente <i>Quasi</i> Permanente	SIM	NÃO	0,16	FORTTRAN
Sokhansefat, et. al, 2017	Transiente	SIM	NÃO		TRNSYS
Martinez, 2018	Transiente <i>Quasi</i> Permanente	SIM	NÃO	0,47	FORTTRAN
Zheng et. al. 2019	---	SIM	NÃO	0,4	PTC Mathcad
Chaves et. al, 2019	Permanente	SIM	NÃO	0,25% e 0,3%	EES - Engeneering Equation Solver
Souza, 2020	Permanente	NÃO	NÃO	0,45	EES - Engeneering Equation Solver

FONTE: Autor (2021).

2.6 DESAFIOS EXISTENTES NA ÁREA

Com base nos trabalhos e artigos científicos consultados e mostrados na revisão bibliográfica, serão listados a seguir, os principais desafios existentes na área da modelagem, simulação e otimização de refrigeradores por absorção.

- I. Estudos acerca da utilização de novos fluidos de trabalho em sistemas de refrigeração por absorção, que utilizem soluções alternativas, que apresentem melhores propriedades como refrigerante, que sejam baratas, e não agridam o meio ambiente e não sejam tóxicas;
- II. Desenvolvimento de sistemas de refrigeração com menor custo de aquisição e mais compactos, com o intuito de tornar essa tecnologia mais atrativa comercialmente.
- III. Desenvolvimento de refrigeradores por absorção que utilizem calor residual como fonte de alimentação térmica no gerador. Com isso, seria possível promover uma redução no consumo de energia elétrica, contribuindo para a redução da demanda energética, e de GLP (Gás Liquefeito de Petróleo), produto de origem fóssil e derivado de petróleo.
- IV. Ausência de estudos que simulem a aplicação de refrigeradores, seja por absorção de amônia ou por compressão de vapor, que levem em consideração a interação entre o refrigerador e o espaço refrigerado.

2.7 OBJETIVOS

2.7.1 Objetivo Geral

Modelar, simular e otimizar a aplicação do refrigerador por absorção de amônia em dois ambientes do Núcleo de Pesquisa e Desenvolvimento e Energia Autossustentável – UFPR

2.7.2 Objetivos Específicos

- Desenvolver um modelo matemático, em regime de operação transiente de um refrigerador por absorção de amônia admitindo como padrão um refrigerador Robur de 5 TR (Toneladas de Refrigeração);

- Desenvolver um código computacional baseado no modelo matemático para simular a aplicação do sistema de refrigeração por absorção nos dois ambientes do NPDEAS;
- Realizar análises paramétricas com os resultados apresentados pela simulação do sistema implementados pelo Fortran 90;
- Realizar a otimização do sistema para diferentes condições operacionais por meio das análises paramétricas.

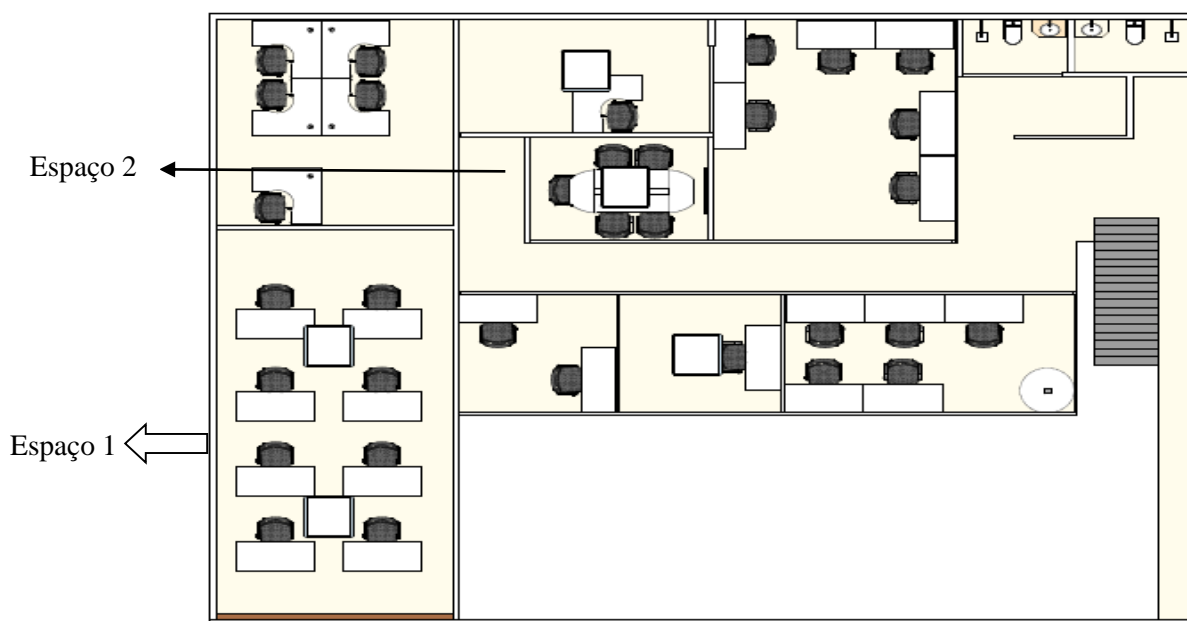
3 MATERIAL E MÉTODOS

Neste Capítulo serão apresentadas as metodologias utilizadas para atingir os objetivos deste trabalho, bem como a descrição dos ambientes e o cálculo de carga térmica destes ambientes que serão climatizadas pelo refrigerador. A metodologia descrita para o desenvolvimento do modelo ou equacionamento matemático que representa o sistema.

3.1 DESCRIÇÃO DOS AMBIENTES DO NPDEAS

O Núcleo de Pesquisa e Desenvolvimento de Energia Autossustentável (NPDEAS) está localizado no Centro Politécnico da Universidade Federal do Paraná. Com latitude 25.451201029252438 e longitude -49.23583631964718 e com face norte, ou seja, com isolamento diretamente no prédio. O NPDEAS constitui um prédio de alvenaria convencional com um andar térreo e um primeiro piso. No térreo existem 5 salas, área da usina de biogás, e área externa (pátio), e no primeiro andar existem 7 salas, onde divide-se em sala de aula/informática, 2 salas da pós graduação, sala de reunião, coordenação, secretaria, coworking, laboratório de impressão 3D e espaço copa, somando no total de 300 m². Contudo, a climatização ocorrerá apenas em duas salas do primeiro andar, onde tem-se a maior concentração/circulação de pessoas.

FIGURA: 11: PLANTA HUMANIZADAS DO 1º PISO DO NPDEAS - UFPR



FONTE: Autor (2021).

3.1.1 ESPAÇO 1:

O primeiro espaço compreende a uma sala de aula e informática, com medidas 4,84 m de largura, e 9,57 m de comprimento e altura de 2.30 m no total 46,31 m², com piso sobre laje e teto forrado com PVC e telhado de alumínio diretamente exposto ao sol, 2 janelas de vidro comum, com largura de 1,20 por 1,20 de comprimento. Está sala fica na face nordeste do prédio, sendo assim as janelas ainda recebem forte insolação, além de conter também uma porta de 0,80 por 2,10 m. Atualmente em torno de 18 alunos/pessoas e professores utilizam a sala diariamente. Outras fontes de carga térmica que podem ser considerados, são os equipamentos eletrônicos que ficam na sala, geralmente em constante uso, sendo 18 computadores completos, lâmpadas fluorescentes, datashow etc.

3.1.2 ESPAÇO 2:

Já no espaço 2 está na face norte do prédio, onde também estar recebendo insolação direta durante o dia todo. O ambiente tem medidas de 5 m de comprimento por 2,81 m de largura, e uma janela de insolação de 1,20 m por 1,20 m. Atualmente permanece apenas 1 pessoa em atividade ou no máximo duas pessoas, porém também há bastante circulação de pessoas neste ambiente, além de ser considerado outras demais fontes, como 2 computadores e 4 lâmpadas de 32 kW.

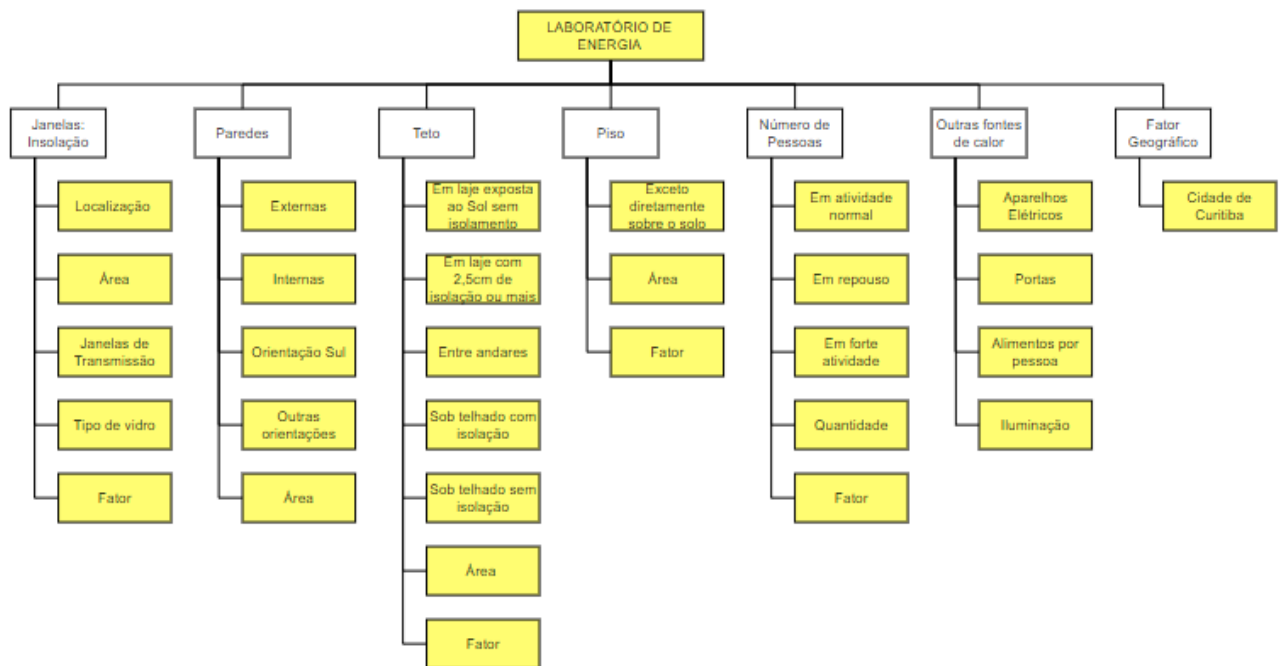
3.2 CÁLCULO DE CARGA TÉRMICA

Para determinação dos cálculos de carga térmica dos ambientes do NPDEAS, foram baseadas de acordo com as normas da Associação Brasileira de Normas Técnica - ABNT - NBR 16401-1: 2008- Instalações de Ar-Condicionado – Sistemas Centrais e Unitários – projeto, execução e instalação, como também para sistemas de refrigeração por absorção, assim incluído o modelo utilizado nesta dissertação o refrigerador com capacidade de 5 Toneladas de Refrigeração - TR (60.000 BTU/h) para simular a climatização das duas salas no NPDEAS.

Para o dimensionamento da carga térmica das salas foi utilizado o sistema parametrizado (Figura 11) desenvolvido pelo Professor Dr.º Martinelli, baseado em parâmetros que influenciam no conforto térmico do ambiente e referente ao fator geográfico da cidade de Curitiba, tais como: janelas de insolação, janelas de transmissão, paredes externas e internas, espaços externos e internos ao entorno do prédio, portas ou vãos para áreas não climatizadas,

teto, piso, número de pessoas que frequentam o prédio, e fontes de calor emitidas através de aparelhos. Estes parâmetros serão inseridos no sistema de acordo com o fator indicado, a partir de então, todos os valores são somados e multiplicados pelo fator geográfico referente à cidade de Curitiba - PR, e assim é obtida a carga térmica dos ambientes.

FIGURA 12: LABORATÓRIO DE ENERGIA - CÁLCULO DE CARGA TÉRMICA



FONTE: Autor (2021).

3.3 MODELO MATEMÁTICO DO SISTEMA DE CONDICIONAMENTO DE AR

3.3.1 Definição do problema físico

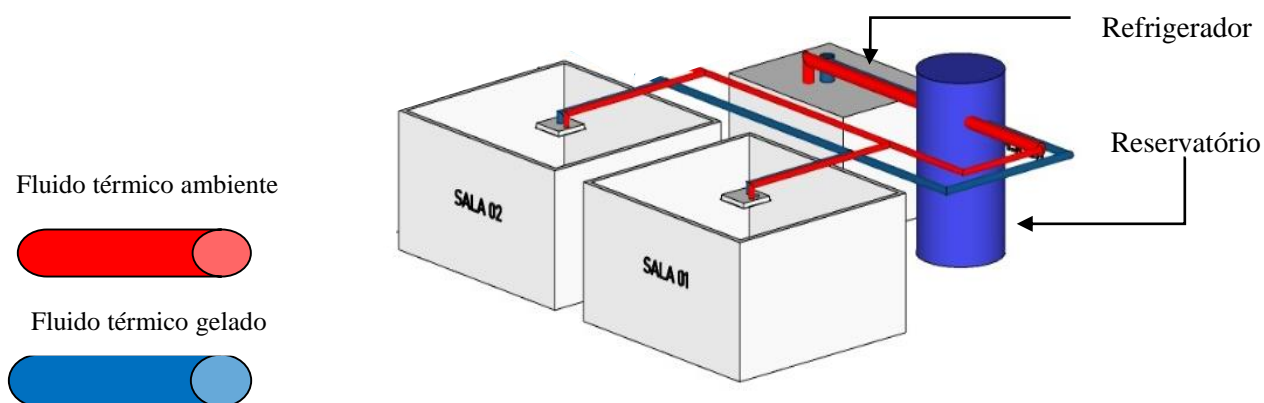
Com o objetivo de simular a aplicação do refrigerador em ambientes, foi desenvolvido um modelo matemático para esta Dissertação, no qual o problema físico consiste em um sistema de refrigeração por absorção de amônia com capacidade de 5 Toneladas de Refrigeração, um reservatório para armazenar o fluido térmico, 2 fancoletes do tipo cassete por serem mais compactos e apresentarem baixo nível de ruído e alto desempenho, e dois ambientes, o qual se concentram maior circulação de pessoas. Cada um destes componentes citado anteriormente, foram considerados como um volume de controle, em que nestes serão aplicadas as leis de balanço de massa e energia, bem como serão analisadas as geometrias destes componentes, como também as temperaturas de entrada do fluido térmico como o tempo de resfriamento em cada volume de controle e a realização de análises paramétricas no sistema modelado com o

objetivo de encontrar o melhor desempenho para operação do sistema.

VOLUMES DE CONTROLE DEFINIDOS:

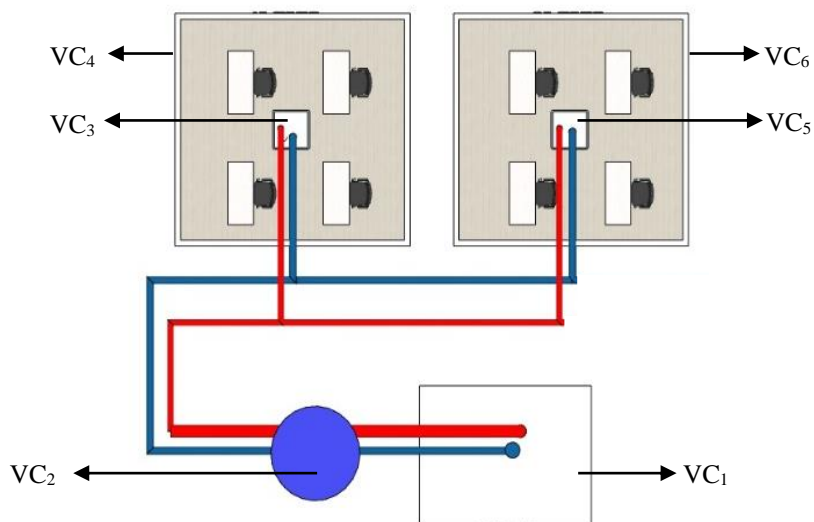
- Volume de Controle 1 (VC₁) – Refrigerador
- Volume de Controle 2 (VC₂) – Reservatório
- Volume de Controle 3 (VC₃) – Fancolete 1
- Volume de Controle 4 (VC₄) – Espaço 1
- Volume de Controle 5 (VC₅) – Fancolete 2
- Volume de Controle 6 (VC₆) – Espaço 2

FIGURA 13: ESQUEMA DE OPERAÇÃO DO SISTEMA



FONTE: Autor (2021).

FIGURA 14: VISTA DE CIMA DE OPERAÇÃO DO SISTEMA.



FONTE: Autor (2021).

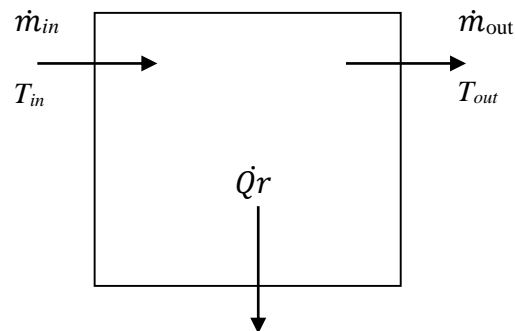
3.3.2 Hipóteses Simplificadoras

Para calcular o equacionamento do sistema proposto e apresentado na Figura 13, foram realizadas as seguintes considerações iniciais: i) O balanço de energia no sistema de refrigeração por absorção será realizado apenas no evaporador do lado água, em único volume de controle, ii) O sistema será modelado em regime de operação transiente. iii) Todo fluido térmico que adentrar no fancolete e climatizar a sala, retorna ao reservatório de forma independente.

3.3.3 Modelagem Matemática dos Volumes de Controle do Sistema

Neste item serão apresentados os equacionamentos matemáticos que governam os fenômenos físicos que ocorrem em cada componente do sistema, o refrigerador, o reservatório, fancolete 1, ambiente 1, fancolete 2 e ambiente 2. É importante ressaltar que cada componente do sistema é modelado individualmente, porém se acoplam para formar o sistema completo.

3.3.3.1 Refrigerador – Volume de Controle 1



Onde:

- \dot{m}_{in}, T_{in} Corresponde a entrada do fluido térmico no evaporador do refrigerador;
- \dot{Q}_r Corresponde a transferência de calor do refrigerador;
- \dot{m}_{out}, T_{out} Corresponde a saída do fluido térmico do refrigerador para o fancolete.

$$E_r = m_r \cdot C_w \cdot T_r \quad (\text{Equação 2})$$

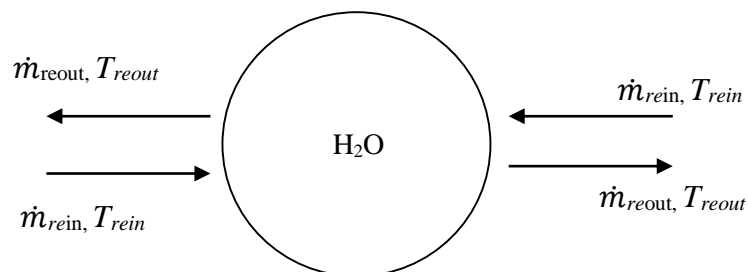
$$\frac{dE_r}{dt} = \dot{m}_{re} \cdot C_w \cdot T_{re} - \dot{m}_{re} \cdot C_w \cdot T - \dot{Q}_r \quad (\text{Equação 3})$$

$$\frac{dT_r}{dt} = \frac{\dot{m}_{re} \cdot T_{re} - \dot{m}_{re} \cdot T_r}{m_r} - \frac{\dot{Q}_r}{m_r \cdot C_w} \quad (\text{Equação 4})$$

Inicialmente foi realizado um balanço de massa e energia no VC₁ (Refrigerador), onde foram identificados os fluxos de massa e energia que entram e saem deste primeiro volume de controle, quanto a perda de calor que ocorre no processo, conforme mostra a equação (2). E consequente é modelado os demais processos que ocorrem no refrigerador com base no mesmo princípio.

Após identificados os elementos que entram e sai do volume, a equação (3) demonstra a aplicação do balanço de massa e energia, onde têm-se os parâmetros de entrada em função da energia produzida no refrigerador como em função do tempo, representado pelo vazão mássica (\dot{m}_{re}) do fluido térmico que adentra no refrigerador, o (C_w)o calor específico, e a temperatura inicial que o fluido térmico entra no refrigerador (T_{re}), assim como os parâmetros que sai do refrigerador, sendo os mesmos itens que entram: a vazão da água (\dot{m}_{re}) que o fluido sai do refrigerador, o calor específico, como também a temperatura que o fluido térmico sai do refrigerador. Ressaltando a capacidade de resfriamento do refrigerador (\dot{Q}_r) de 17.580 kW. Já na equação (4) é modelado a temperatura dos mesmos parâmetros em função do tempo.

3.3.3.2 Reservatório – Volume de Controle 2



Onde:

\dot{m}_{inre}, T_{inre} Representa a entrada do fluido térmico no reservatório;

$\dot{m}_{outre}, T_{outre}$ Representa a saída do fluido em direção o fancolete;

\dot{m}_{inre}, T_{inre} Representa o fluido de retorno da Fancolete;

\dot{m}_{out}, T_{out} Representa a saída do fluido de retorno ao Robur.

Para o equacionamento do VC₂, este volume de controle é caracterizado por duas etapas ou seja, para a modelagem matemática este componente considerou-se os mesmos fatores do volume de controle anterior, porém alterando somente parâmetros de entrada para um reservatório de água, onde tem-se uma entrada do fluido térmico (\dot{m}_{in}, T_{in}), a saída deste fluido (\dot{m}_{out}, T_{out}) em direção ao Fancolete (VC₃), pelo retorno deste fluido do VC₃ ao VC₂ e a saída do fluido térmico em direção ao refrigerador (VC₁). Assim tem-se a equação (5) que norteia a modelagem matemática do volume de controle 2. Onde, (E_t) representa a energia produzida no reservatório, a vazão mássica específica que o fluido térmico que entram no reservatório (\dot{m}_{re}), o calor específico (C_w) e a temperatura que o fluido produz (T_{re}) no VC₂.

$$E_{re} = \dot{m}_{re} \cdot C_w \cdot T_{re} \quad (\text{Equação 5})$$

$$\frac{dE_{re}}{dt} = \dot{m}_{re} \cdot C_w \cdot T_r - \dot{m}_{re} \cdot C_w \cdot T_{re} + \dot{m}_f \cdot C_w \cdot T_f - \dot{m}_f \cdot C_w \cdot T_{re} + U_{re} \cdot A_{re} \cdot (T_a - T_{re}) \quad (\text{Equação 6})$$

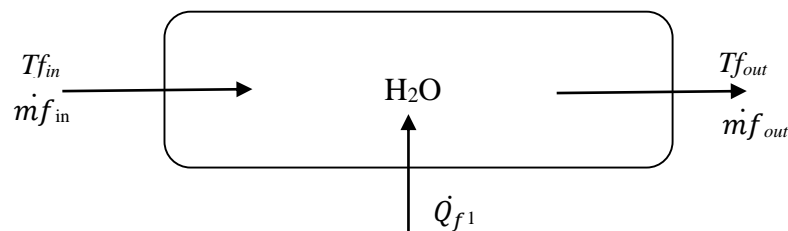
$$\frac{dT_{re}}{dt} = \frac{\dot{m}_{re} \cdot T_r - \dot{m}_{re} \cdot T_{re} + \dot{m}_f \cdot T_f - \dot{m}_f \cdot T_{re}}{\dot{m}_{re}} - \frac{U_{re} \cdot A_{re} \cdot (T_a - T_{re})}{\dot{m}_{re} \cdot C_w} \quad (\text{Equação 7})$$

A equação (6) é integrada em função do tempo no VC₂, na qual primeiramente são atribuídos os parâmetros de entrada no volume, sendo: ($\dot{m}_{re} \cdot C_w \cdot T_r$) vazão mássica, calor específico e a temperatura que o fluido térmico entra no reservatório, sendo que o mesmo fluido é proveniente do VC₁, assim como também é equacionado o fluido que sai do reservatório representado pelas nomenclaturas ($\dot{m}_{re} \cdot C_w \cdot T_{re}$), e conseqüente o VC₂, recebe o fluido de retorno vindo do fancolete, onde agora é calculado a vazão mássica do fluido vindo do fancolete (\dot{m}_f), o calor específico (C_w) e a temperatura que fluido térmico ao reservatório (T_{re}) também,

pelo Coeficiente Global do Reservatório (U_{re}) identificado por meio da literatura, como a área do reservatório (A_{re}) que influencia diretamente no comportamento do sistema as temperaturas, ambiente (T_a) quanto do próprio reservatório (T_{re}).

Assim, conseqüentemente a equação (7) atribui-se a temperatura do fluido térmico sendo integrada em função do tempo. Inicialmente tem-se os mesmos equacionamentos de entrada e saída do sistema (VC_2), e acrescentando-se a ($U_{re} \cdot A_{re} \cdot (T_a - T_{re})$) equivalente ao processo que ocorre quando o fluido sai do reservatório a uma temperatura mais baixa em direção a fancolete do tipo cassete (VC_3), ou seja, a fancolete receberá esse fluido, já com a temperatura da água mais baixa. Esse fluido refrigerante climatiza o ambiente e logo em seguida com uma temperatura mais ambiente retornará ao reservatório, levando em consideração o Coeficiente Global do Reservatório (U_{re}), a área deste reservatório (A_{re}) como também a temperatura ambiente em que o fluido resfria a sala e a temperatura da água do reservatório.

3.3.3.3 Fancolete 1 – Volume de Controle 3



Onde:

$\dot{m}_{f_{inf}}, T_{f_{inf}}$ Refere-se ao fluido térmico vindo do reservatório;

$\dot{m}_{f_{outf}}, T_{f_{outf}}$ Refere-se a saída do fluido de retorno para o reservatório;

\dot{Q}_{f1} Refere-se a transferência de calor que ocorre entre o fancolete e o ambiente.

Para o equacionamento do volume de controle 3 (VC_3), primeiramente são apresentadas algumas informações de operação do sistema. i) o VC_3 corresponde a um fan coil ou fancolete hidrônico do tipo cassete que utiliza um sistema de água gelada para resfriamento dos ambientes e por ser mais compacto e robusto em seu design. ii) o fancolete está dentro do ambiente no qual irá fazer a climatização.

Assim de maneira similar ao equacionamento já desenvolvido, para a modelagem matemática do VC_3 , foram considerados os mesmo fatores do VC_1 e VC_2 , modificando

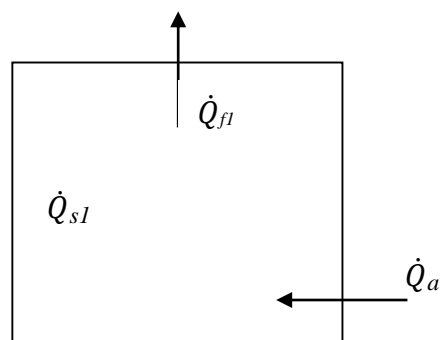
componente que produz energia, sendo a fancolete, onde tem-se da vazão mássica (m_{f1}) do fluido que entra na fancolete, o calor específico (C_w) e a temperatura (T_{f1}) que o fluido térmico adentra no fancolete conforme mostra a equação (8).

$$E_{f1} = m_{f1} \cdot C_w \cdot T_{f1} \quad (\text{Equação 8})$$

$$\frac{dT_{f1}}{dt} = \frac{\dot{m}_{f1} \cdot T_{re}}{m_{f1}} - \frac{\dot{m}_{f1} \cdot T_{f1}}{m_{f1}} + \frac{U_f \cdot A_{f1} \cdot (T_{s1} - T_{f1})}{m_{f1} \cdot C_w} \quad (\text{Equação 9})$$

Na equação (9), obtêm-se a integração da temperatura do fluido térmico do fancolete 1 (dT_{f1}) em função do tempo (dt), onde o fluido térmico proveniente do reservatório ($\dot{m}_{re} \cdot T_{re}$) entra no fancolete (\dot{m}_{f1}) e conseqüentemente ocorre o processo de resfriamento do ambiente 1 (T_{s1}), considerando também a temperatura que o fluido térmico entra no fancolete (T_{f1}) como a área deste fancolete (A_{f1}). O mesmo fluido sai da fancolete 1, agora com temperatura ambiente e retorna ao reservatório. Considerando nesta equação o Coeficiente Global (U_f) determinado para o fancolete.

3.3.3.4 Sala 1 – Volume de Controle 4



Onde:

\dot{Q}_a Corresponde a Transferência de calor que ocorre entre o ambiente externo à sala;

\dot{Q}_{s1} Corresponde a Transferência de calor no ambiente 1

\dot{Q}_{f1} Corresponde a Transferência de calor que ocorre no fancolete 1.

Para modelar o volume de controle 4 (VC₄), considera-se as seguintes informações: o cálculo da carga térmica para o ambiente 1 (\dot{Q}_{s1}) é de 28.967 BTU/h ou 8,49 Kw, a temperatura ambiente (\dot{Q}_a), a qual foi considerada uma temperatura de 30°C e o quanto de calor (\dot{Q}_{f1}) o fancolete retira do ambiente.

$$E_{s1} = m_{s1} \cdot CV_{ar} \cdot T_{s1} \quad (\text{Equação 10})$$

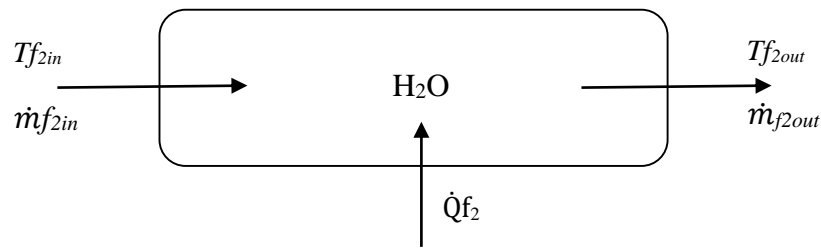
$$\frac{dT_{s1}}{dt} = \frac{U_s \cdot A_{s1} \cdot (T_a - T_{s1})}{m_{s1} \cdot CV_{ar}} - \frac{U_f \cdot A_{f1} \cdot (T_{s1} - T_{f1})}{m_{s1} \cdot CV_{ar}} + \frac{\dot{Q}_{s1}}{m_{s1} \cdot CV_{ar}} \quad (\text{Equação 11})$$

A equação 10 apresenta a equação principal para o VC₄, definido pela a energia que o ambiente 1 gera (E_{s1}), o calor específico do ar, volume e constante (CV_{ar}), como a temperatura padrão definida para sala 1 (T_{s1}), e assim consequentemente norteia a equação (11), onde a temperatura que o fluido térmico entra no ambiente 1 (T_{s1}) e é integrada em função do tempo (dT). A equação primeiramente desenvolve-se para o ambiente 1, em função do coeficiente global (U_s) para um espaço 1, a área do ambiente (A_{s1}) que influencia diretamente no processo de resfriamento do ambiente, e suas respectivas temperaturas entre a sala e o ambiente externo ($T_a - T_{s1}$), dividindo-se pela vazão que o fluido térmico entra na sala e pela constante do ar ($m_{s1} \cdot CV_{ar}$). Logo após tem-se a equação que modela o fancolete 1 dentro do ambiente, tendo-se também o coeficiente global para o fancolete (U_f), a área do fancolete 1 (A_{f1}), com a diferença de temperaturas entre o ambiente 1 e a o fancolete 1 também ($T_{s1} - T_{f1}$) e dividindo-se também dividindo pela vazão que o fluido térmico entra na sala e pela constante do ar ($m_{s1} \cdot CV_{ar}$). E o (\dot{Q}_{s1}) corresponde a carga térmica que o ambiente produz.

- **Modelagem Matemática do Volume de Controle 5 e 6**

Para a modelagem dos demais volumes de controle, foi mantido o mesmo refrigerador por absorção de amônia, mesma capacidade de climatização de 5 TR e o mesmo reservatório com capacidade de 500 litros, e como é apresentado na figura 12 e 13 cada fancolete tem entrada e saída de retorno do fluido térmico individualmente para o reservatório. E consequentemente a capacidade de resfriamento no ambiente é menor, por já ter sido utilizado para a climatização de um ambiente.

3.3.3.5 Fancolete 2 – Volume de Controle 5



Onde:

- \dot{m}_{inf2}, T_{inf2} Represente a entrada de água gelada vindo reservatório no fancolete 2;
 $\dot{m}_{outf2}, T_{outf2}$ Representa a saída da água em temperatura ambiente de retorno ao reservatório;
 \dot{Q}_{f2} Representa a transferência de calor que ocorre entre o fancolete e o espaço 2.

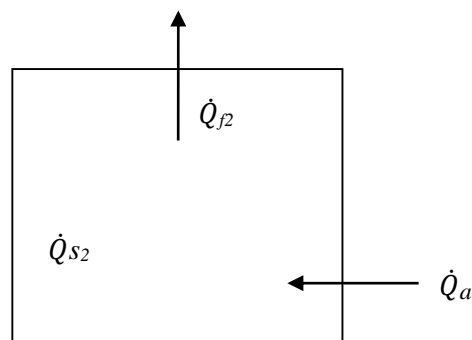
$$E_{f2} = m_{f2} \cdot C_w \cdot T_{f2} \quad (\text{Equação 12})$$

$$\frac{dT_{f2}}{dt} = \frac{\dot{m}_{f2} \cdot T_{re}}{m_{f2}} - \frac{\dot{m}_{f2} \cdot T_{f2}}{m_{f2}} + \frac{U_f \cdot A_{f2} \cdot (T_{s2} - T_{f2})}{m_{f2} \cdot C_w} \quad (\text{Equação 13})$$

Para o equacionamento do volume de controle 5 (VC₅) o qual é semelhante ao VC₃. A equação (12) apresenta os principais fenômenos que ocorre nesse volume de controle, sendo definido pela vazão do fluido térmico em função do fancolete 2 (\dot{m}_{f2}), calor específico e a temperatura do fluido térmico apresenta quando adentra o fancolete 2 (T_{f2}).

Na equação 13 a solução ocorre, partindo-se da mesma premissa da equação (12), porém alguns dos parâmetros são alterados, como a área da sala 2, assim influenciando na equação.

3.3.3.6 Sala 2 – Volume de Controle 6



Onde:

\dot{Q}_a Corresponde a Transferência de calor que ocorre entre o ambiente externo à sala;

\dot{Q}_{s2} Corresponde a Transferência de calor no ambiente 2;

\dot{Q}_{f2} Corresponde a Transferência de calor que ocorre no fancolete 2.

$$E_{s2} = m_{s2} \cdot CV_{ar} \cdot T_{s2} \quad (\text{Equação 14})$$

$$\frac{dT_{s2}}{dt} = \frac{U_s \cdot A_{s2} \cdot (T_a - T_{s2})}{m_{s2} \cdot CV_{ar}} - \frac{U_f \cdot A_f \cdot (T_{s2} - T_{f2})}{m_{s2} \cdot CV_{ar}} - \frac{\dot{Q}_{s2}}{m_{s2} \cdot CV_{ar}} \quad (\text{Equação 15})$$

Na modelagem do volume de controle 6 (VC₆) para simulação de resfriamento no ambiente 2, partindo-se da mesma premissa do equacionamento do ambiente 1 como é apresentado na equação 10 e 11, porém alterando-se somente alguns fatores como a área da sala, o qual tem o total de 15,5 m², uma geração de calor (carga térmica) de 7.785 BTU/h ou 2,22 kW e por ser um ambiente inferior ao primeiro espaço, e conseqüentemente a capacidade de climatização do fancolete 2 é menor também. Após o processo de climatização do ambiente 2, o fluido térmico sai do fancolete e retorna ao reservatório em temperatura ambiente e assim fechando o ciclo da modelagem de todos os componentes do sistema.

3.4 Parâmetros de entrada do modelo matemático para simulação

Para iniciar a simulação da modelagem matemática, foram necessários definir alguns dos parâmetros de entrada do modelo matemático, o qual estes valores de entrada são apresentados na Tabela 5 e descritos durante o equacionamento matemático para cada volume de controle. Os coeficientes globais de transferência de calor foram determinados de acordo com a literatura (Engineering ToolBox, 2003). Deste modo, será analisada a influência destes parâmetros na climatização no ambiente, as temperaturas de entrada do fluido térmico de cada componente e posteriormente será realizada uma análise paramétrica para verificar o desempenho operacional dos volumes de controle.

TABELA 4: PARÂMETROS DE ENTRADA PARA SIMULAÇÃO DO MODELO

Parâmetros	Símbolos	Unidade	Valor
Vazão mássica do reservatório	\dot{m}_{re}	kg/s	0.5
Calor específico da água	C_w	J.kg ⁻¹ .K ⁻¹	4180
Transferência de Calor do Refrigerador	\dot{Q}_r	kW	17.580.3
Densidade da água	ρ_w	kg/m ³	1000
Volume do Refrigerador	V_r	m ³	0.005
Vazão Mássica do Fancolete	\dot{m}_f	kg/s	100
Volume do Reservatório	V_{re}	m ³	0.5
Volume do Fancolete	V_f	m ³	0.005
Coefficiente Global do Fancolete	U_f	w/m ² k	100
Área do Fancolete 1	A_f	m ²	2
Área do Fancolete 2	A_{f2}	m ²	2
Volume da Sala 1	V_{s1}	m ³	30
Volume da Sala 2	V_{s2}	m ³	30
Coefficiente Global das Salas	U_s	w/m ² K	1
Área da Sala 1	A_{s1}	m ²	48
Área da Sala 2	A_{s2}	m ²	17
Geração de Calor na Sala 1	\dot{Q}_{s1}	kW	9.376
Geração de Calor na Sala 2	\dot{Q}_{s2}	kW	2.22
Densidade do Ar	ρ_a	kg/m ³	1.2
Calor específico do ar a volume e constante	CV_{ar}	J.kg ⁻¹ .K ⁻¹	717
Temperatura Ambiente	T_a	°C	30
Coefficiente Global do Refrigerador	U_r	w/m ² K	500
Área do Refrigerador	A_r	m ²	10
Temperatura de Saturação do Refrigerador	T_{st}	°C	-18,9

FONTE: Autor (2021).

3.5 Método Numérico

O problema numérico a ser resolvido consiste em integrar, numericamente, as equações diferenciais ordinárias (EDO's), que descrevem o comportamento do sistema. O modelo matemático foi implementado, computacionalmente, por meio da linguagem de programação Fortran[®]90. As EDO's foram integradas explicitamente no tempo com a utilização de passos adaptativos e através da utilização do método de Runge-Kutta de 4^a/5^a ordem (KINCAID e CHENEY, 1991). Em caráter numérico, o passo de tempo é ajustado, automaticamente, de acordo com o erro de truncamento local, que é mantido abaixo de uma tolerância especificada, de 10⁻⁶. Como critérios de parada, o código computacional desenvolvido permite a realização de cálculos até um tempo final pré-estabelecido ou condição de regime permanente (MARTINHO, 2013).

3.6 Análise Paramétrica

A análise paramétrica do sistema foi realizada com o intuito de obter-se o comportamento e a influência de alguns parâmetros na eficiência do refrigerador e demais componentes na climatização dos ambientes. Para isso, alguns dos principais parâmetros do modelo desenvolvido serão variados e a consequência dessa variação será analisada em relação ao coeficiente de performance e assim levantar e determinar alguns dos impactos em tais componentes.

4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Neste Capítulo, será primeiramente apresentado o cálculo de carga térmica dos ambientes que serão climatizados no NPDEAS. Após isso, será exposto o comportamento das simulações do modelo de acordo com o que foi desenvolvido na metodologia do trabalho para os dois ambientes, em função dos parâmetros iniciais como as características de cada volume de controle. Também será apresentada uma análise paramétrica do sistema, em caráter numérico, com o intuito de se estudar e analisar o impacto de alguns parâmetros no desempenho total do modelo matemático. Além disso, serão exibidos os valores ótimos encontrados por meio de algumas configurações do modelo proposto, assim como a otimização do modelo para uma melhor performance.

4.1 CARGA TÉRMICA DOS AMBIENTES

4.1.1 Primeiro espaço

Conforme foi apresentado no sistema parametrizado do Doutor Martinelli para o ambiente 1, foi calculado todos os itens que influenciam na temperatura do ambiente. O primeiro espaço é a maior dentre as outras, principalmente por ter uma área de quase 48 m² e consequentemente ter uma geração de calor maior como é exposto na tabela 6 abaixo.

TABELA 5: CARGA TÉRMICA DA REFERENTE AO ESPAÇO 1

Local	ESPAÇO 1
-------	----------

			kcal/h	BTU/h
Cargas Térmicas (kcal/h)	1	Janelas: Insolação	-	-
	2	Janelas: Transmissão	120,00	476,16
	3	Paredes	1.066,52	4.231,95
	4	Teto	859,95	3.412,28
	5	Piso	621,08	2.464,43
	6	Pessoas	2.700,00	10.713,60
	7	Outras Fontes	2.492,00	9.888,26
	8	Portas	252,00	999,94
Total			7.300,39	28.967,95
Sub-total com Fator Geográfico			7.300,39	28.967,95
Total (kcal/h)			7.300,39	
Total (BTU/h)			28.967,95	
Total (TR)			2,41	
Total (kW)			8,49	

FONTE: Autor (2021).

4.1.2 Segundo espaço

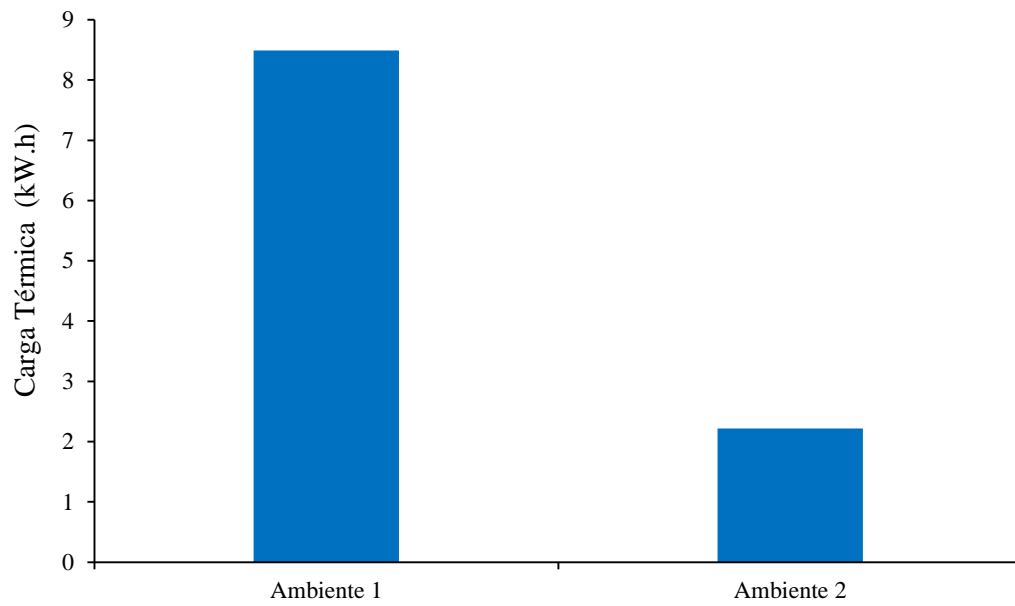
O segundo espaço, obteve uma carga térmica de 7.785 BTU/h ou 2,22 kW (tabela 6) principalmente por estar na posição de face norte, ou seja, recebendo insolação direta durante o dia por meio das suas paredes e teto, e em relação ao primeiro ambiente, o ambiente 2 é menos em tamanho, medindo quase 16 m².

TABELA 6: CARGA TÉRMICA REFERENTE AO ESPAÇO 2

Local	ESPAÇO 2			
Cargas Térmicas (kcal/h)	1	Janelas: Insolação	-	-
	2	Janelas: Transmissão	60,00	238,08
	3	Paredes	687,68	2.728,71
	4	Teto	279,00	1.107,07
	5	Piso	201,50	799,55
	6	Pessoas	150,00	595,20
	7	Outras Fontes	236,00	936,45
	8	Portas	264,00	1.047,55
Total			1.690,36	6.707,36
Sub-total com Fator Geográfico			1.690,36	6.707,36
Total (kcal/h)			1.911,76	
Total (BTU/h)			7.785,36	
Total (TR)			0,63	
Total (kW)			2,22	

FONTE: Autor (2021).

FIGURA 15: CARGA TÉRMICA DOS AMBIENTES EM kW/h.



FONTE: Autor (2022).

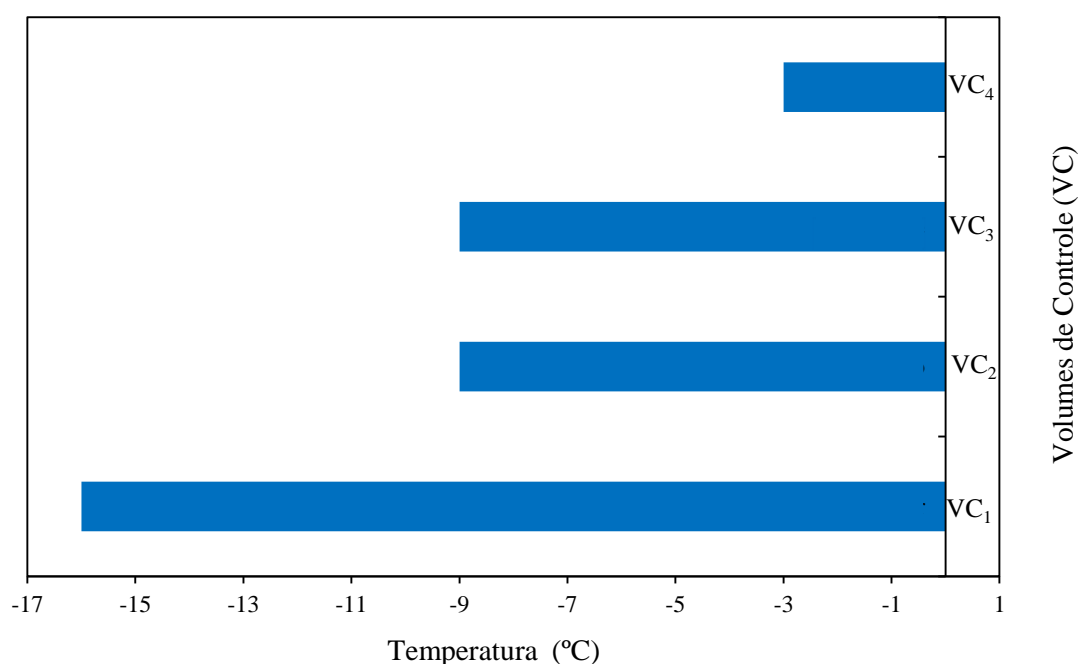
Na Figura 15, são apresentadas as cargas térmicas dos espaços em kW.h, o qual foram escolhidos para a simulação do resfriamento.

4.2 SIMULAÇÃO DA APLICAÇÃO DO REFRIGERADOR NOS AMBIENTES

4.2.1 Aplicação do refrigerador em um ambiente

O modelo matemático foi implementado no software Fortran, conforme aplicado o balanço de massa e energia utilizando as equações e condições iniciais descritas na metodologia desta dissertação. Com os parâmetros fornecidos, o programa calculou os valores de temperatura de entrada do fluido térmico dos volumes de controle: VC_1 , VC_2 e VC_3 , bem como simulou a temperatura que o fluido resfria o ambiente 01 (VC_4) exposto pela figura 11. O sistema modelado para resfriar apenas um ambiente obteve um coeficiente de desempenho de 5,46 ($COP = 0,54$), no qual o valor é considerado aceitável como valores de COP apresentados em abordagens experimentais para este tipo de refrigerador de acordo com a literatura (Figura 16).

FIGURA 16: TEMPERATURA DE ENTRADA DO FLUIDO TÉRMICO



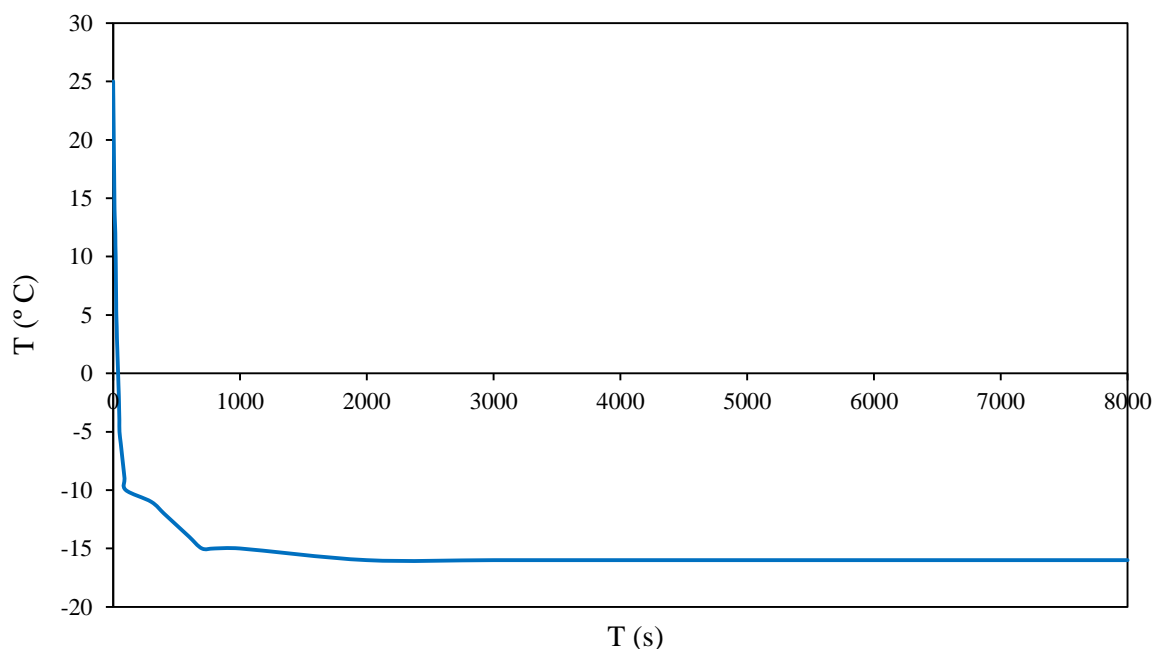
FONTE: Autor, (2022)

Na simulação numérica do sistema também foram observados o tempo de resfriamento de cada componente, ou seja, o tempo em que o sistema atinge inicia o estágio de regime transiente e alcança o regime permanente. Esses tempos de alcance das temperaturas do sistema

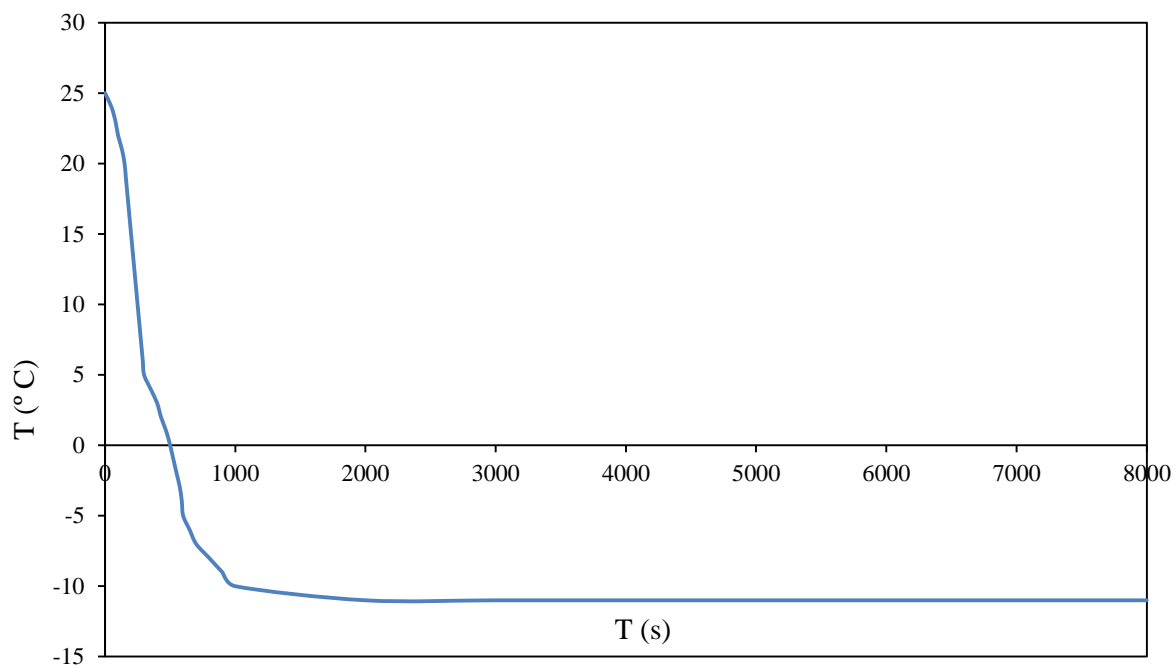
serão apresentados nas figuras a seguir. Nas figuras 17 e 18 são exibidas as temperaturas em função do tempo de resfriamento dos volumes de controle 1 e 2, o qual foi simulado com um tempo padrão de 8000s, para assim verificar se o tempo seria o ideal para a realizar a simulação, onde demonstrou ser o exemplar a ser seguido. Desta forma, a figura 17 apresenta o *start* da temperatura do VC₁ em 30°C, o qual decai de acordo com o tempo, após 1000s o sistema mostra temperaturas abaixo de - 10°C, e quando atinge os 2000 segundos, o sistema entra em regime permanente com temperatura a - 16°C. Já a figura 18, também mostra que após os 2000 segundos o modelo entra em regime estacionário com temperatura a - 11°C.

A simulação da figura 19 demonstra um resultado semelhante ao VC₂, devido ao fato que o fluido térmico que sai do reservatório em direção a fancolete está com temperatura negativa e com nenhuma perda. Já na figura 20, a qual se refere a climatização da sala 1 que inicia o com temperatura de 30°C e que também entra em regime permanente após os 2000s. Durante o período de simulação, foi possível perceber que antes dos 2000 segundos o sistema já apresentava uma redução negativa em relação a temperatura, qual atingiu o patamar de regime permanente.

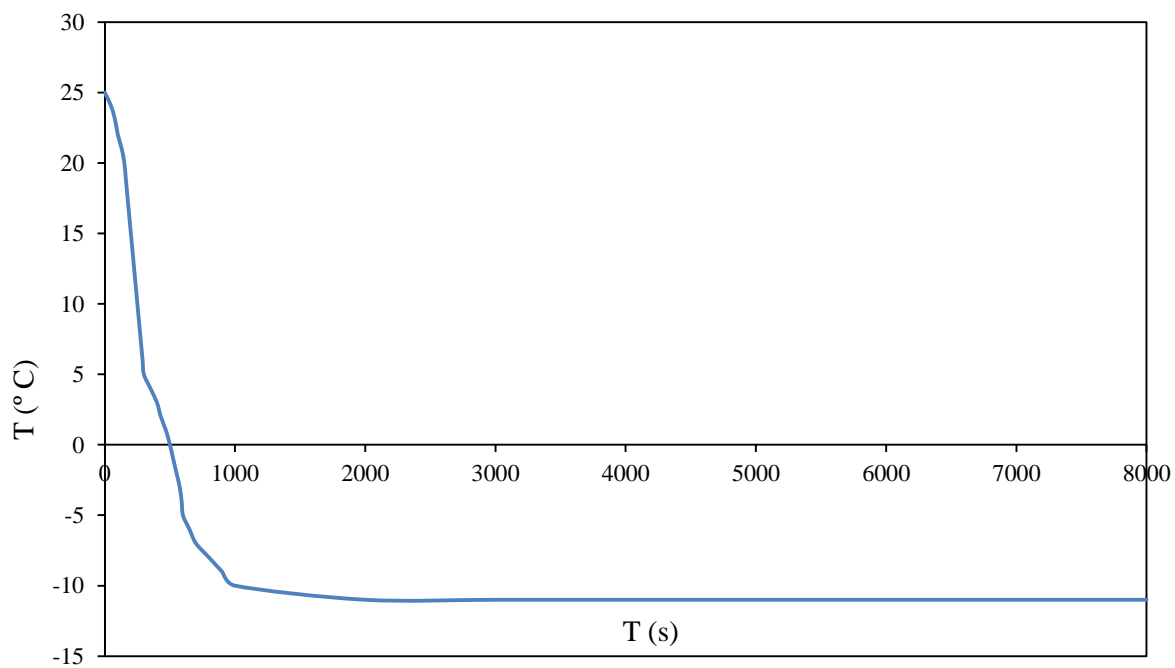
FIGURA 17: TEMPO EM QUE A TEMPERATURA ALCANÇA O REGIME PERMANENTE NO VC₁.



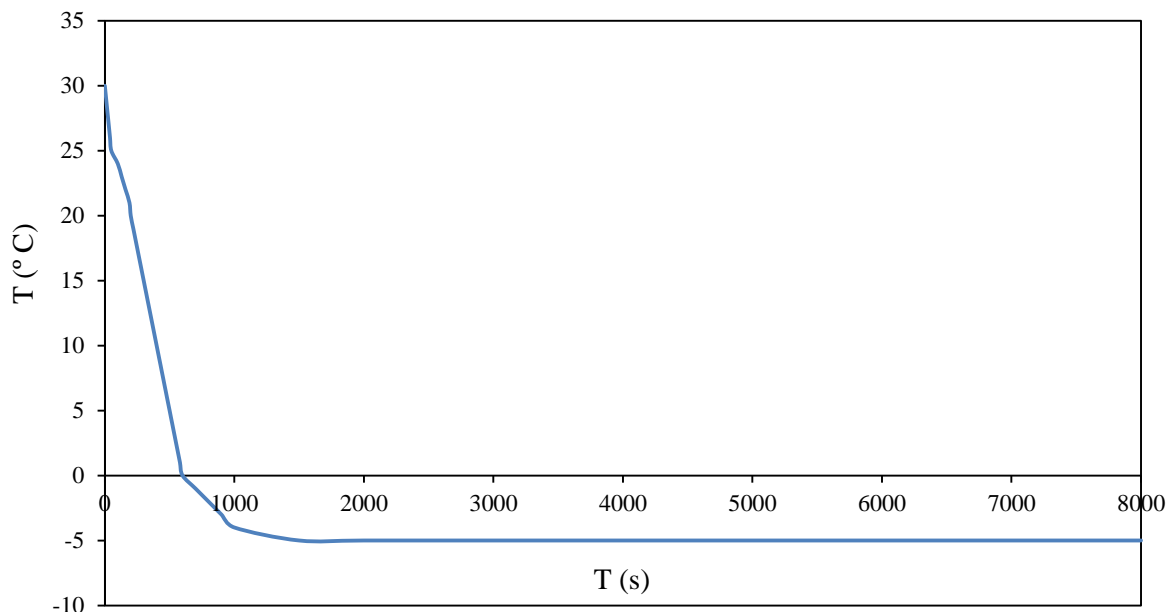
FONTE: Autor, (2022).

FIGURA 18: TEMPO EM QUE A TEMPERATURA ALCANÇA O REGIME PERMANENTE NO VC₂.

FONTE: Autor (2022).

FIGURA 19: TEMPO EM QUE A TEMPERATURA ALCANÇA O REGIME PERMANENTE NO VC₃.

FONTE: Autor (2022).

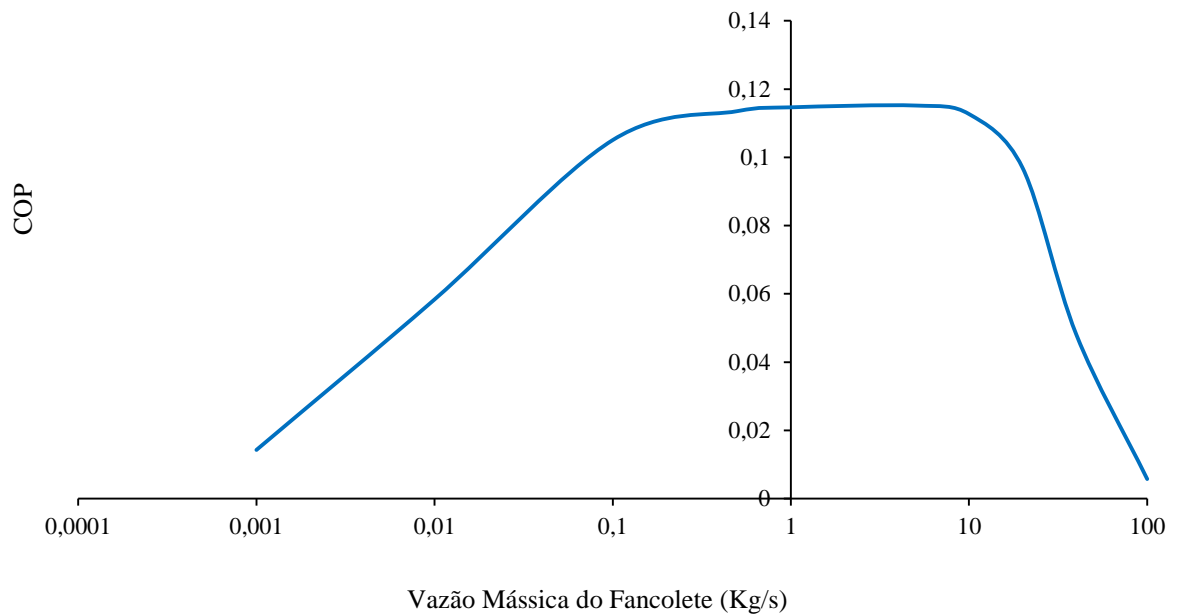
FIGURA 20: TEMPO EM QUE A TEMPERATURA ALCANÇA O REGIME PERMANENTE NO VC₄

FONTE: Autor (2022).

Ainda no espaço 1, foram realizadas análises paramétricas no modelo matemático a fim de obter o melhor comportamento e identificar a influência de alguns parâmetros na eficiência da aplicação do refrigerador para o ambiente 1 (VC₄). Para isso, alguns dos principais parâmetros do modelo desenvolvido foram alterados e a consequência dessa variação foi analisada em relação ao coeficiente de desempenho do sistema. Assim, primeiramente foi variada a vazão mássica do reservatório.

A vazão mássica do fancolete foi analisada conforme a variação da vazão do fluido térmico ideal adotado na metodologia deste trabalho, assim observa-se na figura 21. Iniciando-se com o valor adequado para o fancolete de 100 kg/s, onde o COP é de 0,0057 (COP = 0,57). Após isso foram aplicados valores diferentes do apresentado inicialmente, para assim encontrar a vazão ótima para o melhor desempenho do fancolete no resfriamento da sala. O sistema apresentou menores valores de COP, pois foi observado quando implementado acima de 100 kg/s o COP decaiu o desempenho, logo assim, quando a vazão do fancolete atribuiu vazões inferiores, como de 0,001 kg/s com COP de 0,02, e quando alterado para mais de 10 kg/s o COP tende a cair. E quando atribuídos valores entre 0,1 m³/s e 0,9 m³/s, o coeficiente de performance apresentou um melhor desempenho na vazão do fancolete. Desta forma a vazão ideal é de 1 m/s com COP próximo de 0,12.

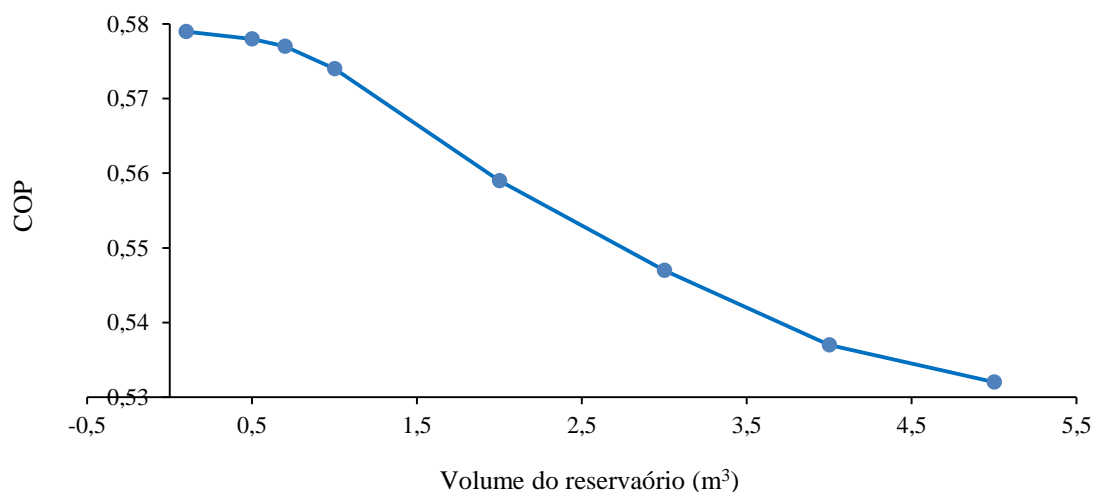
FIGURA 21: ANÁLISE PARAMETRICA EM FUNÇÃO DA VAZÃO MÁSSICA DO FANCOLETE.



FONTE: Autor, 2022.

Já a Figura 22 mostra o resultado da variação do volume do reservatório, em função do COP, o volume foi alterado do qual foi descrito na tabela 5, quando o sistema obteve um COP de 0,53 quando o volume adotou um 500 m^3 , mesmo sendo um COP aceitável de acordo com a literatura para sistema de refrigeração por absorção. Porém foram empregados volumes de menor capacidade como mostra a figura abaixo. O coeficiente de desempenho obteve melhor performance quando o sistema utilizou um volume inferior à 100 m^3 , ou seja, um recipiente de menor capacidade influencia diretamente na capacidade de resfriamento do ambiente.

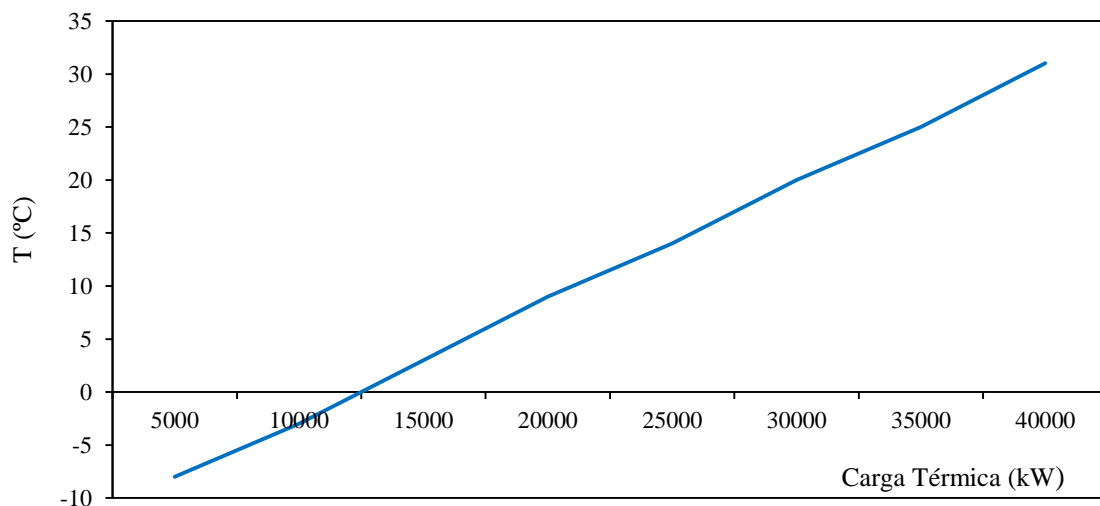
FIGURA 22: VARIAÇÃO DO VOLUME DO RESERVATÓRIO.



FONTE: Autor, 2022.

Com o objetivo de simular a capacidade do refrigerador de 5 TR em relação a climatização do primeiro ambiente, foram modificados a carga térmica inicial de 10.000 kW, com intervalos de 5000 kW, chegando-se até 45.000 kW como é apresentado na Figura 19. Primeiramente nota-se que em 10.000 kW o refrigerador consegue resfriar a temperatura abaixo de 0°C, quando elevado sua carga térmica em diferentes pontos percebe-se que o gráfico consequentemente aumenta a temperatura de climatização da sala. Quando o ambiente adotou a carga térmica de 30.000 kW ainda assim é possível ter um conforto térmico de 20°C, o qual comporta-se entre 20 à 35 pessoas. Quando ultrapassa essa quantidade, a temperatura da sala chega aos 25°C, desta forma não havendo conforto térmico (Figura 23).

FIGURA 23: CAPACIDADE DE CLIMATIZAÇÃO DO REFRIGERADOR.



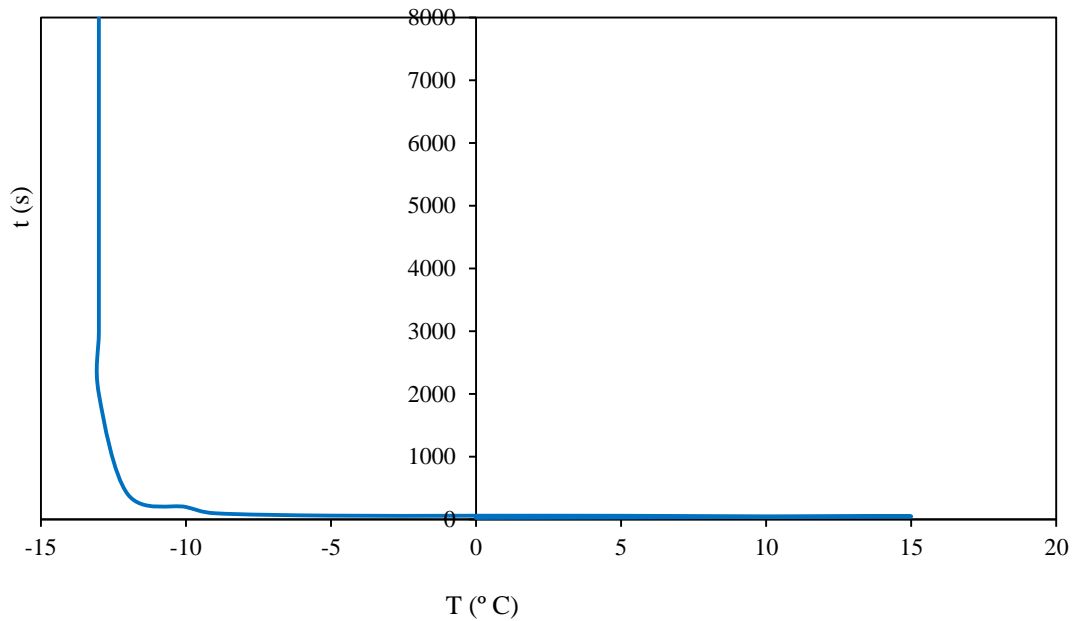
FONTE: Autor (2022).

Após averiguado que o sistema consegue manter um ambiente confortável em até 30.000 kW, ou seja, essa é a carga máxima suportada neste ambiente. Também foram verificados o tempo de resfriamento como também o tempo em que o sistema atinge o patamar de regime permanente. A seguir, as figuras mostram esse tempo de climatização e de regime permanente em função do VC₄.

Na figura 24 é visto que mesmo com a carga máxima adotada, o VC₁ manteve temperatura negativa, o qual percebe-se também que passando dos 1000s o sistema começa a sair do regime transiente, e em 2000s passa a ser regime permanente com temperatura estável em -13°C. Na figura 25 a carga máxima está empregada em função da temperatura do VC₂, diferente do VC₁, o sistema dá o *start* em 25°C e entra em regime permanente após os 2000s

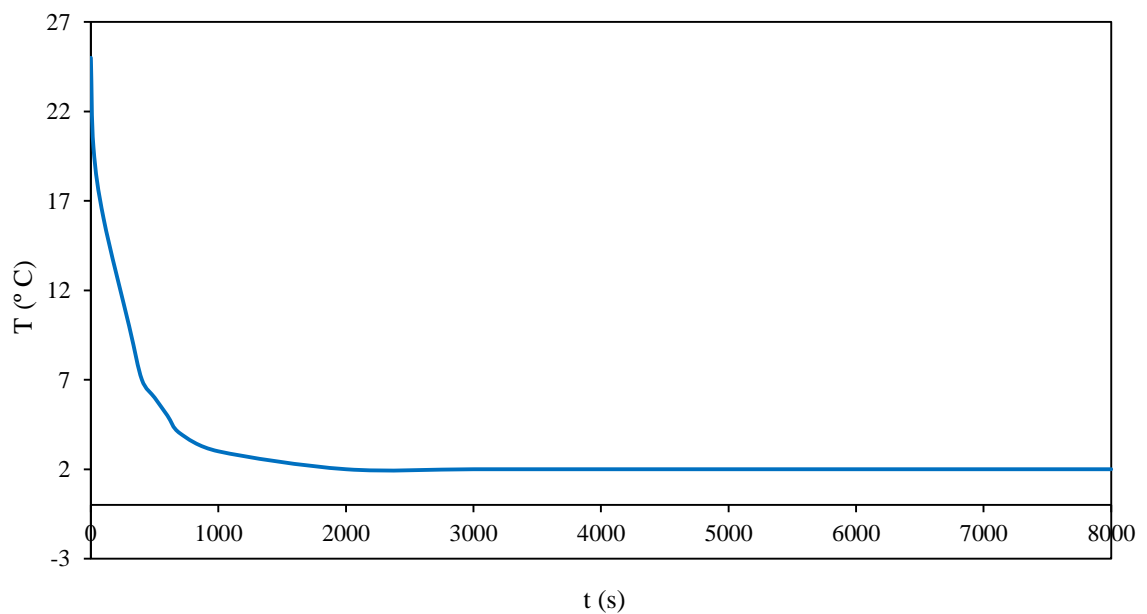
quando a temperatura cai para 2°C semelhante ao VC₃ (Figura 26). Já no VC₄ o sistema inicia a temperatura de 25°C também, porém seu “Start” acontece quando a temperatura atinge à 30°C, entrando em regime permanente após 2000 s também com temperatura à 17 °C (Figura 27).

FIGURA 24: CARGA MÁXIMA EM FUNÇÃO DO TEMPO DA TEMPERATURA VC₁.

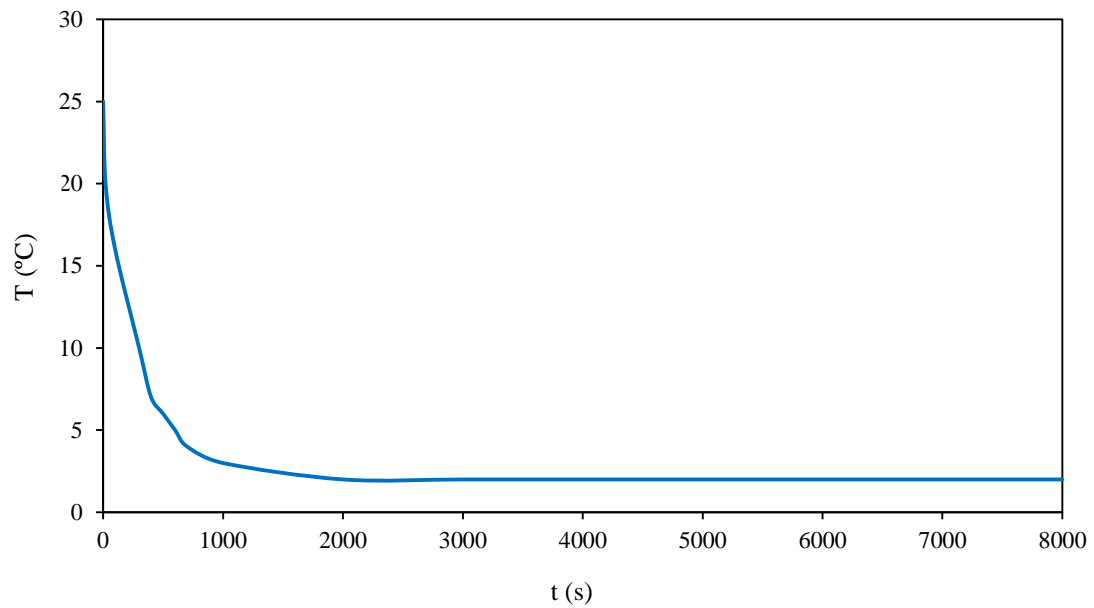


FONTE: Autor (2022).

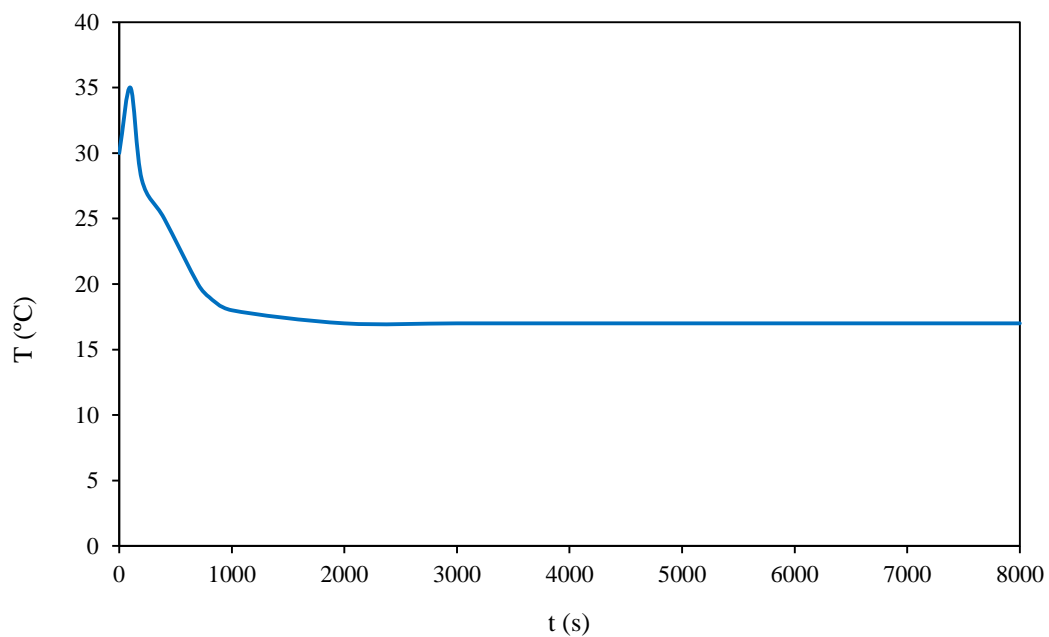
FIGURA 25: CARGA MÁXIMA EM FUNÇÃO DO TEMPO DA TEMPERATURA VC₂.



FONTE: Autor (2022).

FIGURA 26: CARGA MÁXIMA EM FUNÇÃO DO TEMPO DAS TEMPERATURA VC₃.

FONTE: Autor (2022).

FIGURA 27: CARGA MÁXIMA EM FUNÇÃO DO TEMPO DAS TEMPERATURA VC₄.

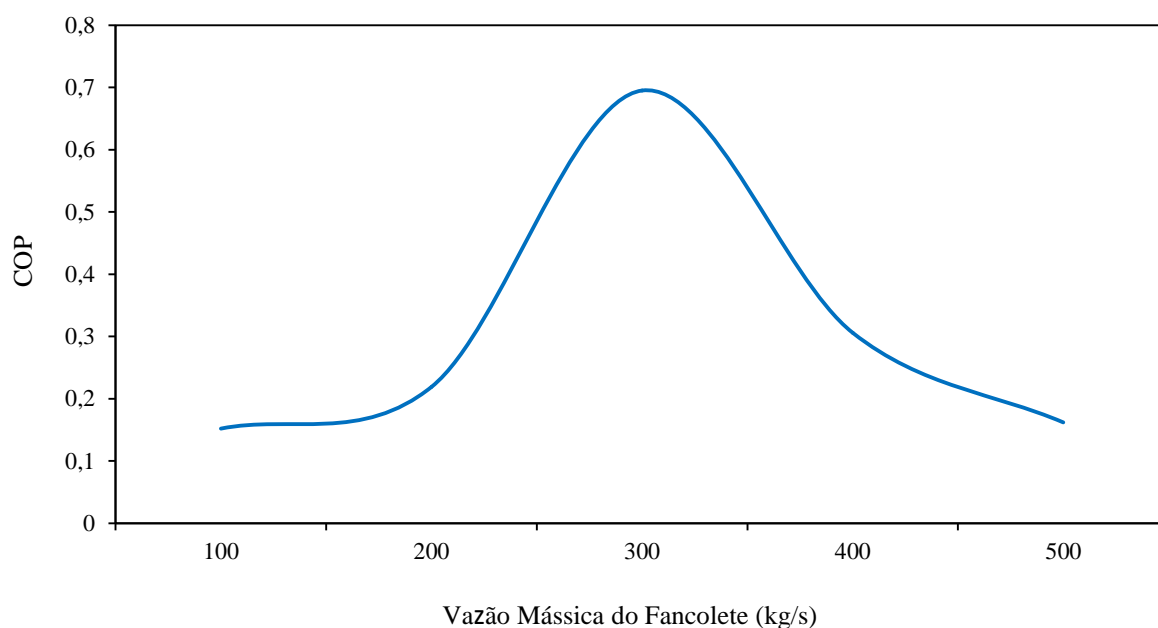
FONTE: Autor (2022).

Após as simulações em função do tempo como apresentou a principais temperaturas em função dos primeiros volumes de controle e com a carga máxima, foi também realizado uma análise paramétrica em virtude da vazão do fancolete em função do coeficiente de desempenho,

o qual foram inseridas diferentes vazões para compreender qual seria a vazão ótima para esse sistema com carga máxima.

Na Figura 28 é apresentado os parâmetros utilizado para o sistema operar, iniciando-se com vazões acima de 100 kg/s e assim elevando as demais. Primeiramente nota-se um bom desempenho quando se adotaram vazões superiores ao utilizado na metodologia, assim o sistema apresentou ótimos valores de COP quando adotou-se vazões mássica de 200 kg/s, chegando a encontrar uma vazão ótima em 300 kg/s e COP de 0,69. Com isso é possível afirmar que quanto maior a vazão mássica adotada para esse fancolete melhor foi sua eficiência, porém também foi observado que cada vez que foi empregado valores maiores de vazões o sistema voltou a decair a sua eficiência. Desta forma entende-se que a vazão ideal no momento que o sistema emprega a carga máxima, a melhor vazão é de 300 kg/s.

FIGURA 28: ANÁLISE PARAMÉTRICA EM FUNÇÃO DA VAZÃO DO FANCOLETE.

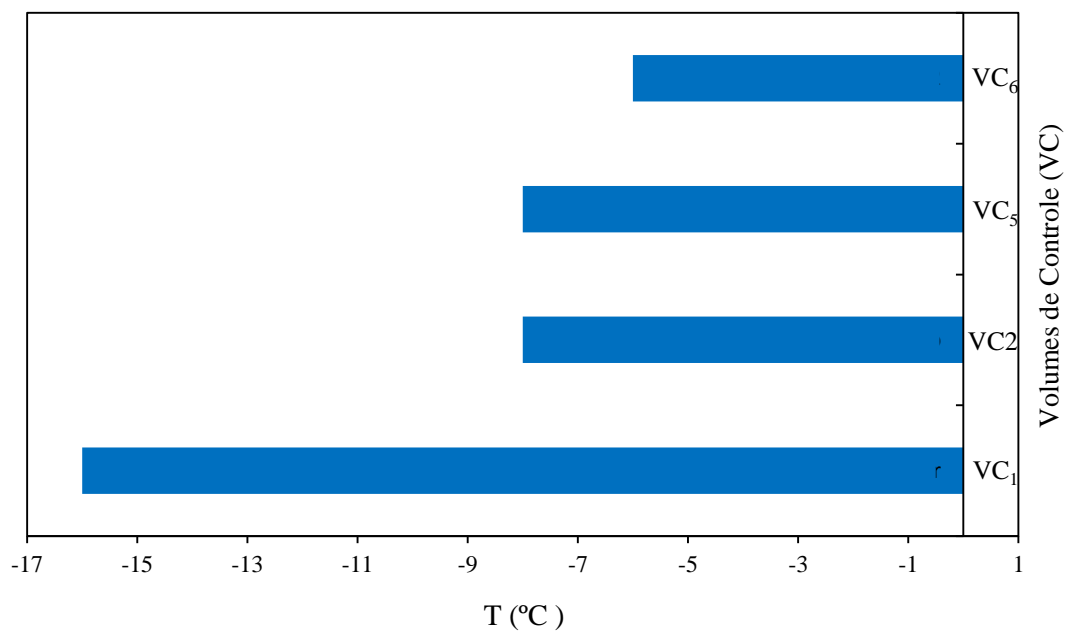


FONTE: Autor (2022).

4.2.2 Aplicação do Refrigerador para dois espaços

Para simular a aplicação do refrigerador no ambiente 2 (VC_6) do NPDEAS, foram mantidos alguns dos mesmos parâmetros do ambiente 1, e acrescentada a carga térmica calculada para o ambiente 2, que é de 2,22 kW. A simulação apresentou uma temperatura semelhante para o VC_1 , quando utilizado dois ambientes para resfriamento, ou seja, não houve alteração nenhuma já que o refrigerador é o mesmo, e no VC_2 a temperatura foi mais inferior caindo para -7°C , e VC_5 obteve a mesma temperatura do VC_2 . Já no VC_6 a temperatura foi de -6°C , como já se previa por ser um ambiente menor com apenas $15,5\text{ m}^2$, pouca circulação de pessoas no ambiente e por ter menos fatores que impactam diretamente na geração de calor (Figura 29), porém em relação ao desempenho do refrigerado para o resfriamento de dois ambientes, o COP caiu para 0,0258 ($\text{COP} = 0,025$).

FIGURA 29: TEMPERATURA DOS VOLUMES DE CONTROLE NA SALA 2.

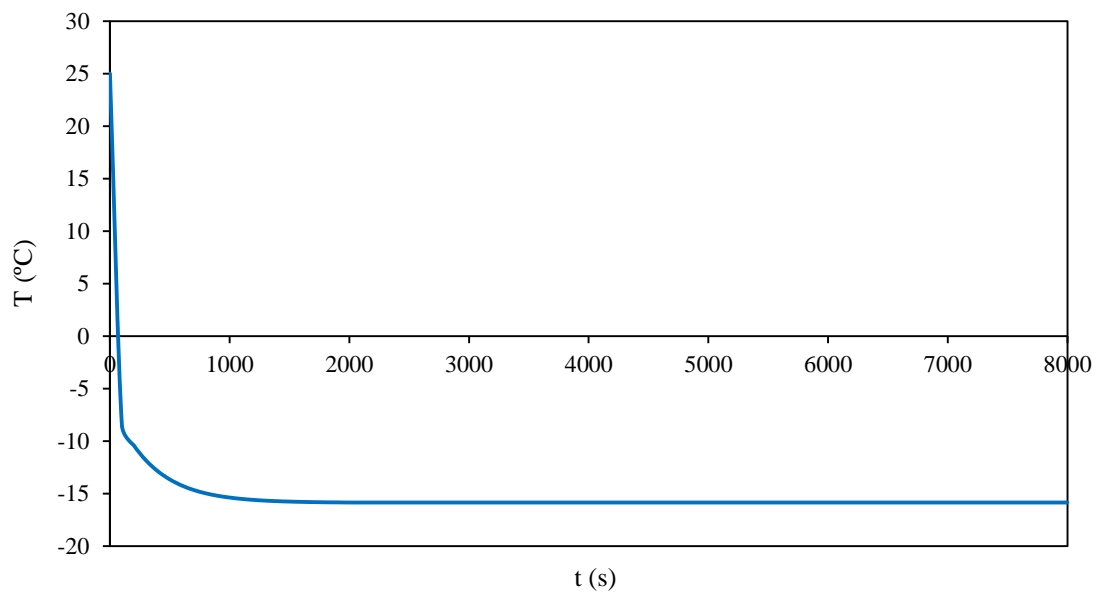


FONTE: Autor (2022).

Após apresentação das temperaturas do fluido térmico em relação ao ambiente 2, o modelo também mostrou o tempo em que este fluido entra no regime sai do regime transiente e atinge o patamar de regime permanente. Nas Figuras 30 e 31 são exibidas os tempos de resfriamento em função dos VC_1 e VC_2 , onde observa-se primeiramente na Figura 30 que o VC_1 se manteve semelhante ao que foi visto na simulação para apenas um ambiente, isso se deve ao fato de que é o mesmo refrigerador, e mesmo climatizando 2 ambientes o refrigerador

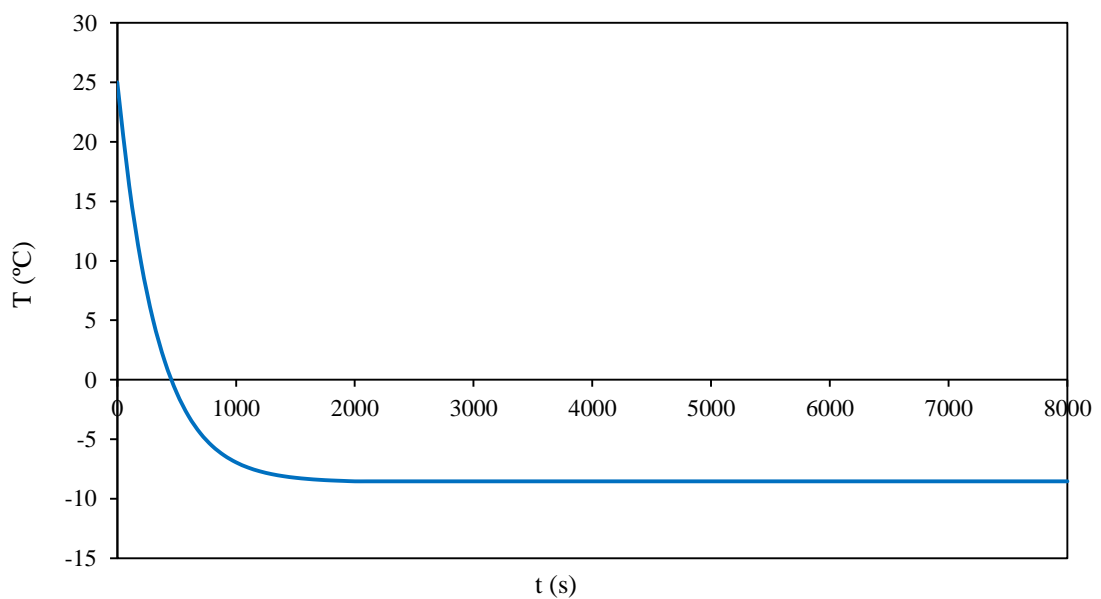
ainda consegue manter a mesma temperatura e mesmo tempo de resfriamento para os ambientes, assim não havendo alteração nenhuma. Já analisando a Figura 31, notou-se uma alteração em relação a temperatura quando adotam um segundo ambiente, a temperatura que o sistema apresenta é de -8°C em comparação ao exibido na simulação para apenas um ambiente que foi de -9°C e mesmo assim o tempo de resfriamento ainda se manteve em 2000s.

FIGURA 30: TEMPERATURA DO VC₁ EM FUNÇÃO DO TEMPO DA SALA 2.



FONTE: Autor (2022).

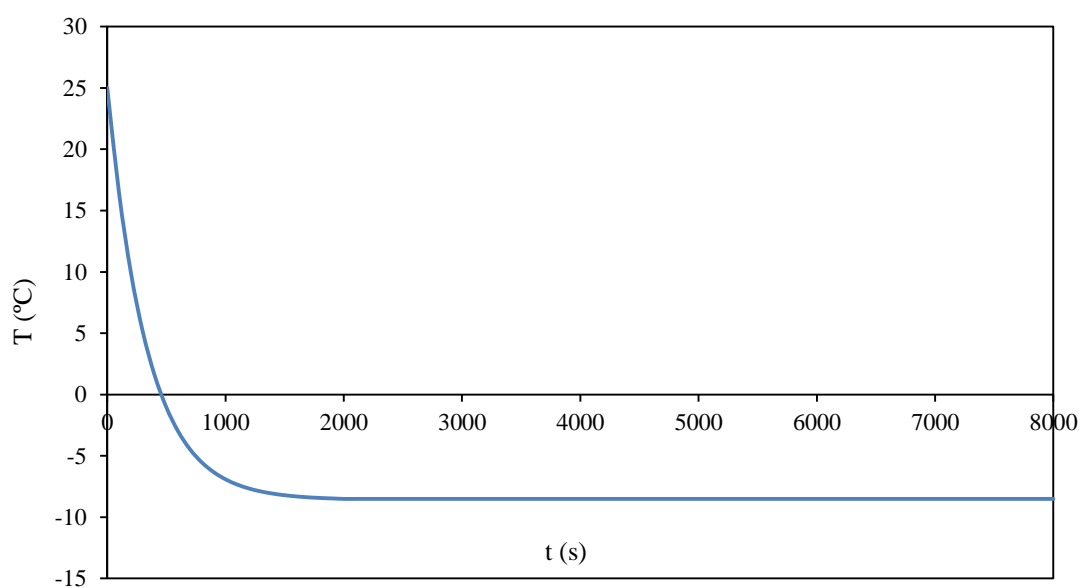
FIGURA 31: TEMPERATURA DO VC₂ EM FUNÇÃO DO TEMPO DA SALA 2.



FONTE: Autor (2022).

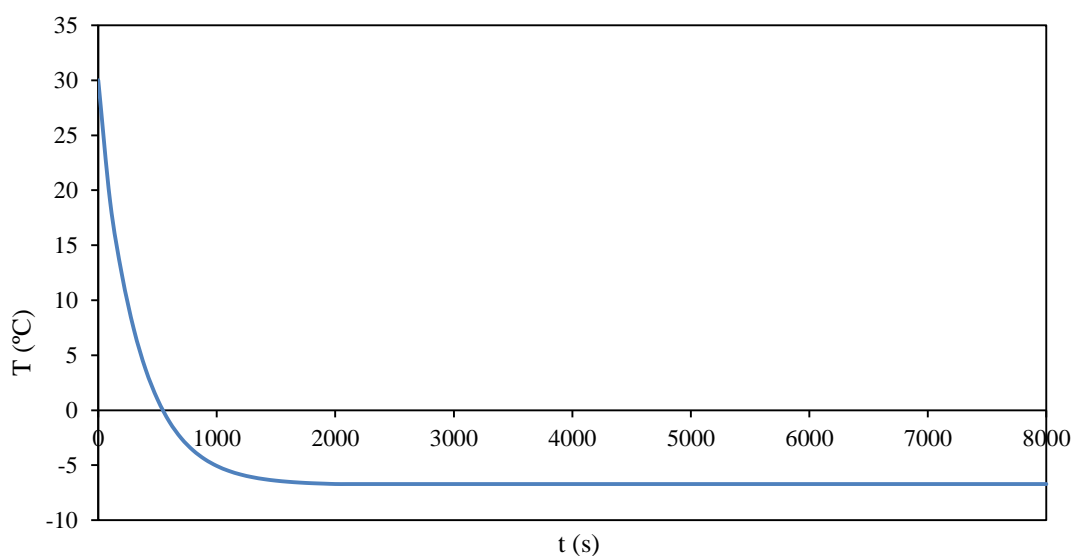
Analisando o comportamento das Figuras 33 e 34, ambas apresentaram o mesmo tempo de resfriamento, ou seja, a simulação para os VC₅ e VC₆ também atingiu o regime permanente após 2000s também. A figura 33 exibiu a temperatura do fancolete 2 (VC₅), o qual recebe o fluido térmico proveniente do reservatório a temperatura negativa de - 8°C e se manteve até iniciar o processo de resfriamento do ambiente 2 (VC₆), a qual é analisada pela figura 34, onde apresentou temperatura de climatização de - 6°C, sendo a temperatura mais negativa em relação aos outros VCs.

FIGURA 32: TEMPERATURA DO VC₅ EM FUNÇÃO DO TEMPO NA SALA 2.



FONTE: Autor (2022).

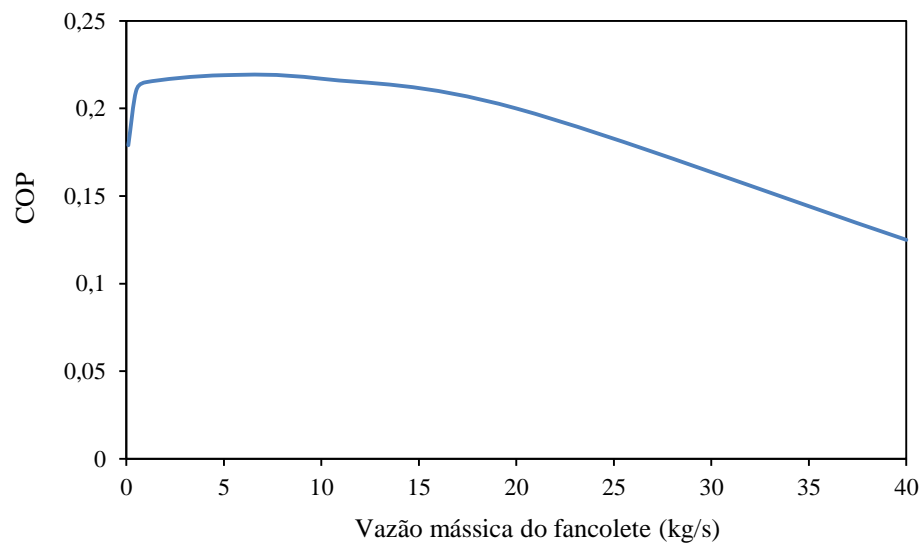
FIGURA 33: TEMPERATURA DO VC₆ EM FUNÇÃO DO TEMPO DE RESFRIAMENTO NA SALA 2.



FONTE: Autor (2022).

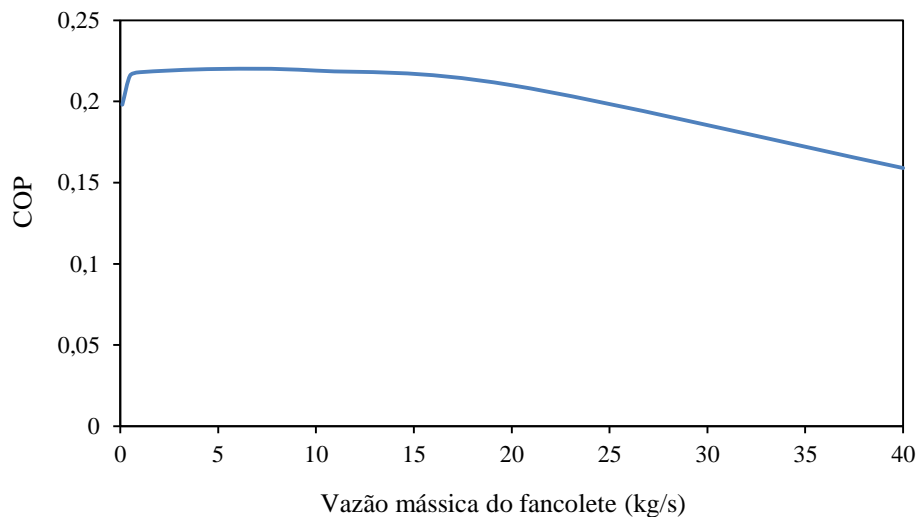
Na simulação para 2 espaços, foram determinadas frações mássicas do fluido térmico para cada ambiente, sendo primeiramente fixado um valor padrão de 0,7 (7%) para o VC₄ por ser um ambiente de 48m², com maior circulação de pessoas e maior quantidade de equipamentos e conseqüentemente tem uma geração maior de calor e o restante do fluido foi direcionado para o outro ambiente. Com isso nas Figuras 34, 35 e 36 apresentam as otimizações realizadas nos fancolete (VC₃ e VC₅) para os ambientes (VC₄ e VC₆) de acordo com a fração determinada para cada ambiente, sendo 0,2 (2%), 0,5 (5%) e 0,7% (7%) em função do coeficiente de performance.

FIGURA 34: VAZÃO MÁSSICA DO FANCOLETE PARA FRAÇÃO 0,2% EM FUNÇÃO DO COP.



FONTE: Autor (2022).

FIGURA 35: VAZÃO MÁSSICA DO FANCOLETE PARA 0,5% EM FUNÇÃO DO COP.



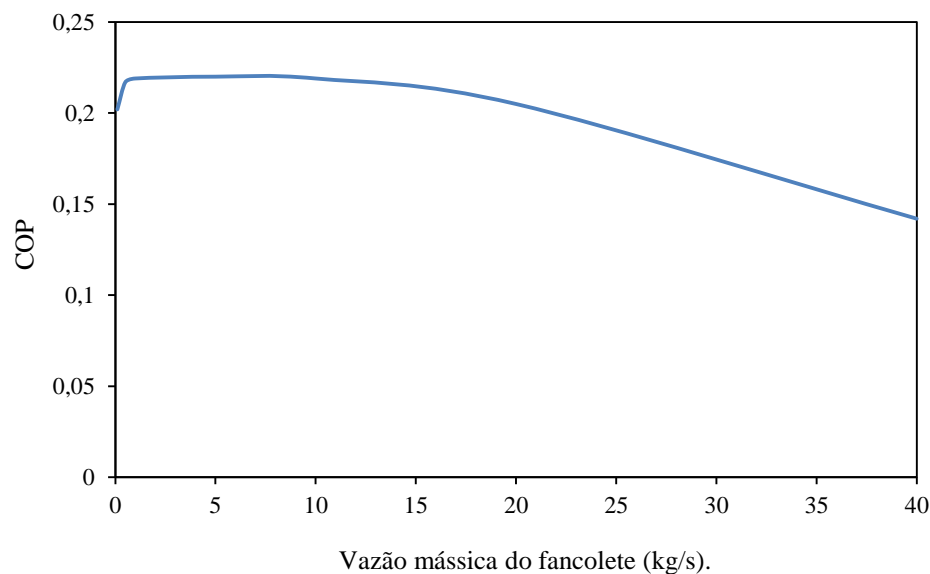
FONTE: Autor (2022).

Na Figura 34 o modelo simulou vazões entre 0,1 a 40 kg/s para uma fração de 0,2 (2%), a qual apresentou valores significativos quando adotado uma vazão mássica inferior a 40 kg/s, obtendo-se um coeficiente de desempenho de 0,219 (COP = 0,21) quando o sistema compilou a vazão de 5 kg/s.

Na análise da Figura 35, o sistema implementou a fração do fluido refrigerante água em 0,5 (5%), com isso o melhor desempenho visto foi quando o sistema obteve essa vazão mássica de 5 kg/s também, e melhor desempenho para o COP = 0,22.

Quando o sistema admitiu a fração de 0,7, (Figura 36), o qual foi o padrão utilizado para este modelo matemático, o sistema também obteve o melhor desempenho quando a vazão foi de 5 kg/s e COP de 0,22. Com isso, observa-se que o sistema oferece um melhor desempenho em relação ao COP quando a vazão do sistema é 5 kg/s.

FIGURA 36: VAZÃO MÁSSICA DO FANCOLETE PARA 0,7% EM FUNÇÃO DO COP.



FONTE: Autor (2022).

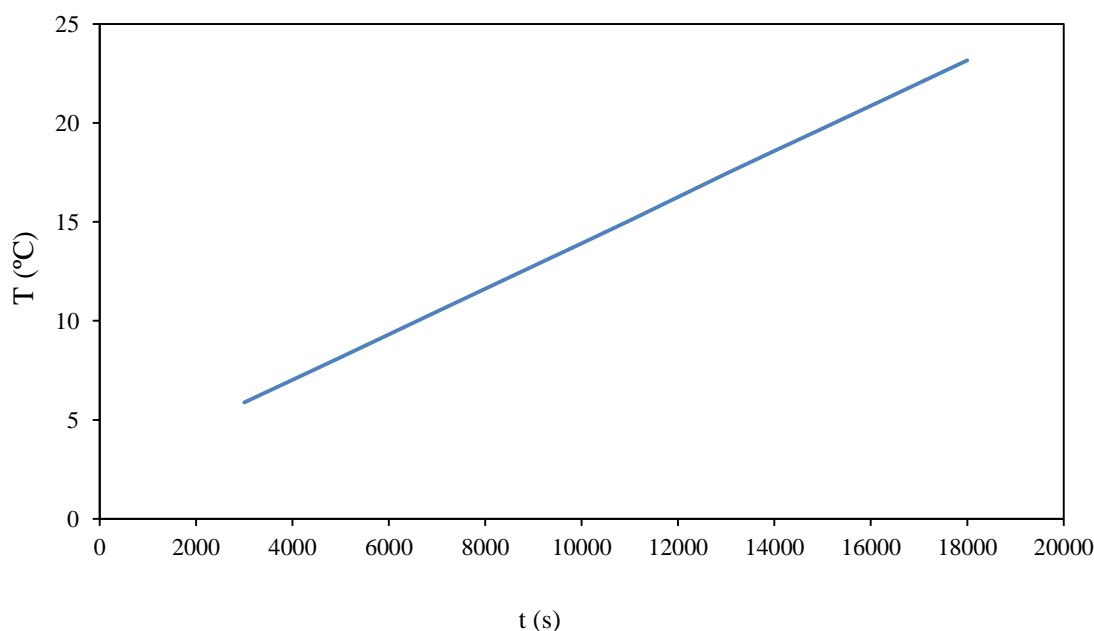
Na figura 37 foi analisada a variação da temperatura quando alterada a carga térmica do espaço 2 (VC₆) em função do tempo. A carga deste ambiente já foi calculada e apresentou uma geração de calor de 3.000 kW utilizada para simular o modelo matemático.

Assim para a realização da análise realizou-se a variação das cargas dos dois ambientes, onde foi-se necessário variar essas cargas e assim identificar o valor máximo suportado pelo VC₆, e também considerando a carga máxima encontrada para o VC₄ que apresentou a carga máxima de 30.000 kW para manter o conforto térmico. Com isso foram

analisadas estas variações com intervalo de valores de 2.000 kW, iniciando a partir do da carga padrão calculada anteriormente.

Quando a carga do ambiente ultrapassou os 18.000 kW, o sistema apresentou uma temperatura acima do ideal permitido, o qual perde-se todo o conforto. Até 18.000 kW o modelo exibiu temperatura de 23°C que é o ideal para este ambiente de acordo com a Associação Brasileira de Refrigeração (ABRAVA, 2021), Com base nisso, o refrigerador consegue manter sua qualidade de resfriamento nos ambientes (VC₄ e VC₆) em suas cargas máximas e ainda deixá-los agradável, visto que esta alteração não irá comprometer o funcionamento do sistema de climatização.

FIGURA 37: CAPACIDADE DE RESFRIAMENTO DO REFRIGERADOR PARA 2 ESPAÇOS.

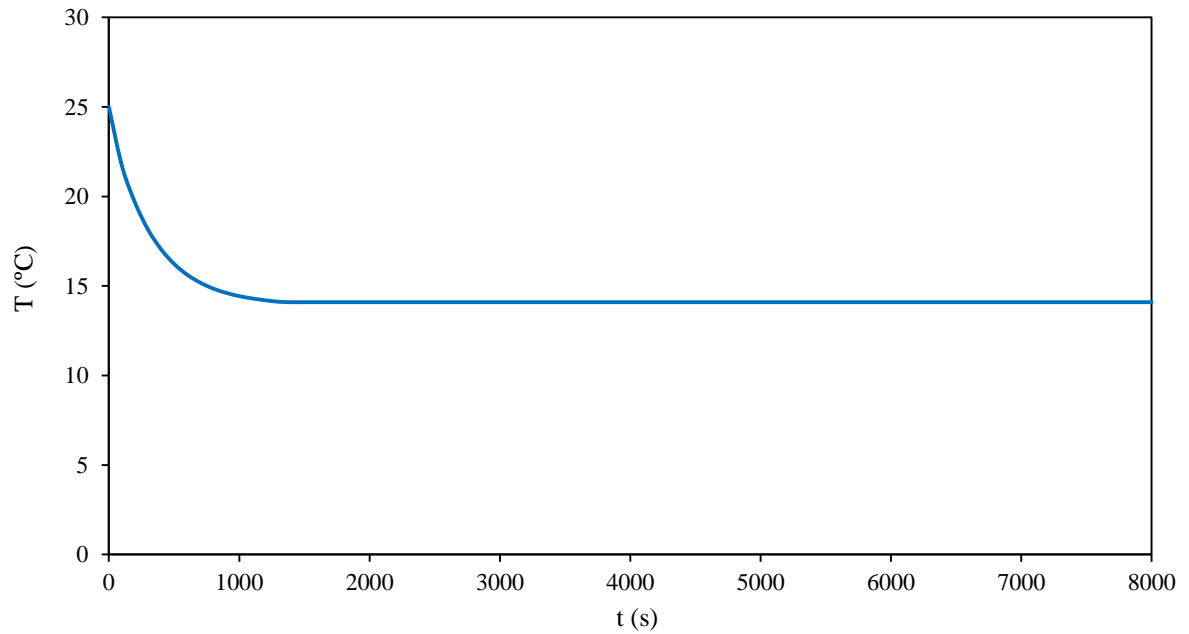


FONTE: Autor (2022).

Após as análises de carga máxima para o VC₆, também foram observados os tempos de resfriamento do fancolete (VC₅) e da sala 2 (VC₆) em função do tempo para atingir o estágio de regime permanente, admitindo assim, a carga máxima de 18.000 kW. A figura 38 apresenta o tempo de resfriamento do VC₅, o qual mostra o tempo que o fluido refrigerante/água entrou em regime permanente após os 1400s e manteve temperatura de 14,09°C, já na Figura 39, a simulação do modelo iniciou com temperatura a 30°C, pelo fato do fluido térmico entrar no ambiente que está com temperatura elevada, após isso, percebe-se que a temperatura da sala

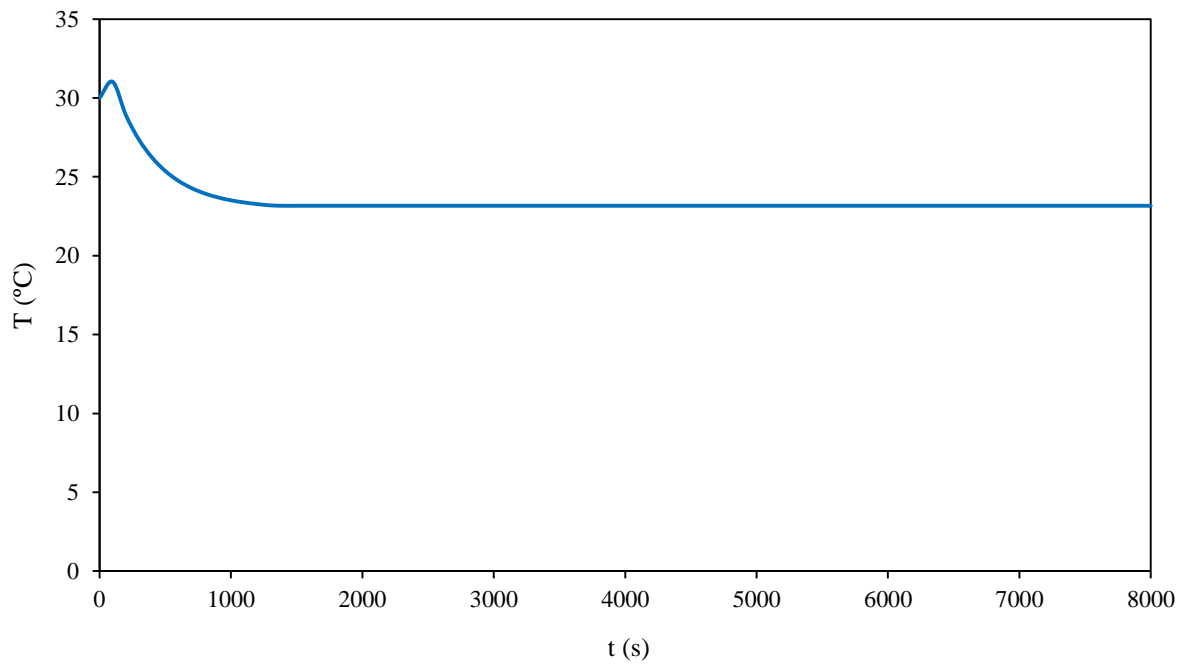
começa a decair, chegando à 23,16°C em 1400s também, bem como consegue manter essa temperatura no patamar de regime permanente.

FIGURA 38: TEMPERATURA DO VC₅ EM FUNÇÃO DO TEMPO.



FONTE: Autor (2022).

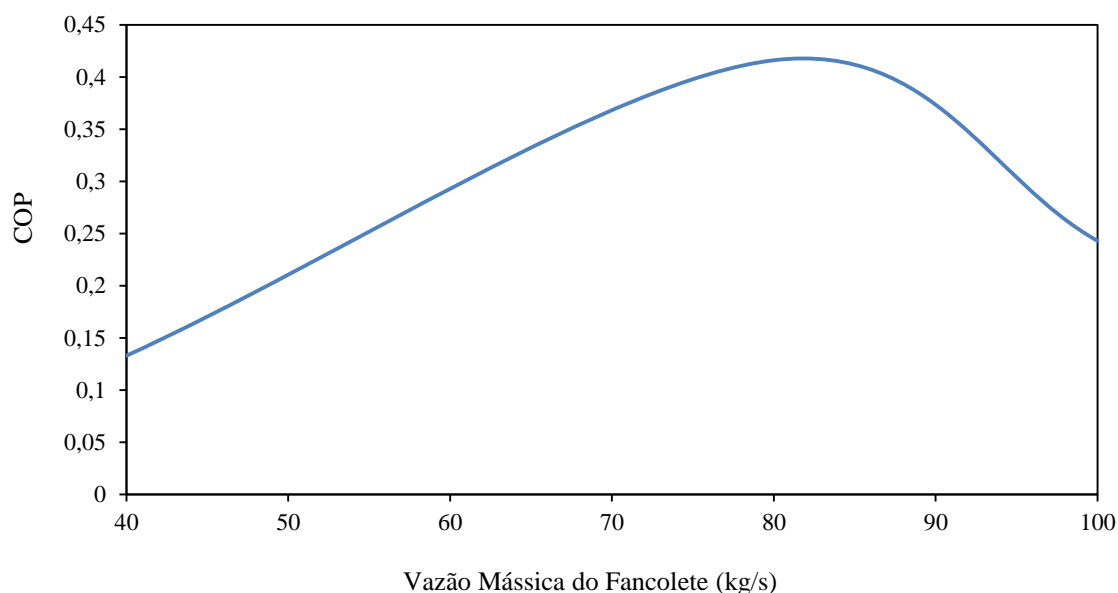
FIGURA 39: TEMPERATURA DO VC₆ EM FUNÇÃO DO TEMPO.



FONTE: Autor (2022).

Na figura 40 é apresentado a otimização da vazão mássica da fancolete quando o sistema admitiu a carga máxima para o VC₆ de 18.000 kW. Inicialmente, quando adotou vazões entre 0,1 a 10 kg/s, o sistema obteve desempenho abaixo do que é esperado para um sistema de refrigeração por absorção, com COP de 0,207 (COP = 0,2). Com isso foram realizadas variações partir de 40 kg/s, ao longo das alterações percebeu-se que quando o sistema adotou vazão de 80 kg/s, o modelo obteve um melhor desempenho, assim obtendo-se um COP de 0,416 (COP = 0,4) e quando ultrapassou essa vazão o sistema diminui seu COP, com isso nota-se que a melhor vazão para o sistema quando o VC₆ estiver na sua carga máxima é de 80 kg/s.

FIGURA 40: OTIMIZAÇÃO DA VAZÃO MÁSSICA DO FANCOLETE PARA CARGA MÁXIMA.



FONTE: Autor (2022).

5 CONSIDERAÇÕES FINAIS

Neste Capítulo serão descritas as conclusões desta Dissertação de Mestrado, com base nos resultados apresentados e de acordo com os objetivos específicos definidos bem como os demais resultados. Além disso, na Seção 5.2 estão apresentadas as Sugestões para Trabalhos Futuros.

5.1 CONCLUSÕES

Inicialmente foram desenvolvidos alguns equacionamentos matemáticos em regime de operação transiente para simular a aplicação de um sistema de refrigeração por absorção de amônia - ROBUR de 5 TR e conseqüentemente, prever as condições de operação do sistema em ambientes que serão climatizados pelo refrigerador. Com os modelos desenvolvidos para as dois espaços do NPDEAS, foram realizadas simulações em caráter numérico pelo Fortran[®]90 sob diferentes condições de operação, desde uma condição inicial até se atingir o estado estacionário. Estas simulações permitiram identificar os perfis de temperatura de entrada de cada componente do sistema, principalmente prevê as temperaturas de entrada do fluido térmicos nos dois espaços, bem como as frações mássicas do fluido refrigerante/água dos fancoletes, determinar o ótimo para estas vazões mássicas, identificar o tempo para resfriamento bem como a capacidade suportada dos ambientes e de quanto o refrigerador consegue climatizar. Dessa forma, espera-se que este modelo que foi desenvolvido nesta dissertação possa ser utilizado como possível e eficiente ferramenta computacional para simulações reais em ambientes, dimensionamento, como também entender o melhor funcionamento para sistemas de refrigeração por absorção.

As conclusões desta Dissertação de Mestrado seguirão a mesma seqüência que foi utilizada para descrever cada um dos Objetivos Específicos:

i) Foi desenvolvido um modelo matemático em regime de operação transiente para os componentes principais do sistema, sendo o refrigerador VC₁, o reservatório VC₂, fancoletes VC₃ e VC₅ e ambientes VC₄ e VC₆ que simularam a temperatura do fluido térmico.

ii) O código computacional foi desenvolvido com base no modelo numérico, o qual foi capaz de simular a climatização dos ambientes por meio da linguagem de programação

Fortran[®]90, um aplicativo computacional que requer baixo tempo de simulação para a obtenção de soluções transientes para diferentes configurações de operação dos Volumes de Controle.

iii) Foram realizadas análises paramétricas, em caráter numérico, para avaliar a influência de diversos parâmetros de operação nas respostas do regime transiente dos volumes de controle.

As principais observações levantadas por meio das análises paramétricas são:

- O sistema modelado foi capaz de resfriar um ambiente 1 e obteve um coeficiente de desempenho de COP 0,546 (COP = 0,54);
- E quando atribuídos valores entre 0,1 m³/s e 0,9 m³/s, o coeficiente de performance apresentou um melhor desempenho na vazão mássica do fancolete;
- O coeficiente de desempenho obteve melhor performance quando o sistema utilizou um volume de reservatório inferior à 100 m³;
- O refrigerador consegue resfriar um ambiente com carga térmica de até 30.000 kW, pois até então, é possível ter um conforto térmico de 20°C;
- O tempo de resfriamento continua o mesmo, quando adotado uma carga máxima um ambiente;
- O refrigerador foi capaz de resfriar os dois ambientes, porém o seu desempenho para o COP foi de COP de 0,258 (COP = 0,25);
- No VC₆ a temperatura foi de - 6 °C, conseqüentemente por ser um ambiente mais compacto e o tempo de resfriamento foi semelhante ao apresentado para um ambiente;
- O refrigerador conseguiu resfriar os dois ambientes em carga térmica, sendo o segundo ambiente suportando até 18.000 kW, quando a simulação apresentou temperatura de 23 °C;
- Para a carga térmica máxima para dois ambientes o sistema adotou vazão de 80 kg/s, o qual apresentou o melhor desempenho, assim obtendo-se um COP de 0,416 (COP = 0,4).

Assim, é possível afirmar que os Objetivos Específicos que foram estabelecidos para o desenvolvimento desta Dissertação foram atendidos e, conseqüentemente, fosse alcançado o Objetivo Geral.

5.2 SUGESTÕES DE TRABALHOS FUTUROS

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

- I. Realizar a instalação do refrigerador ROBUR nos dois ambientes do NPDEAS e avaliar em conjunto ao modelo desenvolvido, além de validar o sistema de refrigeração;
- II. Acoplar o modelo desenvolvido para mais ambientes e verificar se o refrigerador ROBUR consegue resfriar mais espaços e com isso aperfeiçoar o código já existente.
- III. Explorar o modelo desenvolvido para outras vertentes, em vez de resfriar ambientes, utilizar o sistema para aquecimento como para ventilação.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ABNT NBR 16401-1. **Instalações de Ar-Condicionado – Sistemas Centrais e Unitários**, 2008.

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

CAI, W.; SEN, M.; PAOLUCCI, S. **Dynamic Simulation of an Ammonia-water Absorption Refrigeration System**. *Ind. Eng. Chem. Res.* v.51, p.2070–2076, 2012.

CHAVES, F. D. MOREIRA, M. F. S. KOURY, R. N. MACHADO, L. CORTEZ. **Experimental study and modeling within validation of a diffusion absorption refrigerator**. v. 101, p. 136-147, 2019.

Engineering ToolBox, (2003). *Overall Heat Transfer Coefficients*. Disponível em: https://www.engineeringtoolbox.com/overall-heat-transfer-coefficient-d_434.html. (Data de acesso: 15/07/2021).

EPE – EMPRESA DE PESQUISA ENERGÉTICA. **Balanco Energético Nacional 2021**: Ano Base 2020.

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

HERMES C. J. L., **Uma metodologia para a simulação transiente de refrigeradores domésticos**, Florianópolis, 2006, tese de doutorado, Universidade Federal de Santa Catarina.

HEROLD, K. E.; RADERMACHER, R.; KLEIN, S.A. **Absorption Chillers and Heat Pumps**, CRC Press, Florida, 2016.

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

MARTINEZ, L.C. **Modelagem matemática quasi-permanente e simulação de componentes de refrigeradores por absorção**, Dissertação de mestrado, Universidade Federal do Paraná, 2018.

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

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

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

Ministério da Saúde do Brasil, Plano Nacional de Operacionalização da Vacinação contra a Covid-19 – PNO, 2021.

MOEIRA, M. F. S. **Modelo De Simulação De Um Refrigerador Por Absorção/Difusão Operando Em Regime Transiente**. Tese de Doutorado, Universidade Federal de Minas Gerais, 2014.

MYAT, A. THU, K. KIM, Y-D. CHAKRABORTY, A. CHUN, W. G. NG, K. C. **A second law analysis and entropy generation minimization of an absorption chiller**. Applied Thermal Engineering, 31 (2011) 2405 - 2413.

PAIVA, L. S. SOUSA, N. G. **Simulação e análise de um sistema de refrigeração por absorção e aquecimento solar**. Rev. Bras. Cien., Tec. e Inov. Uberaba, MG v. 1 n. 2 p. 25-42 jan./dez/2015.

PLANO DECENAL DE EXPANSÃO DE ENERGIA 2030: Ministério de Minas e Energia – Secretária de Planejamento e Desenvolvimento Energético, Acessado em: <<https://www.epe.gov.br/pt/publicacoes-dados-abertos/publicacoes/plano-decenal-de-expansao-de-energia-2030>> 10/02/2022.

PEREIRA M.V.A; **Análise exergética experimental de um unidade de refrigeração por absorção de 5 TR movida a gás liquefeito de petróleo (GLP) e/ou gases de exaustão**, Curitiba, 2006, dissertação de mestrado, Universidade Federal do Paraná.

ROCHA, A. M. **Estudo Teorico - Experimental de um sistema de Refrigeração por absorção de Duplo Efeito em Série usando par água/brometo de lítio**. Dissertação de Mestrado, universidade Federal da Paraíba Centro de Tecnologia, 2010.

SOKHANSEFAT, T. MOHAMMADI, D. KASAEIAN, A. MAHMOUDI, A. R: **Simulation and parametric study of a 5-ton solar absorption cooling system in Tehran**. v.148, p.339-351, 2017.

SOUSA, G. D. G: **Otimização Exergética de Sistema de Refrigeração Por Absorção**. , Dissertação de mestrado, Universidade Federal do Paraná, 2020.

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

ZHENG, X. SHI, R. WANG, Y. YOU, S. ZHANG, H. XIA, J. WEI, S. **Mathematical modeling and performance analysis of an integrated solar heating and cooling system driven by parabolic trough collector and double-effect absorption chiller**. v. 202, p. 109400. 2019.

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

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