



ARTHUR HENRIQUE DE MELO DRIEMEYER

**CONSTRUÇÃO DE UM PROTÓTIPO DE BOMBA DE
CALOR COM ASSISTÊNCIA SOLAR PARA VALIDAÇÃO
EXPERIMENTAL DO MODELO MATEMÁTICO EM
LAVRAS - MG**

Lavras-MG

2023

ARTHUR HENRIQUE DE MELO DRIEMEYER

**CONSTRUÇÃO DE UM PROTÓTIPO DE BOMBA DE CALOR COM
ASSISTÊNCIA SOLAR PARA VALIDAÇÃO EXPERIMENTAL DO
MODELO MATEMÁTICO EM LAVRAS - MG**

Monografia apresentada à
Universidade Federal de
Lavras, como parte das
exigências do Curso de
Engenharia Mecânica, para
a obtenção do título de
Bacharel.

Prof. Dr. Carlos Eduardo Castilla Alvarez

ORIENTADOR

LAVRAS-MG

2023

Ficha catalográfica elaborada pelo Sistema de Geração de Ficha Catalográfica da Biblioteca
Universitária da UFLA, com dados informados pelo(a) próprio(a) autor(a).

Driemeyer, Arthur Henrique de Melo.

Construção de um protótipo de bomba de calor com assistência solar para validação experimental do modelo matemático em Lavras - MG / Arthur Henrique de Melo Driemeyer. - 2023.

65 p. : il.

Orientador(a): Carlos Eduardo Castilla Alvarez.

Monografia (graduação) - Universidade Federal de Lavras, 2023.

Bibliografia.

1. bomba de calor. 2. modelo matemático. 3. evaporador solar.
I. Alvarez, Carlos Eduardo Castilla. II. Título.

AGRADECIMENTOS

Aos meus pais, Cristiana e Daniel por toda a dedicação, apoio e incentivo.

À minha companheira, Maria Fernanda, por todo amor, apoio, paciência e incentivos que me fizeram seguir em frente durante a graduação.

Aos meus amigos de graduação, Alan, Bernardo, Guilherme, Hugo, Marcos, Paulo, Rafael e Vinícius por todas conversas e momentos de felicidade, por todas as trocas de conhecimento e apoio nos estudos.

Ao meu amigo e colega de pesquisa, Oscar, por todo apoio, trocas de conhecimento e esforço no projeto.

Ao professor Carlos, por toda paciência e amizade. Com todo conhecimento e auxílio durante sua orientação.

À FAPEMIG pelo apoio para execução dessa pesquisa.

RESUMO

A crescente preocupação com o aumento do consumo de energia, causa uma busca por fontes de energias alternativas, renováveis e de maior eficiência. Nesse âmbito, a bomba de calor é um potencial substituto aos sistemas de aquecimento de água convencionais. Dessa forma, o presente trabalho visa realizar a construção de um protótipo de bomba de calor com assistência solar para coletar dados experimentais e validar o modelo matemático desse sistema. Foram construídos os trocadores de calor e selecionados os principais componentes que compõem o protótipo. Posteriormente, foi escolhida a instrumentação necessária para a coleta de dados, os sensores foram calibrados e foram realizados testes experimentais para avaliar a performance da bomba de calor. O teste escolhido foi realizado num dia ensolarado na cidade de Lavras-MG, com temperatura ambiente de 33,6 °C e uma radiação solar de 683,4 W/m², obtendo-se um coeficiente de performance de 1,91 com uma vazão de água de 1 L/min. Utilizando as condições obtidas no teste experimental, o modelo matemático foi alimentado resultando e um COP de 4,71 com uma vazão de água de 1,5 L/min. Percebeu-se que as diferenças entre modelo e experimento estavam ligados as perdas e irreversibilidades do sistema que são desconsideradas na simulação. O compressor modelado apresentou um consumo de 500W, enquanto, o compressor real consumiu 770W, afetando diretamente a performance do sistema. A vazão de água de água no teste experimental foi 50% menor que a simulada, uma vez que, na realidade existem trocas de calor com o ambiente que não são implementadas no modelo. Observa-se que o modelo permite a comparação e a previsão dos resultados experimentais, no entanto, ainda precisa de mais estudos de otimização. Em especial, uma melhor modelagem dos polinômios que representam o consumo do compressor.

Palavras-chave: Bomba de calor, Modelo matemático, Evaporador solar.

ABSTRACT

The growing concern over the increasing energy consumption has led to a quest for alternative, renewable, and more efficient energy sources. In this context, the heat pump emerges as a potential substitute for conventional water heating systems. This study aims to construct a prototype of a heat pump with solar assistance to collect experimental data and validate the mathematical model of this system. Heat exchangers were built, and key components of the prototype were selected. Subsequently, instrumentation necessary for data collection was chosen, sensors were calibrated, and experimental tests were conducted to assess the heat pump's performance. The selected test was carried out on a sunny day in Lavras-MG, with an ambient temperature of 33.6 °C and solar radiation of 683.4 W/m², resulting in a coefficient of performance (COP) of 1.91 with a water flow rate of 1 L/min. Using the conditions obtained in the experimental test, the mathematical model was fed, yielding a COP of 4.71 with a water flow rate of 1.5 L/min. Discrepancies between the model and experiment were attributed to system losses and irreversibilities not considered in the simulation. The modeled compressor showed a power consumption of 500W, while the actual compressor consumed 770W, directly affecting the system's performance. The water flow rate in the experimental test was 50% lower than simulated, as real-world heat exchanges with the environment not incorporated into the model. The model allows comparison and prediction of experimental results, but further optimization studies are needed. Specifically, improved modeling of polynomials representing compressor power consumption is essential.

Keywords: Heat pump, Mathematical model, Solar evaporator.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Diagrama T-s do ciclo ideal de refrigeração por compressão de vapor.....	6
Figura 2 - Esquema e diagrama T-s do ciclo real de refrigeração por compressão de vapor.....	7
Figura 3 - Esquema de aquecimento de ambiente com uma bomba de calor.....	8
Figura 4 - Esquema de bomba de calor de compressão mecânica de vapor.....	9
Figura 5 - Evaporador solar	11
Figura 6 - Compressor hermético	12
Figura 7 - Esquema de Condensador do tipo carcaça-tubo	12
Figura 8 - Trocadores de calor de tubos concêntricos. (a) Paralelo. (b) Contracorrente.....	13
Figura 9 - Válvula de expansão de agulha.....	14
Figura 10 - Percentual de fluidos refrigerantes utilizados em pesquisas.....	15
Figura 11 - Fluxo de desenvolvimento da metodologia de pesquisa.....	19
Figura 12 - Protótipo da bomba de calor DX-SAHP.....	20
Figura 13 - Evaporador Solar	21
Figura 14 - Compressor Embraco FFI 12HBX	22
Figura 15 - Condensador de tubos concêntricos.....	23
Figura 16 - Desenho dos espaçadores de tubo.....	24
Figura 17 - Projeto do condensador com joelho 90°	24
Figura 18 - Válvula de expansão Swagelok SS – 4GUF8.....	25
Figura 19 - Transdutor de pressão do condensador.....	26
Figura 20 - Sensor de temperatura DS18B20.....	27
Figura 21 - Sensor de fluxo de água	28
Figura 22 - Sensor Acs712	29
Figura 23 - Anemômetro e sensor de radiação solar	30
Figura 24 - Arduino Mega	31
Figura 25 - Fluxograma de modelagem da Zona 1 do evaporador.....	33
Figura 26 - Fluxograma de modelagem da Zona 2 do evaporador.....	34
Figura 27 - Fluxo de cálculos iterativos versus fluxo em contracorrente dos fluidos da bomba de calor	35
Figura 28 - COP médio para diferentes temperaturas de saída da água	41
Figura 29 – COP médio em diferentes valores de radiação solar.....	41
Figura 30 - Consumo do compressor em diferentes valores de radiação solar	42
Figura 31 - Ciclos termodinâmicos modelados	44

Figura 32 - Ponto de medição de temperatura (Vermelho) e válvula de expansão (Amarelo)	45
Figura 33 - Variação do COP em função da temperatura de condensação	46
Figura 34 - Isolamento térmico do condensador	49

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Parâmetros do evaporador solar.	21
Tabela 2 - Características compressor FFI 12HBX.....	22
Tabela 3 - Características condensador	25
Tabela 4 - Equações de calibração dos transdutores de pressão.....	27
Tabela 5 - Equações de calibração dos sensores de temperatura	28
Tabela 6 - Equações de calibração do sensor de corrente	29
Tabela 7 - Equações de calibração do anemômetro	30
Tabela 8 - Características dos sensores	36
Tabela 9 - Variáveis de entrada do modelo matemático	38
Tabela 10 - Parâmetros de operação da bomba de calor	39
Tabela 11 - Valores médios obtidos no teste	40
Tabela 12 - Comparação de temperatura de saída da água no condensador	40
Tabela 13 - Parâmetros de entrada do modelo matemático.....	43
Tabela 14 - Parâmetros de entrada do ciclo termodinâmico	43
Tabela 15 - Comparação das condições ambientes	44
Tabela 16 - Comparação de parâmetros dos ciclos termodinâmicos.....	45
Tabela 17 - Comparação dos principais resultados obtidos	47

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO	1
1.1 Objetivo geral	4
1.1.1 Objetivos específicos	4
2. REFERENCIAL TEÓRICO	5
2.1 Ciclo termodinâmico.....	5
2.2 Bombas de calor.....	7
2.3 Bombas de calor com assistência solar.....	10
2.4 Principais componentes da bomba de calor	10
2.4.1 Evaporador	10
2.4.2 Compressor	11
2.4.3 Condensador.....	12
2.4.4 Dispositivo de expansão.....	13
2.4.5 Fluido refrigerante.....	14
2.5 Trabalhos desenvolvidos nas áreas de interesse desta pesquisa	15
3. MATERIAIS E MÉTODOS.....	19
3.1 Visão geral do protótipo	19
3.2 Evaporador solar	20
3.3 Compressor	22
3.4 Condensador	22
3.5 Válvula de expansão	25
3.6 Instrumentação	26
3.6.1 Medidores de pressão.....	26
3.6.2 Medidores de temperatura.....	27
3.6.3 Medidor de vazão.....	28
3.6.4 Medidor de corrente	29
3.6.5 Medição das condições do ambiente.....	29
3.6.6 Sistema de aquisição de dados	31
3.6.7 Modelo matemático.....	31
3.7 Resumo das características dos sensores utilizados.....	36
3.8 Metodologia experimental	36

4.	RESULTADOS	39
4.1	Condições de teste	39
4.2	Resultados do teste experimental.....	40
4.3	Ciclo termodinâmico da bomba de calor	42
4.4	Comparação entre resultados experimentais e do modelo matemático	47
4.5	Considerações finais	49
5.	CONCLUSÕES	51
5.1	Trabalhos futuros	52
	REFERÊNCIAS	53

1. INTRODUÇÃO

A energia é tão essencial quanto a água e a comida, sendo vital para todos os seres humanos. Desde a Revolução Industrial, que trouxe consigo a inovação das máquinas a vapor, temos usado diversas formas de energia para impulsionar o trabalho e facilitar o deslocamento da população. No entanto, o progresso tecnológico contínuo trouxe consigo não somente avanços, mas também o aumento do consumo energético e a emissão de gases poluentes.

Segundo a Empresa de Pesquisa Energética (2022), devido aos efeitos do Covid-19, o consumo final de energia deve crescer a uma taxa média de 2,5% ao ano até 2031, enquanto o consumo de energia per capita cresce a uma taxa de 1,9% ao ano no Brasil, em 2031 estará longe de valores atingidos por países desenvolvidos.

Espera-se uma redução no consumo de energia a partir de fontes derivadas do petróleo e um aumento no consumo de energia elétrica nos próximos anos. Em 2021, 38,7% da energia consumida derivava do petróleo, com 18,5% sendo de eletricidade, em 2031 espera-se que esses valores passem para 34,9% e 20,4% respectivamente.

Atualmente existe uma preocupação global com o aumento do consumo de combustíveis fósseis, em especial para a produção de energia elétrica. Com isso os países focam suas atenções para o controle de emissões de gases poluentes e preservação dos recursos naturais existentes. Em 2015 o Brasil assinou o Acordo de Paris em conjunto com outros países com o objetivo de reduzir em 37% as emissões de gases de efeito estufa até 2025 e em 43% até 2030. Com isso, o Brasil busca compor sua matriz energética principalmente de fontes de produção de energia limpas e renováveis, como as hidroelétricas, energia eólica e energia solar.

Tendo isso em vista, a Empresa de Pesquisa Energética (2022), mostra que, no ano de 2021, 58% da produção de energia elétrica no Brasil era proveniente de hidroelétricas, 19% de energia térmica, 10% de eólica e apenas 2% proviam de energia solar. Espera-se que em 2031 as hidroelétricas representem 45% da capacidade instalada, a energia térmica 18%, a eólica 11% e a energia solar passe a representar 4% do total da capacidade instalada.

O Brasil tem uma matriz energética na sua maioria provinda de hidroelétricas devido a riqueza dos recursos hídricos, porém, apesar de ser uma fonte renovável ainda causa um grande impacto ambiental como o alagamento de uma grande área e a geração de metano (OLIVEIRA; MARIO; PACHECO, 2021).

O Brasil depende significativamente da geração de energia a partir de hidroelétricas instaladas em todo o país. Essa dependência, embora tenha sido historicamente eficaz em

atender à demanda energética, também expõe vulnerabilidades. Crises hídricas em regiões específicas podem desencadear problemas no fornecimento de energia elétrica em todo o país. Isso evidencia a necessidade urgente de diversificar a matriz energética brasileira, buscando fontes alternativas e sustentáveis para garantir a confiabilidade e a resiliência do sistema energético nacional.

Como uma alternativa sustentável às hidroelétricas têm-se a energia térmica solar, ela pode ser utilizada para aquecimento e resfriamento, dentre as principais aplicações estão aquecimento de água para residências, aquecimento de ambientes, aquecimento de piscinas, processos de secagem e alguns processos industriais (SARBU; SEBARCHIEVICI, 2016)

Como consequência do aumento do consumo de energia elétrica, justifica-se estudos para encontrar fontes alternativas de produção para substituir os meios convencionais. O aquecimento de água representa 15% do consumo de energia das residências no Brasil, sendo o chuveiro elétrico a principal forma de aquecimento de água utilizada e de acordo com o Empresa de Pesquisa Energética (2022), o chuveiro tem um consumo em torno de 20 TWh no ano de 2021 e deve se manter nesse patamar até o ano de 2031.

Além disso, nos Estados Unidos o aquecimento de água representa 17% do consumo residencial de energia elétrica, sendo o segundo maior uso residencial de energia. Na China, o aquecimento de água nos anos 2000 representava entre 20% a 30% do consumo em residências, podendo chegar a 40% do total de energia consumida em prédios. Esse consumo também representa o segundo maior uso de energia em residências na Grécia e no Reino Unido (GUO; WU; WANG, 2011).

Já segundo os dados da Pesquisa de posse e hábitos de uso de equipamentos elétricos na classe residencial (ELETROBRAS, 2019), cerca de 40% dos domicílios do Brasil possuem chuveiro elétrico para aquecimento de água, apenas 0,96% utilizam energia solar e 0,51% utilizam gás. Ressaltando que cerca de 57% das residências não possuem água aquecida, em principal, nas regiões norte e nordeste do país onde mais de 90% não possui água aquecida. A região sul por sua vez, 96% das residências possuem aquecimento de água proveniente de energia elétrica, enquanto nas regiões sudeste e centro-oeste esse valor é de aproximadamente 80%.

Para reduzir o consumo devido ao aquecimento de água e a dependência das hidroelétricas, pode-se substituir o chuveiro elétrico pela bomba de calor. A bomba de calor tem a função de transportar calor de uma fonte a outra, aproveitando a energia disponível no

ambiente através de um ciclo de refrigeração e aquecimento por compressão de vapor. O coeficiente de performance (COP) de uma bomba de calor pode chegar em valores superiores a 3, enquanto no melhor dos casos o COP de um chuveiro elétrico é 1 (ALVAREZ, 2015).

Os sistemas de aquecimento utilizando bombas de calor têm ganhado relevância em vários países, pesquisas recentes demonstram que o sistema é eficiente para aquecimento de água, no entanto, ainda é necessária mais pesquisa na área para otimizar a performance do equipamento. Alguns trabalhos utilizam de um evaporador solar para aproveitar a energia fornecida pelo sol, sendo denominado de bomba de calor de expansão direta com assistência solar. Estes sistemas dependem da condição climática da região, podendo ser bem aproveitado em algumas localidades do Brasil que possuem boa incidência solar.

No entanto, muitas pesquisas sobre bomba de calor são realizadas de forma teórica por meio de modelos matemáticos evidenciando altos valores de coeficiente de performance (COP), portanto é de suma importância a utilização de protótipos desses sistemas para a coleta de dados e validação dos modelos desenvolvidos.

1.1 Objetivo geral

O principal objetivo deste trabalho é realizar a construção de um protótipo de bomba de calor com assistência solar para a validação experimental de um modelo matemático desse sistema.

1.1.1 Objetivos específicos

- Realizar a construção dos trocadores de calor
- Selecionar a válvula de expansão a ser utilizada no protótipo
- Instalar e calibrar a instrumentação do protótipo
- Coletar e analisar os dados que serão utilizados para validação do modelo matemático
- Calcular o COP do protótipo

2. REFERENCIAL TEÓRICO

Neste capítulo é apresentado uma revisão dos principais estudos relacionados a bombas de calor com ênfase nos componentes utilizados e seus parâmetros de funcionamento. Também será estudado o funcionamento do ciclo termodinâmico e por fim é apresentado as principais pesquisas relacionadas ao tema nos últimos anos.

2.1 Ciclo termodinâmico

O ciclo mais eficiente que opera entre duas temperaturas é o ciclo de Carnot, uma vez que esse é reversível o seu sentido de funcionamento pode ser invertido sem perdas, sendo assim considerado como o ideal para funcionamento de refrigeradores e bombas de calor (ÇENGEL; BOLES, 2013).

Apesar de ser considerado o ideal, o ciclo de Carnot reverso não pode ser atingido na prática, os processos de isotérmicos de transferência de calor não são difíceis de se obter em evaporadores e condensadores reais. No entanto, os processos de compressão e expansão não podem ser obtidos com precisão, o primeiro envolve uma compressão de uma mistura líquido e vapor o que não é ideal para o compressor. Já o processo de expansão ocorre com a expansão de refrigerante com muita umidade em uma turbina.

Devido as dificuldades associadas ao ciclo de Carnot reverso, o ciclo ideal de refrigeração por compressão de vapor substitui a turbina por uma válvula de expansão ou um tubo capilar. Esse ciclo é composto de 4 processos que podem ser vistos na Figura 1, sendo eles:

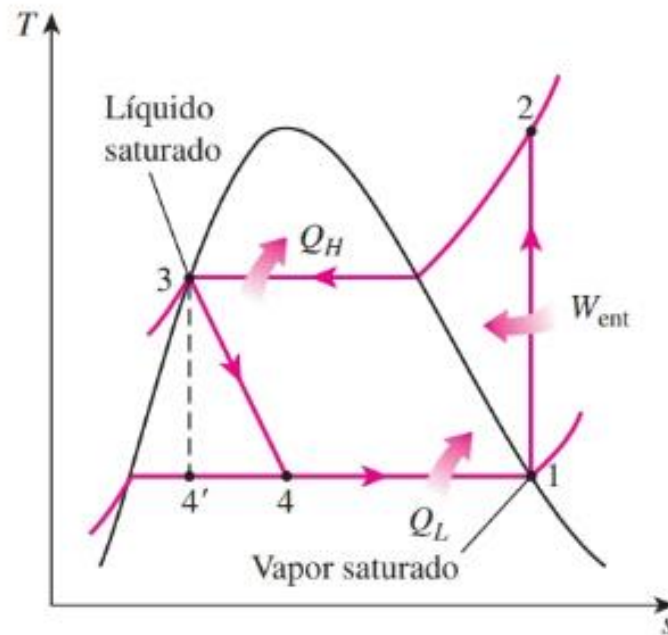
1-2 Compressão isentrópica em um compressor

2-3 Rejeição de calor a pressão constante em um condensador

3-4 Estrangulamento em um dispositivo de expansão

4-1 Absorção de calor a pressão constante em um evaporador

Figura 1 - Diagrama T-s do ciclo ideal de refrigeração por compressão de vapor

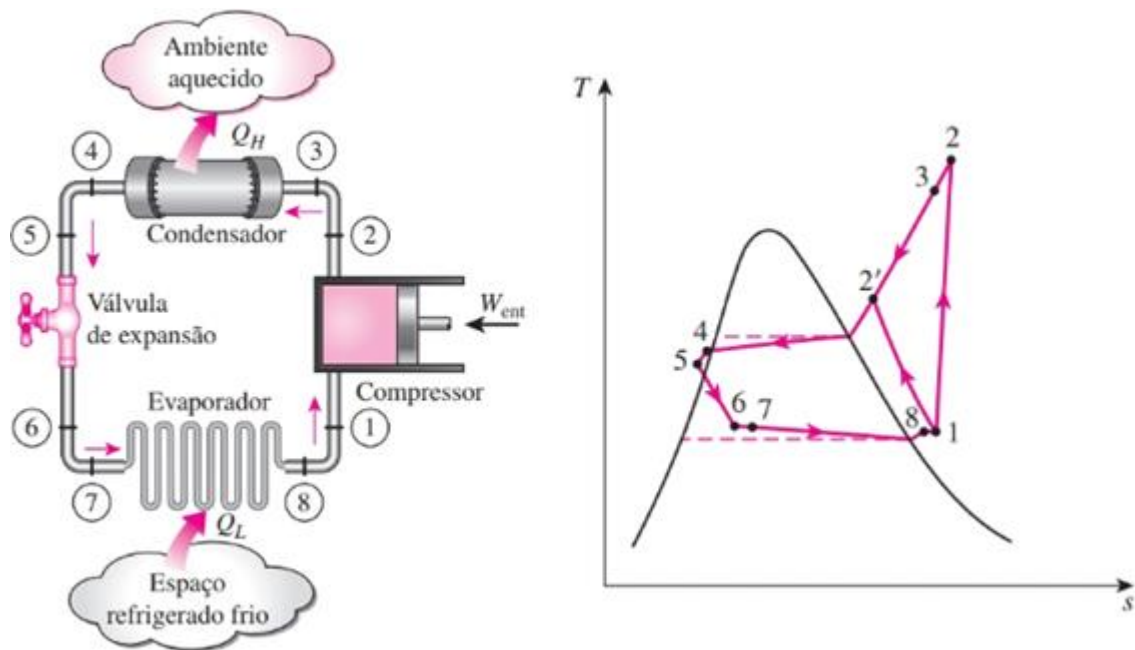


Fonte: Çengel; Boles (2013).

Segundo Çengel e Boles (2013), o ciclo de compressão de vapor real se difere do ideal devido as irreversibilidades presentes no sistema, como o atrito do fluido que causa uma redução de pressão e a perda de calor para a vizinhança.

Para garantir que fluido refrigerante esteja completamente vaporizado ao entrar no compressor, o ciclo real adota um grau de superaquecimento na entrada do compressor. No caso ideal, considera-se o refrigerante saindo do condensador como líquido saturado. Na realidade, entretanto, a queda de pressão nesse processo é inevitável, não sendo possível realizar uma condensação precisa o suficiente para garantir que o refrigerante seja um líquido saturado ao fim do processo. Portanto, para evitar de transferir o fluido para o dispositivo de expansão antes de estar totalmente condensado, é adotado um grau de sub-resfriamento antes da válvula de expansão. Um esquema e um diagrama T-s do ciclo real de refrigeração por compressão de vapor podem ser observados na Figura 2.

Figura 2 - Esquema e diagrama T-s do ciclo real de refrigeração por compressão de vapor



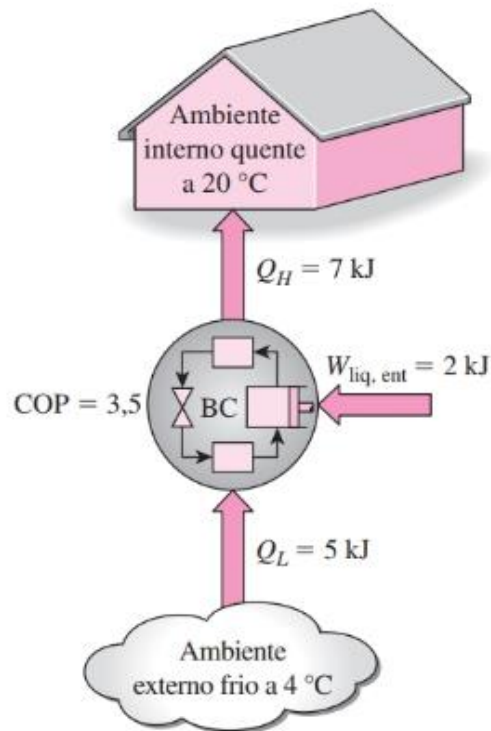
Fonte: Çengel, Boles (2013).

2.2 Bombas de calor

As máquinas frigoríficas são máquinas capazes de transferir energia entre fluidos, funcionam utilizando fluidos refrigerantes que absorvem calor durante a evaporação e liberam o calor quando condensam. O nome bomba de calor é usado quando o calor útil liberado pelo condensador é utilizado para aquecer algum fluido (ALVAREZ, 2015).

Uma bomba de calor é um sistema de compressão de vapor com objetivo de manter um ambiente em certa temperatura, fornecer calor para um processo industrial, ou podendo ser utilizado também para aquecimento de ar, água ou outro fluido. Esse sistema funciona removendo calor de uma fonte a baixa temperatura direcionando para a aplicação desejada (MORAN; SHAPIRO, 2006).

Figura 3 - Esquema de aquecimento de ambiente com uma bomba de calor



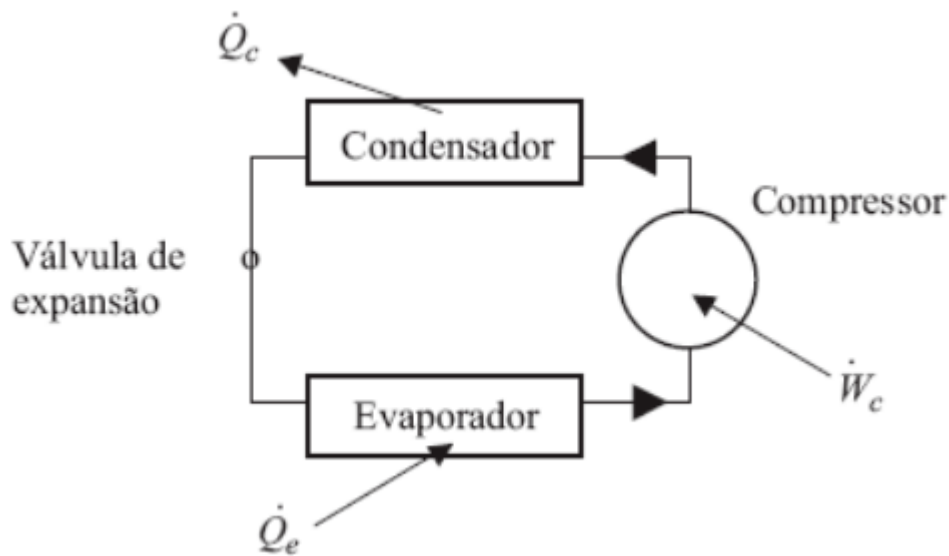
Fonte: Çengel; Boles (2013).

Um esquema de funcionamento de uma bomba de calor pode ser visto na Figura 3, retirando calor do ar frio do ambiente e fornecendo calor para uma residência mantendo o espaço aquecido. Para medir o desempenho de uma bomba de calor é utilizado o coeficiente de performance (COP), definido pela Equação 1 onde Q_H é a magnitude do calor fornecido e $W_{liq,ent}$ é a potência consumida (ÇENGEL; BOLES, 2013).

$$COP_{Bc} = \frac{\text{Efeito desejado}}{\text{Entrada necessária}} = \frac{Q_H}{W_{liq,ent}} \quad (1)$$

Na Figura 4, é representado um esquema de uma bomba de calor de compressão mecânica de vapor. O sistema é composto basicamente por uma válvula de expansão, um compressor, um trocador de calor de baixa temperatura (evaporador) e um trocador de calor de alta temperatura (condensador), ainda há um fluido refrigerante circulando pelos componentes. Também é representado no esquema o fluxo da energia de aquecimento do condensador, a transferência de calor da fonte fria no evaporador e a potência do compressor (MITCHELL; BRAUN, 2018)

Figura 4 - Esquema de bomba de calor de compressão mecânica de vapor



Fonte: Mitchell e Braun (2018).

As bombas de calor surgiram devido a crescente preocupação com o uso de energias de fontes renováveis para o desenvolvimento sustentável, a primeira bomba de calor para aquecimento de água foi patenteada em 1937 por Wilkes e Reed (WILLEM; LIN; LEKOV, 2017).

Atualmente a bomba de calor é considerada um dispositivo térmico de alta eficiência energética e com bom retorno do investimento financeiro. Além de apresentar benefícios ambientais com a redução do consumo e utilização de fontes de energias renováveis, ela pode ser aplicada em diversas áreas, como aquecimento de água, climatização de ambientes, dessalinização e até processos industriais (RABELO, 2019).

As bombas de calor são dispositivos conhecidos pela sua eficiência energética já que entregam mais calor do que o trabalho que é gasto. A performance desses sistemas pode ser melhorada ao integrar com fontes de energia renováveis como energia geotérmica e evaporadores solares (MOHANRAJ et al., 2018).

Um sistema de bomba de calor para aquecimento de água é uma ótima alternativa do ponto de vista ambiental já que pode fornecer a mesma quantidade de água quente a uma eficiência duas ou três vezes maior que os sistemas de aquecimento de água gás ou elétricos (ZHAO et al., 2018). Willem, Lin e Lekov (2017) ainda afirmam que bombas de calor tradicionais usadas para aquecimento de água possuem eficiência relativamente alta, mesmo

operando em condições desfavoráveis sendo confiáveis em termos de desempenho e durabilidade.

2.3 Bombas de calor com assistência solar

As bombas de calor possuem diversos meios de funcionamento, o sistema de bomba de calor assistida de energia solar (SAHP) possui um elevado desempenho pois a compressão de vapor é feita com ajuda de um coletor solar. Desde quando o conceito das SAHP foi introduzido na década de 1950, muitos estudos foram realizados sobre estruturas, termodinâmica, simulações numéricas e viabilidade econômica (KIM et al., 2018).

As bombas de calor com assistência solar podem ser configuradas de diferentes maneiras, sendo os convencionais chamados de SAHP (*Solar Assisted Heat Pump*) no qual o coletor solar não atua como evaporador. Um sistema com expansão direta, conhecido como DX-SAHP (*Direct-Expansion Solar Assisted Heat Pump*), é composto por um trocador de calor (condensador), um compressor, uma válvula de expansão e o coletor solar que nesse sistema atua como o evaporador da bomba de calor. O refrigerante é vaporizado no evaporador solar devido à entrada de energia solar, convertendo energia primária em energia térmica de forma eficiente, resultando em valores de coeficiente de performance maiores. No entanto, a eficiência da bomba de calor com uso de um evaporador solar é dependente das condições climáticas do local onde a máquina trabalha (ALVAREZ, 2015).

2.4 Principais componentes da bomba de calor

As bombas de calor são compostas basicamente por cinco componentes principais, sendo eles evaporador, compressor, condensador, dispositivo de expansão e o fluido refrigerante, a seguir serão abordadas as características fundamentais desses equipamentos.

2.4.1 Evaporador

O evaporador é o dispositivo responsável por realizar a troca de calor entre os fluidos fazendo com que o fluido refrigerante passe do estado de mistura líquido e vapor para um vapor superaquecido. No caso das bombas de calor DX-SAHP o evaporador usualmente é uma serpentina de cobre acoplada a uma placa de metal que opera com o calor proveniente da radiação solar como pode ser visto na Figura 5.

Figura 5 - Evaporador solar



Fonte: Rabelo (2019).

2.4.2 Compressor

O compressor é o componente da bomba de calor responsável por realizar a compressão do fluido, aumentando sua temperatura e promovendo a circulação desse fluido no sistema. Os compressores podem ser classificados em herméticos, semi-herméticos ou abertos.

Nos compressores abertos, o eixo é acionado por um motor no exterior da carcaça e possui um selo de vedação para evitar vazamentos de fluido refrigerante ou entrada de ar no sistema, sendo o único adequado para funcionamento com amônia. Os compressores semi-herméticos e herméticos têm tanto o motor de acionamento quanto o compressor em si alocados dentro da carcaça. A diferença entre os dois é que no primeiro é possível fazer a remoção do cabeçote para acessar as válvulas e os pistões. Já o hermético só apresenta os acessos de entrada e saída do fluido, além das conexões elétricas (STOECKER; JABARDO, 2018).

Segundo Faria (2013), a maioria das aplicações de baixa pressão como bombas de calor utilizam compressores herméticos (Figura 6), tendo em vista a baixa possibilidade de vazamentos que podem comprometer o funcionamento da bomba de calor e necessidade praticamente inexistente de manutenção de seus componentes.

Figura 6 - Compressor hermético

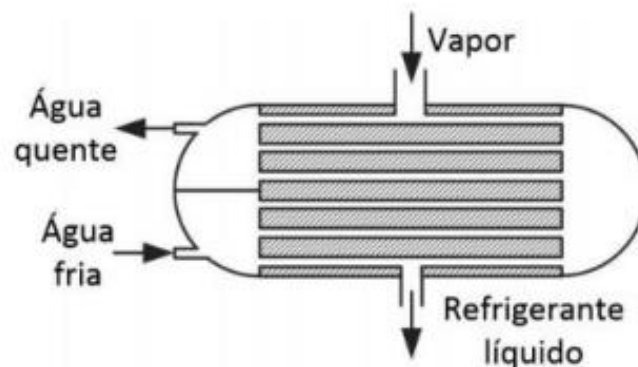


Fonte: EMBRACO (2023).

2.4.3 Condensador

Em uma bomba de calor o fluido refrigerante entra como vapor superaquecido no condensador e sai na condição de líquido comprimido após realizar a troca de calor com a fonte quente, sendo este um dos principais componentes que representam a eficiência do sistema. Dois tipos de condensador podem ser mais comuns em bombas de calor dependendo da aplicação e do fluido que vai realizar a troca de calor com o condensador. Para aquecimento de ambientes utiliza-se o condensador com uma superfície aletada fazendo a troca de calor com o ar ambiente. Para aquecimento de água é mais usual os condensadores carcaça e tubos, no qual o fluido refrigerante condensa trocando calor com a água como pode ser visto na Figura 7.

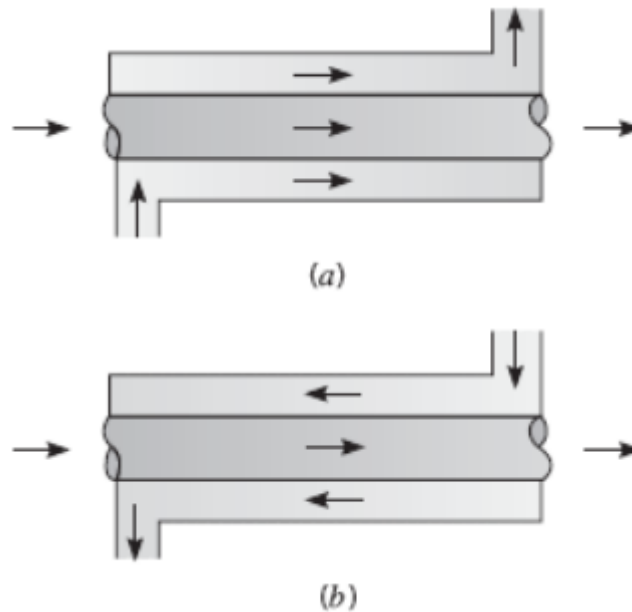
Figura 7 - Esquema de Condensador do tipo carcaça-tubo



Fonte: Stoecker e Jabardo (2018).

O condensador de uma bomba de calor também pode ser construído com tubos concêntricos em duas configurações, na configuração paralela (Figura 8a) os fluidos quente e frio entram pela mesma extremidade, escoam no mesmo sentido e deixam o condensador na mesma extremidade. Já na configuração em contracorrente (Figura 8b), os fluidos entram por extremidades opostas, escoando e saindo do equipamento em sentidos opostos.

Figura 8 - Trocadores de calor de tubos concêntricos. (a) Paralelo. (b) Contracorrente.



Fonte: Bergman (2019).

2.4.4 Dispositivo de expansão

Como o próprio nome sugere, o dispositivo de expansão é responsável por expandir o fluido reduzindo sua pressão e temperatura. Também é ele quem controla o fluxo mássico de refrigerante do sistema e mantém a condição de superaquecimento adequada na saída do evaporador. Em geral, são utilizados tubos capilares, válvulas de expansão termostática, válvulas de expansão eletrônicas ou válvulas de agulha.

Em protótipos mais simples utiliza-se a válvula de agulha devido a sua facilidade de obtenção e precisão no controle do fluxo mássico apesar de apresentar a desvantagem de necessidade de ajuste quando existem variações na carga térmica do evaporador. A Figura 9 representa uma válvula de expansão de agulha.

Figura 9 - Valvula de expansão de agulha



Fonte: Do autor (2023).

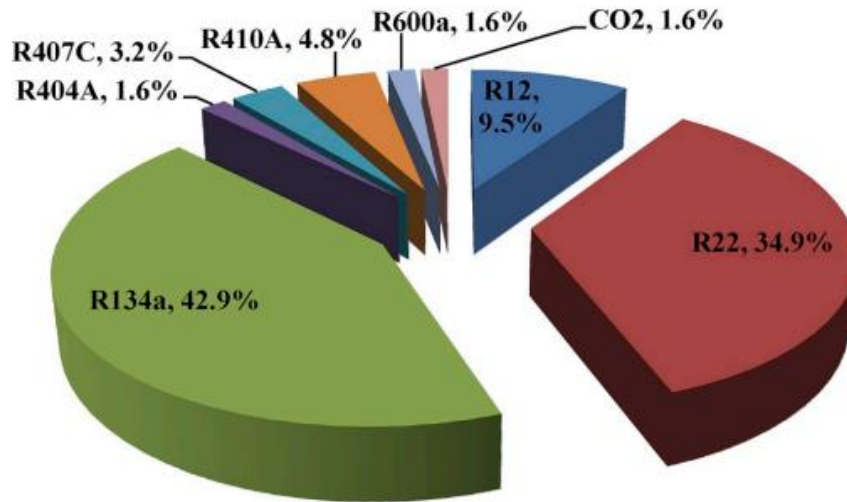
2.4.5 Fluido refrigerante

Desde 1940 até o início dos anos 1990, a classe mais comum de refrigerante utilizado eram os contendo cloro, conhecidos como CFCs (Clorofluorcarbonetos), sendo o refrigerante 12 um dos principais. Com a descoberta dos efeitos negativos dos CFCs para o meio ambiente, foram feitos tratados internacionais para reduzir o uso desses produtos. Com isso, refrigerantes contendo hidrogênio em vez de cloro foram desenvolvidos causando menos danos a camada de ozônio. O fluido refrigerante 134a é o considerado por muitos um substituto ambientalmente viável para o R-12, o substituindo na maioria das aplicações (MORAN; SHAPIRO, 2006).

Em um projeto de um sistema de refrigeração a escolha ideal do fluido refrigerante dependerá da aplicação do projeto, vários refrigerantes podem ser considerados, como os clorofluorcarbonetos, a amônia, os hidrocarbonetos, o dióxido de carbono, o ar e até mesmo a água (ÇENGEL; BOLES, 2013).

Segundo Shi et al., (2019), para uma bomba de calor o fluido refrigerante deve ter alta condutividade térmica, temperatura crítica, temperatura de evaporação e entalpia para alcançar um bom desempenho do sistema. O fluido também deve apresentar baixo ponto de congelamento, viscosidade e volume específico, além disso, deve ser barato, ecologicamente correto e seguro. Conforme pode ser visto na Figura 10, os principais refrigerantes utilizados em sistemas DX-SAHP encontrados na literatura são o R-134a com 42,9%, seguido do R22 com 34,9%.

Figura 10 - Percentual de fluidos refrigerantes utilizados em pesquisas



Fonte: Shi et al. (2019).

Segundo a pesquisa de Chata; Chaturvedi; Almogbel (2005), o fluido refrigerante que apresentou o maior coeficiente de performance em uma DX-SAHP foi o R-12, seguido do R-22 e do R-134a. A performance do sistema teve uma redução de 2% a 4% na faixa de 0°C a 20°C da temperatura do coletor solar com a substituição do R-12 pelo R-134a. Dentre os refrigerantes misturados, o R-410a se mostrou mais eficiente que o R-407c e o R-404a, no entanto mesmo o R-410a resultou em valores de COP de 15% a 20% menores que os obtidos com o R-134a.

2.5 Trabalhos desenvolvidos nas áreas de interesse desta pesquisa

Nesta seção serão apresentadas as principais pesquisas pertinentes aos temas deste trabalho, sendo enfatizadas as pesquisas sobre bombas de calor com assistência solar realizadas nas últimas duas décadas. Através destas é possível identificar os componentes utilizados, os parâmetros de funcionamento e os resultados obtidos nessas pesquisas para posterior comparação com os resultados deste trabalho.

Na pesquisa realizada por Zhao et al., (2018), foi construído um sistema de bomba de calor utilizando como fonte de calor a água no evaporador para avaliar seu desempenho para o aquecimento de água doméstica. O experimento foi realizado variando os fluxos de água tanto no condensador como no evaporador para verificar o impacto na performance do sistema. Como resultado desse experimento foi constatado que o sistema gastava 64 minutos para aquecer 50 litros de água de 28°C até 57°C, no entanto, ao aquecer acima de 55°C o COP do sistema diminuiu, o consumo do compressor aumentou e a pressão de saída estava próxima da máxima

podendo levar o componente a instabilidades. Se tratando da variação de fluxos de água, concluiu-se que a vazão ideal de água era de 8,7 L/min no evaporador, ao analisar os diferentes fluxos no condensador pode-se perceber que ele era ineficiente.

Já Chyng; Lee; Huang, (2003) utilizaram uma bomba de calor com assistência solar para aquecimento de água para obter dados experimentais e comparar com as simulações do modelo desse sistema. Através dos testes durante um ano obtiveram um COP médio sempre acima de 2 e com valores ideais de tempo de operação entre 4 e 7 horas no verão e 6 e 8 horas no inverno para atingir uma temperatura da água aquecida de 57,2°C. Constatou-se também que não era necessário um controle constante do dispositivo de expansão desde que esteja devidamente dimensionado para o sistema. Com os dados coletados durante um ano foi desenvolvida uma equação de correlação para a performance diária da bomba de calor e com a comprovação experimental se mostrou aplicável a outros sistemas semelhantes.

Gang et al., (2008) desenvolveram um protótipo de bomba de calor com assistência solar utilizando placas solares acopladas ao coletor, utilizando parte da energia solar para gerar eletricidade. Foram feitos testes para comparar o COP desse sistema em diferentes condições de operação do compressor, com o compressor operando a uma frequência de 40Hz obtiveram um COP de 5,4, enquanto operando a 60Hz o coeficiente de performance foi de 3,7. O consumo do compressor nesses dois casos foi de 423W e 712W respectivamente, mostrando o quanto o consumo do compressor pode influenciar na performance do sistema.

Um sistema de bomba de calor com assistência solar foi utilizado por Kong et al., (2018a) para avaliar a performance do sistema no aquecimento de água durante o outono e inverno em uma região da China. O coletor solar utilizado possuía 2,1 m² com inclinação de 40° para o horizonte, foi utilizado um compressor hermético de 420W com frequência variável. Um condensador com 0,535 m² feito com 15 tubos de alumínio e uma válvula de expansão eletrônica foi utilizada para controlar a vazão de refrigerante no sistema, foram utilizados 1000g de R134a como fluido refrigerante nesse sistema. Através dos testes realizados obtiveram um COP de 4 e 3 para dias ensolarados e nublados de outono respectivamente. Com uma radiação solar de 580 W/m² o COP atingido foi de 6,71, já com uma temperatura ambiente de -2,4°C e radiação solar de 345 W/m² o COP médio foi de 2,55. O aumento da temperatura da água ocasionou um aumento na velocidade e conseqüentemente no consumo do compressor, além disso, a alta na temperatura causou um aumento da pressão de condensação e da temperatura de saída do compressor, enquanto a pressão de evaporação manteve-se relativamente constante.

Já na pesquisa de Kong et al., (2018b), utilizando o protótipo de DX-SAHP para aquecimento de água em Qingdao na China, foi analisado a performance do sistema durante o verão, diferentemente de pesquisa anterior. Foi analisado o efeito de vários parâmetros do sistema, incluindo intensidade de radiação solar, temperatura ambiente, velocidade do compressor e temperatura da água. Observou-se que quanto maior a intensidade da radiação solar maior era a performance do sistema, aumentando a pressão de evaporação sem afetar a temperatura de condensação. Com o aumento da intensidade solar de 258 W/m² para 634 W/m², e o aumento da temperatura ambiente de 28 para 34 °C, o COP do sistema teve um ganho de 28,3% e 6,6% respectivamente. Já para a velocidade do compressor constatou-se que velocidades menores geram maiores COPs, com o aumento da velocidade de 2500 para 6000 rpm o coeficiente de performance médio decaía 36,1%. Por fim foi analisado o efeito da temperatura da água, com o aumento dessa temperatura a pressão de condensação aumenta e o COP tende a cair linearmente, com a passagem da temperatura da água de 50 para 60,3 °C o sistema teve uma perda de 20,8% na sua performance.

Para otimizar os sistemas de bomba de calor é de suma importância pesquisar sobre os parâmetros que mais afetam sua performance, Kong et al., (2017) utilizaram um modelo matemático de uma bomba de calor com assistência solar utilizando R410a para aquecimento de água, através do modelo foi estudado o efeito da carga de fluido refrigerante em parâmetros como potência do compressor, tempo de aquecimento e COP. Também foi analisado o efeito da radiação solar, temperatura do ambiente, velocidade do compressor e temperatura inicial da água. Dessa pesquisa concluiu-se que com maiores cargas de refrigerante o tempo de aquecimento diminui a eficiência instantânea do coletor aumenta, mas pouco afeta o coeficiente de performance. Além disso, a mudança das condições climáticas influenciou muito na performance, com o aumento da temperatura de 0 para 35°C o tempo de aquecimento foi 28,4% menor e o COP foi 56,4% maior.

Na pesquisa realizada por Qin et al., (2018) também foi analisado o efeito das condições climáticas, frequência do compressor e o modo de operação na performance do sistema. A bomba de calor analisada nesse trabalho podia operar de três formas, sendo elas com fonte de calor no ar, com fonte solar e no modo combinado entre as duas. Novamente mostrou-se uma grande influência das condições climáticas no COP do sistema no qual obteve-se uma condição ótima de funcionamento do protótipo com o compressor em 60Hz, temperaturas ambientes entre 20 e 30 °C com uma radiação solar de 900 W/m², já o modo de funcionamento ideal deve

ser escolhido de acordo com a temperatura do ambiente e da água além da intensidade da radiação solar.

Outra linha de estudo sobre bombas de calor é com relação a sua viabilidade econômica, Chatuverdi; Gagrani; Abdel-Salam (2014) utilizaram dados de condições solares para simular a performance térmica de uma bomba de calor com assistência solar a longo prazo para diferentes áreas de coletor solar e configurações do compressor. A análise indica que a bomba de calor é apropriada para o aquecimento de água doméstica até 70 °C, além de ser viável economicamente gera uma economia de eletricidade se comparado aos sistemas convencionais de aquecimento de água.

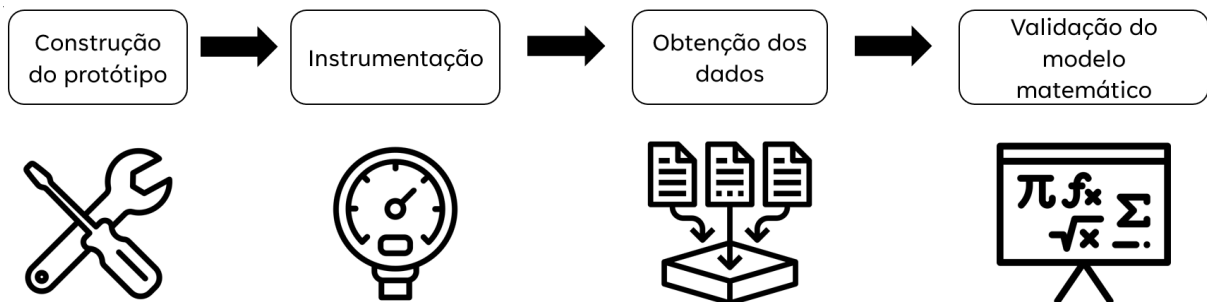
No mesmo viés, Rabelo et al., (2023) analisaram o tempo do retorno econômico de um investimento em um sistema DX-SAHP e os fatores que influenciam nesse tempo. Foi estudado usando um modelo matemático do sistema em condições climáticas de diferentes cidades do Brasil, os resultados mostraram que o COP era quase proporcional à área do coletor e da radiação solar. Outro ponto analisado foi a influência do fluido refrigerante, o sistema com R290 tem um tempo de *payback* 19% maior que funcionando com o R134a. O tempo de retorno do investimento para as cidades de Belo Horizonte, Natal e Florianópolis foram de 1,77, 2,06 e 3,24 anos respectivamente.

3. MATERIAIS E MÉTODOS

Esse capítulo será dividido em dois tópicos, o primeiro consiste em apresentar os principais componentes utilizados na construção do protótipo de bomba de calor com assistência solar, além de uma breve descrição dos motivos da escolha dos materiais e da instrumentação utilizada para aquisição de dados. Em seguida serão descritos os procedimentos necessários para realizar os testes do protótipo, bem como os métodos utilizados para obtenção e análise dos dados.

Um fluxograma da sequência de desenvolvimento da metodologia adotada nesse trabalho pode ser visto na Figura 11, o protótipo da bomba de calor foi construído tendo como base os parâmetros estabelecidos no projeto, em seguida o protótipo foi instrumentado. Foi realizado testes experimentais para coleta dos dados, os quais foram utilizados como parâmetros de entrada para o modelo matemático. Por fim, é feita a comparação dos dados experimentais e dos teóricos para validação do modelo.

Figura 11 - Fluxo de desenvolvimento da metodologia de pesquisa



Fonte: Do autor (2023).

3.1 Visão geral do protótipo

A bancada de testes é composta por uma bomba de calor com assistência solar operando com R-134a para aquecimento de água de uso residencial, bem como um sistema de aquisição de medição e aquisição de dados. Na Figura 12 pode ser visto os principais componentes do protótipo experimental que serão detalhados em seguida nesse capítulo.

Figura 12 - Protótipo da bomba de calor DX-SAHP



Fonte: Do autor (2023).

3.2 Evaporador solar

O evaporador empregado neste estudo foi projetado para a captação direta da radiação solar, utilizando-a para fornecer energia ao ciclo. A abordagem adotada envolve uma configuração de placa plana associada a um tubo de cobre disposto em forma de serpentina. Essa configuração viabiliza a obtenção de energia não apenas por meio da condensação, mas também através da convecção natural e forçada.

Com o intuito de otimizar a área de contato entre a placa e os tubos de cobre, ranhuras foram criadas para abrigar os tubos. Adicionalmente, tanto a chapa de aço quanto a tubulação receberam um revestimento preto, contribuindo para amplificar a absorção da radiação solar. A Figura 12 ilustra o evaporador solar empregado na da bomba de calor objeto deste estudo.

Nos primeiros testes percebeu-se uma baixa eficiência na transferência de calor entre os tubos de cobre e a chapa do evaporador, isso era devido a forma que os tubos foram fixados tendo pouca área de contato. Para solucionar esse problema, foi adicionado uma fita adesiva de cobre entre o tubo e a chapa (Figura 13), essa medida proporcionou uma melhoria substancial na eficácia da troca de calor no evaporador.

Figura 13 - Evaporador Solar



Fonte: Do autor (2023).

O protótipo construído permite a regulação da inclinação do evaporador solar para testes em diferentes condições de operação. A Tabela 1 mostra os parâmetros de projeto e dimensionamento do evaporador da bomba de calor.

Tabela 1 - Parâmetros do evaporador solar.

Tipo	Evaporador solar de expansão direta
Material da chapa	Aço galvanizado
Espessura da chapa	0,5 mm
Material do tubo	Cobre
Diâmetro do tubo	5/16"
Comprimento do tubo	18,45 m
Fluído de operação	R-134a
Temperatura de entrada	21,4 °C
Temperatura de saída	22,3 °C
Temperatura ambiente	33,6 °C
Área do coletor	2,39 m ²
Inclinação da placa	21 °

Fonte: Do autor (2023).

3.3 Compressor

A bomba de calor estudada utiliza um compressor hermeticamente fechado da Embraco, modelo FFI 12HBX apresentado na Figura 14. Um compressor fechado reduz a possibilidade mau funcionamento de bomba de calor devido a fugas de fluido refrigerante para o ambiente.

Figura 14 - Compressor Embraco FFI 12HBX



Fonte: Do autor (2023).

O compressor foi fixado na bancada de testes por meio de parafusos, os tubos de cobre e a válvula utilizada para carregar o sistema com refrigerante foram conectadas ao componente por meio de solda. As principais características do compressor utilizado estão descritas na Tabela 2.

Tabela 2 - Características compressor FFI 12HBX

Tipo	Hermético recíproco
Fluido de operação	R-134a
Voltagem	115-127 V
Frequência nominal	60 Hz
Potência	1/3 HP+
Faixa de temperatura de evaporação	-35° C a 10° C
Torque de partida	Alto

Fonte: Do autor (2023).

3.4 Condensador

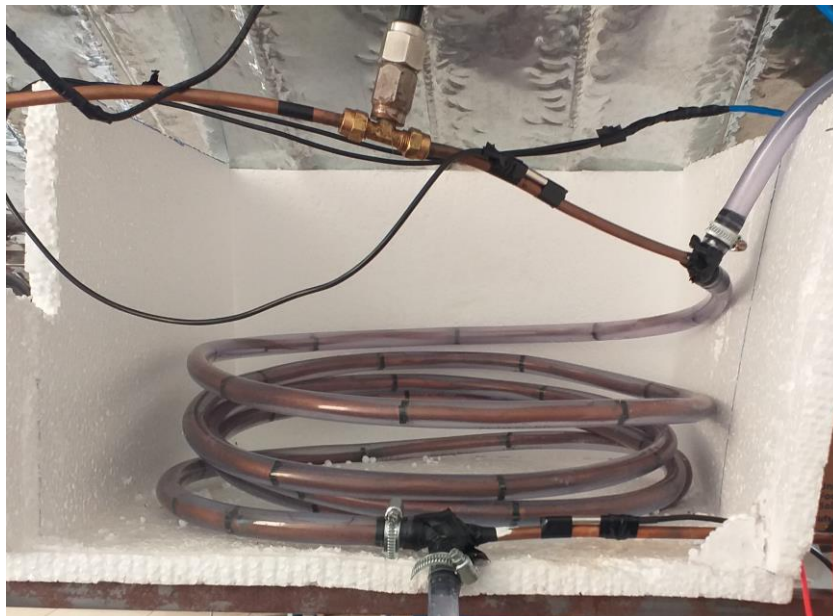
Foi selecionado um condensador do tipo de tubos concêntricos em contracorrente para a bomba de calor com expansão solar em questão. Nessa disposição, a tubulação de cobre

assume uma forma espiral no interior de uma mangueira de maior diâmetro. Para evitar o contato direto e manter uma posição centralizada, pequenos espaçadores confeccionados por meio de impressão 3D foram introduzidos entre a mangueira e o tubo de cobre.

O fluido refrigerante percorre a tubulação de cobre, entrando na unidade aquecido por um dos extremos, enquanto a água que flui no interior da mangueira segue a direção oposta, seguindo o princípio de funcionamento em contracorrente. Esse arranjo proporciona a condição de operação ideal para esse componente. Consequentemente, a água é aquecida ao máximo possível, já que a saída é posicionada no ponto em que o fluido refrigerante tem maior energia disponível.

A Figura 15 mostra o condensador empregado nesse protótipo, pela imagem é possível identificar os espaçadores utilizados, o sensor de medição de pressão e os pontos de entrada e saída da água. Para evitar a troca de calor entre o condensador e o ambiente, foi confeccionado uma caixa de isopor para acomodar o dispositivo e agir como um isolante térmico garantindo maior eficiência.

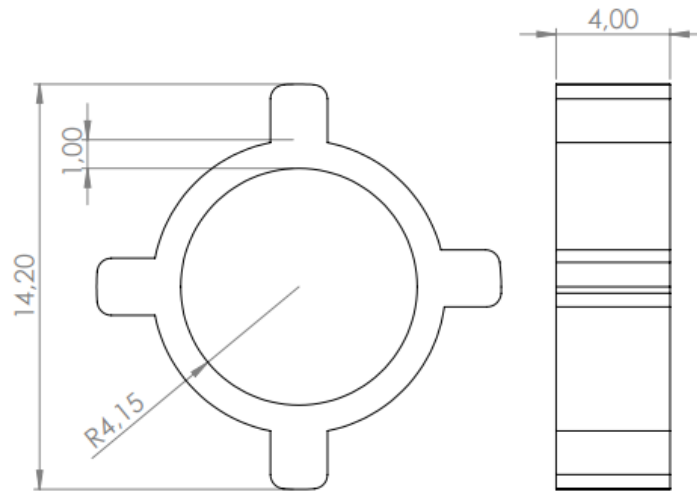
Figura 15 - Condensador de tubos concêntricos



Fonte: Do autor (2023).

Os espaçadores utilizados entre a mangueira e os tubos foi desenhado utilizando o SolidWorks conforme a Figura 16. Foram colocados espaçadores ao longo de todo o interior do condensador, garantindo a concentricidade dos tubos.

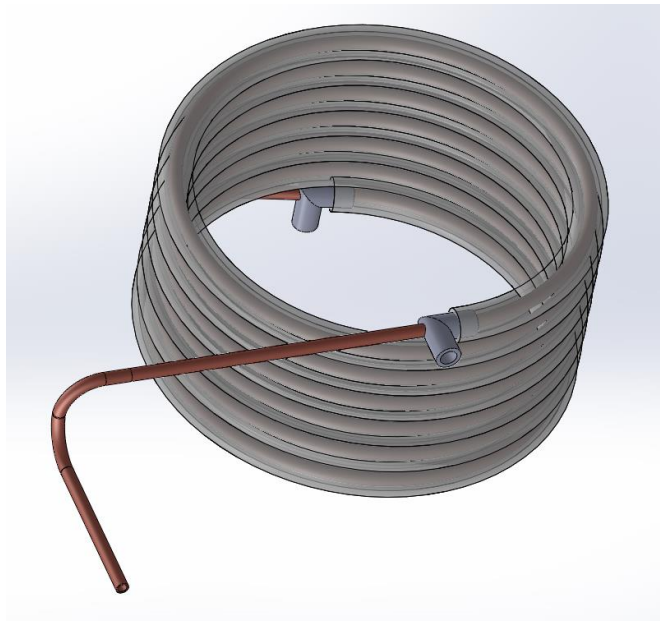
Figura 16 - Desenho dos espaçadores de tubo



Fonte: Do autor (2023).

A conexão dos pontos de entrada e saída da água do condensador foi feita utilizando joelhos internos duplos de 90°, nos quais a mangueira foi fixada por meio de abraçadeiras. Nos joelhos foram feitos furos com o diâmetro do tubo de cobre, dessa forma, o tubo de cobre entra por esse furo em um joelho, percorre todo o condensador e sai na outro joelho dando continuidade ao ciclo. A Figura 17 representa o desenho 3D do condensador com a presença das conexões de entrada e saída de água.

Figura 17 - Projeto do condensador com joelho 90°



Fonte: Do autor (2023).

Os principais parâmetros de construção do condensador de tubos concêntricos utilizado nessa pesquisa podem ser vistos na Tabela 3.

Tabela 3 - Características condensador

Tipo	Tubos concêntricos com fluidos em contracorrente
Material do tubo externo (mangueira)	PVC Policloreto de Vinila
Fluido primário	R-134a
Fluido secundário	Água
Temperatura de entrada da água	27° C
Diâmetro externo do tubo de cobre	5/16"
Diâmetro externo da mangueira	5/8"
Comprimento do condensador	6,1 metros

Fonte: Do autor (2023).

3.5 Válvula de expansão

O dispositivo de expansão selecionado para o projeto foi uma válvula de expansão de agulha e passagem reta, o modelo escolhido foi o Swagelok SS – 4GUF8 3/8" para 6000 psi feita em aço inoxidável, com orifício de 5mm. A Figura 18 ilustra a válvula utilizada no protótipo.

Figura 18 - Válvula de expansão Swagelok SS – 4GUF8



Fonte: Do autor (2023).

3.6 Instrumentação

Para a coleta das informações necessárias para a avaliação do sistema e dos parâmetros de entrada do modelo matemático, foram utilizados sensores de medição de pressão, temperatura, vazão de água e condições do ambiente.

3.6.1 Medidores de pressão

Uns dos parâmetros importantes de uma bomba de calor são as pressões de saída do evaporador e entrada do condensador. Para medir essas variáveis, utilizou-se dois transdutores de pressão (Figura 19) com faixas de operação diferentes, para 100 psi no evaporador e 500 psi no condensador.

Figura 19 - Transdutor de pressão do condensador



Fonte: Do autor (2023).

Os transdutores retornam valores de tensão com variação proporcional à pressão que é exercida neles, com isso foi necessário realizar a calibração desses sensores. Para essa etapa foram coletados os dados de tensão retornados por ambos os sensores em diferentes pressões da bomba de calor em equilíbrio, ou seja, com o compressor desligado.

Os valores foram comparados com a medida de pressão de um manômetro confiável e desta forma foi possível gerar uma curva de relação entre tensão e pressão. Com esta, determina-se a linha tendência linear da curva obtendo uma equação para cada sensor relacionando a tensão dos terminais com a pressão medida. As curvas resultantes da calibração estão descritas na Tabela 4, onde y representa o valor real da pressão para a tensão x medida.

Tabela 4 - Equações de calibração dos transdutores de pressão

Sensor	Equação
Transdutor 100 psi	$y = 23,5 \cdot x - 11,93$
Transdutor 500 psi	$y = 117,43 \cdot x - 61,04$

Fonte: Do autor (2023).

3.6.2 Medidores de temperatura

Para a obtenção dos dados de temperatura necessários para validação do modelo matemático, foram utilizados os sensores DS18B20 (Figura 20). No total foram instalados 5 sensores desse modelo, sendo instalados na entrada e saída do evaporador, na entrada e saída do condensador e o outro para medir a temperatura da água na saída do condensador.

Figura 20 - Sensor de temperatura DS18B20



Fonte: ROBOCORE (2023).

Para a utilização dos sensores foi preciso o desenvolvimento do código para leitura e obtenção dos dados por meio de Arduino. Para maior confiabilidade dos valores obtidos pelos sensores foi necessário realizar a calibração desses instrumentos. Para isso os sensores foram enumerados e inseridos juntamente de um termopar de referência em um recipiente com água a diferentes temperaturas.

Os dados de medição foram coletados e através deles foram geradas funções lineares para corrigir as medições dos instrumentos e garantir maior precisão dos valores de temperatura tendo como base o valor medido pelo termopar. Seguindo a etapa de calibração obteve-se as curvas respectivas a cada sensor que podem ser vistas na Tabela 5.

Tabela 5 - Equações de calibração dos sensores de temperatura

Sensor	Local	Equação
Sensor 1	Saída evaporador	$y = 0,9915 \cdot x + 0,1739$
Sensor 2	Entrada condensador	$y = 0,9948 \cdot x + 0,0028$
Sensor 3	Saída condensador	$y = 0,9945 \cdot x + 0,0770$
Sensor 4	Entrada evaporador	$y = 0,9916 \cdot x + 0,1886$
Sensor 5	Saída de água	$y = 0,9941 \cdot x + 0,1917$

Fonte: Do autor (2023).

3.6.3 Medidor de vazão

A medição da vazão de água que passa pelo condensador é necessária para o cálculo do coeficiente de performance do sistema. Utilizou-se um sensor de fluxo de água do modelo YF-S401 (Figura 21) que funciona com base no efeito Hall para obter essa medida.

Para utilizar esse sensor foi preciso fazer a calibração dele, para isso, foi feito um teste para calcular a vazão real medindo o tempo necessário para encher um recipiente de volume conhecido com vazão constante. Esse teste foi repetido para diferentes vazões e os valores foram comparados com os medidos pelo sensor em cada teste. Obteve-se que o valor medido pelo sensor deveria ser dividido por um fator de 85, obtendo assim, uma medição de vazão condizente com a real.

Figura 21 - Sensor de fluxo de água

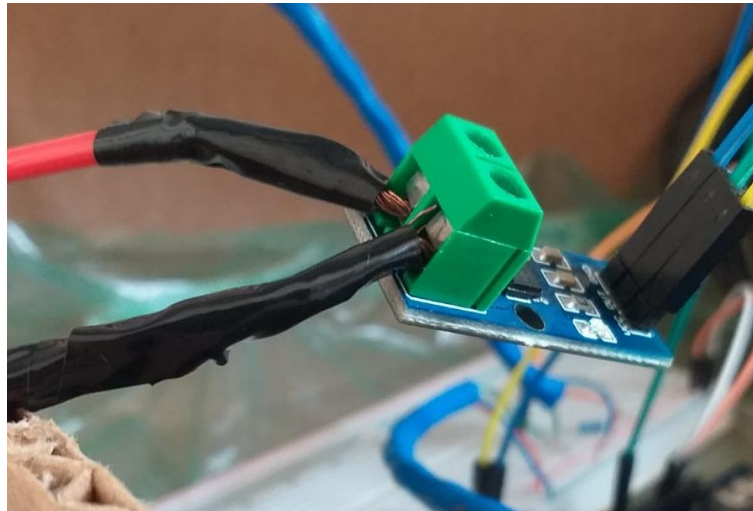


Fonte: Do autor (2023).

3.6.4 Medidor de corrente

Para avaliar o consumo do compressor é preciso saber a corrente que este componente está consumindo durante o processo. Por esse motivo, instalou-se um módulo sensor de corrente Acs712 de 20 amperes para o Arduíno (Figura 22).

Figura 22 - Sensor Acs712



Fonte: Do autor (2023).

O sensor instalado foi calibrado utilizando um alicate amperímetro como referência. O sistema foi ligado e os valores medidos em milivolts pelo sensor foram comparados aos valores medidos pelo amperímetro para diferentes correntes.

Com os valores obtidos gerou-se uma curva que relaciona a tensão de saída do módulo de corrente com a corrente real consumida pelo compressor. A equação que representa a calibração do sensor de corrente está apresentada na Tabela 6.

Tabela 6 - Equações de calibração do sensor de corrente

Sensor	Equação
Sensor Acs712	$y = 0,9478 \cdot x - 0,455$

Fonte: Do autor (2023).

3.6.5 Medição das condições do ambiente

A avaliação de um sistema de bomba de calor com assistência solar é vinculada as condições climáticas do local onde os testes foram conduzidos. Dois parâmetros cruciais são a temperatura ambiente e a temperatura de entrada da água no condensador, para obter esses dois parâmetros utilizou-se do sensor de temperatura 5 antes de iniciar o experimento.

Além desses fatores, outros elementos que influenciam na performance da bomba de calor são a velocidade do vento e a radiação solar incidente na placa do evaporador. A medição da velocidade do vento foi feita por meio de um anemômetro FA013 (Figura 23a) instalado próximo a área de testes. Por sua vez, a quantificação da radiação solar foi feita através do sensor de radiação Hukseflux SR05-D2A2-BL (Figura 23b), instalado no centro do evaporador.

Figura 23 - Anemômetro e sensor de radiação solar



Fonte: Do autor (2023).

A calibração do sensor de velocidade do vento envolveu a utilização de um anemômetro de fio quente modelo AK833, previamente calibrado. Os dois sensores foram submetidos a aplicação de velocidades constante de vento, por meio de um ventilador. A correlação entre os valores obtidos pelo sensor referência e os registrados pelo anemômetro experimental proporcionou a elaboração de uma curva de calibração satisfatória, conforme a Tabela 7.

Tabela 7 - Equações de calibração do anemômetro

Sensor	Equação
Anemômetro FA013	$y = 0,060 \cdot x - 1,812$

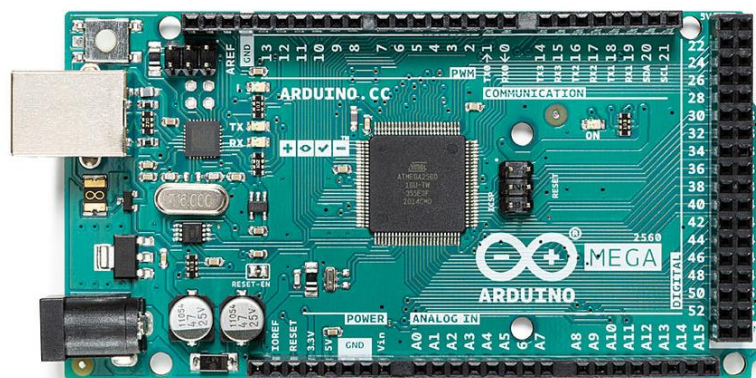
Fonte: Do autor (2023).

Já o sensor de radiação solar, por ser mais sensível, apenas foi atribuído um fator de multiplicação de 1,564 para a sua saída analógica de 4-20mA. Dessa forma, o valor retornou valores de radiação solar em W/m^2 condizentes com o valor real.

3.6.6 Sistema de aquisição de dados

Para reunir os dados dos sensores e fazer a programação necessária para que todos funcionem corretamente é indispensável a presença de um microcontrolador. No presente estudo, utilizou-se de um Arduino Mega, por possuir uma plataforma versátil e de alto desempenho para programação e integração de uma variedade de sensores. Além disso, permite a visualização e armazenamento dos dados dos testes de forma mais dinâmica. Através da programação customizada, foi possível implementar as equações de calibração obtidas para cada sensor, proporcionando maior confiabilidade às medições realizadas. A Figura 24 ilustra o Arduino Mega, evidenciando sua função como fonte de alimentação para os sensores e sua adaptabilidade às necessidades de cada sensor, dispondo de portas analógicas e digitais.

Figura 24 - Arduino Mega



Fonte: Arduino (2023).

3.6.7 Modelo matemático

O estudo de um protótipo de bomba de calor demanda a elaboração e aplicação de um modelo matemático robusto. Ao desenvolver um modelo matemático, é possível simular e prever o comportamento térmico do protótipo sob diferentes condições operacionais. Esse modelo não apenas facilita a compreensão do funcionamento da bomba de calor, mas também fornece uma base analítica para avaliar e otimizar sua eficiência energética.

O modelo pode ser submetido às condições apresentadas no protótipo durante os testes, permitindo a comparação das previsões teóricas com os resultados experimentais, validando assim a aplicabilidade e precisão do modelo. Além disso, o protótipo desempenha um papel crucial na identificação do efeito das premissas adotadas no modelo. Durante os testes com o protótipo, é possível observar o efeito das mudanças nas condições ambientais, as perdas de calor e outras irreversibilidades presentes nesse ciclo.

Para essa pesquisa, será utilizado como base o modelo matemático de uma bomba de calor com assistência solar desenvolvido por Pedrosa (2021). No âmbito de sua pesquisa, o modelo foi desenvolvido apresentando as seguintes hipóteses:

- Unidimensional (em função do espaço);
- Estado estacionário, ou seja, as propriedades físicas e termodinâmicas dos fluidos são constantes em função do tempo;
- Pressão ao longo do evaporador e condensador são constantes;
- Temperatura do fluido refrigerante nas regiões bifásicas são constantes;
- Vazão mássica de fluido refrigerante e da água são constantes;
- Perdas de calor por condução do tubo para o fluido foram desconsideradas;
- Condições ambientais (pressão, temperatura, velocidade do vento e umidade) constantes;
- Fluido refrigerante R134a é considerado como ideal e puro;
- Parcela de energia absorvida do ambiente e da irradiação solar são constantes, assim como a energia transferida do fluido refrigerante para a água no seu aquecimento.

Tendo isso em vista, a modelagem da bomba de calor foi feita por meio de 6 programas subdivididos em: Ciclo termodinâmico e irradiação solar, 2 zonas do evaporador e 3 zonas do condensador.

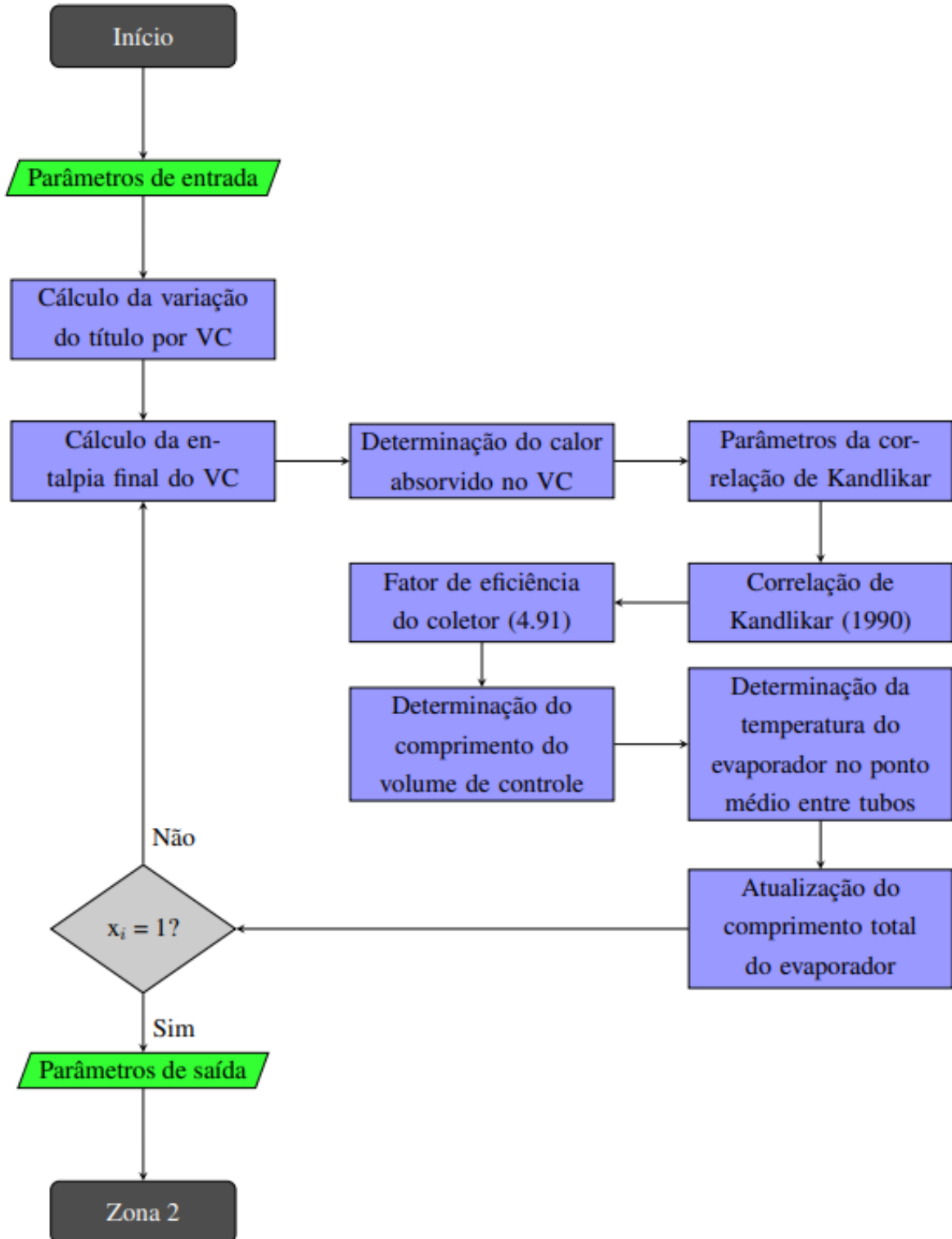
A modelagem do compressor foi feita elaborando os polinômios que determinam a potência e o fluxo mássico de refrigerante. Para essas equações utilizou-se dos dados disponíveis nos catálogos do fabricante e foi gerado uma regressão polinomial para cada informação desejada.

O dimensionamento do evaporador solar foi feito a partir das leis termodinâmicas e correlações matemáticas que regem o componente. Para a modelagem a Zona 1 do evaporador, foi preciso a determinar a irradiação solar média da região onde o dispositivo será instalado. Conforme o fluxograma mostrado na Figura 25, é feito um processo iterativo tendo os seguintes parâmetros iniciais:

- Título inicial: Título de saída da válvula de expansão;
- Entalpia inicial: Entalpia na temperatura de evaporação e no título inicial;

- Comprimento inicial: Zero;

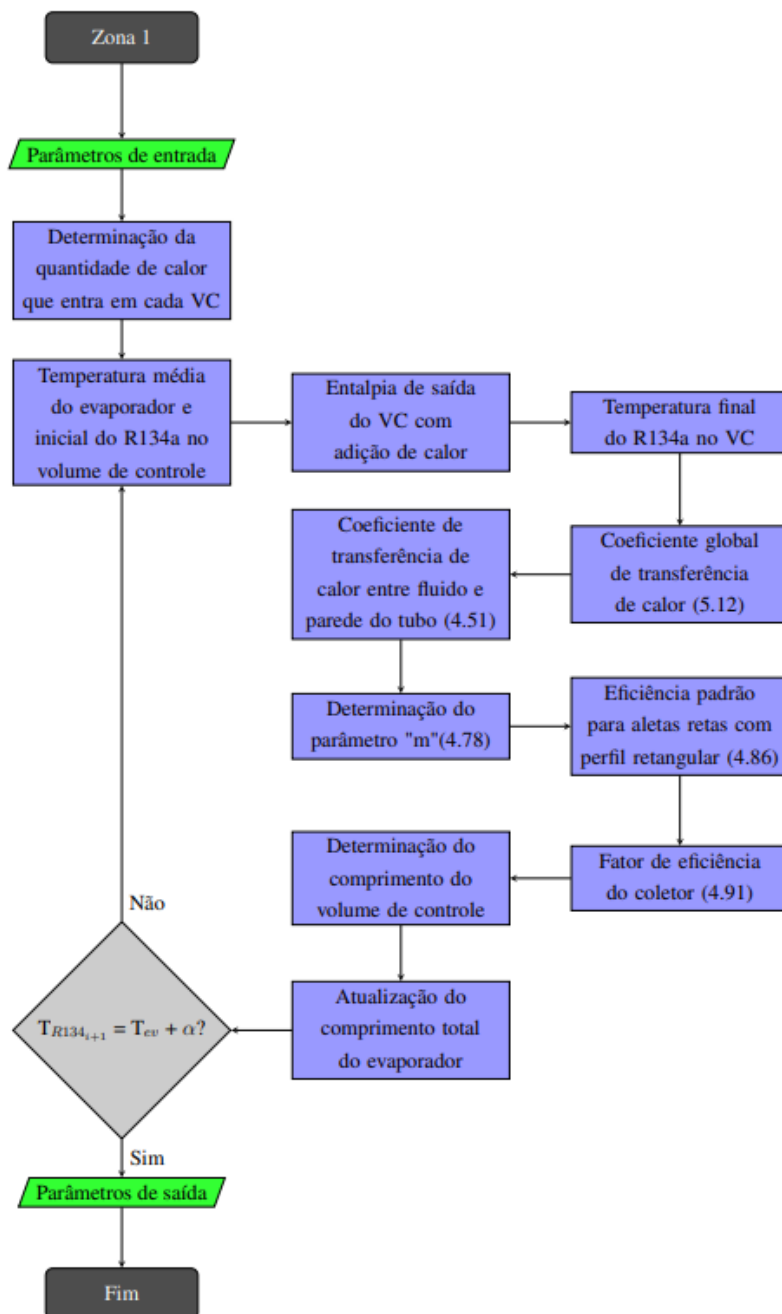
Figura 25 - Fluxograma de modelagem da Zona 1 do evaporador



Fonte: Adaptado de Pedrosa (2021).

Para a modelagem da Zona 2, onde o fluido refrigerante é superaquecido, utiliza-se dos resultados da zona anterior, todavia, essa zona é delimitada pela temperatura ao contrário do título na primeira. Para a implementação ser iniciada, são inseridos os seguintes parâmetros: Fluxo mássico do refrigerante, entalpia do vapor saturado e do vapor superaquecido, temperatura de evaporação, grau de superaquecimento, pressão de evaporação, diâmetro dos tubos., parâmetros do projeto da placa, número de iterações e velocidade do vento. Novamente o processo iterativo está descrito na Figura 26.

Figura 26 - Fluxograma de modelagem da Zona 2 do evaporador



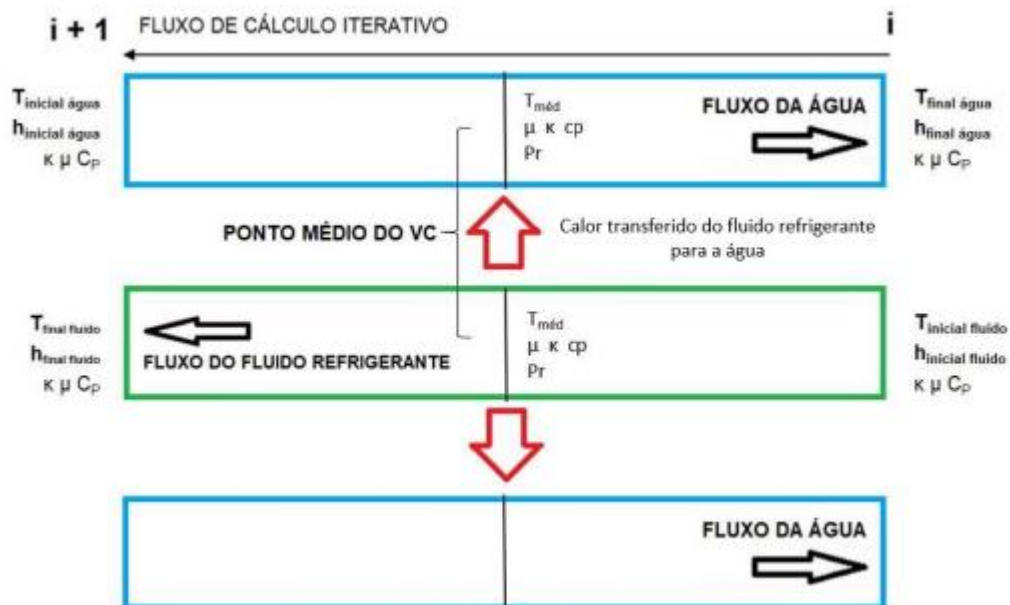
Fonte: Adaptado de Pedrosa (2021).

A modelagem do condensador é dividida em três implementações complementares. A zona 1 calcula o comprimento do trocador de calor a ser desenvolvido na região em que o fluido refrigerante está no estado superaquecido, a zona 2 calcula o comprimento do trocador de calor na região em que o fluido refrigerante se encontra na transição do estado de vapor saturado para líquido saturado e a zona 3 calcula o comprimento do trocador de calor na região em que o fluido se encontra como um líquido sub resfriado até atingir a válvula de expansão (Pedrosa, 2021).

A mesma metodologia iterativa aplicado ao evaporador foi aplicada ao condensador, sendo realizadas 3 iterações. A zona 1 tem como condições iniciais o comprimento inicial, a temperatura na saída do compressor, a temperatura de saída da água do condensador, a entalpia do fluido refrigerante na saída do compressor e o número de iterações.

Já as iterações da zona 2 são controladas pela variação do título do fluido refrigerante, enquanto, na zona 3 as variações são delimitadas pela mudança na temperatura do fluido refrigerante. Sendo a sua temperatura inicial igual a temperatura de condensação, e a temperatura final igual à temperatura de condensação subtraída do grau de sub resfriamento. O fluxograma que representam a sequência desses processos iterativos estão evidenciados na Figura 27.

Figura 27 - Fluxo de cálculos iterativos versus fluxo em contracorrente dos fluidos da bomba de calor



Fonte: Adaptado de Pedrosa (2021).

3.7 Resumo das características dos sensores utilizados

É essencial conhecer as características dos sensores utilizados em um protótipo. Para utilizá-los de forma correte é preciso saber a tensão de alimentação, a precisão e a faixa de medição de cada um. Tendo isso em vista, foi elaborada a Tabela 8, que contém as principais informações disponíveis de cada sensor utilizado na instrumentação desse trabalho.

Tabela 8 - Características dos sensores

Sensor	Faixa de operação	Precisão	Tensão de alimentação
Transdutor de pressão 1	0 a 100 psi	0,5 %	5 V
Transdutor de pressão 2	0 a 500 psi	0,5 %	5 V
Sensor de temperatura DS18B20	-55 °C a 125 °C	0,5 °C	3 V a 5 V
Medidor de fluxo YF-S401	0 a 6 L/min	-	5 V a 12 V
Sensor Acs712	0 a 20A	1,5%	5 V
Anemômetro FA013	0,5 m/s a 60 m/s	0,5 m/s	12 V a 30 V
Hukseflux SR05-D2A2-BL	0 a 2000 W/m ²	2,4 %	12 V a 30 V

Fonte: Do autor (2023).

Vale ressaltar que, para o anemômetro e o sensor de radiação solar foi necessário a utilização de uma fonte de tensão 24V auxiliar, uma vez que, a alimentação nativa do Arduino Mega é de 5V.

3.8 Metodologia experimental

Neste capítulo será abordado todo o planejamento e os testes realizados com o protótipo de bomba de calor, para a coleta dos dados experimentais necessários para a validação do modelo matemático. A obtenção dos dados experimentais seguiu os seguintes passos:

- Construção do protótipo

O protótipo de bomba de calor foi fabricado no Departamento de Engenharia da Universidade Federal de Lavras conforme o projeto previamente desenvolvido no SolidWorks, tendo como referência o modelo matemático a ser validado. Todos os sensores foram cuidadosamente calibrados e instalados nos pontos de medição apropriados.

Posteriormente, foi injetado gás nitrogênio no sistema para verificar a existência de vazamentos de fluido refrigerante nas conexões, substituindo as conexões com problemas. Além disso, uma inspeção visual do sistema foi conduzida para detectar a presença de vazamentos de lubrificante ou água. Por fim, na ausência de vazamentos o fluido refrigerante é

injetado no sistema aos poucos, buscando atingir um total de 337 gramas de R134-a circulando pela bomba de calor.

- Obtenção dos dados

Em um dia ensolarado na cidade de Lavras – MG, o protótipo foi estrategicamente posicionado para expor completamente o evaporador à luz solar. Simultaneamente, a fonte de água foi conectada ao condensador, mantendo fluxo constante. O sistema de aquisição de dados, composto por um computador, um Arduino e todos os sensores, foi ativado para registrar as condições iniciais do processo. Em seguida o compressor foi conectado a uma tomada de energia 127V com frequência de 60Hz, dando início ao ciclo.

Para garantir o funcionamento eficaz da bomba de calor, a vazão de água e de fluido refrigerante precisavam ser ajustadas até que o sistema atingisse as condições desejadas de superaquecimento, sub-resfriamento e temperatura de saída da água. Essas condições foram alcançadas por meio da variação da abertura da fonte de água e do ajuste da válvula de expansão de agulha incorporada ao sistema.

Para a coleta dos dados finais do experimento, aguardou-se um período de 10 minutos com o sistema em funcionamento, para que ele chegasse nas condições de equilíbrio e mantivesse a temperatura de saída da água estável. Durante todo o ciclo, os dados foram registrados e armazenados em planilhas para posterior tratamento e utilização nos cálculos planejados.

Ao concluir a coleta de dados, o compressor foi desconectado da tomada e a fonte de água desligada. O sistema de coleta de dados foi desmontado e armazenado em local apropriado. Antes de guardar o protótipo no laboratório, foi realizada outra inspeção visual visando identificar quaisquer defeitos ou vazamentos que surgiram durante a utilização.

- Validação do modelo matemático

Os dados coletados foram organizados em gráficos e tabelas para melhor visualização, para a obter o COP por meio do modelo matemático da bomba de calor desenvolvido por Pedrosa (2021). Para isso, foi preciso inserir no modelo as variáveis de entrada mostradas na Tabela 9, obtidos quando o sistema apresentava a condição de equilíbrio.

Tabela 9 - Variáveis de entrada do modelo matemático

Variável	Unidade
Temperatura de evaporação	°C
Grau de superaquecimento	°C
Temperatura de condensação	°C
Grau de sub-resfriamento	°C
Temperatura de entrada da água	°C
Temperatura de saída da água	°C
Radiação solar	W/m ²
Temperatura ambiente	°C

Fonte: Do autor (2023).

Considerando os parâmetros de entrada fornecidos, o modelo resulta no COP do sistema. A simulação também fornece a vazão da água no condensador, na qual a bomba de calor é capaz de manter a temperatura desejada na saída da água. Além disso, é calculado o consumo do compressor durante o ciclo. Esses parâmetros são cruciais para compreender as diferenças entre o modelo simulado e o desempenho real do protótipo.

Para obter-se o COP experimental do protótipo utiliza-se da Equação 1, desenvolvendo-a da seguinte maneira:

$$COP_{Bc} = \frac{Q_H}{W_{liq,ent}} = \frac{\dot{m}_{\acute{a}gua} \cdot Cp_{\acute{a}gua} \cdot \Delta T_{\acute{a}gua}}{W_{comp}} \quad (2)$$

Onde $\dot{m}_{\acute{a}gua}$ é a vazão mássica da água, $\Delta T_{\acute{a}gua}$ representa a variação de temperatura da água entre entrada e saída do condensador, o $Cp_{\acute{a}gua}$ é o calor específico da água.

O consumo do compressor (W_{comp}) foi obtido através da Equação 3, utilizando os dados coletados pelo sensor de corrente (I) e a tensão nominal do compressor (127V).

$$W_{comp} = V \cdot I \quad (3)$$

No processo de validação do modelo foram comparados os resultados de saída, destacando especialmente o Coeficiente de Performance (COP), com os dados obtidos experimentalmente. Posteriormente, foram examinados os fatores que contribuem para as diferenças entre os valores teóricos e experimentais, visando estabelecer soluções para uma correlação mais precisa entre os resultados, aprimorando a aplicabilidade do modelo proposto.

4. RESULTADOS

Nesta seção, serão apresentados os resultados do ensaio experimental da bomba de calor após sua construção e instrumentação. Inicialmente apresenta-se a análise dos parâmetros que mais influenciam a performance do sistema: mudanças nas condições ambiente, temperatura de saída da água e consumo do compressor. Em seguida, é feita a comparação entre os resultados do modelo matemático com os resultados obtidos de forma experimental, discutindo os motivos que levam as diferenças entre esses valores.

4.1 Condições de teste

Os testes foram realizados em um dia ensolarado com uma radiação solar média de 683,4 W/m² e brisa fraca. O sistema da bomba de calor foi ajustado buscando atingir uma maior eficiência, mantendo o grau de superaquecimento no sistema e a temperatura de saída da água de aproximadamente 48 °C.

A bomba de calor foi posicionada em direção ao sol com todo o evaporador exposto a radiação solar, a válvula de expansão foi minimamente aberta, menos de 1/8 de volta, para atingir um grau de superaquecimento médio de 0,93 °C. A vazão de água foi regulada para manter-se em torno de 1,02 L/min durante todo o teste. O sistema ficou em funcionamento nessas condições por cerca de 10 minutos para atingir o equilíbrio, em seguida, foram coletados os dados por um período de 3 minutos. Os parâmetros de operação são resumidos na Tabela 10.

Tabela 10 - Parâmetros de operação da bomba de calor

Parâmetro	Condição
Exposição solar do evaporador	Totalmente exposto
Abertura da válvula de expansão	Minimamente aberta
Grau de super-aquecimento	0,93 °C
Vazão de água	1,02 L/min
Tempo para estabilizar o sistema	10 min
Tempo de coleta de dados	3 min
Radiação solar	683,4 W/m ²
Velocidade do vento	0 m/s

Fonte: Do autor (2023).

4.2 Resultados do teste experimental

Seguindo a metodologia apresentada na sessão 3.6.8, o primeiro passo foi organizar os dados obtidos em forma de gráficos e tabelas, procurando os parâmetros que mais influenciaram no desempenho da bomba de calor. Os valores médios de cada variável obtidos durante o teste estão dispostos na Tabela 11, ressaltando que o consumo do compressor e o coeficiente de performance foram calculados utilizando a Equação (2) e a Equação (3), respectivamente.

Tabela 11 - Valores médios obtidos no teste

Variável	Valor médio
Radiação solar	683,36 W/m ²
Velocidade do vento	0 m/s
Consumo do compressor	770,63 W
Vazão de água	1,02 L/min
Temperatura de saída da água	47,76 °C
Temperatura de evaporação	21,38 °C
Temperatura na entrada do condensador	62,55 °C
Pressão de evaporação	355 kPa
Pressão de condensação	1361 kPa
Coeficiente de performance	1,91

Fonte: Do autor (2023).

Observando a temperatura média da água que saiu do condensador, percebe-se que ela se manteve próxima dos 48 °C que se esperava para a vazão de 1.02 L/min. A Tabela 12 mostra um resumo de temperaturas de saída da água em outras pesquisas na área.

Tabela 12 - Comparação de temperatura de saída da água no condensador

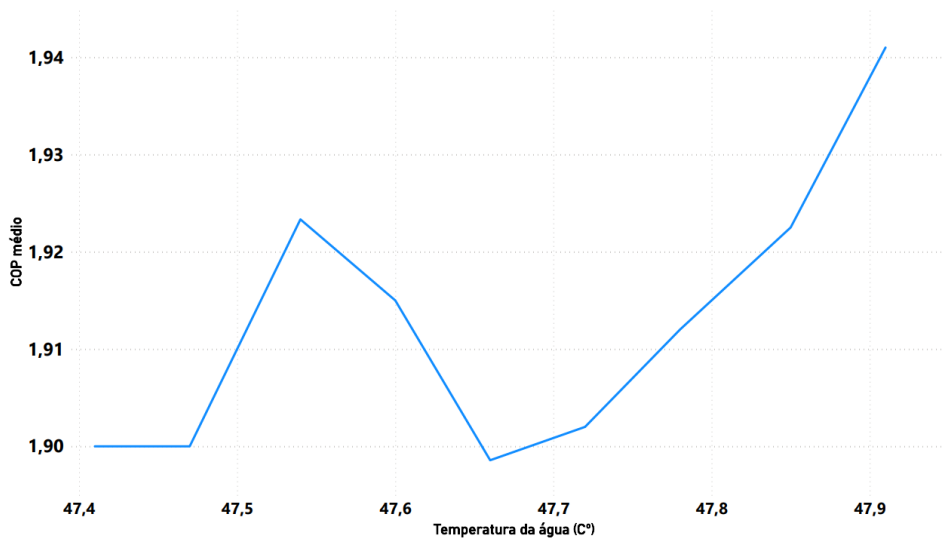
Fonte	Temperatura da água
Chyng; Lee; Huang, (2003)	57,2 °C
Zhao et al., (2018)	57 °C
Kong et al., (2018b)	60,3 °C

Fonte: Do autor (2023).

Apesar de atingirem temperaturas maiores, Kong et al., (2018b) ressalta que o aumento da temperatura de saída da água de 50 °C para 60,3 °C resultou numa perda de 20,8% de sua performance. Zhao et al., (2018b) também reforça a ideia, já que ao aquecer a água a temperaturas acima de 55°C o COP do sistema diminuiu e o consumo do compressor aumentou.

Conforme pode ser visto na Figura 28, a temperatura da água teve influência direta no COP, visto que, durante o teste, os maiores valores foram atingidos com temperatura mais altas da água na saída do condensador.

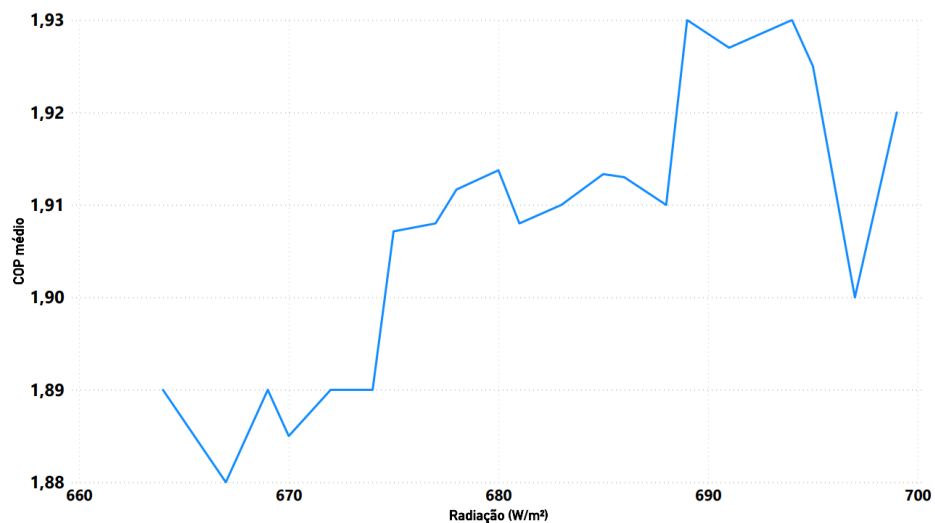
Figura 28 - COP médio para diferentes temperaturas de saída da água



Fonte: Do autor (2023).

A principal condição ambiente que se observou uma influência notável no teste foi a variação da radiação solar. Conforme evidenciado na Figura 29, o coeficiente de performance da bomba de calor foi maior em momentos em que a radiação solar era mais intensa. O COP chegou a um máximo de 1,93 para uma radiação solar próxima de 690 W/m², já o menor COP obtido foi de 1,88 para uma radiação solar em torno de 667 W/m².

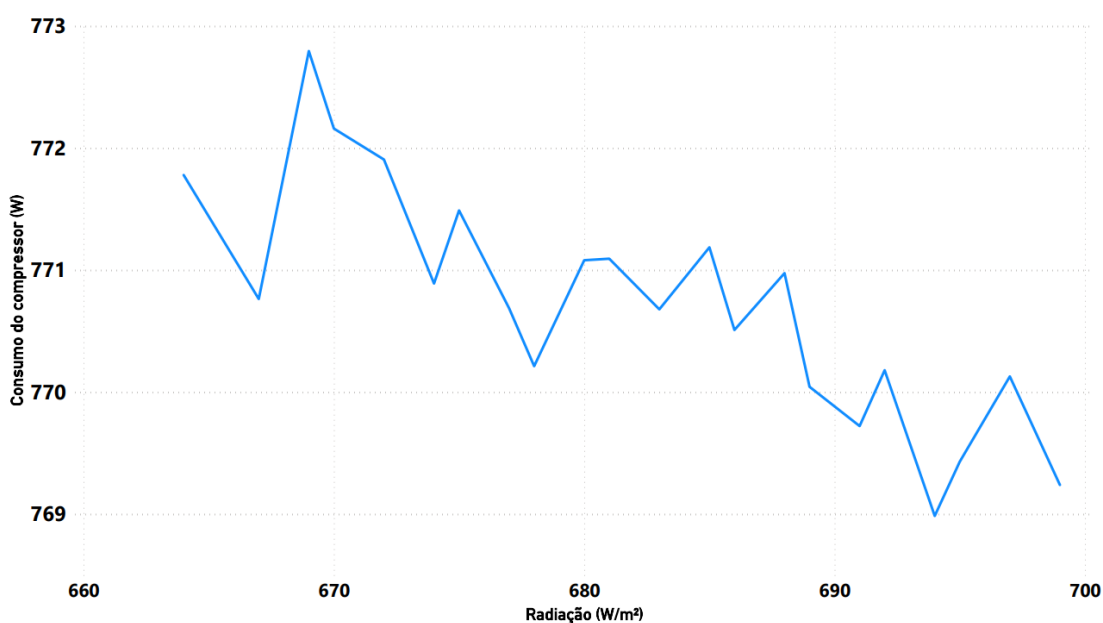
Figura 29 – COP médio em diferentes valores de radiação solar



Fonte: Do autor (2023).

O fator que justifica a redução do coeficiente de performance com a queda da radiação solar é o consumo do compressor. Esse componente é responsável por fornecer energia e comprimir o fluido refrigerante. Uma vez que, o fluido tem menos troca de calor no evaporador devido a redução da radiação solar, o compressor precisa fornecer mais energia para o ciclo, consequentemente, aumentando o seu consumo que afeta diretamente o COP do protótipo. A Figura 30 mostra a influência da radiação solar no consumo do compressor, justificando coeficientes de performance maiores nos períodos com maior radiação solar.

Figura 30 - Consumo do compressor em diferentes valores de radiação solar



Fonte: Do autor (2023).

Levando em consideração o consumo do compressor, o comportamento do protótipo estudado foi de acordo com o estudo de Gang et al., (2008), no qual a bomba de calor com assistência solar teve um COP de 5,4 com o compressor consumindo 423W. Já em uma diferente condição de operação, na qual o compressor consumiu 712W, o COP do protótipo caiu para 3,7.

4.3 Ciclo termodinâmico da bomba de calor

Para a avaliação teórica da bomba de calor com assistência solar, utilizou-se do modelo desenvolvido por Pedrosa (2021), no qual os parâmetros de entrada descritos na Tabela 13 foram os valores médios obtidos durante o teste experimental.

Tabela 13 - Parâmetros de entrada do modelo matemático

Variável	Valor
Temperatura de evaporação	21,38 °C
Grau de superaquecimento	0,93 °C
Temperatura de condensação	51,26 °C
Grau de sub-resfriamento	15,9 °C
Pressão de evaporação	355 kPa
Pressão de condensação	1361 kPa
Temperatura de entrada da água	27 °C
Temperatura de saída da água	47,76 °C
Radiação solar	683,36 W/m ²
Temperatura ambiente	33,6 °C

Fonte: Do autor (2023).

Na pesquisa desenvolvida por Pedrosa (2021), foi definido o ciclo termodinâmico da bomba de calor para as condições de projeto. O ciclo foi descrito definindo as temperaturas de condensação e evaporação e os graus de superaquecimento e sub-resfriamento desejados. Esses parâmetros estão descritos na Tabela 14.

A condição escolhida foi para um dia com radiação solar de 572 W/m² e uma temperatura ambiente de 24 °C, dessa forma mantendo a temperatura de saída da água em 48°C a uma vazão média de 0,75 L/min.

Tabela 14 - Parâmetros de entrada do ciclo termodinâmico

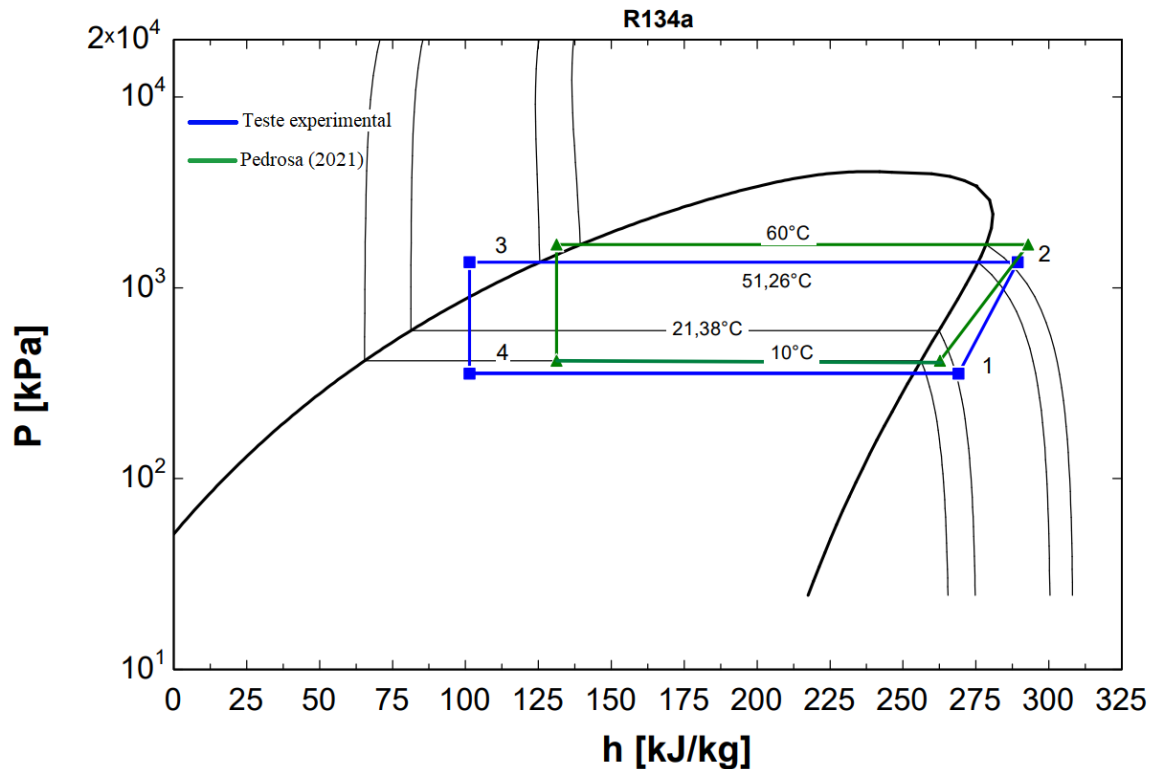
Parâmetro	Valor
Temperatura de evaporação	10 °C
Temperatura de condensação	60 °C
Grau de superaquecimento	7 °C
Grau de sub-resfriamento	5 °C

Fonte: Adaptado de Pedrosa (2021).

Utilizando os dados experimentais como entrada no modelo matemático e por meio dos dados obtidos por Pedrosa (2021), foi representado na Figura 31, um diagrama P-h que contém os dois ciclos termodinâmicos para o R134-a nessas condições. Vale ressaltar que, para os pontos experimentais, utilizou-se da entalpia calculada pelo modelo e das pressões medidas nos testes em cada ponto. O modelo ainda conta com as considerações de que as pressões de

evaporação e condensação sejam constantes e perdas de calor do tubo para o fluido foram desconsideradas.

Figura 31 - Ciclos termodinâmicos modelados



Fonte: Do autor (2023).

Conforme observado no diagrama P-h, a temperatura de entrada no evaporador do teste experimental foi cerca de 2 vezes maior que o estudado no projeto da bomba de calor. Esse aumento na temperatura de entrada do trocador de calor era esperado, visto que, o teste foi feito em um dia mais quente e com mais radiação solar do que o modelado anteriormente. A Tabela 15 compara as condições ambientes do modelo simulado e o teste experimental.

Tabela 15 - Comparação das condições ambientes

	Temperatura ambiente	Radiação solar	Temperatura de entrada da água
Pedrosa (2021).	24 °C	572 W/m ²	24 °C
Teste experimental.	33,6 °C	683,36 W/m ²	27 °C

Fonte: Do autor (2023).

Conforme observado na Figura 31, o ponto 4 que representa a saída da válvula de expansão, foi obtido utilizando a entalpia e a pressão medida na saída do evaporador. O fluido

refrigerante sai da válvula de expansão a uma temperatura em torno de 5 °C, na sua temperatura de saturação. No entanto, na realidade mesmo antes de entrar no evaporador ela já recebeu muito calor do ambiente, chegando aos 21,38 °C medidos. Essa troca de calor com o ar é dada por meio de convecção e ocorre devido ao comprimento de tudo exposto sem isolamento térmico. Em especial para dias mais quentes, espera-se que o haja mais troca de calor entre o ar e os tubos de cobre. Na Figura 32, está destacado que a medição é feita próxima da entrada da placa do evaporador, dessa forma existe muito tubo exposto ao ambiente entre o ponto de medição e a saída da válvula.

Figura 32 - Ponto de medição de temperatura (Vermelho) e válvula de expansão (Amarelo)



Fonte: Do autor (2023).

Ademais, o diagrama P-h mostra que a bomba de calor construída estava operando com uma temperatura de condensação mais baixa do que a estudada como condição ideal para esse projeto. Pedrosa (2021), estudou o ciclo com uma temperatura nesse ponto de 60 °C, enquanto, experimentalmente obteve-se uma temperatura na de condensação 8,74 °C menor (Tabela 16).

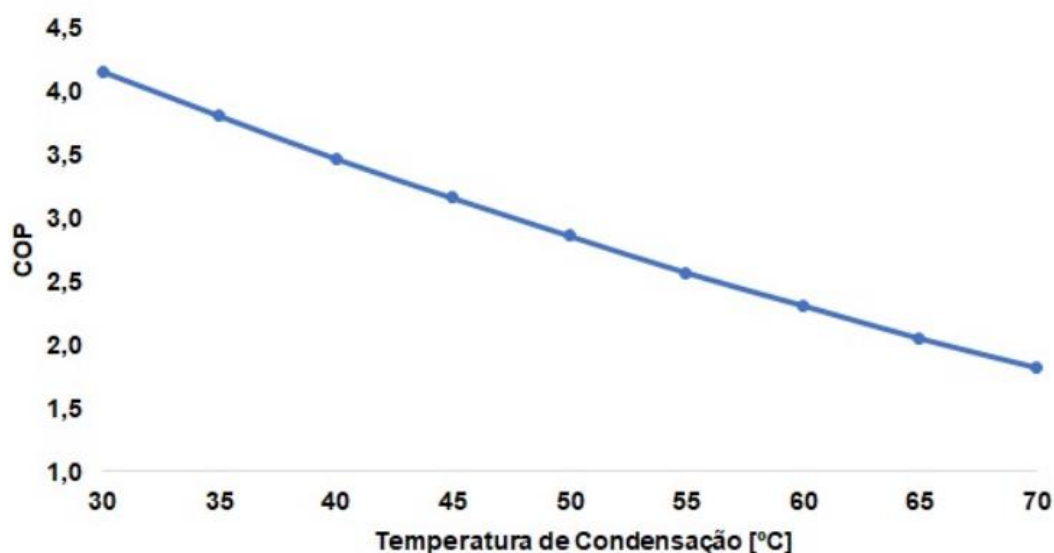
Tabela 16 - Comparação de parâmetros dos ciclos termodinâmicos

	Temperatura de evaporação	Temperatura de condensação	Pressão de evaporação	Pressão de condensação
Pedrosa (2021).	10 °C	60 °C	414,9 kPa	1683 kPa
Teste experimental.	21,38 °C	51,26 °C	354,9 kPa	1361 kPa

Fonte: Do autor (2023).

Conforme evidenciado na Figura 33, a COP da bomba de calor modelada é influenciada pela temperatura de condensação. O protótipo operar com temperaturas mais baixas no condensador traz um efeito benéfico, consequentemente, obtém-se um COP maior.

Figura 33 - Variação do COP em função da temperatura de condensação



Fonte: Pedrosa (2021).

A abertura da válvula de expansão influencia diretamente a vazão mássica do sistema, consequentemente, as temperaturas de evaporação e condensação. Conforme comparado na Tabela 14, os dois ciclos possuem valores de pressões diferentes. Com uma maior abertura da válvula o sistema tem um aumento da pressão de condensação e uma redução da pressão de evaporação. Nos testes percebeu-se que com maior abertura da válvula de expansão o evaporador tinha uma carga térmica maior e dessa forma não estava sendo capaz de superaquecer o fluido.

As pressões de evaporação e condensação tem comportamentos diretamente proporcionais a suas respectivas temperaturas. Esse comportamento pode ser observado entre os dois ciclos analisados, o ciclo teórico teve uma temperatura de evaporação de 10 °C e uma pressão de 419,9 kPa, já no condensador a temperatura foi 60 °C e a pressão 1683 kPa. De mesmo modo, o resultado experimental apresentou uma temperatura de 21,38 °C no condensador com uma pressão de 354,9 kPa, simultaneamente, no condensador a temperatura foi 51,26 °C e a pressão 1361 kPa. Conforme visto por Kong et al. (2018b), com o aumento da

pressão de evaporação e a redução da pressão de condensação, os sistemas de bomba de calor tendem a ter performances melhores.

4.4 Comparação entre resultados experimentais e do modelo matemático

Através dos testes realizados e dos dados coletados foi feita uma análise comparativa com o modelo matemático. Os parâmetros de entrada utilizados (Tabela 13) foram os obtidos de forma experimental, para avaliar uma correlação entre os resultados teorizados e os medidos no protótipo.

Conforme visto anteriormente, escolheu-se operar a bomba de calor conforme os parâmetros apresentados na Tabela 10, visando atingir um coeficiente de performance maior e mantendo a temperatura da água próxima dos 48 °C. O protótipo atingiu um COP de 1,91, enquanto, o modelo matemático alimentado com os parâmetros de entrada medidos obteve um COP de 4,73.

Visto a diferença entre os valores obtidos, foi feito um estudo dos parâmetros de saída do modelo com os resultados do experimento. Com isso, foi feita a Tabela 17 para comparar as principais variáveis influentes na performance do sistema.

Tabela 17 - Comparação dos principais resultados obtidos

	COP	Consumo do compressor	Vazão de água
Modelo	4,73	499,5 W	1,62 L/min
Teste experimental.	1,91	770,6 W	1,02 L/min

Fonte: Do autor (2023).

Conforme evidenciado, existe uma diferença no consumo do compressor modelado e o real, no modelo matemático é considerado que o compressor é um componente isentrópico. No entanto, no trabalho desenvolvido por Joffily (2007), ressalta-se que, um ciclo de compressor real pode ser afetado por diversos processos irreversíveis que afetam a eficiência do compressor. Dentre eles, o atrito, a troca de calor com o ambiente, circulação de óleo, trocas térmicas nas tubulações de sucção e descarga e até o motor em compressores herméticos como o estudado. Tendo isso em vista, recomenda-se uma revisão do polinômio utilizado para caracterizar o consumo do compressor. Por meio de mais estudos comparativos, os polinômios podem ser ajustados para resultar em consumos mais próximos do real obtido pelo compressor da bancada de testes.

O coeficiente de performance também é diretamente afetado pela vazão de água no condensador. Notou-se uma diferença na vazão de água utilizada durante os testes e a vazão esperada teoricamente. O modelo utiliza das condições ambientes e da vazão mássica de fluido refrigerante para calcular qual a vazão de água que o sistema deveria ter para manter a temperatura de saída da água colocada como parâmetro de entrada. Com aumento da vazão mássica de água a temperatura da água diminui e o COP do ciclo aumenta. A pressão de alta também tende a reduzir devido à queda da temperatura no trocador de calor (Rabelo, 2023).

Entretanto, apesar de o teste experimental buscar atingir maiores coeficientes de performance, a vazão de água foi mantida em 1 L/min, pois, nessa condição a temperatura de saída da água era mantida próxima de 48 °C. Apesar de COPs maiores serem atingidos com maior vazão de água, a temperatura de saída da água tende a cair. Portanto, não é ideal reduzir essa temperatura, mantendo a temperatura ideal para o banho e alta o suficiente para evitar o crescimento de microrganismos indesejados em um possível tanque de armazenamento.

Ainda é preciso entender a diferença entre a vazão de água real e a modelada, retomando que o modelo considera que não existam perdas de temperatura para o ambiente no sistema, a queda de temperatura pode ser justificada. A simulação prevê que toda energia trocada no condensador seja transferida ao fluido secundário. Todavia, parte dessa energia é fornecida a água, enquanto, outra parcela é perdida para o ambiente.

Em suma, para garantir que o condensador de calor possa ter uma vazão de água mais adequada a modelada, é preciso que o isolamento térmico do trocador de calor construído seja mais efetivo. Conforme mostrado na Figura 34, foi construído uma caixa para acomodar o trocador de calor, no entanto, os testes foram realizados com essa caixa aberta. Ainda se percebe que, a caixa construída possui muito volume vazio ocupado pelo ar ambiente. Esse isolamento pode ser reprojetoado com um tamanho mais adequado e o volume vazio pode ser preenchido com material isolante.

Figura 34 - Isolamento térmico do condensador



Fonte: Do autor (2023).

Além da performance da bomba de calor com assistência solar, o modelo matemático também pode ser utilizado para analisar a área do coletor solar e sua eficiência. Na pesquisa realizada por Pedrosa (2021), o modelo foi utilizado para encontrar uma configuração ideal para a chapa do evaporador solar, resultando em uma área de 2,1 m². Devido as medidas disponíveis no mercado no momento da construção do evaporador, o protótipo tem uma área levemente maior de 2,39 m². O modelo pode ser modificado, fixando a área do evaporador para ter como saída a eficiência do evaporador. Dessa forma, pode ser utilizado os dados experimentais para ter como saída a eficiência do coletor solar, esse estudo pode ser realizado em diferentes condições de operação para se obter uma eficiência média do evaporador solar da bancada.

Lembrando que, a eficiência do evaporador é calculada com base no calor total absorvido pelo evaporador, o coeficiente de transferência de calor por convecção e a irradiação solar, parâmetros a serem estudados para melhor correlação. Sendo que, uma das considerações feitas no modelo é que as parcelas de energia absorvidas do ambiente e da radiação solar são constantes, bem como a energia transferida do fluido refrigerante para a água. Essas condições não condizem com o que acontece em um teste experimental, o que leva a necessidade de um estudo mais aprofundado dos trocadores de calor.

4.5 Considerações finais

Nesse capítulo foram apresentadas as condições de operação dos testes realizados conforme a metodologia definida anteriormente. Foi analisada a influência da variação de temperatura de saída da água na performance do sistema. Também foi estudada a influência da

radiação solar no consumo do compressor e consequente no COP do protótipo. Além disso, foi estudado o ciclo termodinâmico definido pelas condições de teste, o mesmo foi comparado com outra pesquisa para entender esse ciclo modelado em diferentes condições de operação. Percebendo a influência das condições ambientais nas temperaturas e pressões de operação do ciclo, consequentemente na performance da bomba de calor. Por fim, apresentou-se um estudo da correlação do modelo matemático com os resultados experimentais. Utilizando as condições de teste como entrada, foi estudado as diferenças entre o COP, a vazão de água e a eficiência do evaporador.

5. CONCLUSÕES

No presente trabalho, foi construído um protótipo de bomba de calor com assistência solar, com o qual foram coletados dados de um teste experimental utilizando-os para alimentar o modelo matemático desse sistema.

Nas condições de operação estudadas, obteve-se um COP experimental de 1,91 e um COP teórico de 4,71. Concluiu-se que essa diferença se deve principalmente a modelagem do consumo do compressor e a vazão de água no condensador. O compressor utilizado na bancada teve um consumo de 770W, entretanto, o consumo modelado foi de 500W. Para uma melhor correlação entre esses valores é preciso realizar estudos para otimizar os polinômios que regem o modelo. Já a vazão de água obtida no modelo foi 50% maior que a medida experimentalmente, mesmo que o aumento da vazão correspondesse a um aumento do COP, optou-se por manter a vazão da água em 1 L/min para a temperatura de saída da água ser próxima de 48 °C. Tendo assim, uma temperatura dentro da faixa ideal para banho quente e também para armazenamento sem riscos biológicos.

A construção do condensador em contracorrente demonstrou-se uma boa escolha de acordo com os resultados obtidos, no entanto, o evaporador construído demonstrou uma baixa eficiência nos primeiros testes. Com a aplicação de algumas contramedidas, o evaporador teve um aumento na troca de calor entre a chapa e os tubos, porém ainda há espaço para melhorias na sua eficiência. Analisando os dados de superaquecimento do sistema durante o experimento, constatou-se que, a válvula de agulha selecionada para o protótipo não permitiu a regulação desejada da vazão de fluido refrigerante. Também se percebeu que as perdas de carga e trocas de calor com o ambiente podem afetar a performance dos trocadores de calor, tendo isso em vista, viu-se a necessidade de um projeto de um melhor sistema de isolamento térmico para o condensador.

A instrumentação selecionada para a bancada de testes se mostrou satisfatória, os sensores foram calibrados e coletaram dados com um tempo de resposta e precisão adequadas para os testes realizados. Com os dados coletados percebeu-se que o COP do protótipo era menor conforme a intensidade da radiação solar diminuía. A radiação solar também teve efeito no consumo do compressor, que teve seu consumo máximo nos momentos de menor incidência solar.

5.1 Trabalhos futuros

O protótipo construído apresentou bons resultados nos experimentos, o que justifica utilizá-lo como bancada de testes para futuros trabalhos na área, tais como:

- Estudo do coeficiente de performance em diferentes estações do ano.
- Desenvolvimento de um sistema de controle para a abertura da válvula de expansão do protótipo.
- Estudo do efeito da variação da inclinação do evaporador solar, visando otimizar a incidência solar na placa.
- Análise do comportamento da bancada de testes operando com diferentes aberturas da válvula de expansão.
- Projeto de um sistema de isolamento térmico mais eficiente para o condensador.

REFERÊNCIAS

ALVAREZ, C. E. C. Projeto de um controlador para o ajuste da temperatura de saída da água de uma bomba de calor a CO₂ com evaporador solar. [s.l.] UFMG, 2015.

ARDUÍNO. Arduino Mega. , [s.d.]. Disponível em: <<https://store.arduino.cc/products/arduino-mega-2560-rev3>>. Acesso em: 22 nov. 2023

BERGMAN, T. L. Incropera - Fundamentos de transferência de calor e massa. 8. ed. [s.l: s.n.].

ÇENGEL, Y. A.; BOLES, M. A. Termodinâmica. 7. ed. [s.l: s.n.].

CHATURVEDI, S. K.; GAGRANI, V. D.; ABDEL-SALAM, T. M. Solar-assisted heat pump– A sustainable system for low-temperature water heating applications. *Energy Conversion and Management*, v. 77, p. 550–557, 2014.

CHYNG, J. P.; LEE, C. P.; HUANG, B. J. Performance analysis of a solar-assisted heat pump water heater. *Solar Energy*, v. 74, n. 1, p. 33–44, 2003.

ELETROBRAS. Pesquisa de posse e hábitos de uso de equipamentos elétricos na classe residencial. , 2019.

EMBRACO. Compressor Embraco. , [s.d.]. Disponível em: <<https://www.embraco.com/pt/>>. Acesso em: 19 nov. 2023

FARIA, R. N. Projeto e construção de uma bomba de calor a CO₂ operando em ciclo transcrito e modelagem dinâmica do conjunto evaporador solar-válvula de expansão. [s.l.] UFMG, 2013.

GANG, P. et al. Performance of solar assisted heat pump using PV evaporator under different compressor frequency. 2008.

GOROZABEL CHATA, F. B.; CHATURVEDI, S. K.; ALMOGBEL, A. Analysis of a direct expansion solar assisted heat pump using different refrigerants. *Energy Conversion and Management*, v. 46, n. 15–16, p. 2614–2624, set. 2005.

GUO, J. J.; WU, J. Y.; WANG, R. Z. A new approach to energy consumption prediction of domestic heat pump water heater based on grey system theory. *Energy and Buildings*, v. 43, n. 6, p. 1273–1279, jun. 2011.

JOFFILY, L. DE A. L. Caracterização do desempenho de compressores de refrigeração segundo um ciclo superaquecido de teste. 2007.

KIM, T. et al. A comparative investigation of solar-assisted heat pumps with solar thermal collectors for a hot water supply system. *Energy Conversion and Management*, v. 172, p. 472–484, set. 2018.

KONG, X. et al. Experimental studies of a variable capacity direct-expansion solar-assisted heat pump water heater in autumn and winter conditions. *Solar Energy*, v. 170, p. 352–357, 2018a.

KONG, X. et al. Experimental performance analysis of a direct-expansion solar-assisted heat pump water heater with R134a in summer. *International Journal of Refrigeration*, v. 91, p. 12–19, 2018b.

KONG, X. Q. et al. Modeling evaluation of a direct-expansion solar-assisted heat pump water heater using R410A. *International Journal of Refrigeration*, v. 76, p. 136–146, 2017.

MITCHELL, J. W.; BRAUN, J. E. *Princípios de Aquecimento, Ventilação e Condicionamento de Ar em Edificações*. 1. ed. [s.l.: s.n.].

MOHANRAJ, M. et al. Research and developments on solar assisted compression heat pump systems—A comprehensive review (Part A: Modeling and modifications). *Renewable and sustainable energy reviews*, v. 83, p. 90–123, 2018.

MORAN, M. J.; SHAPIRO, H. N. *Fundamentals of Engineering Thermodynamics*. 5. ed. [s.l.: s.n.].

OLIVEIRA, A. M. D.; MARIO, M. C.; PACHECO, M. T. T. Fontes renováveis de energia elétrica: evolução da oferta de energia fotovoltaica no Brasil até 2050 / Renewable electric energy sources: evolution of the supply of photovoltaic energy in Brazil until 2050. *Brazilian Applied Science Review*, v. 5, n. 1, p. 257–272, 2021.

PEDROSA, L. Modelagem matemática para o projeto de uma bomba de calor com assistência solar para o aquecimento de água. Monografia—[s.l.] UFLA, jan. 2021.

QIN, J. et al. Experimental study of a novel direct-expansion variable frequency finned solar/air-assisted heat pump water heater. *International Journal of Photoenergy*, v. 2018, 2018.

RABELO, S. N. Estudo experimental sobre o desempenho de uma bomba de calor a CO₂ assistida por energia solar de expansão direta para aquecimento de água para uso residencial. [s.l.] UFMG, 2019.

RABELO, S. N. et al. Mass flow characteristics of CO₂ operating in a transcritical cycle flowing through a needle expansion valve in a direct-expansion solar assisted heat pump. *Journal of Building Engineering*, v. 67, p. 105963, 2023.

ROBOCORE. Sensor de temperatura DS18B20 - À Prova de Água. , [s.d.]. Disponível em: <https://www.robocore.net/sensor-ambiente/sensor-de-temperatura-ds18b20-a-prova-de-agua?gclid=Cj0KCCQiAr8eqBhD3ARIsAJe-buOiCIK37gqip11XtzKVqTn4uwgdTc-RM7TjNfY6vrwfc7m0JADbXSIaAkDMEALw_wcB>. Acesso em: 13 nov. 2023

SARBU, I.; SEBARCHIEVICI, C. Solar-assisted heat pump systems. *Renew Energy Sourc Appl Emerg Technol*, v. 1, p. 79–13, 2016.

SHI, G.-H. et al. Recent advances in direct expansion solar assisted heat pump systems: A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, v. 109, p. 349–366, jul. 2019.

STOECKER, W. F.; JABARDO, J. M. S. *Refrigeração Industrial*. 3. ed. [s.l.: s.n.].

WILLEM, H.; LIN, Y.; LEKOV, A. Review of energy efficiency and system performance of residential heat pump water heaters. *Energy and Buildings*, v. 143, p. 191–201, 2017.

ZHAO, Z. et al. Experimental Research of a Water-Source Heat Pump Water Heater System. *Energies*, v. 11, n. 5, p. 1205, 9 maio 2018.