



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

Neylor Makalister Ribeiro Vieira

ESTUDO DA VIABILIDADE DO USO DE VÁLVULAS DE EXPANSÃO
TERMOSTÁTICA PARA BOMBA DE CALOR DE PEQUENO PORTE
UTILIZANDO EVAPORADOR SOLAR

Belo Horizonte
2019

Neylor Makalister Ribeiro Vieira

**ESTUDO DA VIABILIDADE DO USO DE VÁLVULAS DE EXPANSÃO
TERMOSTÁTICA PARA BOMBA DE CALOR DE PEQUENO PORTE
UTILIZANDO EVAPORADOR SOLAR**

Versão final

Dissertação de Mestrado apresentado ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Minas Gerais - UFMG, como requisito parcial para obtenção do título Mestre em Engenharia Mecânica.

Área de concentração: Energia e Sustentabilidade.

Orientador: Raphael Nunes de Oliveira

(Universidade Federal de Minas Gerais)

Coorientador: Antônio Augusto Torres Maia

(Universidade Federal de Minas Gerais)

Belo Horizonte

2019

V658e	<p>Vieira, Neylor Makalister Ribeiro. Estudo da viabilidade do uso de válvulas de expansão termostática para bomba de calor de pequeno porte utilizando evaporador solar [recurso eletrônico] / Neylor Makalister Ribeiro Vieira. - 2019. 1 recurso online (93 f. : il., color.) : pdf.</p>
Gerais,	<p>Orientador: Raphael Nunes de Oliveira. Coorientador: Antônio Augusto Torres Maia.</p> <p>Dissertação (mestrado) - Universidade Federal de Minas Escola de Engenharia.</p> <p>Bibliografia: f. 90-93.</p> <p>Exigências do sistema: Adobe Acrobat Reader.</p> <p>1. Engenharia mecânica - Teses. 2. Energia - Teses. 3. Evaporadores - Teses. 3. Bombas de calor - Teses. 4. Viabilidade econômica - Teses. I. Oliveira, Raphael Nunes de. II. Maia, Antônio Augusto Torres. III. Universidade Federal de Minas Gerais. Escola de Engenharia. IV. Título.</p>
	CDU: 621 (043)

Ficha catalográfica: Biblioteca Profº Mário Werneck, Escola de Engenharia da UFMG



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

Av. Antônio Carlos, 6627 - Campus Universitário
31270-901 - Belo Horizonte - MG
Tel.: +55 31 3409.5145
E-mail: cpqmeec@demec.ufmg.br


**"ESTUDO DA VIABILIDADE DO USO DE VÁLVULAS DE
EXPANSÃO TERMOSTÁTICA PARA BOMBA DE CALOR DE
PEQUENO PORTE UTILIZANDO EVAPORADOR SOLAR"**

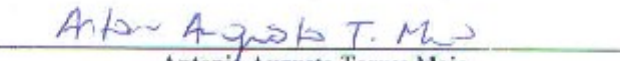
NEYLOR MAKALISTER RIBEIRO VIEIRA


Dissertação submetida à Banca Examinadora designada pelo Colegiado do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Minas Gerais, como parte dos requisitos necessários à obtenção do título de "Mestre em Engenharia Mecânica", na área de concentração de "Energia e Sustentabilidade".

Dissertação aprovada no dia 25 de outubro de 2019.

Por:


Raphael Nunes de Oliveira
Orientador - Departamento de Engenharia Mecânica/ UFMG


Antonio Augusto Torres Maia
Coorientador - Departamento de Engenharia Mecânica/ UFMG


Luiz Machado
Departamento de Engenharia Mecânica/ UFMG


Roberts Vinicius de Melo Reis
Departamento de Engenharia de Produção- IPUC/PUC Minas

“Há uma força motriz mais poderosa que o vapor, a eletricidade e a energia atômica: a vontade”

Albert Eisnten

RESUMO

Tendo em vista o aumento na demanda no consumo de energia, bem como a dificuldade em fornecimento e em função de restrições de insumos não renováveis, é necessário o desenvolvimento de equipamentos que forneçam energia de forma limpa e sustentável. Este trabalho utiliza uma bomba de calor com evaporador que aproveita energia solar, gerando energia para aquecimento de água residencial. O objetivo do trabalho é analisar o comportamento do equipamento diante de mudanças bruscas na irradiação recebida, além de analisar a viabilidade financeira da utilização de uma válvula de expansão termostática, no lugar de uma válvula de expansão eletrônica. Parâmetros operacionais, como: temperatura de evaporação, pressões de evaporação e condensação, vazão volumétrica e coeficiente de desempenho foram analisados diante de mudanças externas. Os resultados encontrados foram comparados com outros trabalhos, mostrando uma boa aproximação. Foi promovido um degrau na quantidade de calor incidente no evaporador de 90 até 900 KW/m². A pressão de evaporação levou cerca de 23 s para aumentar. O tempo de resposta de uma válvula de expansão termostática diante ao degrau, ficou em torno de 57,4 s. Mesmo com as variações no regime operacional do sistema, a máquina operou com um grau de superaquecimento em média de 11°C, o que reforça a confiabilidade em uma válvula de expansão termostática. Os estudos sobre a viabilidade financeira mostraram que para bombas de calor de uso residencial com capacidade de aquecimento menor que 1000 L se torna viável o uso de uma válvula de expansão termostática, quando comparada a uma válvula de expansão eletrônica.

Palavras-chave: Energia; Bomba de Calor; Evaporador Solar; Viabilidade Financeira; Dispositivo de Expansão.

ABSTRACT

With the increase in demand for energy consumption, as well as the difficulty in supply and due to restrictions of non-renewable inputs. The development of equipment that supplies energy in a clean and sustainable manner is necessary. This work uses an evaporator heat pump that harnesses solar energy, generating energy for residential water heating. In order to analyze the behavior of the equipment in the face of sudden changes in the radiation received, and to analyze the financial viability of using a thermostatic expansion valve, instead of an electronic expansion valve. Operating parameters such as evaporation temperature, evaporation and condensation pressures, volumetric flow rate and performance coefficient were analyzed in the face of external changes. The values found were compared with other studies, showing a good approximation. A step in the amount of heat incident on the evaporator was promoted from 90 to 900 KW / m². The evaporation pressure took about 23 s to increase. The response time of a thermostatic expansion valve to the step was around 57.4 s. Even with variations in system operating speed, the machine operated at an average overheat of 11 ° C, which enhances reliability in a thermostatic expansion valve. Financial feasibility studies have shown that the use of a thermostatic expansion valve is feasible for residential heat pumps with a heating capacity of less than 1000L compared to an electronic expansion valve.

Keywords: Energy; Heat pump; Solar evaporator; Financial viability; Expansion device.

SUMÁRIO

RESUMO	05
ABSTRACT	06
LISTA DE FIGURAS	08
LISTA DE TABELAS	11
LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS	12
1 INTRODUÇÃO	14
1.1 Objetivos	17
1.2 Objetivo geral.....	17
1.3 Objetivos específicos	17
1.4 Estrutura da dissertação.....	17
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	18
2.1 A matriz energética mundial e nacional.....	18
2.2 Panorama atual da utilização de energia solar no mundo	20
2.3 Bombas de calor.....	22
2.4 Bombas de calor com evaporador solar	31
2.5 Dispositivos de expansão	38
2.6 Erros de medição	44
2.7 Conclusão.....	45
3 MATERIAIS E MÉTODOS.....	46
3.1 Descrição do equipamento	46
3.2 Instrumentação utilizada	59
3.3 Sistema de aquisição de dados	62
3.4 Plano de ensaios	63
3.5 Análise econômica	65
3.6 Conclusão.....	66
4 RESULTADOS E DISCUSSÃO	67
4.1 Análise experimental do comportamento de uma bomba de calor utilizando uma vet ..	67
4.2 Análise financeira.....	81
4.3 Conclusão.....	90
5 CONCLUSÃO.....	88
REFERÊNCIAS.....	90

LISTA DE FIGURAS

FIGURA 1.1 - Participação da energia no cenário mundial no ano de 2016.	14
FIGURA 1.2 - Projeção do consumo de energia elétrica no Brasil.	15
FIGURA 2.1 - Matriz Energética Mundial em 2016.	19
FIGURA 2.2 - Matriz Energética Nacional em 2016.	19
FIGURA 2.3 - Capacidade Global de energia solar fotovoltaica e crescimento anual (2007-2017).	21
FIGURA 2.4 - Capacidade de aquecimento de água através da energia solar.	22
FIGURA 2.5 - Ciclo de uma bomba de calor.	23
FIGURA 2.6 - Processo de refrigeração e aquecimento real e ideal.	25
FIGURA 2.7 - Principais componentes de um ciclo de compressão de vapor.	27
FIGURA 2.8 - Efeito de temperatura de operação nas variáveis do sistema.	29
FIGURA 2.9 - Exemplo de uma bomba de calor assistida por energia solar de expansão indireta.	32
FIGURA 2.10 - Exemplo de uma bomba de calor assistida por energia solar de expansão direta.	32
FIGURA 2.11 - COP de uma bomba de calor em função da temperatura do tanque de armazenagem de água (T_t) menos a temperatura ambiente (T_a) e em função da umidade do ar.	34
FIGURA 2.12 - Variação da irradiação solar e da temperatura durante um dia.	35
FIGURA 2.13 - Variação da energia no condensador, compressor e do COP.	36
FIGURA 2.14 - Comportamento de alguns parâmetros com variação da irradiação (a, b) e do grau de superaquecimento (c, d).	37
FIGURA 2.15 - Comparação das medidas teóricas e experimentais da temperatura de evaporação, grau de superaquecimento através de um degrau da radiação solar.	38
FIGURA 2.16 - Tubo Capilar.	40
FIGURA 2.17 - Válvula Agulha.	41
FIGURA 2.18 - Válvula de expansão termostática.	42
FIGURA 2.19 - Válvula de expansão eletrônica.	43
FIGURA 2.20 - Sistema com uma válvula de expansão eletrônica.	43
FIGURA 2.21 - Estimativa da repetitividade para 95,45% de probabilidade.	45
FIGURA 3.1 - Garrafa de líquido.	47

FIGURA 3.2 - Filtro secador.....	47
FIGURA 3.3 - Representação dos manômetros instalados na máquina.....	48
FIGURA 3.4 - Representação dos termopares instalados na máquina.....	49
FIGURA 3.5- Projeto esquemático da bomba de calor.....	49
FIGURA 3.6- Principais componente da bomba de calor.....	50
FIGURA 3.7- Evaporador Solar.....	51
FIGURA 3.8 - Desenho esquemático do evaporador solar.....	52
FIGURA 3.9 - Desenho da placa do evaporador.....	53
FIGURA 3.10 - Compressor Hermético Embraco.....	54
FIGURA 3.11 - Condensador no interior do reservatório térmico.....	55
FIGURA 3.12 - Detalhes construtivos do condensador por imersão.....	55
FIGURA 3.13 - Exemplo de um condensador semelhante ao que foi construído.....	56
FIGURA 3.14 - Detalhe construtivo do condensador coaxial.....	57
FIGURA 3.15 - Condensador instalado na bomba de calor.....	57
FIGURA 3.16 - Representação de uma válvula de expansão termostática.....	59
FIGURA 3.17 - Piranômetro utilizado.....	60
FIGURA 3.18 - Instrumento utilizado para medição da energia elétrica consumida no compressor.....	60
FIGURA 3.19 - Psicrômetro digital.....	61
FIGURA 3.20 - Medidor de vazão Contech, modelo FMT 8.6.....	62
FIGURA 3.21 - Tenda utilizada nos ensaios.....	63
FIGURA 4.1 - Variação de irradiação solar.....	68
FIGURA 4.2 - Pressão de evaporação.....	69
FIGURA 4.3- Comportamento da vazão de fluido refrigerante na entrada do Evaporador.....	70
FIGURA 4.4 – Temperatura de evaporação.....	71
FIGURA 4.5 – Formação de água na superfície do evaporador.....	72
FIGURA 4.6 - Grau de superaquecimento na saída do evaporador.....	73
FIGURA 4.7 - Grau de Superaquecimento para uma VET e VEE.....	74
FIGURA 4.8 – Variação do superaquecimento.....	75
FIGURA 4.9 – Variação da abertura da válvula.....	75
FIGURA 4.10 – Variação da temperatura de evaporação.....	76
FIGURA 4.11 - Diagrama de Mollier.....	77
FIGURA 4.12 - Ciclo Termodinâmico R-134a.....	78
FIGURA 4.13 - Temperatura de Evaporação e Coeficiente de desempenho médio (COP). ...	79

FIGURA 4.14 - Variação do COP ao longo do dia.	79
FIGURA 4.15 - Variação do COP em função da Temperatura de Evaporação.	80
FIGURA 4.16 - Comparação do COP utilizando VEE versus VET para várias rotações.	83
FIGURA 4.17 - Economia gerada pela utilização de uma VEE em relação a uma VET.	84
FIGURA 4.18 - Valor Reajustado (VPL).	85
FIGURA 4.19 - Análise do retorno de investimento.	85
FIGURA 4.20 - Análise do VPL variando a capacidade de produção de água quente.	86
FIGURA 4.21 - Tempo de retorno em função da capacidade de aquecimento.	87

LISTA DE TABELAS

TABELA 3.1 – Descrição dos Equipamentos instalados na bomba de calor	50
TABELA 3.2 – Informações do projeto do condensador coaxial.	58
TABELA 4.1 - Incerteza de medição dos instrumentos utilizados.	81

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

EPE	Empresa de Pesquisas Energéticas
COP	Coefficiente de Desempenho
BEM	Balanço Energético Nacional
IBGE	Instituto Brasileiro de Geografia e Estatística
TIR	Taxa Interna de Retorno
VPL	Valor Presente Líquido
PRC	Período de Retorno de Capital
VET	Válvula de expansão Termostática
VEE	Válvula de expansão eletrônica

1 INTRODUÇÃO

O crescimento populacional aliado com a escassez de recursos naturais, incluindo recursos energéticos, por meio dos quais são processados e transformados os demais com o objetivo de suprir a demanda da sociedade, tem impulsionado o estudo de formas alternativas de transformação da energia, e também de formas nas quais haja um maior aproveitamento. Portanto, uma maior eficiência dos equipamentos e ciclos que operam em processos energéticos. Estudos realizados pela Ren 21 (2018) classificam o consumo de energia mundial de acordo com sua fonte geradora. De acordo com este trabalho, em 2016, o combustível fóssil ficou com 79,5% e as energias nucleares ficaram com 2,2% de participação, as energias renováveis, como: eólica, solar, geotérmica, biomassa, oceanos e biocombustíveis tiveram 18,2% da participação do total do consumo de energia mundial (FIG 1.1). Neste mesmo estudo é apontado o crescimento, entre o período de 2005 até 2015, da geração de energia por meio de fontes renováveis, em um contexto mundial, apontando que o consumo de energia aumentou a uma taxa média anual de 1,7%, apesar da crise econômica de 2009, e que a participação das energias renováveis como fontes geradoras obteve um aumento considerado modesto de 2,3%.

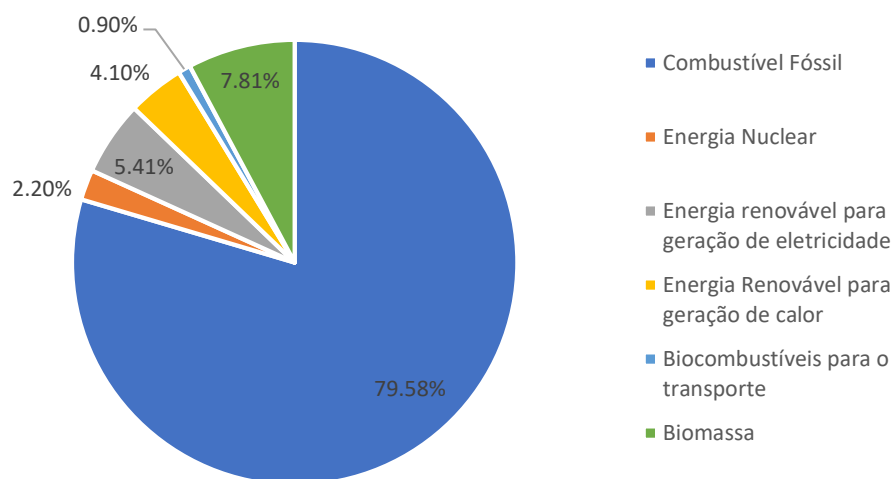


FIGURA 1.1 -Participação da energia no cenário mundial no ano de 2016.
FONTE: Ren 21, 2018.

No Brasil, de acordo com pesquisas realizadas pela Empresa de Pesquisas Energéticas (EPE, 2018), há uma projeção de aumento do consumo de energia elétrica até 2032, chegando a um montante de 787,5 TWh. Esse valor equivale a um crescimento médio anual de 3,6%. A FIG 1.2 apresenta a evolução do consumo de 2002 até 2017 e a projeção até 2032 para o consumo de energia elétrica no Brasil. A indústria é um setor que apresentou um menor crescimento, pois nos últimos anos houve uma perda de competitividade no país ligada aos fatores tributários e logísticos aliados com a recessão econômica.

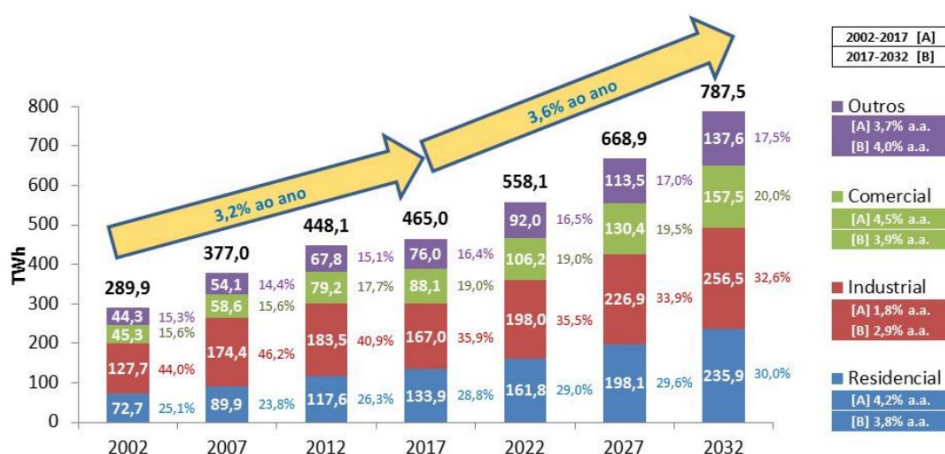


FIGURA 1.2 - Projeção do consumo de energia elétrica no Brasil.
FONTE: EPE, 2018.

Aliado a esta maior demanda, em função do aumento populacional, está também a diminuição dos recursos devido à grande exploração e aos impactos ambientais causados pelos processos produtivos. Os estudos em eficiências energéticas estão cada vez mais se desenvolvendo, no sentido de aprimorar e de melhorar a transformação da energia. O desenvolvimento e a implementação de ciclos de potência combinados é um exemplo da busca pelo melhoramento dos ciclos, e mais do que isto, é necessário que haja sustentabilidade ambiental nesses processos, pois há uma preocupação ambiental em função da diminuição de recursos naturais, da degradação da camada de ozônio e do aquecimento global.

Bombas de calor são equipamentos que fornecem energia térmica e grande parcela da energia é proveniente do meio ambiente, como a solar e a geotérmica, e esses equipamentos possuem grande eficiência em aquecimento, controle de humidade e aquecimento de água residencial e comercial. Especialmente no Brasil, a sua aplicação em ambientes residenciais para o aquecimento de água seria uma alternativa importante em substituição ao chuveiro elétrico, diminuindo assim o consumo de energia elétrica. De

acordo com REN 21 (2018), o coeficiente de desempenho (COP) de uma bomba de calor varia de 3 a 5, isto quer dizer que a cada 1 KWh de energia elétrica consumida, são fornecidos de 3 a 5 KWh de energia para aquecimento. De acordo com Ferreira (2002), o aquecedor elétrico tem eficiência na ordem de 86%, quando atua como acumulador e 95%, para sistemas de passagem. Aquecedores a gás têm eficiência típica na ordem de 85%. Análise do período de 2007 até 2015 mostra que a geração de energia, por meio de fontes renováveis, no setor de geração de calor cresceu 20,5%, enquanto que para a geração de energia elétrica aumentou 56,6% no mesmo período (REN 21, 2018).

Pesquisas vêm sendo desenvolvidas para melhorar o coeficiente de performance das bombas de calor, diminuindo assim o seu consumo de energia elétrica. Diversos aspectos de uma bomba de calor são estudados nesse sentido, os dispositivos de expansão e compressores com rotação variável são exemplos destes estudos. Estudos apontam que um sistema de controle atuando em uma válvula de expansão eletrônica, aliado com a variação de rotação do compressor diminui o consumo de energia elétrica em bombas de calor e em equipamentos de refrigeração. Um dos aspectos abordados neste trabalho é que devido ao alto custo de aquisição de uma válvula eletrônica (cerca de dez vezes maior, quando comparado a uma válvula de expansão termostática) existe uma capacidade de aquecimento que não se torna viável. Outra alternativa explorada para a diminuição do consumo de energia elétrica são evaporadores solares, nos quais se aproveita a energia de aquecimento solar em bombas de calor.

De acordo com Peng, Li e Zhang (2016), o aquecimento de água é um dos principais consumidores de energia do mundo hoje, definitivamente faz parte do modo de vida moderno, sendo responsável por uma considerável parte de todo o consumo residencial, 14% na União Europeia, 17% nos Estados Unidos, 22% na Grã-Bretanha e 27% na China. De acordo com EPE (2016), 82% dos domicílios brasileiros utilizam o chuveiro elétrico para aquecimento de água para uso residencial.

1.1 Objetivos

1.2 Objetivo geral

Analisar o comportamento de uma bomba de calor com evaporador solar diante a mudanças bruscas na irradiação solar e verificar a partir de qual capacidade de aquecimento se torna viável a instalação de uma válvula de controle eletrônico.

1.3 Objetivos específicos

- Realizar testes experimentais para um estudo do comportamento das variáveis do sistema diante a mudanças externas.
- Determinar a diferença do coeficiente de *performance* do equipamento quando instalado com uma válvula de expansão termostática em relação a uma válvula de expansão eletrônica.
- Realizar uma análise de viabilidade financeira para identificar a partir de qual capacidade se torna viável o investimento de uma válvula de controle eletrônica.

1.4 Estrutura da dissertação

Esta dissertação é composta por cinco capítulos, sendo o primeiro capítulo uma introdução descrevendo sobre a demanda da energia em nossa sociedade e as formas disponíveis desta energia, sendo seguido pela forma na qual este estudo se encaixa no cenário atual de aumento da demanda, diminuição da oferta de energia e por fim o objetivo deste trabalho. O segundo capítulo faz uma revisão da literatura sobre o assunto, mostrando os estudos sobre bombas de calor e, principalmente, as que utilizam energia solar. No terceiro capítulo é descrita a metodologia aplicada para realização dos experimentos, a descrição do equipamento utilizado e as ferramentas utilizadas para cálculo da viabilidade financeira. O quarto capítulo apresenta os resultados experimentais e uma análise econômica sobre a aquisição de um dispositivo de expansão e, por fim, o quinto e último capítulo mostra as conclusões.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Este tópico aborda conceitos gerais sobre bombas de calor e as pesquisas que vêm sendo desenvolvidas, ao longo do tempo, principalmente, utilizando evaporadores solares e dispositivos de expansão. O texto apresenta, inicialmente, um cenário mundial e nacional da utilização da energia, posteriormente, se expõe um histórico sobre as bombas de calor, descrevendo os princípios básicos sobre o funcionamento do ciclo e seus aspectos mais importantes, como a diferença entre o ciclo real e ideal e sobre o desempenho de uma bomba de calor. Em seguida, mostra estudos sobre a utilização de bombas de calor, principalmente, para aquecimento de água.

Posteriormente são expostos os estudos sobre bombas de calor que possuem evaporadores solares, detalhando os tipos mais comuns, as vantagens e as desvantagens desses, incluindo estudos recentes sobre a utilização de evaporadores solares em bombas de calor, para expor em seguida o panorama da energia solar no mundo e suas aplicações.

Por fim, o capítulo expõe os modelos mais comuns usados como dispositivos de expansão em bombas de calor, destacando as válvulas de expansão termostáticas, pois essas válvulas são usadas na parte experimental deste trabalho.

2.1 A matriz energética mundial e nacional

Atualmente, a matriz energética mundial é composta, em sua maioria, por fontes de energias não renováveis, como, por exemplo, o carvão, o petróleo e o gás natural. Estudos realizados pela Agência Internacional de Energia (2018) mostram que a parcela correspondente às energias renováveis no mundo é de 14%, sendo que a solar, a eólica e a geotérmica correspondem a 1,6%, a hidráulica 2,5% e a biomassa 9,8% (FIG 2.1). De acordo com este estudo fica evidente a necessidade e o potencial de crescimento das energias renováveis.

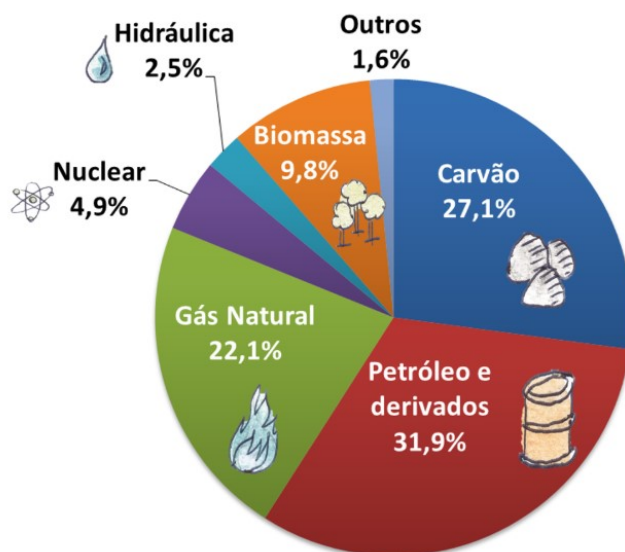


FIGURA 2.1 - Matriz Energética Mundial em 2016.
 FONTE: IEA, 2018.

No Brasil, a distribuição de energia é diferente, sendo que a participação de energias renováveis é maior, quando comparada ao cenário mundial, uma vez que as energias renováveis somam 42,9% da matriz energética nacional (FIG 2.2).

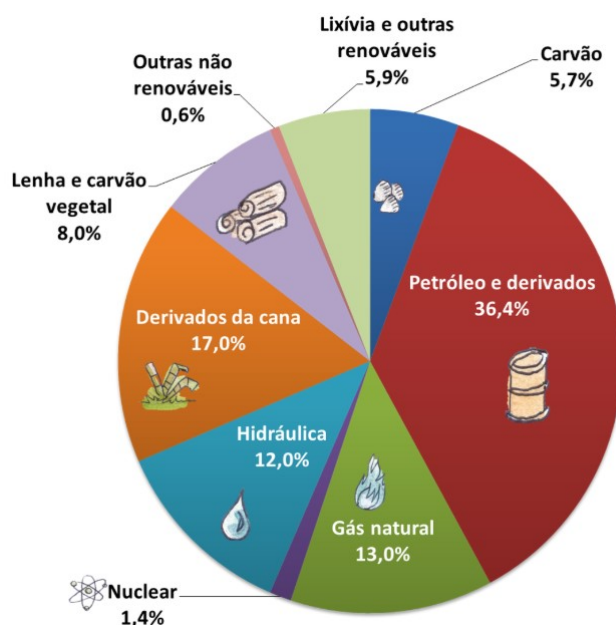


FIGURA 2.2 - Matriz Energética Nacional em 2016.
 FONTE: IEA, 2018.

Apesar desse alto índice de utilização de energias renováveis no Brasil, Ruas (2019) alerta que parte significativa desses recursos gera gases, que contribuem para o efeito estufa, além da modificação da fauna e da flora em locais de instalações de hidrelétricas, por exemplo. Ainda, neste estudo, a autora destaca que a forte dependência da matriz energética nacional em recursos hídricos ocasiona falta de energia em períodos de seca e baixa nos reservatórios, acionando assim as termoelétricas para suprirem a demanda energética nesses períodos. Em 2012, a maioria das termoelétricas foi acionada para suprir a demanda de energia, devido ao baixo nível nos reservatórios de água.

Diante deste cenário, há um crescimento no investimento e na geração de outros tipos de energias renováveis, como a eólica e a solar no país. De acordo com o Balanço Energético Nacional (BEN, 2018), a geração de energia elétrica, por meio de energia eólica, cresceu 25,6% de 2016 a 2017, e a energia solar fotovoltaica 875,6% neste mesmo período.

2.2 Panorama atual da utilização de energia solar no mundo

De acordo com informações da REN21 (2018), o investimento em energias renováveis no mundo todo vem aumentando ano após ano, registrando-se que, em 2017, foram investidos 279,8 bilhões de dólares apenas nesta área, sendo que apenas para aquecimento de água com energia solar foram gerados 472 GW de energia no mesmo ano.

Uma das utilizações da energia solar tem sido para a produção de energia elétrica, através de células fotovoltaicas, na FIG 2.3 se tem um demonstrativo mundial do crescimento do aproveitamento da energia do Sol, e esses indicadores são para energia solar fotovoltaica, com o incentivo de novas políticas e a tendência mundial em investimentos em energias renováveis, é perceptível o crescimento do aproveitamento da energia solar em todas as partes do mundo, com um destaque para China, Índia, Japão e Estados Unidos.

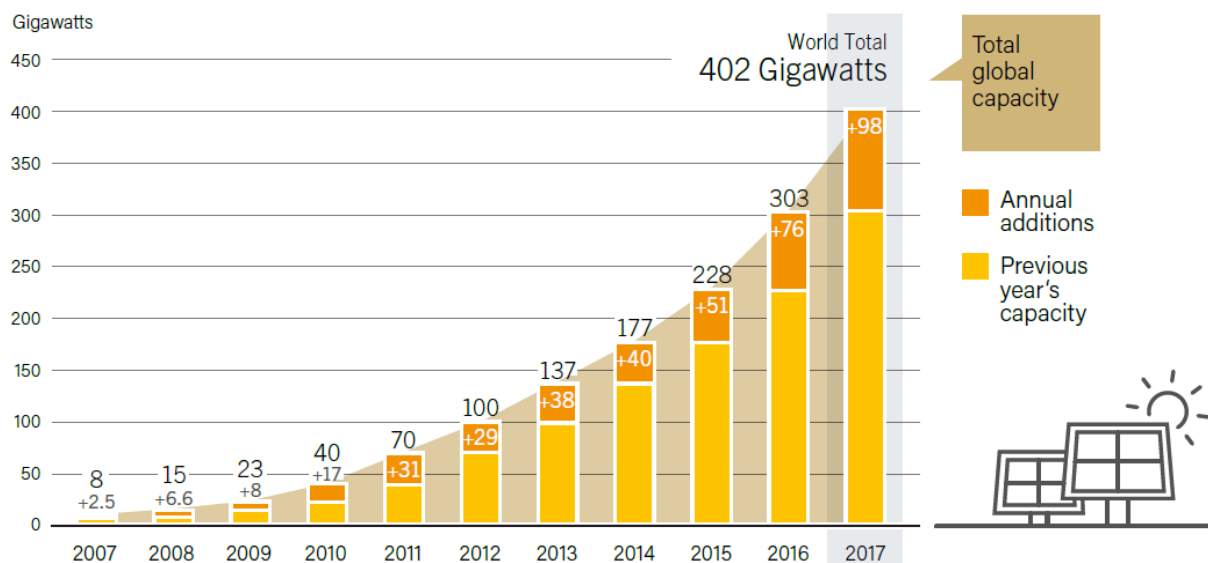


FIGURA 2.3 - Capacidade Global de energia solar fotovoltaica e crescimento anual (2007-2017).
 FONTE: Ren21, 2018.

A energia solar também é utilizada, em grande escala, na área de aquecimento e de refrigeração com aplicações diversas, como: aquecimento de água, refrigeração e aquecimento de ambientes, secagem de produtos, dessalinização da água, fornecimento de vapor para processos industriais. Esses sistemas forneceram energia equivalente a 228 milhões de barris de petróleo até o fim de 2017, neste mesmo ano os países que se destacaram neste mercado foram a China, a Turquia, a Índia, o Brasil, os Estados Unidos e a Alemanha (REN21, 2018).

Em dezembro de 2017, a Comissão Nacional de Desenvolvimento e Reforma da China estabeleceu um tratado que prevê a substituição das caldeiras a carvão por bombas de calor para o Norte da China, e esta substituição deve ocorrer até o ano de 2021, com a finalidade de diminuir a poluição do ar.

A FIG 2.4 mostra a capacidade global instalada de coletores solares para aquecimento de água em 2016.

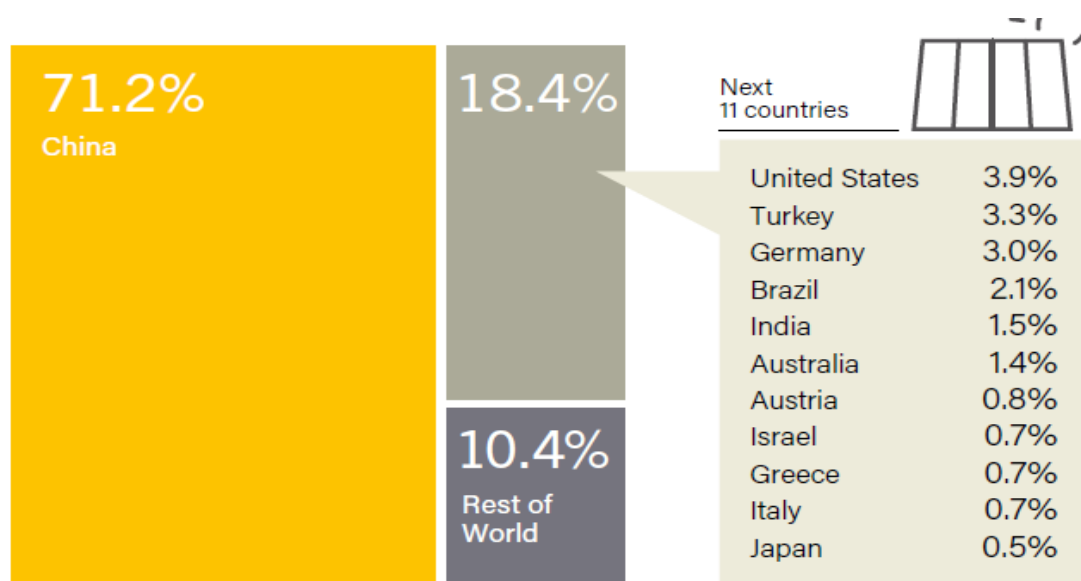


FIGURA 2.4 - Capacidade de aquecimento de água através da energia solar.
 FONTE: Ren21, 2018.

2.3 Bombas de calor

As bombas de calor se originaram em 1824, com o surgimento dos conceitos de ciclo e de reversibilidade por Carnot. A primeira bomba de calor construída como fonte geotérmica foi construída por Robert C. Webber, depois de realizar testes com seu congelador ao final da década de 1940 (TAVARES, 2011).

A crise do petróleo e o aumento dos preços dos combustíveis, em 1973, contribuíram para significativos avanços nas pesquisas no sentido de novas técnicas de aquecimento em processos industriais e residenciais, reduzindo assim os custos destas operações. A partir desse cenário, as bombas de calor ganharam maior importância, pois são equipamentos de alto rendimento no fornecimento de calor.

2.3.1 Ciclo de refrigeração e aquecimento por compressão de vapor

A transferência de calor ocorre espontaneamente de um corpo de maior temperatura para um corpo com menor temperatura, as bombas de calor são dispositivos que têm por finalidade a transferência de energia de uma fonte fria para uma fonte quente, para isso é necessário o fornecimento de trabalho, que ocorre por meio de um compressor. O ciclo de uma bomba de calor, que opera por compressão de vapor, é composto basicamente por um compressor, um condensador, um dispositivo de expansão e um evaporador (FIG 2.5).

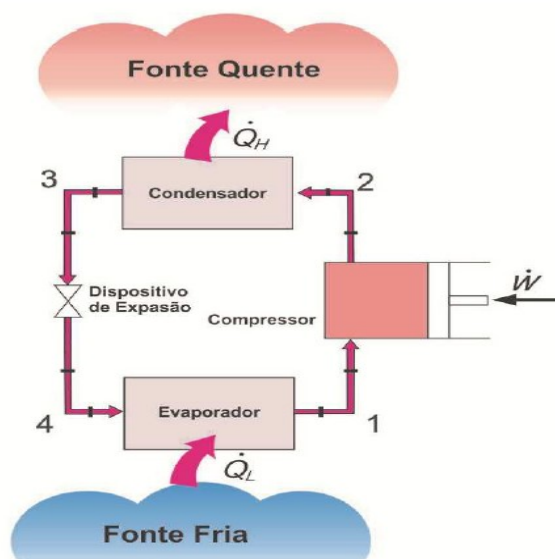


FIGURA 2.5 - Ciclo de uma bomba de calor.
FONTE: NUNES, 2013.

O ciclo de refrigeração por compressão de vapor ocorre em um circuito fechado, removendo calor de uma fonte fria e fornecendo calor para uma fonte quente. Essas trocas térmicas são possíveis através de mudanças das propriedades do fluido de trabalho, como pressão e temperatura. O ciclo é dividido em duas regiões principais, a de alta pressão, que está localizada entre o compressor e o dispositivo de expansão, passando pelo condensador e a região de baixa pressão, que está localizada entre o dispositivo de expansão e o compressor, passando pelo evaporador. O fluido estando a alta pressão e temperatura fornece calor para o meio externo, mudando de uma fase de vapor superaquecido para uma fase de líquido comprimido, essa mudança acontece quando este fluido atravessa o condensador. Na região de baixa pressão, o fluido deixa a válvula de

expansão termostática, na forma de mistura de líquido e vapor a uma baixa pressão e temperatura, passando assim pelo evaporador e absorvendo calor do meio externo, se transformando em vapor superaquecido na entrada do compressor.

2.3.2 Ciclo ideal x ciclo real

O ciclo de refrigeração ou de uma bomba de calor se baseia em um ciclo de Carnot, no qual se obtém o máximo coeficiente de desempenho, porém é um ciclo idealizado que serve de referência para um ciclo real. Nesse ciclo ideal de Carnot há retirada de calor de uma fonte fria para uma fonte quente, tal processo é possível graças ao fornecimento de trabalho para o equipamento, pois caso contrário, esse estaria contrariando o enunciado de Clausius para a segunda Lei da Termodinâmica, que diz: “É impossível a construção de um dispositivo que, por si só, isto é, sem intervenção do meio exterior, consiga transferir calor de um corpo para outro de temperatura mais elevada”. O ciclo de Carnot é caracterizado por ser um processo reversível, ou seja, não há irreversibilidades por atrito, transferência de calor e reações químicas (FIG 2.6).

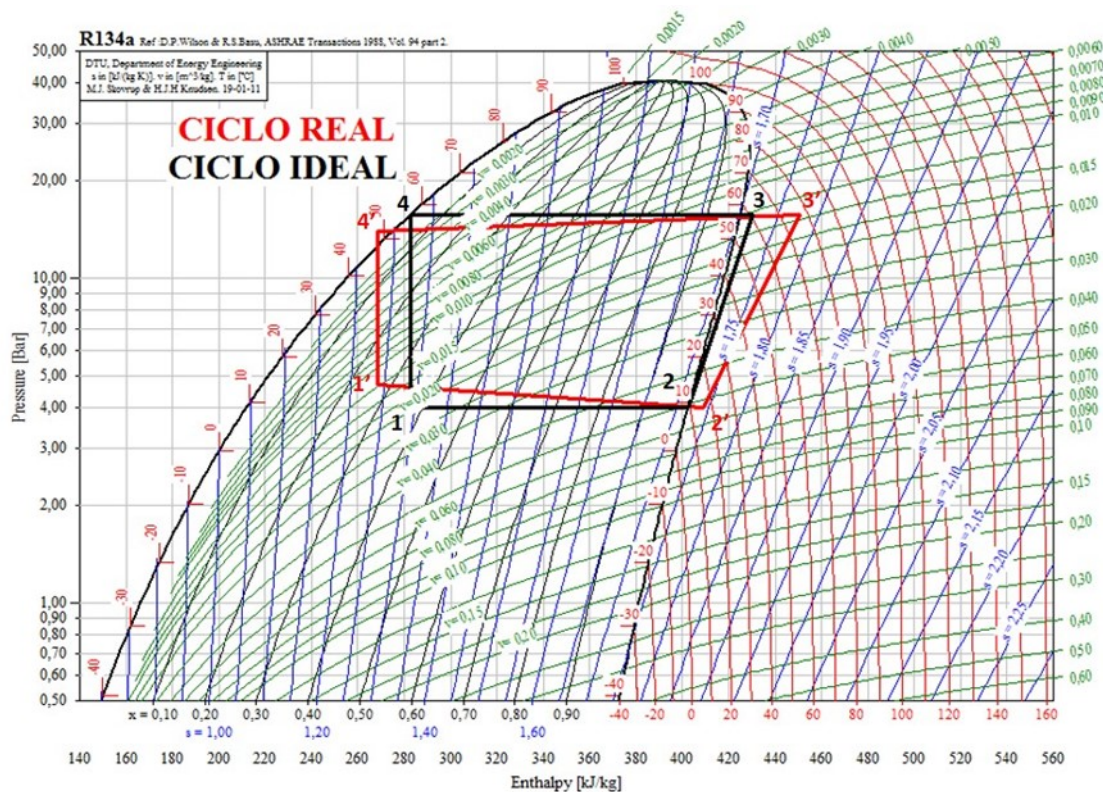


FIGURA 2.6 - Processo de refrigeração e aquecimento real e ideal.
 FONTE: o autor, 2019.

Analisando a Figura 8 é fácil de observar o ciclo plotado na cor preta, começa-se o processo que ocorre do ponto 1 para o ponto 2, que é a passagem do fluido pelo evaporador. Nesse processo ocorre a transferência de calor da fonte fria (geralmente, o meio ambiente ou fonte geotérmica) para o fluido frigorífico. Neste ciclo ideal não há perda de pressão e a temperatura é constante ao longo do evaporador. No processo de 2 para 3 ocorre a passagem pelo compressor, nesse caso adiabático e reversível (isentrópico), no qual o fluido passa de vapor saturado para vapor superaquecido aumentando sua pressão. No processo de 3 para 4 ocorre a condensação do fluido refrigerante, como esse fluido se encontra a uma alta pressão, o mesmo perde calor em temperatura constante para o meio externo, passando pelo condensador a uma temperatura constante. É neste ponto que o fluido fornece energia térmica, cumprindo assim a função de uma bomba de calor. A saída do fluido no condensador desse ciclo é no estado de líquido saturado. No processo de 4 para 1 ocorre uma expansão adiabática (isoentálpica) em um dispositivo de expansão, em que o fluido sofre uma redução drástica, em sua pressão, através do estrangulamento do mesmo, saindo do dispositivo em forma de mistura de líquido e vapor, encerrando o ciclo.

Continuando a análise da Figura 8, sob a curva plotada em vermelho, serão descritos os detalhes de um ciclo real de compressão de vapor. O processo começa do ponto 1' para o ponto 2' (evaporador). Agora nesse ciclo há perda de pressão em função da perda de carga nas tubulações e acessórios e o processo de evaporação ocorre com mudança de pressão e de temperatura, outro detalhe importante é que a saída em 2' não é mais um vapor saturado e sim como vapor superaquecido, protegendo a entrada do compressor, que não pode receber líquido. No processo 2' para 3' ocorre o aumento de pressão e de temperatura (compressor), porém com o aumento de entropia, em função das perdas de calor e irreversibilidades contidas no equipamento. No processo 3' para 4' ocorre a condensação do fluido (condensador) no qual as características de perda são as mesmas do condensador aliado ao um sub-resfriamento do fluido na saída do condensador, evitando dessa forma a entrada de vapor no dispositivo de expansão. Assim o fluido se encontra no estado de líquido comprimido. E por fim, o processo 4' para 1' é uma expansão adiabática e irreversível até a pressão de entrada do evaporador.

2.3.3 Coeficiente de Desempenho

A medição do desempenho de uma bomba de calor é expressa por meio do seu coeficiente de desempenho (COP), que é a quantidade de calor fornecida sobre o trabalho necessário. Em se tratando de um ciclo por compressão de vapor, o COP é a quantidade de calor que é rejeitada pelo condensador, dividido pela quantidade de trabalho que deve ser fornecida ao compressor, de acordo com a EQ. 2.1.

$$\text{COP} = \frac{\text{Energia} - \text{Útil}}{\text{Energia} - \text{Gasta}} \quad (2.1)$$

A seguir na FIG 2.7 segue um exemplo dos principais componentes de um ciclo por compressão de vapor e a equação que descreve o coeficiente de desempenho do ciclo, respectivamente.

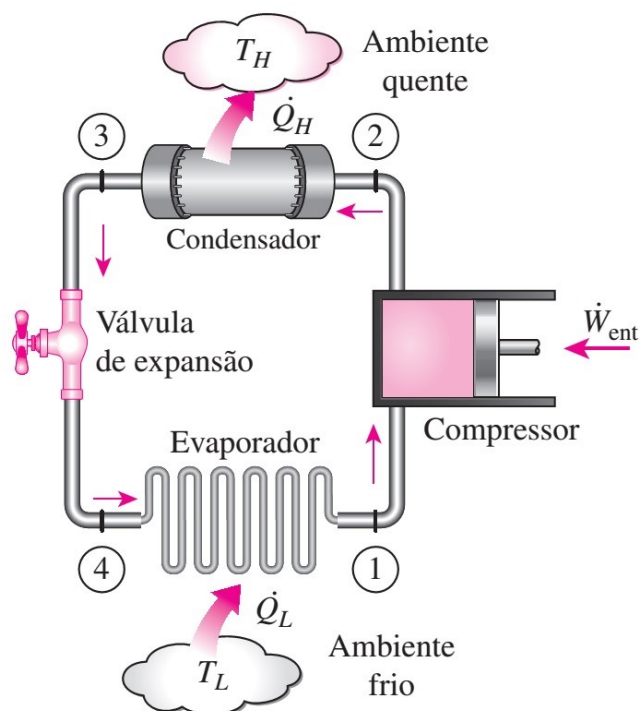


FIGURA 2.7 - Principais componentes de um ciclo de compressão de vapor.
 FONTE: ÇENGEL, 2013.

2.3.4 Estudos sobre Bombas de Calor

Segundo a REN 21 (2018), países que mais utilizam as bombas de calor são: China (50 milhões de novas unidades em 2016), Estados Unidos, Europa (França, Itália, Espanha, Suécia, Alemanha). No Japão, em 2016, cerca de 10% do aquecimento da água doméstica foi realizado por meio de bombas de calor. Em se tratando desses equipamentos para uso residencial, os países que lideram esse mercado são: o Japão, a Noruega, a Estônia, a Finlândia e a Suécia.

A Finlândia, por exemplo, é um país com cerca de 5,5 milhões de pessoas no qual se estima que existam 800 mil unidades de bombas de calor. 75 % das casas construídas na Finlândia usam bombas de calor, sendo que nesses projetos há cada vez mais o aproveitamento da energia solar para esses equipamentos.

O governo japonês oferece subsídios para introduzir aquecedores de água com R744 (CO_2), em que esses sistemas oferecem água quente entre 80°C e 90°C , com eficiência de 3 a 4 vezes superiores aos aquecedores elétricos. A utilização de CO_2 como fluido refrigerante é bastante explorada pelos japoneses e desperta também o interesse

dos europeus, pois esses sistemas podem operar com temperaturas externas de até $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ (ALVAREZ, 2015).

O Governo americano, mais especificamente em Nova York, lançou um incentivo de 15 milhões de dólares para a instalação de bombas de calor e no Estado de Oregon foi lançada uma exigência para todos os edifícios residenciais e comerciais, para que estejam prontos para receber energia solar até 2022 (REN21, 2018).

Kim, Choi e Cho (2013) realizaram um estudo de um sistema híbrido, composto de um aquecimento solar aliado a uma bomba de calor, que utiliza CO_2 como fluido de trabalho, com a finalidade de aquecer água para uso residencial e para o aquecimento de ambientes frios. A bomba de calor passa a ser solicitada quando a célula de aquecimento solar não seja suficiente para a demanda de calor. Os estudos desenvolvidos por esses autores demonstram a condição de simulação, por meio da qual ocorre o aquecimento de um ambiente com $66,25\text{m}^2$ juntamente com o aquecimento de 280 L de água. Uma das verificações envolveu a análise do comportamento do sistema diante as mudanças no ponto de operação da máquina. A válvula de expansão eletrônica, por exemplo, diminuiu sua abertura de 52% para 40%, quando houve uma variação na temperatura de operação da máquina de 40°C para 48°C . Essa mesma variação da temperatura de aquecimento da água refletiu em um decréscimo de 23,5% do COP. Com o aumento da temperatura da água, a taxa de transferência de calor no resfriador de gás tende a diminuir, o que acarreta em um fluido com maior pressão e temperatura, atravessando o dispositivo de expansão, resultando em um refrigerante com maior título na entrada do evaporador. Com isto, a pressão na entrada do compressor diminui, ocasionando um aumento da relação de pressão entre a entrada e a saída do compressor, refletindo em um maior trabalho de compressão. Com o aumento da temperatura da água de 40°C para 48°C , a razão de compressão aumentou 19,9% e o trabalho no compressor aumentou 7,8% (FIG 2.8).

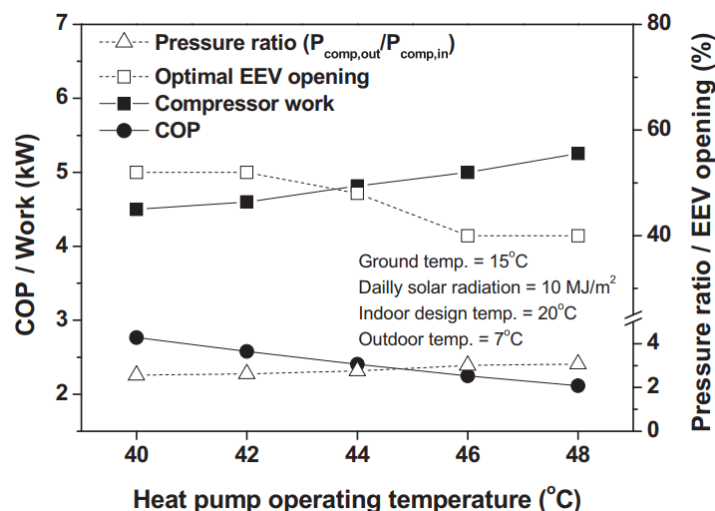


FIGURA 2.8 - Efeito de temperatura de operação nas variáveis do sistema.
FONTE: KIM, CHOI E CHO, 2013.

Duarte (2002) realizou um estudo econômico, tecnológico e ambiental sobre a implantação de bombas de calor para aquecimento de água no setor residencial no Estado de Minas Gerais, Brasil, comparando com tecnologias já utilizadas para tal finalidade, como, por exemplo, o aquecimento elétrico, o gás natural e os aquecedores solares. Nesse estudo, as bombas de calor ocuparam o segundo lugar, perdendo apenas para os aquecedores solares, que possuem uma desvantagem, pois dependem da quantidade de insolação recebida, em dias mais frios, por exemplo, esse sistema de aquecimento solar não se apresenta como satisfatório.

Trabalhos publicados recentemente estão voltados para o aumento do desempenho do equipamento, com o objetivo de maior carga térmica com menor gasto de energia elétrica. Buscando atingir alta eficiência, variando a rotação no compressor, juntamente com um sistema de controle para a abertura da válvula de expansão eletrônica.

Saleh e Ally (2015) escreveram uma revisão bibliográfica sobre métodos de controle usados para máquinas de refrigeração e de aquecimento, voltados para a rotação do compressor e abertura de uma válvula eletrônica, esse trabalho abrangeu métodos clássicos, modernos e inteligentes. Os autores destacam, em seu trabalho, acerca da dificuldade de se manter um desempenho satisfatório em sistemas de controle para equipamentos de refrigeração, em função de várias condições operacionais. Nesse estudo, os autores citam que um compressor de velocidade variável juntamente com uma válvula de expansão de controle e um sistema de controle atuam para diminuir os gastos referentes ao consumo do compressor, buscando um melhor desempenho do equipamento. Uma

válvula de expansão eletrônica, quando comparada a um tubo capilar ou uma válvula de expansão termostática, possui um tempo de resposta menor, atuando de forma mais rápida diante de mudanças operacionais, além de que este tipo de dispositivo de expansão mantém o grau de superaquecimento em torno de um valor constante, sem muitas variações. Tais vantagens garantem um maior desempenho no equipamento através da redução de consumo de energia.

Shang et al (2016) desenvolveram um modelo baseado em equações de primeira ordem para uma válvula eletrônica, juntamente com equações de transferência de calor para o evaporador com o objetivo de prever o comportamento da abertura da válvula, com mudanças abruptas de parâmetros externos à máquina. Seu modelo teve boa aderência aos dados experimentais e serviu de base para a construção de um avançado algoritmo de controle.

Na mesma linha, Hu et al (2018) realizaram um estudo comparando as correlações existentes para válvulas de expansão eletrônica, citando em seu trabalho a grande tendência para sistemas VRF, que nada mais são do que sistemas com fluxo de refrigerante variável, que contam com um compressor de rotação variável, juntamente com uma válvula de expansão eletrônica, procurando assim a melhor eficiência para a máquina todo o tempo. Nesse trabalho, os autores comparam a precisão dos valores da vazão mássica, que entram no dispositivo de expansão, em três diferentes métodos. O primeiro método, o mais clássico, estudado desde 2005, foi baseado na lei da conservação da energia e fornece resultados de 5 a 40% de precisão. O segundo método que foi baseado em uma correlação de ajuste polinomial, desenvolvido em 2013, forneceu resultados com uma variação de 5 a 98% dos dados. O terceiro e último caso estudado, que foi baseado em rede neural artificial, vem sendo estudado desde 2015, forneceu resultados com 1 a 4% de precisão, sendo uma abordagem nova e que necessita de mais pesquisas.

Atualmente, o uso e o estudo das bombas de calor apresentam um aumento significativo. Como esses equipamentos possuem alto rendimento, há uma preocupação ambiental, em função dos gases produzidos pela queima de combustíveis fósseis, sendo assim, as bombas de calor têm se tornado cada vez mais importantes no cenário mundial.

2.4 Bombas de calor com evaporador solar

A utilização de energias limpas e renováveis tem sido uma tendência mundial, fundamentada no âmbito ambiental, que inclui fatores como a degradação da camada de ozônio e o aquecimento global, além da queima de combustíveis fósseis, propiciando assim que se desenvolva a procura por melhores desempenhos em sistemas térmicos.

Nesse sentido, a utilização de bombas de calor por compressão surge como relevante, uma vez que uma bomba de calor por compressão de vapor necessita de um evaporador, em seu processo, sendo uma boa alternativa a utilização desses equipamentos aproveitando a energia solar, sendo tal opção bastante utilizada, mas, em países com menor incidência solar, a opção será a aplicação de uma fonte geotérmica (subterrânea).

O primeiro conceito de uma bomba de calor com evaporador solar de expansão direta (DX- SAHP) foi considerado por Sporn e Ambroze em 1955, nesse mesmo ano, em setembro de 1955, o Dr. Löff publicou um estudo descrevendo sobre a possibilidade e a viabilidade de combinação entre a energia solar e as bombas de calor para aquecimento e refrigeração e seu estudo foi realizado em 1953 e 1954, em Ohio, nos Estados Unidos (LOF, 1956).

Em outubro de 1956, foi construído o primeiro edifício comercial, em Albuquerque, nos Estados Unidos, e esse utilizou um sistema de compressão de vapor com evaporador solar, para aquecimento nos meses de inverno e refrigeração durante o verão e nesse estudo se podem verificar detalhes do sistema instalado, enfatizando a importância deste projeto para o planejamento de novas construções (HANES, 1956).

Nas bombas de calor existem duas formas de utilização da energia solar no evaporador, uma dessas ocorre, como mostrado na FIG 2.9, por meio de um coletor solar instalado de forma separada, no qual o fluido secundário é aquecido neste coletor e enviado para trocar calor com o evaporador da bomba de calor, sendo essa chamada de uma bomba de calor assistida por energia solar de expansão indireta (SAHP- *Solar Assisted Heat Pump*). A outra forma demonstrada na FIG 2.10 é chamada de bomba de calor assistida por energia solar de expansão direta (DX-SAHP), essa consiste em um evaporador, que atua também como um coletor solar, no qual o fluido principal escoar, trocando calor com o ambiente, grande parte do aporte de energia recebido diretamente é proveniente da irradiação solar.

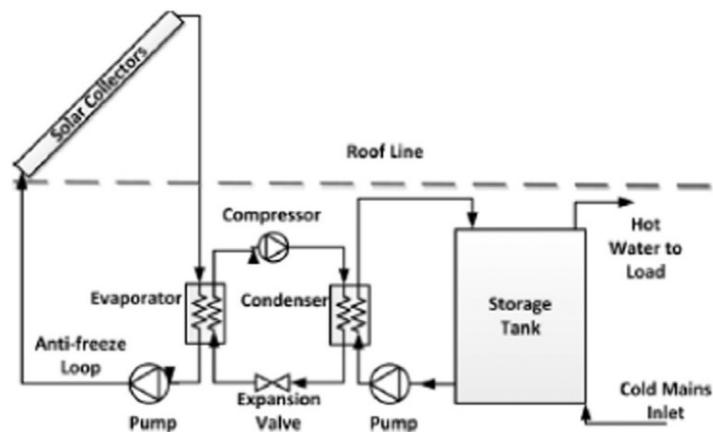


FIGURA 2.9 - Exemplo de uma bomba de calor assistida por energia solar de expansão indireta.

FONTE: JENNY e CYNTHIA apud BUKER e RIFFAT, 2016.

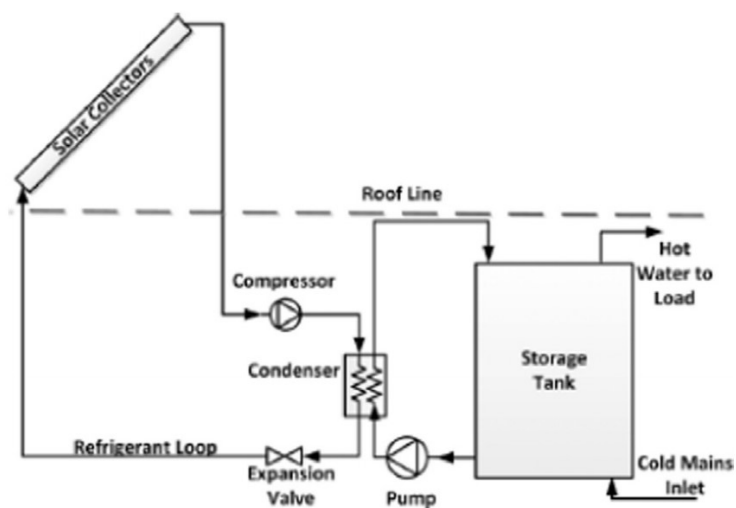


FIGURA 2.10 - Exemplo de uma bomba de calor assistida por energia solar de expansão direta.

FONTE: JENNY e CYNTHIA apud BUKER e RIFFAT, 2016.

2.4.1 Bombas de Calor Assistidas por Energia Solar

Bombas de calor são equipamentos, que aproveitam parte de energia fornecida, através da absorção de energia proveniente de uma fonte externa. Uma vantagem desses equipamentos para aquecimento de água, quando comparados a um chuveiro elétrico, está em que apenas uma fração da energia fornecida para o aquecimento é proveniente do consumo de energia elétrica no compressor. Boa parte da energia térmica

usada para o aquecimento de água vem do ambiente externo. Sendo assim, o desempenho de uma bomba de calor é superior a 1, pois a energia utilizada é aproveitada, de forma gratuita, no ambiente e o restante ocorre por meio do consumo de energia elétrica no compressor.

A utilização de evaporadores solares em bombas de calor é vantajosa do ponto de vista do desempenho, pois com o aporte de energia extra que é proveniente do Sol, a pressão de evaporação se eleva. Diminuindo a razão de compressão entre a região de alta e baixa pressão, isto gera uma menor taxa de compressão e reduz o consumo de energia elétrica pelo compressor.

Por outro lado, a utilização de energia solar nesses equipamentos faz com que o regime de operação varie ao longo do tempo. Essas mudanças na irradiação solar influenciam no desempenho do equipamento, aumentando o consumo de energia.

Em 1983, Chaturvedi e Shen propuseram um estudo experimental do desempenho de uma bomba de calor de expansão direta assistida por energia solar. No trabalho que desenvolveram, eles citam que esse tipo de bomba de calor é mais vantajosa em relação à expansão indireta, sendo as vantagens expostas como a maior *performance* do equipamento, além de economia e simplicidade nas instalações, não necessitando de uma instalação para os coletores e outra para uma bomba de calor juntamente com tubulações e acessórios de interligação.

Nuñez et al. (1998) publicaram um trabalho realizado em uma bomba de calor de expansão direta, que utiliza evaporador solar. Em seu trabalho, os autores discorreram sobre os fatores que influenciam na melhor *performance* do equipamento, por meio de um balanço energético. De acordo com este estudo, fatores importantes para um melhor desempenho do evaporador solar são as condições ambientais, como: radiação solar e temperatura ambiente. Como esses fatores variam todo tempo, o autor destaca que não podem ser controlados e prejudica o desempenho do equipamento, pois o ponto de operação é alterado constantemente.

Morrison, Anderson e Behnia (2004) apontam como uma vantagem considerável da bomba de calor solar sua alta pressão de evaporação. Com o aporte extra de energia da irradiação solar, existe a possibilidade de se alcançar temperaturas de evaporação superiores à temperatura ambiente. Isso reduz a razão de compressão, culminando em uma redução no trabalho de compressão e uma conseqüente elevação no COP. Em contrapartida, os mesmos mostram que como desvantagem, a bomba de calor

solar apresenta uma complexa modelagem do seu desempenho anual, visto que o desempenho da mesma está mais sujeito às variações ambientais, como: radiação solar, temperatura ambiente e umidade do ar. Os autores, inclusive, apresentam em seu estudo variações do desempenho de uma bomba de calor solar em relação às variações das condições ambientais supracitadas, provando assim essa estreita dependência (FIG 2.11).

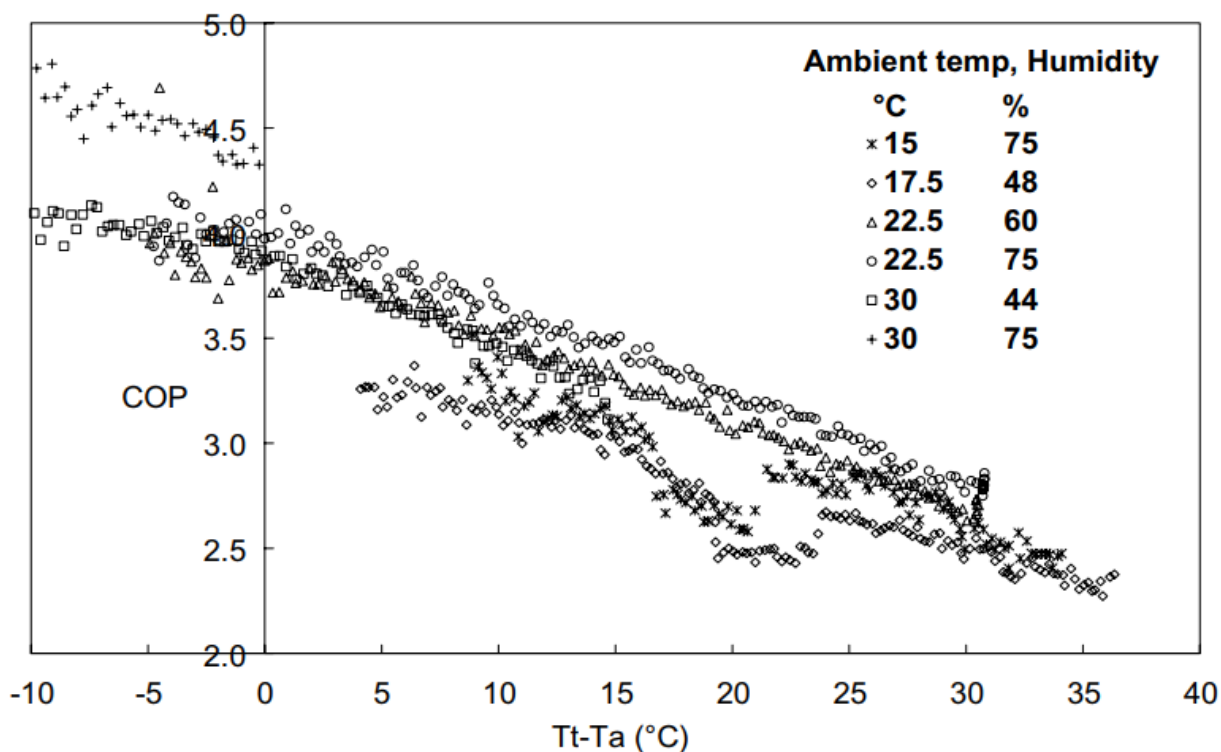


FIGURA 2.11 - COP de uma bomba de calor em função da temperatura do tanque de armazenagem de água (T_t) menos a temperatura ambiente (T_a) e em função da umidade do ar.
 FONTE: MORRISON, ANDERSON E BEHNIA, 2004.

Ji et al (2009) desenvolveram uma simulação numérica, que foi devidamente validada, experimentalmente, em uma bomba de calor com coletores solares e células fotovoltaicas. O objetivo do estudo realizado foi geração de energia elétrica juntamente com energia térmica para aquecimento de água. Os autores mostram que quando comparado com uma bomba de calor convencional, que possui um evaporador com ventilação forçada, as bombas de calor com evaporadores solares trabalham com uma maior temperatura de evaporação, o que resulta em um COP maior. Além disso, essas trabalham durante longos períodos com diferentes condições climáticas e a um baixo

custo. Por meio desse estudo também foi medida a temperatura e a irradiação solar durante o dia todo, mostrando a grande variação destes parâmetros (FIG 2.12).

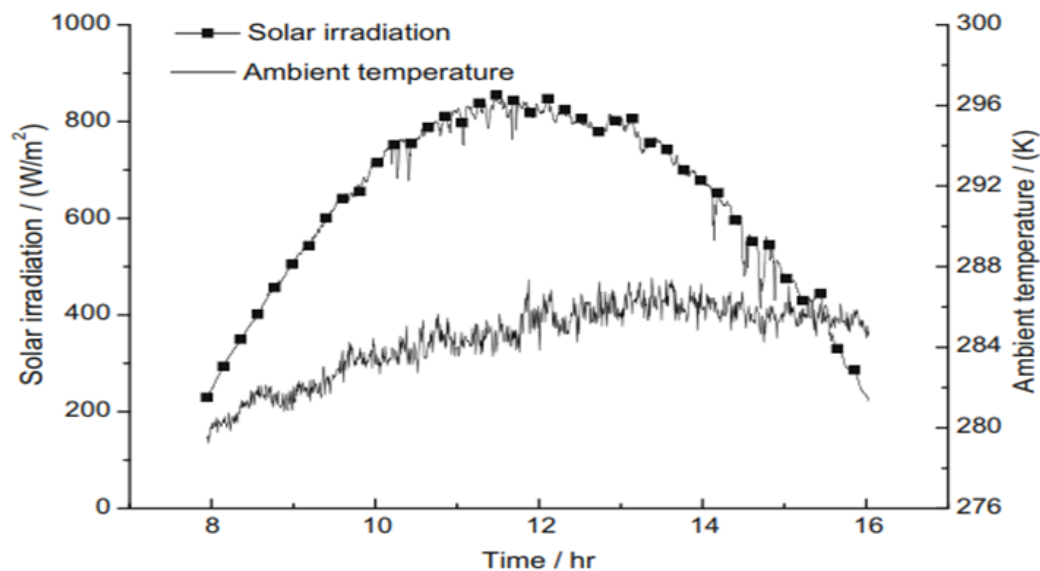


FIGURA 2.12 - Variação da irradiação solar e da temperatura durante um dia.
FONTE: JI et al, 2009.

Em um estudo, Chua, Chou e Yang (2010) descrevem sobre a evolução e as tendências dos projetos de bombas de calor, em seu artigo, esses autores citam os sistemas híbridos, os quais incluem o evaporador recebendo energia solar. A FIG 2.13 mostra a variação do ganho de calor no condensador, a energia de alimentação do compressor e o coeficiente de *performance* do sistema para aquecimento de água, em um dia de inverno, na cidade de Honk Kong, e se observa também que a produção de água quente no verão aumenta em mais de duas vezes (Chow et al apud CHUA; CHOU; YANG, 2010).

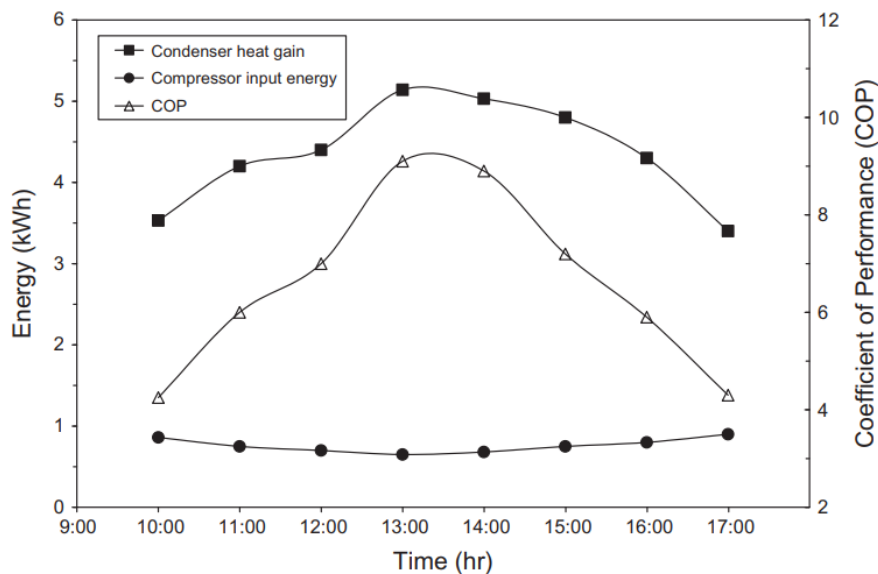


FIGURA 2.13 - Variação da energia no condensador, compressor e do COP.
 FONTE: CHOW et al apud CHUA; CHOU; YANG, 2010.

Nunes (2010) realizou, em seu trabalho intitulado “Modelo Transiente em um Evaporador Estático de uma Bomba de Calor Ar - Água”, simulações no software ®Fortran do comportamento dinâmico da vazão mássica, temperatura de evaporação, COP, variando a temperatura ambiente. Tais simulações foram elaboradas baseadas nas equações da continuidade, energia e quantidade de movimento. Seu trabalho também expressa validações com resultados experimentais de outros autores.

Buker e Riffat (2016), através de várias pesquisas, nas quais utilizavam uma bomba de calor com expansão direta (evaporador solar), mostraram que o desempenho do equipamento tende a aumentar com o aumento da temperatura ambiente, diminuindo assim o tempo necessário para aquecimento da água. Nessas condições, tais equipamentos trabalham com um menor consumo de energia no verão. Foi proposto também um evaporador de ventilação forçada em paralelo para suprir a demanda de calor em dias com menor incidência solar. A temperatura do ambiente e a radiação solar são os fatores responsáveis pela maior instabilidade no sistema.

Com a utilização de evaporadores solares há uma grande variação da carga térmica recebida. Tal variação acontece em função de diferentes valores de irradiação recebida durante o dia. Nessas condições, o grau de superaquecimento tende a uma flutuação em torno do ponto de operação, a mudança do grau de superaquecimento e da irradiação provoca alterações em parâmetros do sistema, como: o coeficiente de

desempenho, pressão de evaporação e condensação e vazão mássica no sistema. A FIG 2.14 mostra algumas dessas variações realizadas por meio de simulações matemáticas em uma bomba de calor, que usa o CO₂ como fluido refrigerante e que possui um evaporador solar juntamente um compressor de rotação variável. O autor não apresenta validação experimental (DE NONI; ABREU; GONÇALVES, 2018).

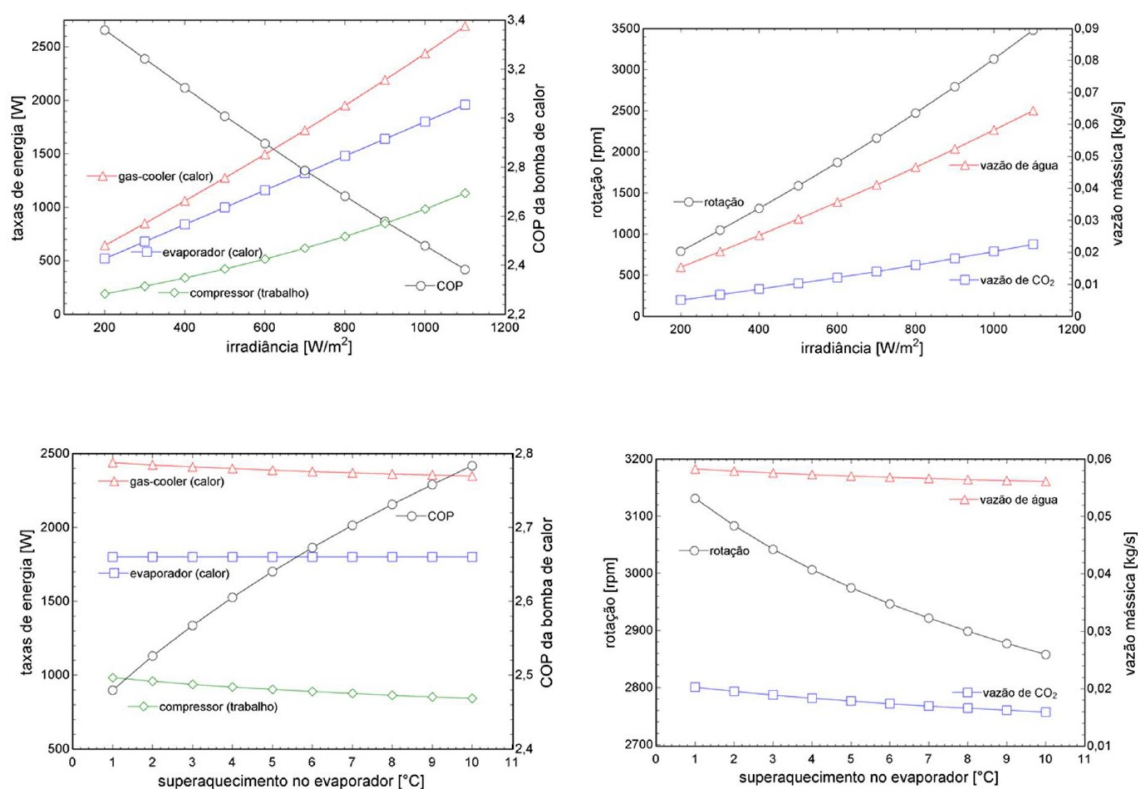


FIGURA 2.14 - Comportamento de alguns parâmetros com variação da irradiação (a, b) e do grau de superaquecimento (c, d).

FONTE: DE NONI; ABREU; GONÇALVES, 2018.

Paulino et al (2019) citam três modelos dedutivos para evaporadores, o primeiro se trata de um modelo agrupado, o segundo é um modelo de fronteira móvel e o terceiro é um modelo distribuído. O primeiro modelo é uma aplicação das equações de conservação no evaporador como um todo, considerando apenas um coeficiente de transferência de calor. O segundo modelo, que também é conhecido como modelo de duas fases, aplica as equações de conservação nas fases de ebulição e de superaquecimento do evaporador de forma separada, tendo uma razoável precisão, usando um coeficiente de transferência de calor para cada uma dessas regiões. O terceiro modelo, que também é conhecido como multizona, divide o evaporador em diversos volumes de controle e os balanços de massa, de energia e de quantidade de movimento são aplicados a cada um

desses volumes de controle, obtendo resultados mais precisos. Nesse trabalho, os autores investigaram o comportamento de um evaporador solar, quando submetido às variações da radiação solar (essas variações foram simuladas colocando e retirando uma tenda), através do modelo distribuído. A máquina estudada é uma bomba de calor que trabalha com CO₂ como fluido refrigerante. Em suas análises, os autores verificam que quando a irradiação solar passou de 767 W/m² para 80 W/m², o superaquecimento mudou de 13°C para 4,8°C. Concluindo que a mudança da irradiação tem uma forte influência no grau de superaquecimento (FIG 2.15). Apesar de terem usado uma válvula manual, em seus estudos, os autores citam que uma válvula de expansão eletrônica possui um tempo de resposta rápido diante de mudanças e que é indicada para máquinas, que utilizam evaporados solares.

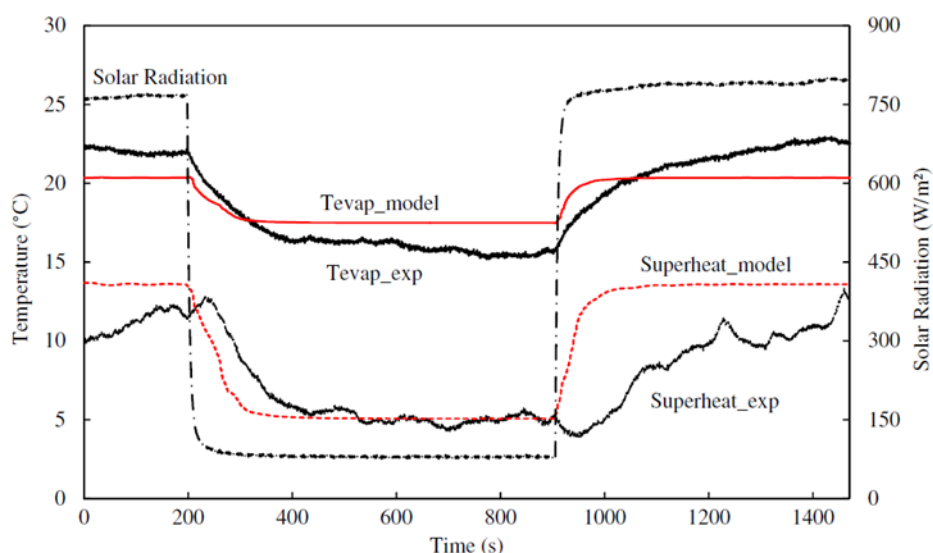


FIGURA 2.15 - Comparação das medidas teóricas e experimentais da temperatura de evaporação, grau de superaquecimento através de um degrau da radiação solar.
 FONTE: PAULINO et al, 2019.

2.5 Dispositivos de expansão

O dispositivo de expansão é um dos quatro principais componentes de uma bomba de calor, estando entre a região de alta e baixa pressão. O fluido sai do condensador e entra no dispositivo de expansão, tendo como função provocar a expansão do fluido refrigerante, reduzindo a pressão, desde líquido sub-resfriado até a região de mistura (líquido e vapor).

Esse dispositivo controla a vazão mássica de fluido refrigerante que entra no evaporador, o que torna o seu dimensionamento de extrema importância, pois caso seja mal projetado, o sistema irá operar de forma que entrará líquido no compressor (superdimensionado) ou pode reduzir a capacidade frigorífica do sistema, limitando a entrada de fluido no evaporador (subdimensionado).

O modelamento matemático da vazão mássica para uma válvula de expansão manual é dada pela EQ. 2.2 a seguir:

$$\dot{m}_{ve} = C\sqrt{\Delta P \cdot \rho l} \quad (2.2)$$

Em que \dot{m}_{ve} é a vazão mássica, C é uma constante relacionada à abertura do dispositivo e determinada experimentalmente, ΔP é a diferença de pressão de condensação e de ebulição e ρl é a massa específica do fluido na entrada do dispositivo. Este modelo foi utilizado, por Oliveira (2010).

A partir da equação (2), Fabris (2005) determinou o comportamento dinâmico de uma válvula de expansão termostática através de um modelo de caixa preta, usando a teoria de controle por meio de uma função de transferência de primeira ordem, desenvolvendo as EQ. 2.3 e 2.4, que descrevem a vazão mássica na válvula de expansão termostática através de dados obtidos, experimentalmente, como: o ganho, o atraso e a constante de tempo.

$$\dot{m}_{vet} = \dot{m}_{ve} + \Delta T \cdot K \left(1 - e^{\frac{-(\tau - \theta)}{\tau}}\right) \quad (2.3)$$

$$K = \frac{\Delta \dot{m}_{vet}}{\Delta T} \quad (2.4)$$

Sendo K, ganho apresentado na Equação 4, função da temperatura de ebulição e de condensação, θ um atraso e τ uma constante de tempo. Se o tempo de observação for menor ou igual ao atraso, a vazão na válvula volta ser representada como em uma válvula do tipo manual, ou seja, a Equação 3.

Nesta parte do trabalho serão abordados os tipos mais comuns dos dispositivos de expansão com suas vantagens, desvantagens e aplicações.

2.5.1 Tubo capilar

Herzog (2010), em seu trabalho, cita os tipos de dispositivos de expansão utilizados em bombas de calor, um desses é o tubo capilar que é um dispositivo utilizado em pequenos equipamentos, constituído por um tubo de pequeno diâmetro, com 1 a 6 m de comprimento e diâmetro da ordem de 1 a 2 mm, que conecta diretamente o condensador ao evaporador.

Os tubos capilares, FIG 2.16, são utilizados em sistemas com uma capacidade de refrigeração de até 10 KW (Pimenta, 2008).



FIGURA 2.16 - Tubo Capilar.
FONTE: PIMENTA, 2008.

O refrigerante perde pressão ao escoar no tubo capilar, resultando em sua vaporização parcial. Em condições normais, ou seja, no regime permanente, a vazão bombeada pelo compressor é igual à vazão de saída do tubo capilar, mas pode haver perturbações, que são causadas por variações instantâneas da carga térmica, levando o sistema a operar em regime transiente e, conseqüentemente, podem ocorrer duas situações, o evaporador ser alimentado com muito fluido (regime inundado) podendo ocasionar a entrada de líquido na aspiração do compressor, ou o sistema pode operar em regime seco, que é o evaporador ser alimentado com menos fluido refrigerante do que esse foi projetado, diminuindo assim sua capacidade (PIMENTA, 2008).

Entre suas vantagens, o tubo capilar é um dispositivo simples, de baixo custo e permite a equalização das pressões (alta e baixa) na parada do sistema, diminuindo assim o torque do motor na partida. Em contrapartida, os tubos capilares não permitem ajustes para diferentes cargas térmicas e podem ocorrer entupimentos.

2.5.2 Válvula agulha

Outro dispositivo utilizado é a válvula agulha, em que o tamanho do orifício de passagem do fluido refrigerante é alterado de tamanho por um eixo operado manualmente, controlando o fluxo de fluido refrigerante e perda de carga. Este dispositivo de expansão (FIG 2.17) é, normalmente, utilizado em sistemas frigoríficos de grande porte, pois é necessária a vigilância constante de um técnico, que alterará o tamanho do orifício dependendo da variação da carga térmica (HERZOG, 2010).

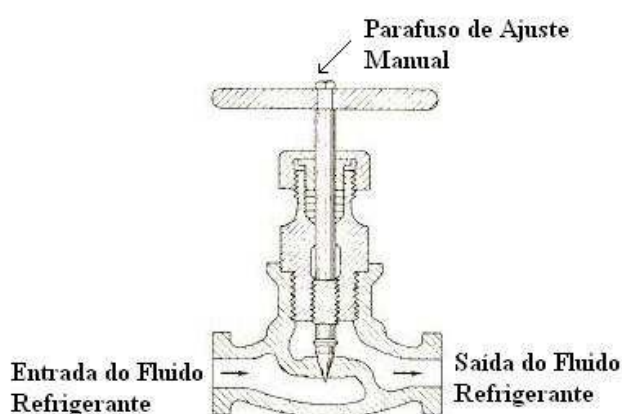


FIGURA 2.17 - Válvula Agulha
FONTE: HERZOG, 2010.

2.5.3 Válvula de Expansão Termostática

Um dispositivo bastante utilizado é a válvula de expansão termostática, pois esse dispositivo trabalha em função do grau de superaquecimento na entrada do compressor, sendo assim, esta válvula mantém a temperatura do fluido constante na aspiração do compressor, mantendo o grau de superaquecimento constante e trabalha no sentido de manter a mesma quantidade de líquido no evaporador. Este dispositivo possui um tubo capilar interligado com o diafragma da válvula, a outra extremidade do tubo capilar é interligada com a saída do evaporador o qual possui um bulbo, o tubo capilar é preenchido pelo fluido refrigerante de trabalho da bomba de calor ou outro fluido com propriedades semelhantes, mantendo a mesma temperatura da saída do evaporador, dependendo da temperatura do fluido de trabalho na saída do evaporador, o fluido contido no tubo capilar se expande ou contrai, alterando a posição do diafragma no interior da válvula, aumentando ou diminuindo a abertura da válvula e, conseqüentemente, alterando

o fluxo de refrigerante na entrada do evaporador, tendendo a uma temperatura constante na saída do evaporador ou aspiração do compressor, abaixo segue a FIG 2.18 desse processo e da válvula termostática (HERZOG, 2010).



FIGURA 2.18 - Válvula de expansão termostática.
FONTE: HERZOG, 2010.

2.5.4 Válvula de Expansão Eletrônica

As válvulas de expansão eletrônicas (FIG 2.19) são capazes de promover um maior controle do sistema, resultando em uma economia de energia e possuem uma capacidade de ajustes da vazão mássica de refrigerante da ordem de 0,001 Kg/min, promovendo um controle mais preciso da temperatura, uma vez que geram o controle consistente do superaquecimento, mesmo em condições de pressão variável, pois são capazes de operar com uma menor pressão de condensação e podem resultar em uma economia da ordem de 10%, quando comparadas com outros dispositivos de expansão (PIMENTA, 2008).



FIGURA 2.19 - Válvula de expansão eletrônica.
FONTE: PIMENTA, 2008.

O sinal de controle das válvulas eletrônicas pode ser gerado a partir de um termistor instalado na saída do evaporador (FIG 2.20), que detecta a presença de refrigerante líquido. Na ausência de líquido, a temperatura do termistor se eleva, o que reduz sua resistência elétrica, aumentando assim a corrente elétrica, que passa pelo aquecedor instalado na válvula. Essa variação de resistência altera o posicionamento da agulha da válvula permitindo que mais fluido passe por essa (HERZOG, 2010).

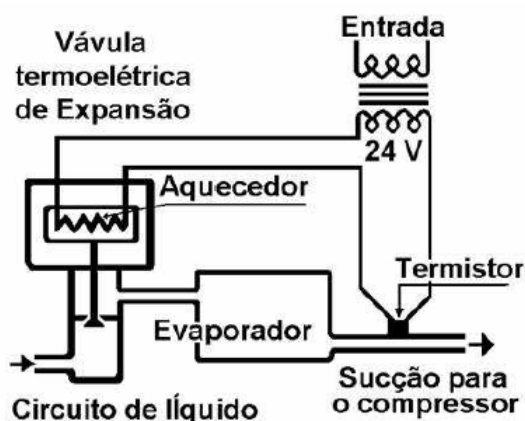


FIGURA 2.20 - Sistema com uma válvula de expansão eletrônica.
FONTE: STOECKER et al.,1985, p. 308.

2.6 Erros de medição

De uma forma idealizada, o valor indicado pelo sistema de medição deve ser o valor verdadeiro mensurado, porém não é isso que acontece na prática, pois as imperfeições do sistema de medição, as condições ambientais e o operador influenciam no resultado de medição, gerando o que se denomina de erro de medição. Esse sempre estará presente nos resultados, independente do instrumento de medição ou da experiência do operador. Negar o erro de medição é aumentar ainda mais a incerteza dos resultados, inserindo mais um erro nas medidas (ALBERTAZZI; SOUZA, 2018).

Os erros de medição podem ser classificados em erros sistemáticos e erros aleatórios. O primeiro é o que se denomina como a parcela previsível do erro, ou seja, quão longe as medições estão em média afastadas da medição real, que segundo Albertazzi e Souza (2018), é a parcela de erro sempre presente em medições realizadas em idênticas condições de operação, podendo ser causado por um problema de ajuste ou de desgaste do sistema de medição e até mesmo por fatores construtivos. A correção desse erro ocorre adicionando uma constante de correção ao valor de indicação, que nada mais é que a tendência do erro com o sinal trocado.

Já o erro aleatório é a parcela imprevisível do erro, o que faz com que distintas medições gerem diferentes resultados em torno de uma média. Variações imprevisíveis tanto para baixo quanto para cima ocorrem em torno de um valor médio. Diversos fatores contribuem para a existência do erro aleatório, como folgas, atritos, vibrações, variações da tensão elétrica, instabilidades internas e das condições ambientais. A sua correção é realizada com o auxílio da teoria de estatística, considerando que as medições sejam uma amostra finita e considerando que a distribuição se comporte como uma distribuição normal (curva Gaussiana). O cálculo do desvio padrão dessas amostras, multiplicado por dois, fornece uma faixa na qual 95,45% dos dados estão contidos, conforme expressa a FIG 2.21. Entretanto isso é válido para amostras infinitas ou amostras muito grandes (acima de 30 já há uma boa aproximação), como a maioria dos estudos trata de tamanhos limitados da amostra, é necessária a utilização do coeficiente t de student (Pseudônimo de Gosset, pois não podia utilizar o nome, em suas pesquisas, em função de restrições impostas pelo seu patrão). Sendo assim, para um grau de confiança de 95,45% e com o tamanho da amostra, é fácil a determinação do coeficiente T de student através de sua

tabela e, conseqüentemente, sendo definida a faixa de repetitividade, a qual contempla 95,45% dos valores do erro aleatório.

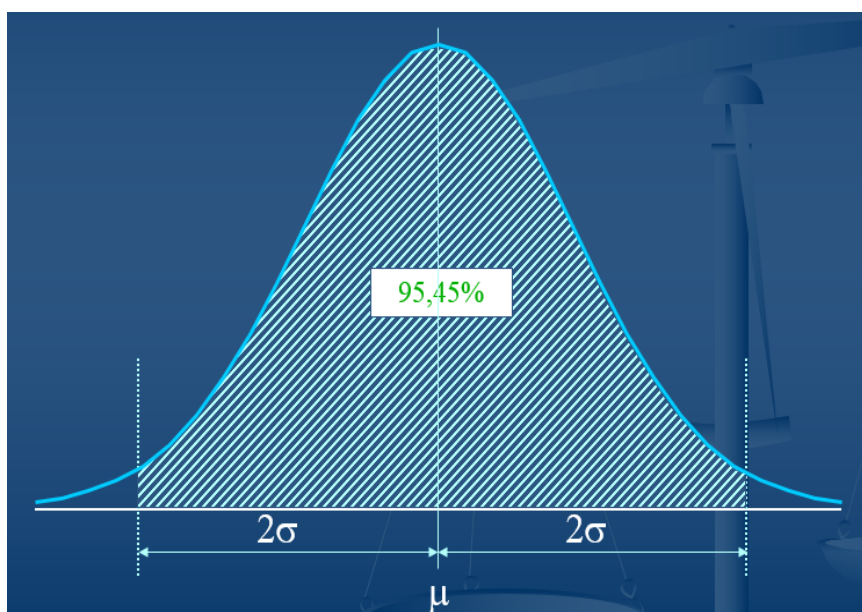


FIGURA 2.21- Estimativa da repetitividade para 95,45% de probabilidade.
FONTE: Fundamentos da Metrologia Científica e Industrial, UFSC, 2013.

2.7 Conclusão

Este tópico aborda um contexto atual das bombas de calor, principalmente, aquelas que usam energia solar como fonte de aquecimento. Um dos desafios encontrados nesses equipamentos faz parte do objeto de estudo deste trabalho, que é a investigação do comportamento de um evaporador solar, quando submetido às variações de calor, analisando o tempo de resposta de uma válvula de expansão termostática e indicando o seu uso para bombas de calor de pequeno porte. Tendo em vista que a variação da irradiação solar acontece de forma frequente nesses equipamentos, pois ficam expostos ao ambiente externo, há variações de temperaturas e de níveis de irradiação em função de grande mudança de clima, proveniente de nuvens, de chuvas, de horários, da estação do ano, entre outros.

3 MATERIAIS E MÉTODOS

Este capítulo contém uma descrição detalhada de cada componente do equipamento utilizado, começando pelo evaporador solar, compressor, condensador e válvula de expansão termostática. Em seguida são listados os instrumentos de medição utilizados e a forma de aquisição de dados destes.

A metodologia utilizada para realização dos testes (degrau da irradiação solar) para que haja variações da vazão mássica, de pressão e de temperatura no evaporador solar, bem como a atuação do dispositivo de expansão diante a essas situações. Posteriormente, são expostos os conceitos e a teoria utilizada neste trabalho sobre análise econômica. Possibilitando assim o entendimento do leitor para o estudo da viabilidade financeira, realizada neste trabalho, que aborda a comparação da utilização de válvulas de expansão termostáticas e válvulas eletrônicas.

3.1 Descrição do equipamento

O equipamento utilizado nesta pesquisa é uma bomba de calor (BDC) que trabalha com o R-134a como fluido refrigerante. Este equipamento possui um evaporador do tipo solar e um convencional de tubos aletados com ventilação forçada. Está equipado também com dois condensadores, no qual um trabalha por imersão, inserido em um reservatório térmico com capacidade de 200L de armazenamento, enquanto que o outro condensador é do tipo coaxial. A bomba de calor em estudo é do tipo ar-água, tendo como fluido secundário o ar nos evaporadores e a água em seus condensadores. A linha de refrigerante possui uma garrafa de líquido (FIG 3.1), fabricada pela Frigor, localizada na saída do condensador, garantindo que apenas líquido seja direcionado para a válvula de expansão termostática, além de uma possível reposição de fluido na linha.



FIGURA 3.1 - Garrafa de líquido.
FONTE: o autor, 2019.

A linha possui também um filtro secador (fabricante Danfoss modelo DML 052) instalado na tubulação antes da válvula de expansão (FIG 3.2). Este equipamento é responsável pela retenção de água e impurezas provenientes da contaminação do sistema, evitando a degradação do lubrificante do compressor, do fluido frigorífico e das tubulações. Trata-se de um acessório constituído por um envoltório metálico que tem em seu interior elementos filtrantes como malha de níquel ou bronze e sílica gel.



FIGURA 3.2 - Filtro secador.
FONTE: o autor, 2019.

A tubulação desde a saída da garrafa de líquido até a entrada do compressor, é de cobre com 3/8 polegada de diâmetro e 1/32 polegada de espessura de parede, e a tubulação desde a saída do compressor até a entrada da garrafa de líquido é de cobre com 1/4 polegada de diâmetro e mesma espessura de parede que o trecho antecessor. Os tubos estão recobertos com isolante térmico, composto por um tubo esponjoso de polietileno blindado com espessura de 9 mm, para diminuir a influência das condições do ambiente externo sobre a tubulação.

A máquina possui quatro manômetros (do tipo bourdon), sendo dois manômetros de baixa pressão, um localizado na entrada do evaporador solar e o outro na entrada do compressor. Os outros dois manômetros de alta pressão, um está instalado na entrada dos dois condensadores e outro manômetro está localizado na entrada da válvula de expansão termostática (FIG 3.3).



FIGURA 3.3 - Representação dos manômetros instalados na máquina.
FONTE: o autor, 2019.

Possui também seis termopares, sendo que quatro desses estão instalados próximos aos manômetros, viabilizando a determinação dos quatro pontos do ciclo de refrigeração, tal como exposto na FIG 3.4. O quinto termopar é destinado à medição da temperatura ambiente e o sexto termopar é destinado à medição da água no tanque (no qual se encontra o condensador inundado). Ressalta-se que todos os termopares utilizados para medição de temperatura, são do tipo K. Além disso, embora o evaporador convencional esteja instrumentado, esse não foi utilizado nesta pesquisa. A FIG 3.5 e a

TAB. 3.1 apresentam, respectivamente, o processo da BDC e a listagem de todos os componentes e pontos de instalação dos manômetros e dos termopares.

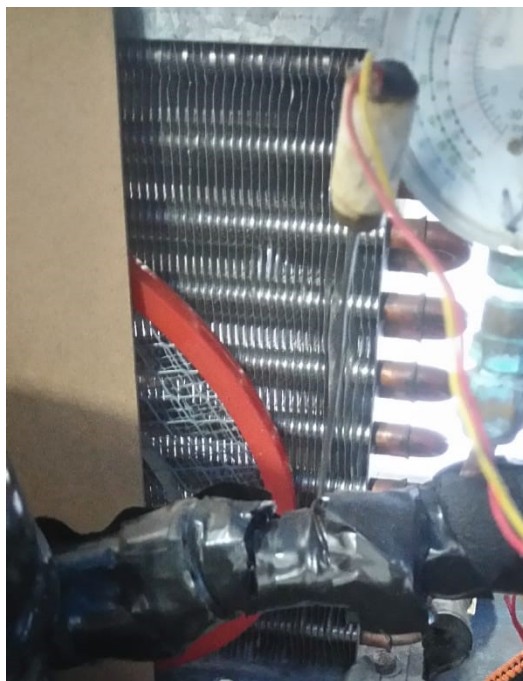


FIGURA 3.4 - Representação dos termopares instalados na máquina.
FONTE: o autor, 2019.

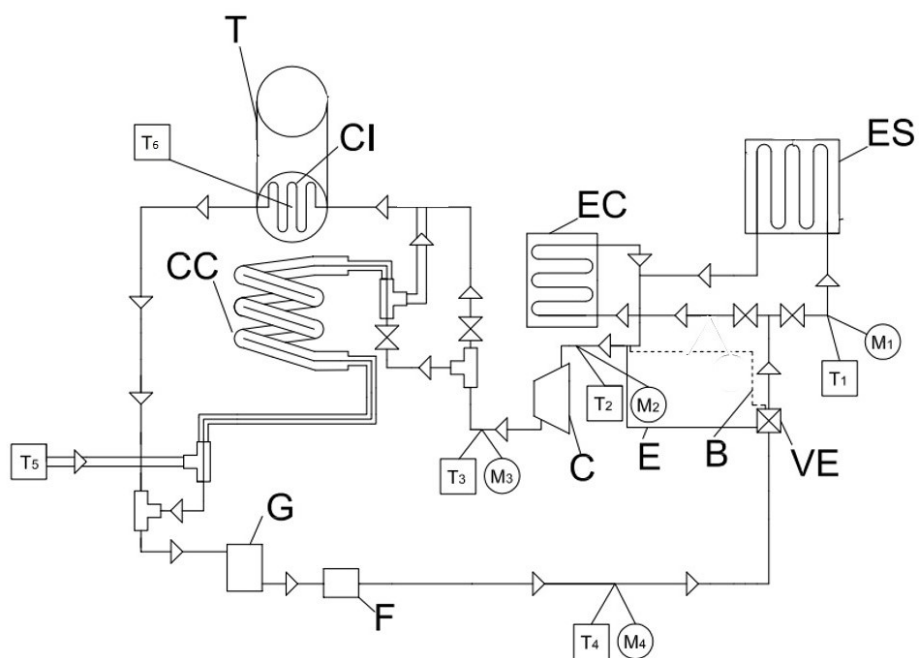


FIGURA 3.5- Projeto esquemático da bomba de calor.
FONTE: DINIZ (2017), adaptado pelo autor.

TABELA 3.1 – Descrição dos Equipamentos instalados na bomba de calor .

Legenda	Termopares (Temperatura)
VET - Válvula de Expansão Termostática	T1 - Entrada do ES
ES - Evaporador Solar	T2 - Entrada Compressor
EC - Evaporador Convencional	T3 - Entrada do CI
C – Compressor	T4 - Entrada VET

Fonte: o autor, 2018.

Esta máquina possui dois condensadores e dois evaporadores, equipada com diversas válvulas permitindo o *by pass* entre os componentes. A FIG 3.6 apresenta os principais componentes desta bomba de calor.

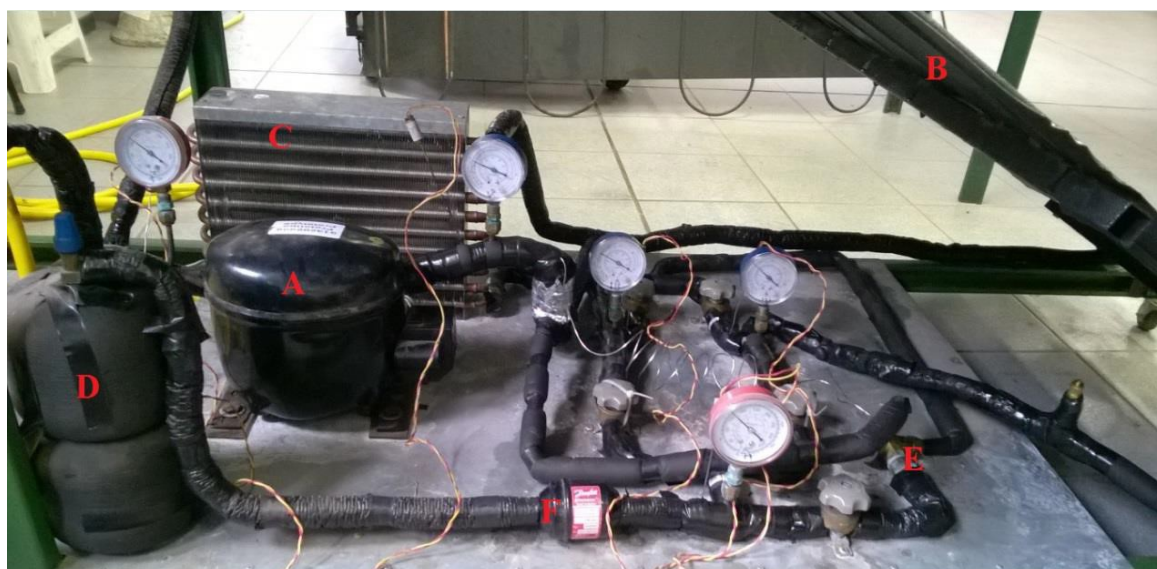


FIGURA 3.6- Principais componente da bomba de calor.

FONTE: Diniz 2017.

Legenda: Compressor (A), Evaporador Solar (B), Evaporador de Tubos aletados (C), Garrafa de Líquido (D), Válvula Termostática (E) e filtro secador (F).

3.1.1 Evaporador Solar

O evaporador solar do tipo estático utilizado nesta máquina é um conjunto de serpentina aletada, o qual recebe calor de convecção natural proveniente do ar ambiente, além de também receber uma parcela de calor por radiação solar, aumentando assim sua troca de calor com o fluido refrigerante (FIG 3.7).



FIGURA 3.7- Evaporador Solar.
FONTE: o autor, 2019.

Segundo Duffie e Beckman (2013), a inclinação ideal para máxima recepção da radiação proveniente do Sol de um coletor solar no Hemisfério Sul é de 10° mais a latitude do local, portanto, a inclinação deste evaporador é fixa em 30° , lembrando que a cidade de Belo Horizonte possui uma latitude aproximada de 20° . A emissividade do evaporador foi determinada por Diniz (2017) como sendo $\varepsilon = 0,95$. Considerando o evaporador como um corpo cinza, tem-se que sua absortividade é igual à emissividade. Este evaporador foi construído com uma tubulação de cobre com comprimento total de 16m, e o diâmetro interno de 8,73mm e o diâmetro externo de 9,53mm. A placa do evaporador possui dimensões de 1,60x1.03m com 1mm de espessura e é feita em alumínio (FIG 3.8 e 3.9).

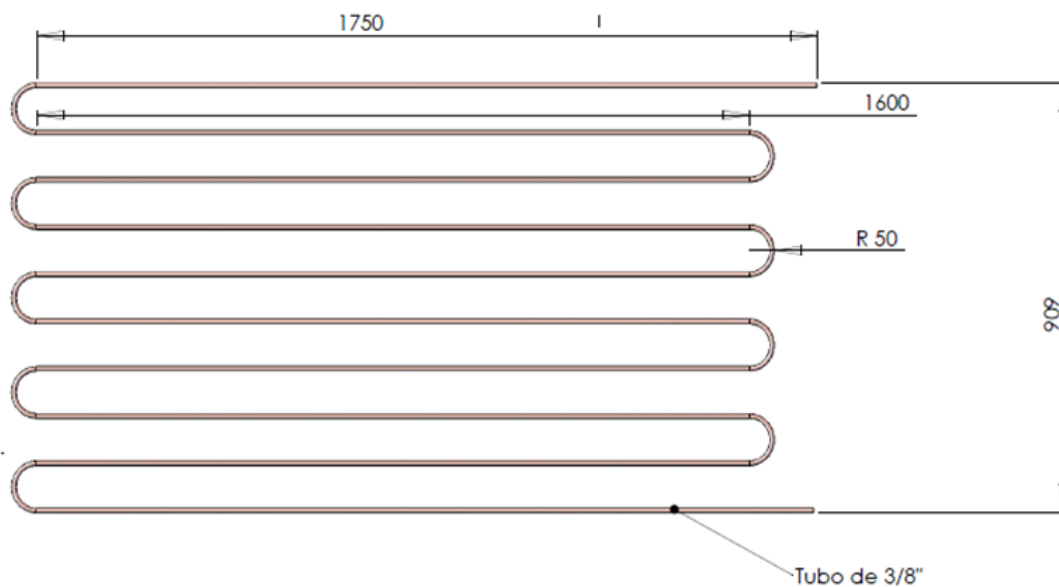


FIGURA 3.8 - Desenho esquemático do evaporador solar.

FONTE: REIS, 2012.

Nota: Dimensões em mm.

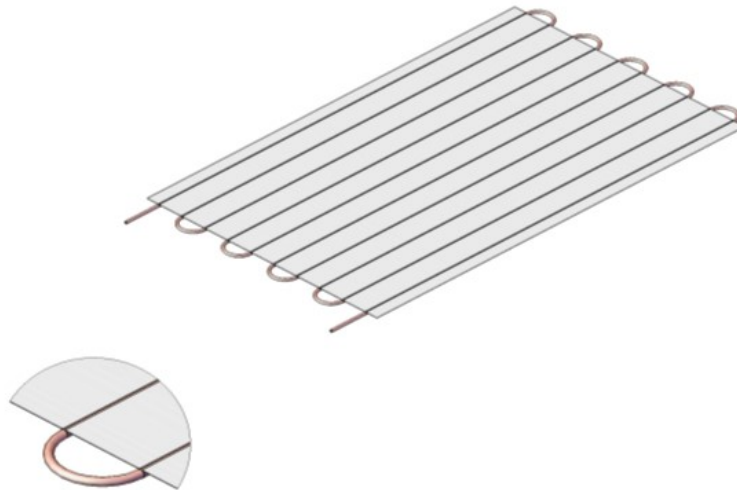


FIGURA 3.9 - Desenho da placa do evaporador.
FONTE: REIS, 2012.

3.1.2 Compressor

O compressor é o responsável pelo aumento da pressão e da temperatura do fluido de trabalho. Este equipamento foi adquirido com a premissa do aquecimento de 200L de água elevando sua temperatura de 23°C para 45°C em um tempo de 3,5h. É do tipo pistão (FIG 3.10), que trabalha com o R-134a (tetrafluoretano CH_2FCF_3) como refrigerante, fluido que veio para substituir o R-12, e que está sendo trocado pelo R-1234yf sem grandes mudanças no sistema. O mesmo apresenta potência de 1/3 HP com alimentação 220V/60Hz da fabricante Embraco modelo FFU 100HAK.



FIGURA 3.10 - Compressor Hermético Embraco.
FONTE: o autor, 2019.

3.1.3 Condensador Imerso

O condensador é um trocador de calor que recebe o fluido a alta pressão e temperatura, sendo responsável pela troca de calor com um fluido secundário que neste caso é a água. Exercendo um papel importante no circuito, pois é neste ponto que se atinge o objetivo de uma bomba de calor, ou seja, o fornecimento de energia térmica para um fluido secundário.

Existem três regiões importantes, a primeira é a passagem do vapor superaquecido para vapor saturado, depois este fluido é resfriado até a região de líquido saturado e, por fim, o sub-resfriamento deste líquido, passando para líquido comprimido ou sub-resfriado, garantindo assim a entrada de apenas líquido na válvula de expansão. Para maior segurança possui instalada uma garrafa de líquido na saída do condensador para cumprir tal garantia citada anteriormente. Este condensador é do tipo serpentina e está imerso em um reservatório de 200 L de água conforme se verifica na FIG 3.11, detalhes construtivos do condensador podem ser vistos na FIG 3.12. Este trocador de calor é formado por uma tubulação de cobre com 8,73mm de diâmetro interno e 9,53mm de diâmetro externo, com um comprimento total de 4,5 m de tubulação.

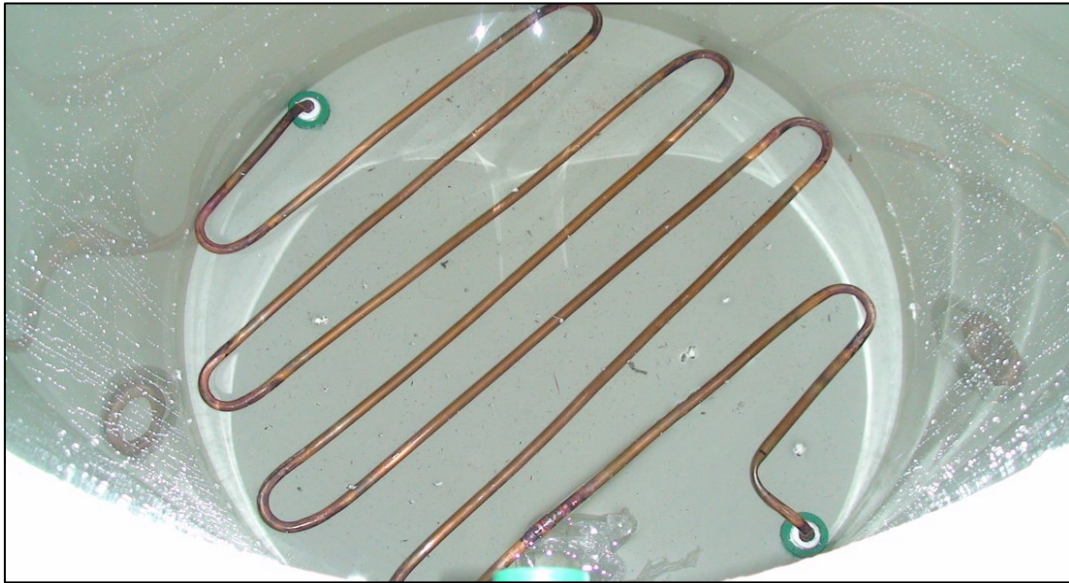


FIGURA 3.11 - Condensador no interior do reservatório térmico.
 FONTE: REIS, 2012.

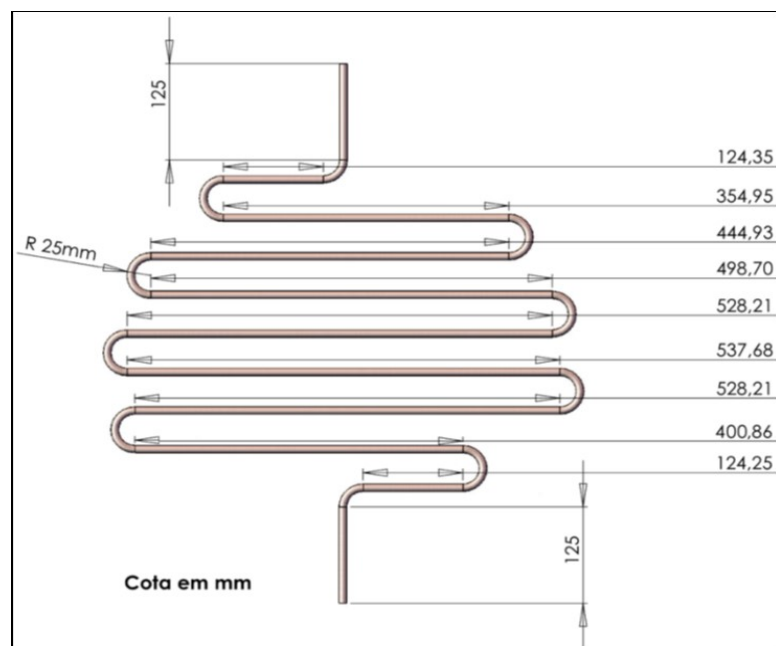


FIGURA 3.12 - Detalhes construtivos do condensador por imersão.
 FONTE: REIS, 2012.

3.1.4 Condensador Coaxial

O condensador coaxial é um condensador do tipo concêntrico (FIG 3.13), que trabalha com os fluidos em contracorrente, melhorando assim a troca de calor. O fluido secundário (água) a ser aquecido, passa pela região anular e o fluido principal (R-134a) passa pelo tubo interno, o fluido principal entra no condensador a alta pressão e temperatura, transferindo calor para a água que entra em uma pressão e temperatura ambiente. A vazão do fluido secundário é controlada por uma válvula na entrada do condensador, sendo assim, uma dependente direta da temperatura requerida na saída. A água aquecida é direcionada para o reservatório térmico com capacidade de 200L. Para medição da vazão mássica se fez uso de um béquer calibrado e um cronômetro.

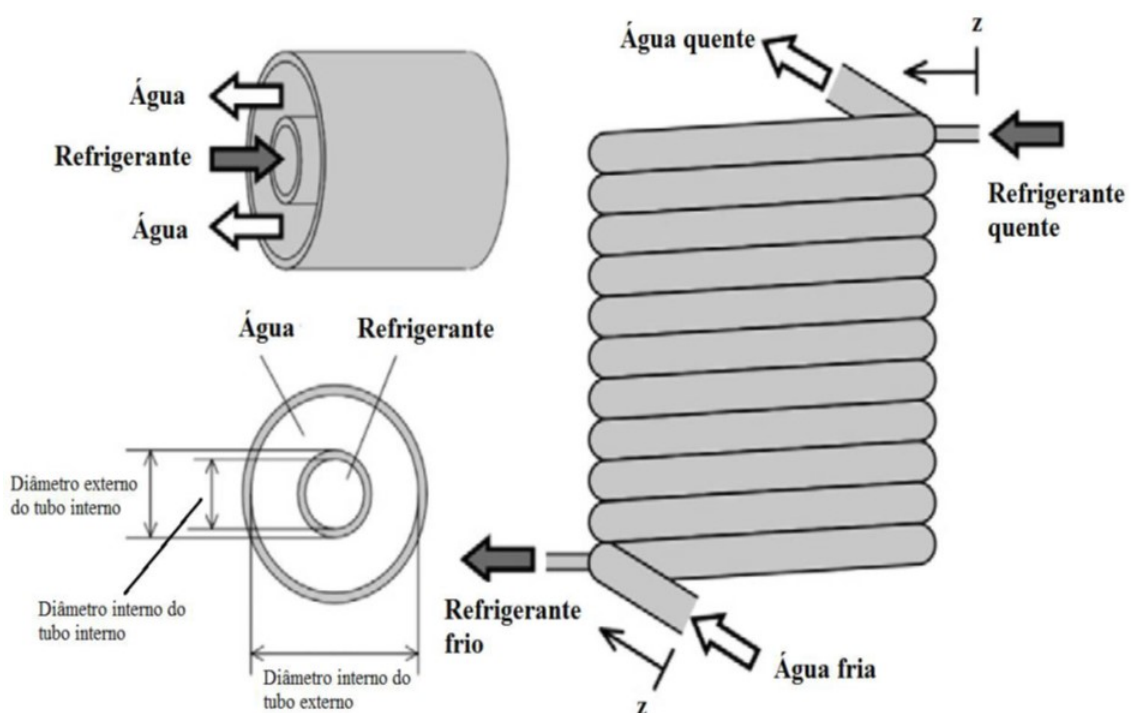


FIGURA 3.13 - Exemplo de um condensador semelhante ao que foi construído.
FONTE: Adaptado de YAMAGUCHI et al.

A seguir, nas FIG 3.14 e 3.15, são mostrados os detalhes construtivos deste condensador e o local de instalação do mesmo na máquina frigorífica.



FIGURA 3.14 - Detalhe construtivo do condensador coaxial.
FONTE: DINIZ, 2017.



FIGURA 3.15 - Condensador instalado na bomba de calor.
FONTE: DINIZ, 2017.

As informações técnicas deste equipamento estão listadas na TAB. 3.2 a seguir.

TABELA 3.2 – Informações do projeto do condensador coaxial.

Tipo	Tubos Concêntricos
Número de Passes	1 passe
Material dos Tubos	cobre
Fluido principal	R-134a
Fluido secundário	Água
Diâmetro interno/externo tubo interno	4,76/6,35 mm
Diâmetro interno/externo tubo externo	11,11/12,7 mm
Comprimento dos Tubos	5,5 m
Diâmetro médio do condensador	0,65 m
Número de voltas	2,7
Altura do condensador	92,1 mm

FONTE: DINIZ, 2017, adaptado.

3.1.5 Válvula de Expansão Termostática

O dispositivo de expansão nesta máquina é uma válvula de expansão termostática do fabricante Danfos, modelo TEN2, com orifício NROX. Esta mudança de fase é realizada através de uma queda brusca de pressão causada pela perda de carga gerada por esta válvula.

Existem diversos dispositivos que exercem a função de expansão como tubo capilar, válvulas eletrônicas e placas de orifício. Na bomba de calor estudada, este dispositivo é uma válvula de expansão termostática (VET), mostrada na Figura 39. Uma válvula de expansão termostática apresenta uma grande vantagem em relação a um tubo capilar ou uma válvula agulha, pois apresenta um controle do superaquecimento na entrada do compressor. Este controle é do tipo mecânico, feito por um tubo capilar conectado entre a válvula e a entrada do compressor. Caso o superaquecimento esteja acima dos valores pré-determinados, o fluido se expande dentro do tubo capilar, empurrando o diafragma e aumentando a abertura da válvula, permitindo assim a passagem de mais fluido para o evaporador. O oposto também acontece, ou seja, se o grau de superaquecimento estiver abaixo do pré-determinado, o volume específico do fluido fica menor e isso faz com que a válvula diminua sua abertura, permitindo assim a passagem de menos fluido para o evaporador (FIG 3.16). Este controle é essencial para

proteção do compressor, pois possuindo um valor médio de superaquecimento, aumenta a segurança, garantindo assim que entre apenas vapor em sua aspiração. Para uma bomba de calor com evaporador solar, que tem variações no aporte de energia referente à irradiação, este tipo de controle é fundamental, pois o superaquecimento deve ser constante apesar das variações da pressão e da temperatura do fluido na saída do evaporador.

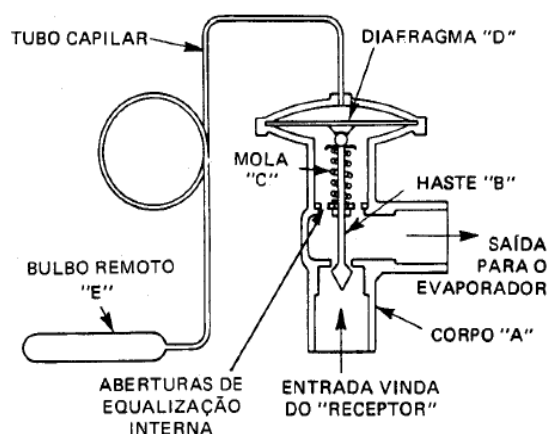


FIGURA 3.16 - Representação de uma válvula de expansão termostática.
FONTE: HERZOG, 2010.

3.2 Instrumentação utilizada

Para a medição da temperatura, foram utilizados seis termopares do tipo K, calibrados previamente, com incerteza de medição de $\pm 1^\circ\text{C}$. A posição desses instrumentos está descrita na FIG 3.5 e na TAB 3.1.

A medição da pressão, foi feita por meio de quatro manômetros do tipo bourdon, na FIG 3.5 mostra a posição desses instrumentos.

A radiação incidente no evaporador solar, foi medida utilizando um piranômetro BLACK & WHITE PYRANOMETER MODEL 8-48, instalado no plano inclinado do evaporador, medindo o fluxo de irradiação (W/m^2) instantâneo com uma incerteza de medição de $\pm 5^\circ\text{C}$, a BDC já possuía um suporte para a instalação desse instrumento. Na FIG 3.17 se pode ver o instrumento instalado.

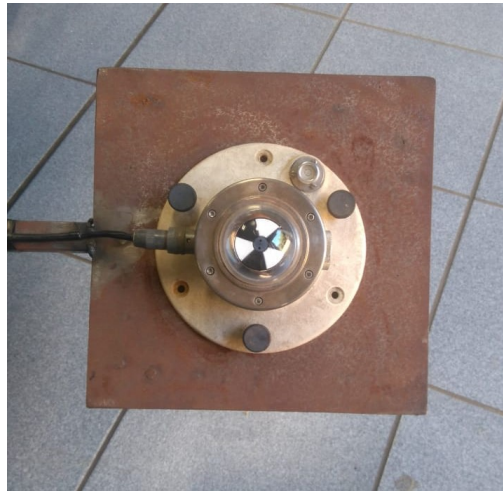


FIGURA 3.17 - Piranômetro utilizado.
FONTE: o autor, 2019.

Para a medição do consumo do compressor foi usado um medidor de energia elétrica (Wattímetro) conforme se verifica na FIG 3.18.



FIGURA 3.18 - Instrumento utilizado para medição da energia elétrica consumida no compressor.
FONTE: DINIZ, 2017.

Informações do ar ambiente, para a medição da temperatura ambiente, ponto de orvalho, umidade do ar e velocidade foi utilizado um Thermo-higroanemômetro digital da marca Asco modelo AK821 (FIG 3.19).



FIGURA 3.19 - Psicrômetro digital.
FONTE: o autor, 2019.

A vazão mássica, foi determinada por meio de um medidor de vazão na saída do compressor, obtendo assim a medição instantânea da vazão do fluido refrigerante. O medidor utilizado é do tipo turbina da marca Contech, modelo FMT 8.6, com uma placa conversora de dados (de 4 a 20mA) integrada no instrumento (FIG 3.20).



FIGURA 3.20 - Medidor de vazão Contech, modelo FMT 8.6.
FONTE: Manual de instalação do instrumento, 2014.

3.3 Sistema de aquisição de dados

O equipamento possui um medidor de vazão, termopares e um piranômetro, que são necessários para que a leitura seja feita de forma digital, os sinais gerados por esses instrumentos são tratados e coletados por um sistema de aquisição de dados.

Para os termopares foi utilizada uma placa de aquisição de dados do modelo USB-9163 de 24 bits dedicada a esse tipo de instrumento. Para os sinais emitidos pelo medidor de vazão e para o piranômetro foi utilizada uma placa de modelo USB-6211 e essas duas placas foram conectadas a um computador de tipo portátil para fim de leitura dos dados, ambas as placas são fabricadas pela National Instruments.

Através de um programa desenvolvido pelo software Labview® foi possível a conversão e a leitura dos sinais. O tempo para a leitura dos dados ocorreu a cada 0,1 segundos, esses foram gerados e arquivados em uma planilha do software Excel® para posterior análise dos resultados. Foram gerados em torno de 36 mil pontos em cada teste, sendo realizados quatro testes.

3.4 Plano de ensaios

Para este estudo, todos os ensaios foram realizados em ambiente externo, tendo sido escolhida uma data na qual a incidência solar estava intensa e que o céu estava limpo de nuvens. Os ensaios foram realizados em julho de 2018 e março de 2019. O ensaio consiste na simulação da variação da radiação solar incidente no evaporador. Para tal simulação o ensaio contou com o auxílio de uma tenda, FIG 3.21. O experimento consiste em duas etapas, em um primeiro momento o evaporador ficou exposto diretamente a radiação solar, as temperaturas, pressões, vazão mássica foram registradas ao longo do tempo. A segunda etapa consiste na colocação de uma tenda sobre a máquina, projetando sombra no evaporador, diminuindo assim a radiação incidente no mesmo. O comportamento da máquina durante esta operação foi registrado até que o novo ponto de operação fosse atingido. A duração de cada etapa foi de 4 minutos e cada etapa foi realizada 4 vezes.



FIGURA 3.21 - Tenda utilizada nos ensaios.
FONTE: o autor, 2019.

Estas etapas buscam simular o comportamento real de uma bomba de calor durante dias nublados e ensolarados, ou seja, com variações abruptas e intensas da quantidade de calor absorvido através da radiação solar. Possibilitando assim uma investigação sobre a atuação da válvula termostática durante este processo. Lembrando

que o dispositivo de expansão em uma bomba de calor, é essencial para o controle do superaquecimento na entrada do compressor, no qual influencia diretamente no desempenho da máquina.

Foi realizado um planejamento experimental que contém os seguintes passos:

- 1- Inspeção prévia do equipamento, analisar as posições de todas as válvulas, condições dos equipamentos e verificar possíveis vazamentos.
- 2- Encher o condensador por imersão com 200 litros de água.
- 3- Posicionar a tenda sobre o evaporador, evitando a incidência solar sobre o mesmo.
- 4- Verificar a posição das válvulas direcionando o fluido para o condensador por imersão.
- 5- Ligar o compressor no medidor de energia e esse a uma tomada 220V.
- 6- Conectar as placas de aquisição de dados na bomba de calor e no computador e iniciar o programa no Labview.
- 7- Deixar a máquina operando por pelo menos trinta minutos, verificar se há vazamentos ou queda de pressão em algum ponto.
- 8- Registrar as pressões em cada ponto da máquina e as características do ar (lembrando que as outras informações são salvas no programa labview e convertidas para uma planilha em excel, sendo assim, o que devia ser monitorado e registrado, manualmente, eram as pressões do sistema e as características do ar).
- 9- Retirar a tenda e deixar que a radiação solar incidisse diretamente sobre o evaporador, aguardar a estabilização do sistema e registrar as pressões de todos os pontos.
- 10- Colocar novamente a tenda e repetir o passo 8.
- 11- Realizar um novo teste repetindo os passos 8, 9 e 10.
- 12- Repetir os passos 8, 9, 10 e 11.
- 13- Desligar o compressor, o registro de fornecimento de água para o equipamento, desconectar as placas de aquisição de dados e esvaziar o reservatório de água.
- 14- Por fim, guardar o equipamento e toda a parte auxiliar que foi utilizada no teste.

3.5 Análise econômica

Uma válvula de expansão termostática custa em torno de um décimo do valor de uma válvula de expansão eletrônica, por outro lado, uma máquina equipada com uma válvula de expansão termostática perde em torno de 10% em performance. Diante deste cenário, é possível realizar uma comparação desses valores e inferir conclusões sobre a viabilidade da utilização de uma válvula termostática e sobre a influência da capacidade de aquecimento da máquina neste estudo de viabilidade.

Neste trabalho são utilizados métodos como o Valor Presente Líquido (VPL), a taxa interna de Retorno e o *Payback* para realização de tal estudo, conforme utilizado anteriormente em outros trabalhos (REIS, 2012; IRECI, 2014; GRILO, 2017; CAZOTTI, 2017).

O Valor Presente Líquido (VPL), que de acordo com Samanez (2009), é o cálculo do impacto dos eventos futuros diante um investimento inicial, ou seja, é a medição dos fluxos de caixa de um projeto ao longo de sua vida útil, trazidos e reajustados para um valor presente, e comparado com o investimento inicial. O VPL pode ser calculado pela EQ 3.1.

$$VPL = -I + \sum_{t=1}^n \frac{FCt}{(1 + K^t)} \quad (3.1)$$

Em que: FCt representa o Fluxo de Caixa no n -ésimo período, I é o investimento inicial, K é o custo do capital, que é a taxa de reajuste aplicada e o somatório traduz a soma da data 1 até o último período n do fluxo de caixa descontando ao período inicial. A taxa de reajuste aplicada (K) é o valor médio da taxa Selic dos últimos dez anos. De acordo com dados do Banco Central, esse valor é de 10,13% ao ano.

O VPL leva em conta todos os fluxos de caixas, e não apenas o instante do tempo em que o saldo acumulado se torna positivo. Assim pode ser positivo, retorno maior que o investimento, ou negativo, investimento maior que o retorno. Sendo assim, quanto maior o VPL mais atrativo e viável se torna o projeto (COELHO, R. M. et al, 2016).

A Taxa Interna de Retorno (TIR) é a taxa de juros que surge igual a zero o VPL em determinado momento, ou seja, é a taxa na qual o investimento inicial é equivalente as entradas no fluxo de caixa, sendo a taxa de retorno do investimento. Considerando que os valores de caixa ocorrem em distintos momentos, levando-se em conta o valor do capital, no decorrer do tempo, pode-se afirmar que a TIR é a rentabilidade, se essa for uma aplicação ou pode ser o custo da operação se for um empréstimo (ASAF NETO, 2012).

O *payback*, também conhecido como Período de Retorno de Capital (PRC), é a forma mais difundida em análise econômica em função de sua facilidade de utilização (ELETROBRÁS et al, 2008), sendo um indicador do nível de risco de um projeto (ASAF NETO, 2012). O *payback* corresponde no tempo, no qual o somatório das entradas no seu fluxo de caixa se iguala ao investimento inicial. O investimento se torna viável a partir do momento em que esse tempo é menor que a vida útil do projeto (GRILO, 2017).

3.6 Conclusão

O presente tópico descreve o equipamento utilizado bem como todos os seus componentes com seus detalhes foram encontrados em manuais e projetos de fabricação, tendo em vista que alguns desses componentes são frutos de trabalhos passados. Foi abordada também a parte instrumental, que possibilitou a coleta de dados, juntamente com o sistema de aquisição e, por fim, foi exposto o planejamento experimental.

4 RESULTADOS E DISCUSSÃO

Este tópico aborda um estudo experimental investigando o comportamento de uma bomba de calor perante mudanças da carga térmica recebida em seu evaporador. As análises experimentais mostram a forma e o tempo de atuação de uma válvula termostática perante a mudanças do ponto de operação da bomba de calor.

Realizou-se os experimentos buscando simular mudanças da quantidade de radiação que o evaporador recebe. A válvula termostática trabalha buscando sempre um mesmo valor do grau de superaquecimento, com isto ela regula a vazão mássica que entra no evaporador. Os resultados experimentais a seguir mostram a forma de atuação da válvula.

A segunda parte do capítulo trata, sob a ótica da análise financeira, de uma comparação entre o uso de uma válvula eletrônica e uma válvula de expansão termostática para uma bomba de calor de uso residencial. Comparou o desempenho da máquina equipada com uma válvula eletrônica em relação a uma válvula de expansão termostática, através do cálculo do COP. A diferença de desempenho foi traduzida em valores financeiros e juntamente com o custo de aquisição de cada instrumento, pôde se realizar uma análise de viabilidade financeira. Ferramentas como o valor presente líquido (VPL) e payback foram utilizadas no auxílio desta análise. O fim do capítulo mostra os resultados desta análise e discute sobre a viabilidade do uso destas válvulas.

4.1 Análise experimental do comportamento de uma bomba de calor utilizando uma VET

A seguir são mostrados os resultados obtidos pela bomba de calor descrita neste trabalho. Informações sobre o planejamento e o roteiro experimental bem como detalhes dos equipamentos foram descritos no tópico materiais e métodos. A bomba de calor em estudo possui um evaporador solar no qual é estudado o seu comportamento quando há variações da quantidade de energia solar recebida. Estas variações foram simuladas com a utilização de uma tenda, projetando assim sombra no evaporador e diminuindo a quantidade de calor recebido pela radiação solar. Foram analisados os parâmetros de funcionamento do equipamento, tais como: Temperatura e Pressão de

Evaporação, Superaquecimento e a Vazão na entrada do evaporador. Os testes foram realizados no dia 21/07/2018 e repetidos em 18/04/2019 entre 10 e 14 horas.

A máquina utilizada no experimento está instalada no laboratório de refrigeração e de aquecimento da UFMG, em Belo Horizonte. Ensaios foram realizados com o intuito de analisar o comportamento deste equipamento durante o seu funcionamento. Observando o comportamento do equipamento frente as diminuições abruptas e intensas da energia térmica absorvida pelo evaporador, que foram propositalmente forçadas com um anteparo bloqueando parte da energia solar.

Na FIG 4.1 são mostradas as mudanças da irradiação solar incidente no evaporador. De acordo com o gráfico, a irradiação tem seu patamar mais alto em 900 W/m^2 , quando o evaporador foi exposto diretamente ao Sol. Esse valor caiu para 90 W/m^2 quando foi colocada uma tenda sobre o evaporador, impedindo parcialmente a energia solar, simulando assim uma situação típica de uma nuvem no céu. No eixo das abscissas se tem o tempo em segundos e nas ordenadas se expõe a quantidade de calor absorvida pela irradiação solar medida através de um solarímetro.

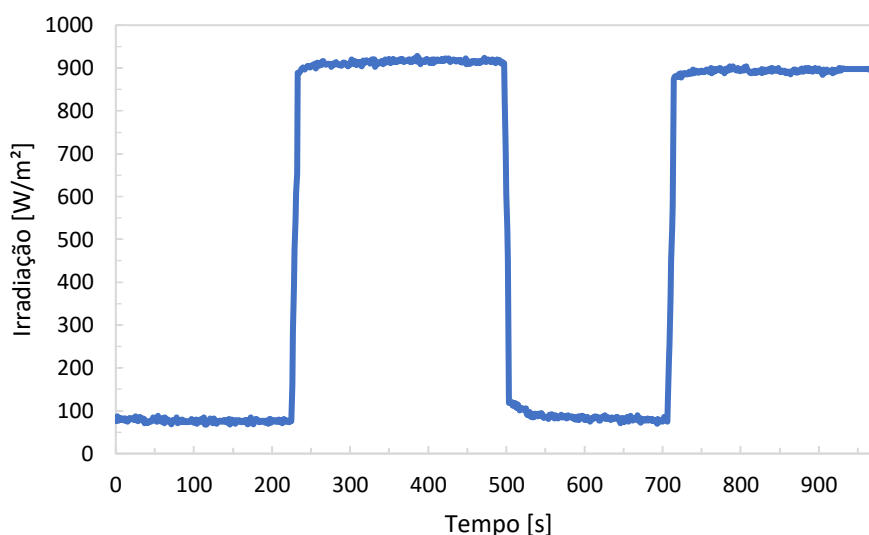


FIGURA 4.1 - Variação de irradiação solar.
FONTE: o autor, 2019.

A FIG 4.1 é uma representação da variação do calor que incide no evaporador da máquina. A partir destes valores e destas mudanças abruptas, outros parâmetros podem ser analisados como por exemplo a temperatura de evaporação (juntamente com a pressão), a vazão mássica, o grau de superaquecimento e o desempenho através do COP.

A pressão no evaporador acompanha a quantidade de calor absorvido e a temperatura de evaporação. O aumento do calor absorvido e, conseqüentemente, o aumento da temperatura faz com que a pressão também se eleve. A FIG 4.2 mostra o comportamento da pressão. Estas regiões representam o momento em que o evaporador estava coberto na sombra (menor pressão) e as regiões no qual o evaporador ficou exposto diretamente a radiação solar.

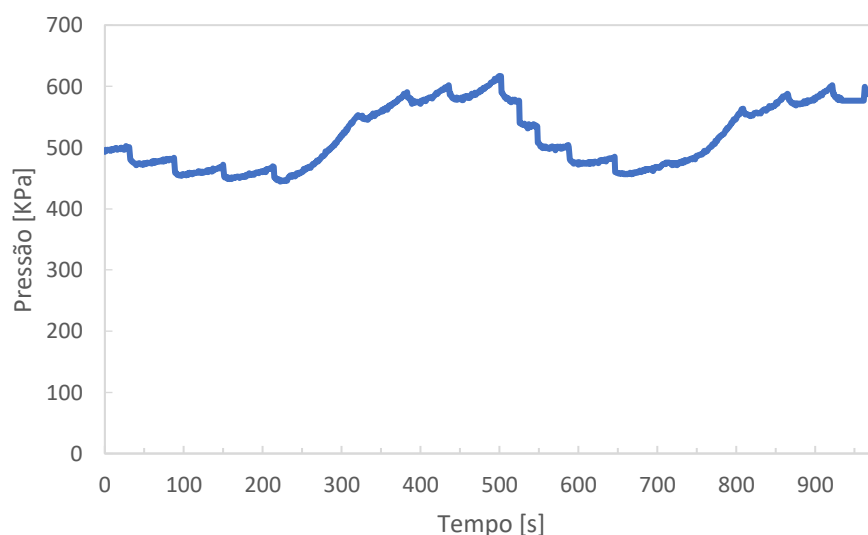


FIGURA 4.2 - Pressão de evaporação.
FONTE: o autor, 2019.

A FIG 4.3 mostra a variação da vazão mássica na entrada do evaporador com relação às mudanças do ponto de operação do sistema. Pode se observar que o comportamento da vazão é similar a pressão de evaporação.

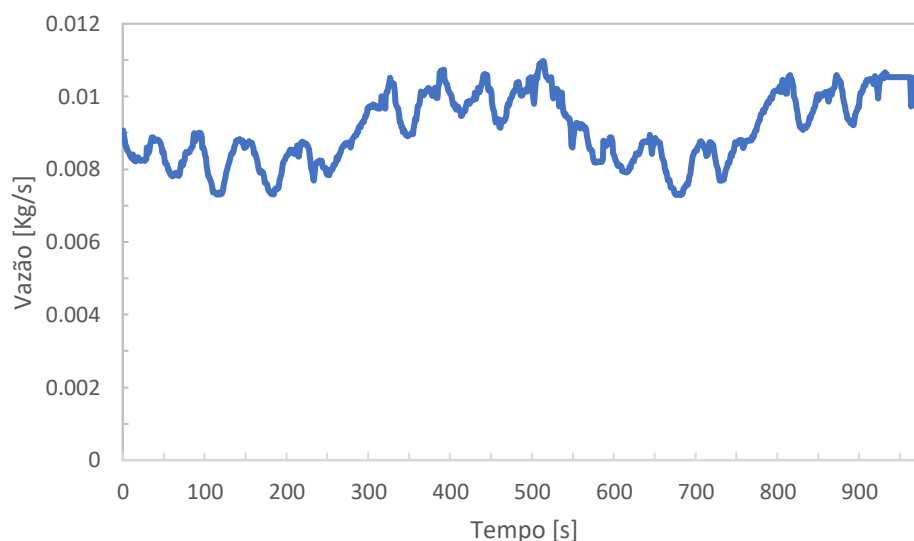


FIGURA 4.3- Comportamento da vazão de fluido refrigerante na entrada do Evaporador.
FONTE: o autor, 2019.

Analisando as FIG 4.1, 4.2, 4.3 simultaneamente, verifica-se que o degrau na irradiação foi dado no tempo 226s, ou seja, a quantidade de calor absorvido pela retirada na tenda se iniciou neste instante.

A pressão do evaporador começou a aumentar no tempo 249 s, enquanto o aumento da vazão volumétrica foi percebido aos 268s. O que indica que a máquina teve um intervalo de tempo de 23s entre o aumento da irradiação e o aumento da pressão e 42s para o aumento da vazão mássica. Como foi explicado antes, a válvula de expansão termostática está interligada à saída do evaporador através de um tubo capilar.

Devido ao aumento da irradiação solar, a quantidade de calor recebida pelo evaporador aumenta, a vazão volumétrica até então não se altera, porém, a pressão começa a aumentar acompanhando o aumento de temperatura. O fluido se aquece tornando-se um vapor superaquecido com uma maior temperatura e volume específico, fazendo com que o superaquecimento na entrada do compressor seja maior do que o estabelecido pela válvula. O resultado é que a válvula se abre permitindo a passagem de mais fluido para o evaporador, acarretando em um aumento de pressão e ao mesmo tempo controlando o grau de superaquecimento. Ainda sob análise das mesmas figuras, o oposto acontece quando a tenda é colocada no tempo 499 s, diminuindo a quantidade de calor incidente no evaporador. Neste momento, a pressão leva cerca de 12 s para ter uma resposta e começar a cair. A vazão começa a diminuir os seus valores no tempo 546s, ou

seja, 47 segundos depois que a tenda foi colocada. Verificando estes números, percebe-se que a válvula possui um tempo médio de atuação, mostrando não apresentar grandes variações no tempo de resposta. Outra conclusão importante deve ser analisada a respeito do tempo em que a pressão no evaporador reage diante a mudanças do calor incidente. No primeiro instante, a pressão levou cerca de 23s para começar a mudar, enquanto que no segundo instante este tempo caiu para 12s. Deve ser lembrado que a máquina começou operando com a tenda sobre o evaporador. A temperatura de evaporação na superfície da placa do evaporador estava em torno de 15°C , de acordo com a FIG 4.4, sendo que a temperatura do ponto de orvalho no dia estava em aproximadamente $17,5^{\circ}\text{C}$, resultando assim na condensação de parte do vapor d'água contido no ar, fazendo com que a superfície da placa do evaporador ficasse coberta por gotas de água conforme mostrado na FIG 4.5. Assim quando a tenda foi retirada, o incremento de calor incidente foi responsável pela evaporação da água que estava contida na superfície do evaporador e posteriormente aqueceu o fluido refrigerante. Isso explica o maior tempo de resposta da pressão de evaporação no segundo instante comparado ao primeiro.

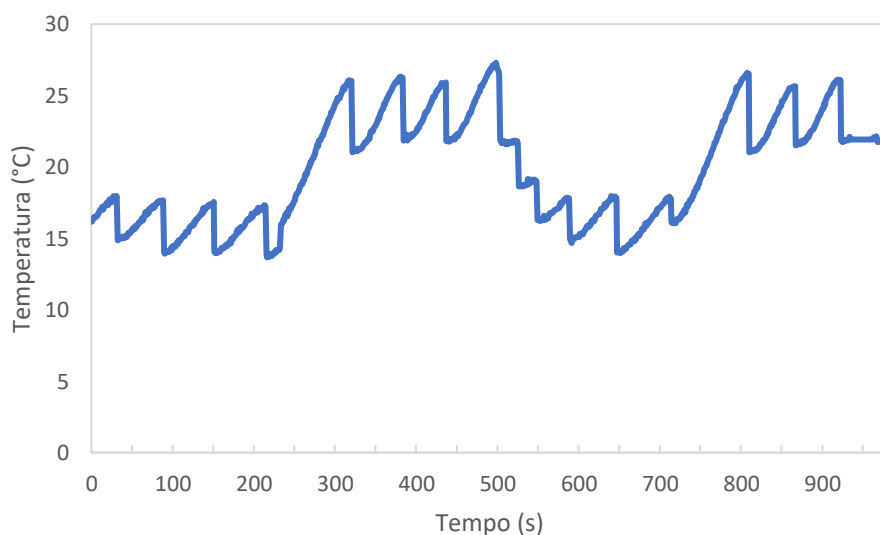


FIGURA 4.4 – Temperatura de evaporação.
FONTE: O autor, 2019



FIGURA 4.5 – Formação de água na superfície do evaporador.
FONTE: O autor, 2019

O estudo financeiro aponta que a válvula de expansão termostática é uma opção interessante em função de seu preço de aquisição, mas não havia sido avaliada a eficiência de atuação de uma VET perante as mudanças de regime de operação. A FIG 4.6 mostra como uma válvula termostática atua quando é dado um degrau na quantidade de calor no evaporador. Entre o instante em que a quantidade de calor aumenta no evaporador até o instante em que a válvula começa a abrir (tempo de atraso) levou cerca de 57,4 segundos (tempo médio baseado em todos os experimentos realizados). Outro aspecto importante é que o grau de superaquecimento ficou em torno dos 11°C, semelhante aos experimentos realizados por Lagos (2016) para uma válvula termostática similar a este estudo, conforme exposto na FIG 4.7. Dessa forma, foi possível notar grandes picos e vales na FIG 4.6 que são a resposta da válvula ao perceber uma mudança na carga térmica do evaporador.

Quando a taxa de irradiação sobe de 90 para 900 W/m², o superaquecimento aumenta de forma repentina, pois para a mesma quantidade de massa presente no evaporador se tem um aumento significativo de calor, resultando em uma maior região de superaquecimento. Por isso o superaquecimento aumenta quando a irradiação aumenta, a válvula recebe esse sinal através da expansão do fluido em seu bulbo capilar e o mesmo empurra o diafragma, aumentando assim a sua abertura e, conseqüentemente, a passagem de mais fluido, o que resulta em uma nova estabilidade no grau de

superaquecimento do sistema. O oposto acontece quando a quantidade de calor diminui no evaporador.

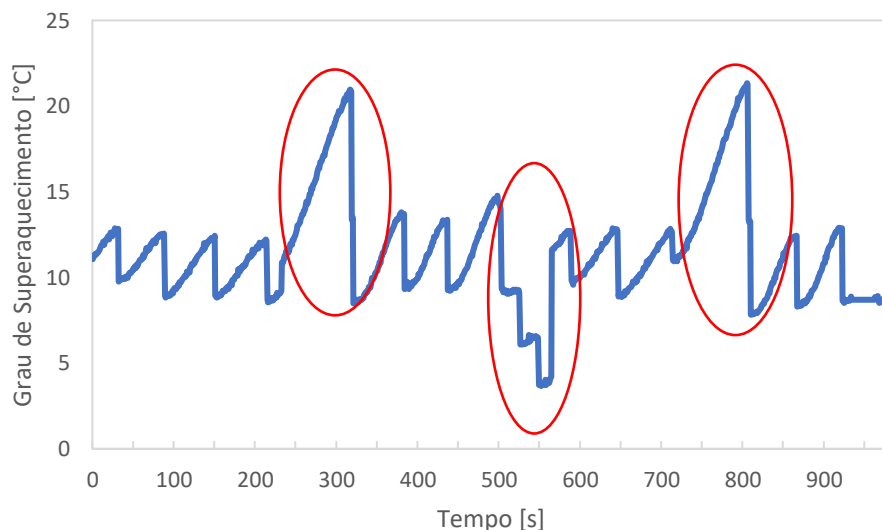


FIGURA 4.6 - Grau de superaquecimento na saída do evaporador.
FONTE: o autor, 2019.

As regiões circunscritas na FIG 4.6 mostram o comportamento do grau de superaquecimento nos momentos que ocorreram mudanças da carga térmica do evaporador (retirada ou colocação da tenda). Quando a irradiação aumenta, a região de superaquecimento no evaporador também aumenta, para uma mesma quantidade de fluido, resultando em um maior grau de superaquecimento. Neste instante a válvula aumenta sua abertura permitindo que mais fluido preencha o evaporador fazendo com que o superaquecimento volte para o valor predeterminado. Com a diminuição da irradiação, o oposto acontece, fazendo com que a válvula diminua a passagem de fluido buscando estabilizar o grau de superaquecimento.

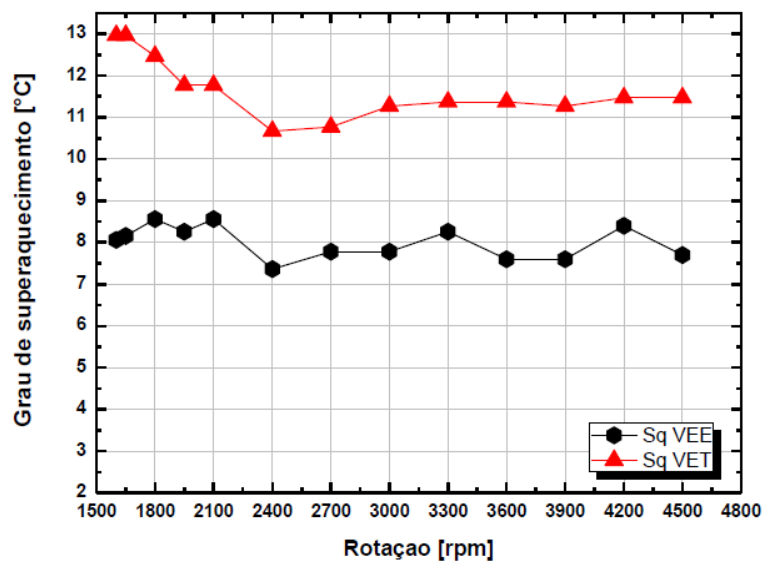


FIGURA 4.7 - Grau de Superaquecimento para uma VET e VEE.
 FONTE: LAGO, 2016.

Comparando as Figuras 4.6 e 4.7 é notório a diferença entre as oscilações e a suavidade dos valores. Os resultados obtidos no trabalho de Lagos (2016) (FIG 4.7) são valores médios para cada rotação imposta pelo compressor, visto que foi utilizado um compressor de rotação variável em seu trabalho. Ou seja, não são valores ao longo do tempo e sim valores pontuais médios para cada rotação.

Os valores apresentados na FIG 4.6 são os resultados experimentais deste trabalho que foram medidos a cada 0,1 s e ficaram oscilando entre 9 e 12°C.

Em seu trabalho, Lagos (2016) apresenta os valores do superaquecimento em torno de um valor pré-estabelecido, mostrando que a variação do grau de superaquecimento ao longo do tempo (FIG 4.8). Na FIG 4.9 a autora exhibe o comportamento da válvula com relação a sua abertura, dada em porcentagem, inclusive em situações que um degrau de temperatura foi imposto no evaporador.

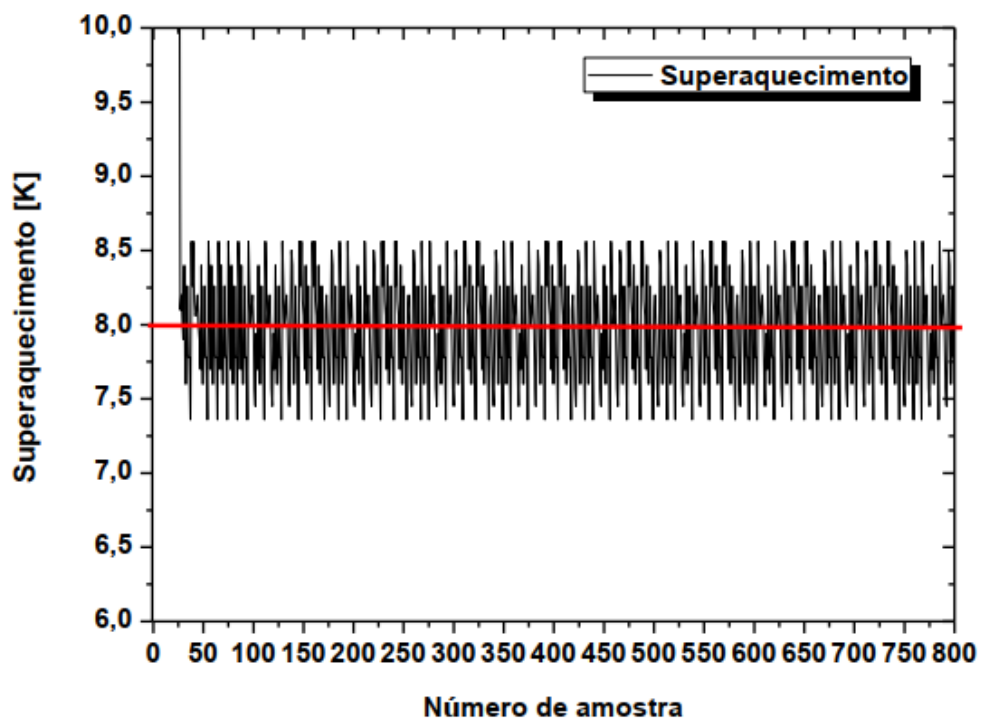


FIGURA 4.8 – Variação do superaquecimento.
FONTE: Lagos, 2016

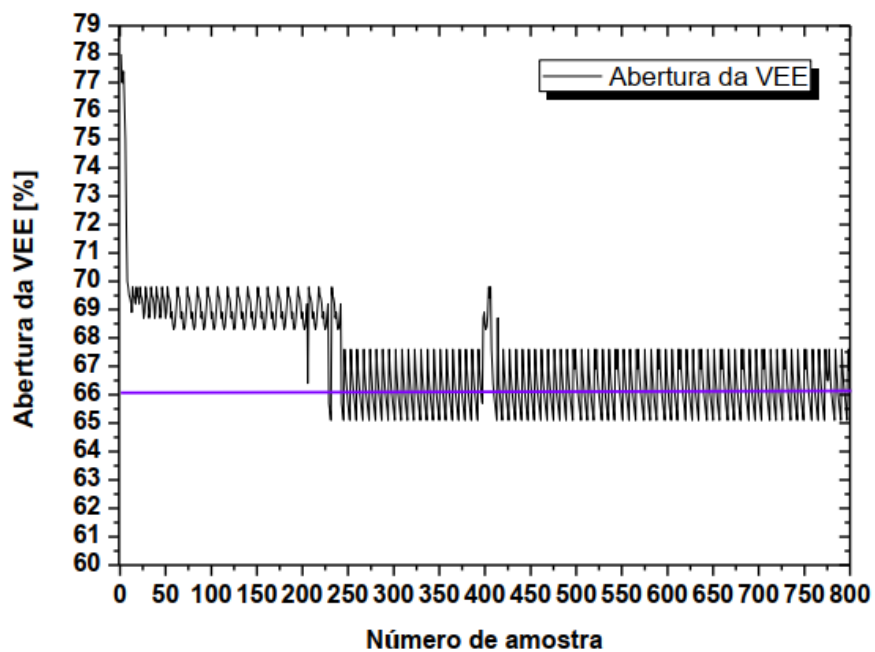


FIGURA 4.9 – Variação da abertura da válvula.
FONTE: Lagos, 2016.

Um dos motivos da oscilação encontrada é a variação da temperatura de evaporação (FIG 4.4), o que causa uma variação do grau de superaquecimento. Lu et al (2019), também apresenta resultados para a temperatura de evaporação ao longo de um dia, o que pode ser percebido na FIG 4.10 (curva em azul). A tendência dos resultados deste autor se assemelha aos resultados obtidos por este trabalho. O valor da temperatura de evaporação é proporcional a quantidade de irradiação incidente no evaporador, obtendo o seu valor máximo ao meio dia. Outro fato a ser notado é a grande variação deste parâmetro, não apresentando um resultado constante e suave.

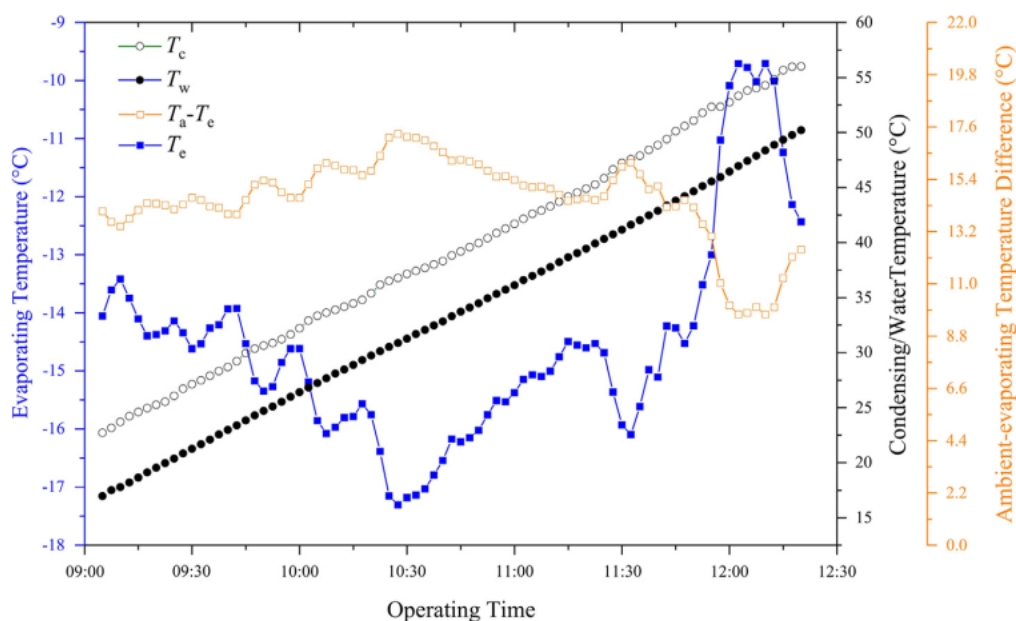


FIGURA 4.10 – Variação da temperatura de evaporação.
FONTE: Lu et all, 2019.

Na FIG 4.11 é mostrado o diagrama P-xh (Diagrama de Mollier) para o ciclo termodinâmico da bomba de calor operando nas duas situações propostas. Em preto o evaporador está recebendo baixa radiação, pois estava coberto com a tenda e, em vermelho, a tenda foi retirada e o evaporador estava exposto ao Sol diretamente. No ciclo em vermelho, a pressão de evaporação aumenta o que resulta em um aumento da temperatura de evaporação. O trabalho do compressor é reduzido traduzindo em um aumento do COP do equipamento. No ciclo em preto, como a tenda está sobre o evaporador, há uma menor quantidade de calor incidente, resultando em uma diminuição da abertura da válvula termostática e conseqüentemente na vazão mássica. No ciclo em preto a temperatura de evaporação é menor (devido à baixa quantidade de calor recebida) o que faz com que a pressão de evaporação também diminua, aumentando assim o

trabalho do compressor e, conseqüentemente, o COP da máquina. O grau de superaquecimento na entrada do compressor foi mantido estável para as duas situações, mostrando a atuação da válvula termostática neste processo. O COP, que foi explicado na parte da revisão bibliográfica, foi calculado para estas duas situações. O COP para o ciclo em preto foi de 3,89 e o COP calculado para o ciclo em vermelho foi de 4,93.

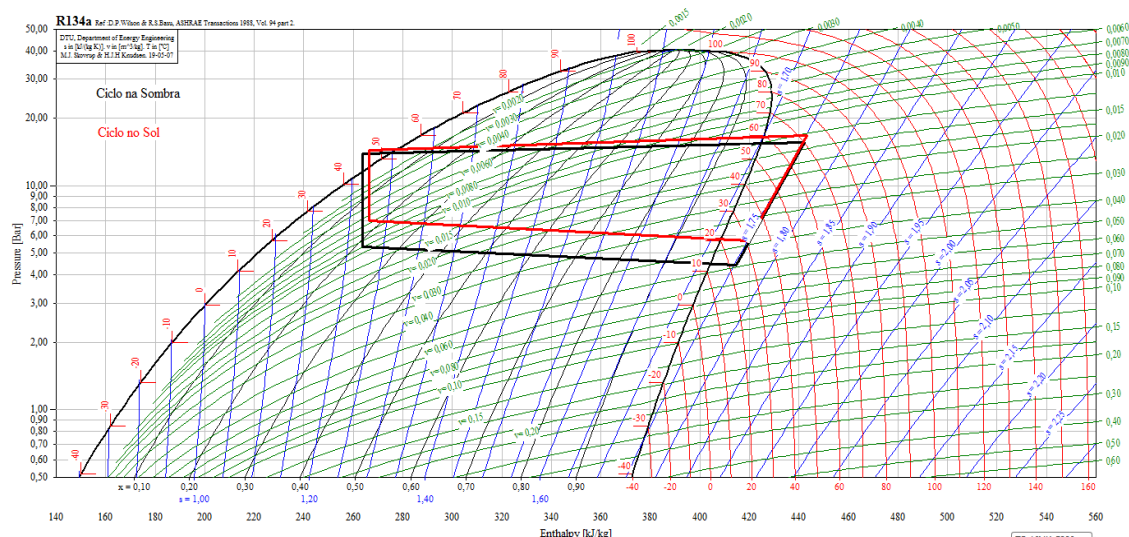


FIGURA 4.11 - Diagrama de Mollier.
FONTE: o autor, 2019.

Lago (2016) também usou um diagrama P_xh para representar o ciclo de sua máquina. A FIG 4.12 representa esse ciclo, que ficou abaixo do ciclo representado neste estudo, em função da diferença nos parâmetros operacionais, como, por exemplo, temperatura de evaporação (-5,36°C para a máquina de Lago e 15°C neste trabalho), temperatura de condensação (em torno de 38°C para a máquina de Lago e 52°C neste trabalho), além da vazão mássica (0,004 Kg/s para máquina de Lago e 0,008 Kg/s). Portanto, apesar do compressor e da válvula de expansão termostática dos dois trabalhos serem semelhantes, o ponto de operação da máquina não foi o mesmo, mas os dois equipamentos apresentam desempenhos semelhantes. Em seu trabalho, Lago (2016) realiza comparações entre válvulas termostática e eletrônica e indica que para baixas cargas térmicas a válvula termostática apresentou melhores condições.

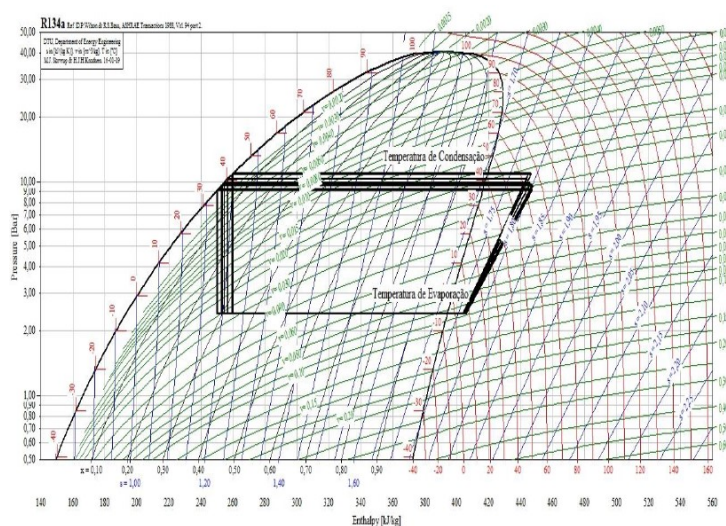


FIGURA 4.12 - Ciclo Termodinâmico R-134a.
 FONTE: LAGO, 2016.

Em seguida, é mostrado na FIG 4.13 a variação na temperatura de evaporação e o COP médio teórico e real em cada região. Após a mudança na quantidade de calor recebido no evaporador, a temperatura de saturação aumenta, acompanhando o aumento de calor. A mesma decresce após a colocação da tenda, projetando sombra no evaporador e diminuindo assim a quantidade de calor recebida. É importante perceber que se têm duas regiões no gráfico que estão representando a sombra no evaporador, uma antes do degrau e uma após, e o ponto de equilíbrio do equipamento, que é um pouco acima na segunda região. Isto se deve ao aquecimento da placa/aleta do evaporador, que está a uma temperatura maior do que quando a máquina começou a ser analisada (1^o região), antes de ter ido para o Sol. Outro detalhe importante é a variação dos valores em torno de um ponto de equilíbrio. Em vários estudos de simulação numérica as linhas são suaves e sem essas variações, mas esse resultado experimental mostra que há uma variação em torno de um ponto devido ao trabalho da válvula termostática, que fica a todo instante atuando em torno de um ponto predeterminado.

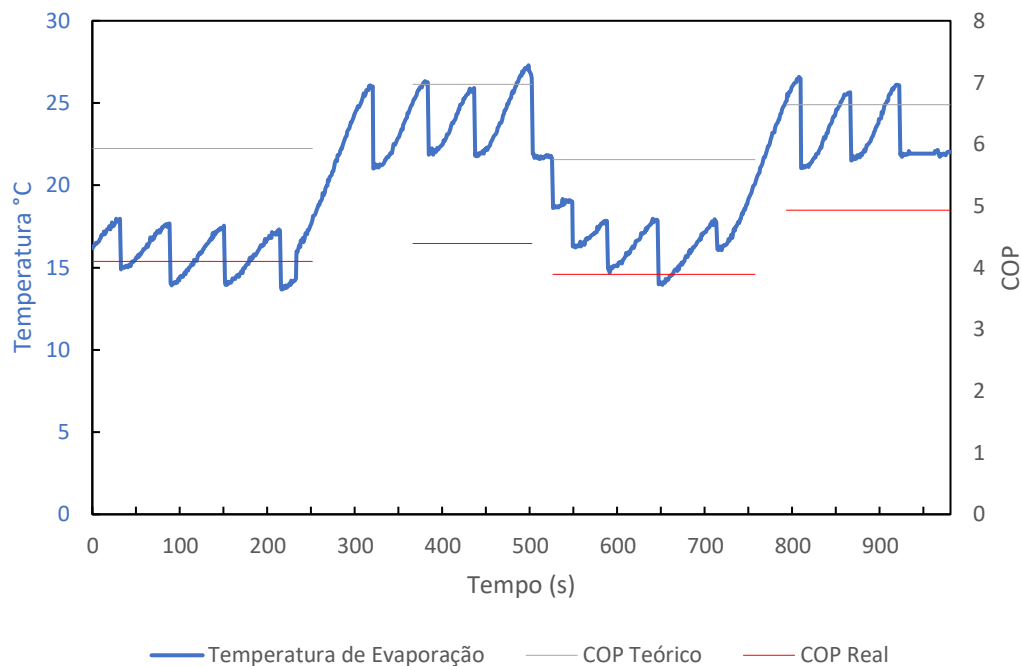


FIGURA 4.13 - Temperatura de Evaporação e Coeficiente de desempenho médio (COP).
FONTE: o autor, 2019.

Kuang e Wang (2005) estudaram a variação do COP de uma bomba de calor com a mesma capacidade de aquecimento deste estudo (200L) para aquecimento de água na China, em função da irradiação solar. Nas horas nas quais há maior radiação solar, o COP real da máquina esteve em torno de 4,5 e em momentos de menor irradiação, o COP ficou em torno de 3. Seus estudos foram influenciados também pela variação na rotação do compressor, conforme pode ser visualizado na FIG 4.14.

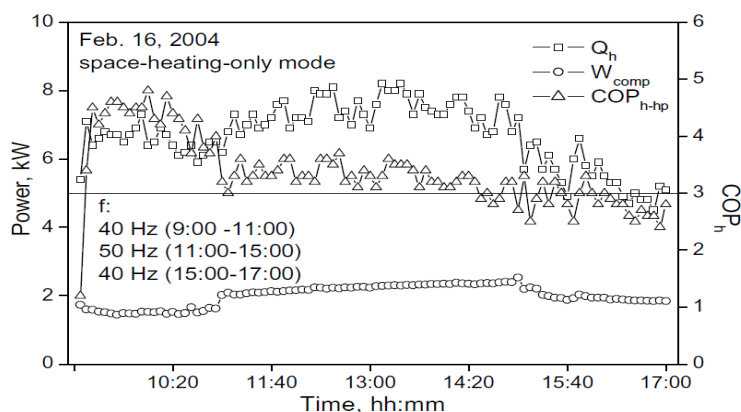


FIGURA 4.14 - Variação do COP ao longo do dia.

FONTE: KUANG e WANG, 2005.

Lu et al (2019) também realizaram estudos com uma bomba de calor para aquecimento de 620 L de água, usando evaporador solar com o fluido R-404a, a FIG 4.15 mostra a variação do COP em função da temperatura de evaporação, confirmando a tendência dos resultados obtidos nesta dissertação. Comparações podem ser feitas com relação ao desempenho das máquinas. No estudo de Lu et al ($T_{ev} = 50^{\circ}\text{C}$ e $T_{con} = 10^{\circ}\text{C}$) se obteve um COP de 4,90, e os resultados mostrados neste estudo ($T_{ev} = 52^{\circ}\text{C}$ e $T_{con} = 15^{\circ}\text{C}$) o COP ficou em 4,10. É importante ressaltar que na FIG 4.15 é mostrada a variação do COP em função da temperatura de condensação e de evaporação para dois ciclos. O primeiro é um ciclo convencional e o segundo é chamado de ciclo VI, sendo um ciclo no qual há injeção de vapor em um compressor de dois estágios de compressão.

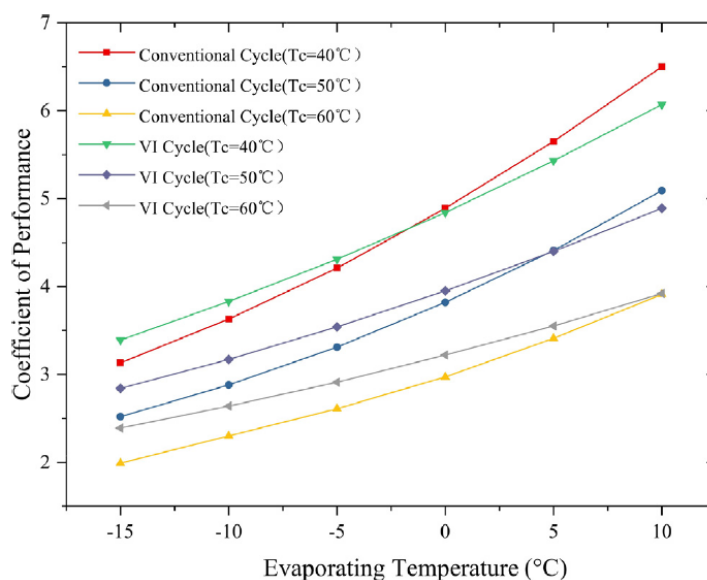


FIGURA 4.15 - Variação do COP em função da Temperatura de Evaporação.
FONTE: LU et al, 2019.

Segundo Albertazzi e Souza (2018), o procedimento de avaliação de incertezas em medições diretas, aquelas em que o valor do mensurando é indicado diretamente pelo sistema de medição, pode ser realizado de duas formas. A primeira é como foi explicada anteriormente, com análise estatística baseada em repetidas medições através de uma amostra. A outra forma de determinação da incerteza ocorre por meio de informações contidas em documentos técnicos (manual fabricante, certificado de calibração, etc). Como neste trabalho foram realizados apenas quatro experimentos, a

faixa da repetitividade do erro se tornaria grande com uma análise estatística, em função do tamanho da amostra, sendo assim, se optou por análise de documentos técnicos referentes aos instrumentos de medição e, por conseguinte, a coleta da faixa das incertezas de medição, que estão listadas a seguir na TAB 4.1.

TABELA 4.1 - Incerteza de medição dos instrumentos utilizados.

Instrumento de Medição	Incerteza de Medição
Medidor de vazão Contech	$\pm 0,1\%$
Termopar tipo K	$\pm 1^{\circ}\text{C}$
Manômetro tipo Bourdon (Pressão de Baixa)	0,1 bar (1% fundo de escala)
Manômetro tipo Bourdon (Pressão de Alta)	0,35 Kgf/cm ² (1% fundo de escala)
Piranômetro	$\pm 5\%$
Medidor de Energia	$\pm 1\%$
Thermo- Higroanemômetro digital Temperatura do Ar	$\pm 1^{\circ}\text{C}$
Thermo- Higroanemômetro digital Umidade Relativa	$\pm 3\%$
Cronometro digital	0,01s

FONTE: o autor, 2019.

4.2 Análise financeira

A utilização de válvulas eletrônicas em sistemas de aquecimento e de refrigeração tem sido uma prática comum e disseminada. Trabalhos recentes como de Paulino et al (2019) indicam a utilização deste instrumento. Sua eficácia no rendimento do sistema é incontestável, principalmente no tempo de resposta, quando há variação da carga térmica, fato bastante recorrente em equipamentos que utilizam evaporadores solares, pois a mudança da irradiação é frequente e decorrente de fatores ambientais externos. Outra vantagem da utilização dessas válvulas é, sem dúvida nenhuma, com relação a sua confiabilidade em manter o sistema em um grau de superaquecimento estável. Pesquisas como a de Lago (2016) mostraram que essas válvulas variam em torno de $0,5^{\circ}\text{C}$ ao redor do seu set point que no trabalho foi ajustado em 8°C , já a válvula de expansão termostática ficou com um superaquecimento em torno de $11,5^{\circ}\text{C}$ e com

variações de mais de 1°C em torno desse valor. Tais aspectos influenciam diretamente no Coeficiente de Desempenho (COP) do sistema.

O que não foi estudado e pretende se investigar neste trabalho é se tal vantagem energética é viável do ponto de vista financeiro, principalmente em equipamentos para aquecimento de água em utilização residencial, que vem sendo o foco de muitas pesquisas em todo o mundo e do grupo de refrigeração e de aquecimento da UFMG (GREA). Para tal, foi realizado um levantamento de valores para a aquisição de uma VEE e VET, comparando esse investimento com a economia gerada pela VEE por vinte anos, que se apresenta como um tempo médio da vida útil das bombas de calor (GONÇALVES, 2016). Pesquisas como a de Kuang e Wang (2006) indicam que 8 horas tem sido um tempo médio de funcionamento diário desse equipamento.

O valor médio praticado em mercado para a aquisição de uma válvula eletrônica é de R\$ 3.095,57, e uma válvula de expansão termostática está em torno de R\$330,05, estes valores foram obtidos através da média de preço de três fornecedores. Estas válvulas foram orçadas baseando se na Bomba de Calor objeto deste estudo, que está instalada no laboratório de aquecimento e de refrigeração da UFMG.

De acordo com um estudo realizado por Lagos (2016), a autora realizou testes em uma máquina de um porte equivalente ao equipamento no qual foram realizados os experimentos deste trabalho, mostrando a variação do COP em relação à variação do compressor, de acordo com o que se visualiza na FIG 4.16.

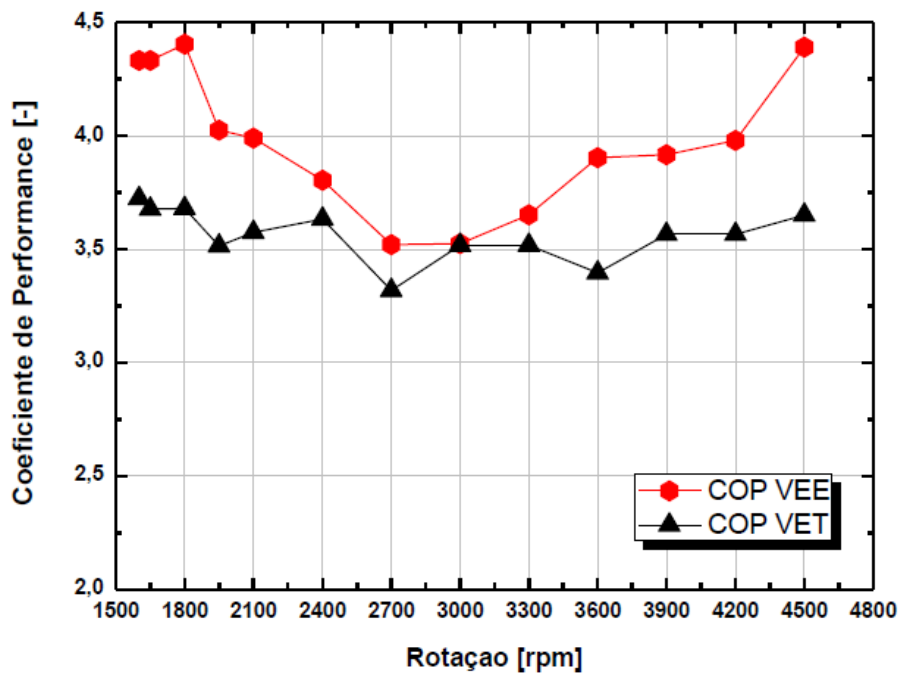


FIGURA 4.16 - Comparação do COP utilizando VEE versus VET para várias rotações.
 FONTE: LAGOS, 2016.

A variação média do COP ficou em torno dos 10,34 % comparando a VET em relação a VEE. Sendo assim, para o funcionamento de uma bomba de calor por 8 horas diárias e em um horizonte de vinte anos de utilização, a seguir, na FIG 4.17 é possível verificar a economia estimada ao longo do tempo.

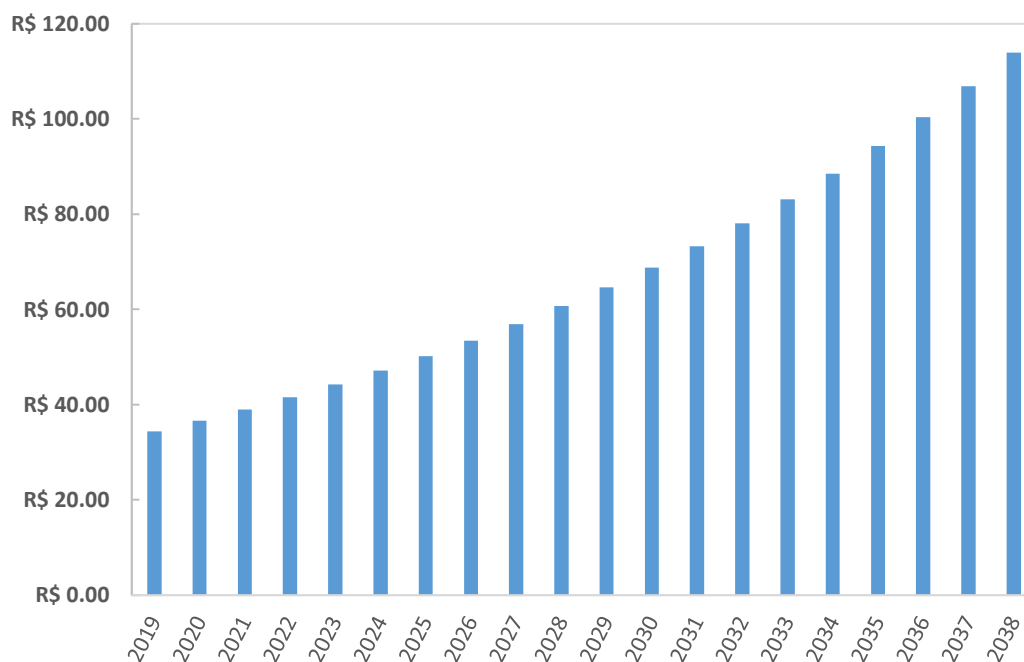


FIGURA 4.17 - Economia gerada pela utilização de uma VEE em relação a uma VET.
 FONTE: o autor, 2019.

Reproduzindo esta economia em um Fluxo de Caixa e representando o Valor Presente Líquido (VPL) com uma correção de 6,5% ao ano (taxa Selic Atual) se tem que a economia gerada não é suficiente para o investimento inicial, conforme se visualiza na FIG 4.18. A diferença entre o preço de uma VEE e uma VET foi admitida como o investimento inicial no tempo zero e a economia gerada ao longo dos anos foi entendida com os rendimentos, trazendo as receitas para o valor presente com a correção da taxa Selic, em que foi obtido um Valor Presente Líquido (VPL) de R\$ -2.119,10. Sendo assim, para este caso, a aquisição de uma válvula eletrônica não se seria viável.

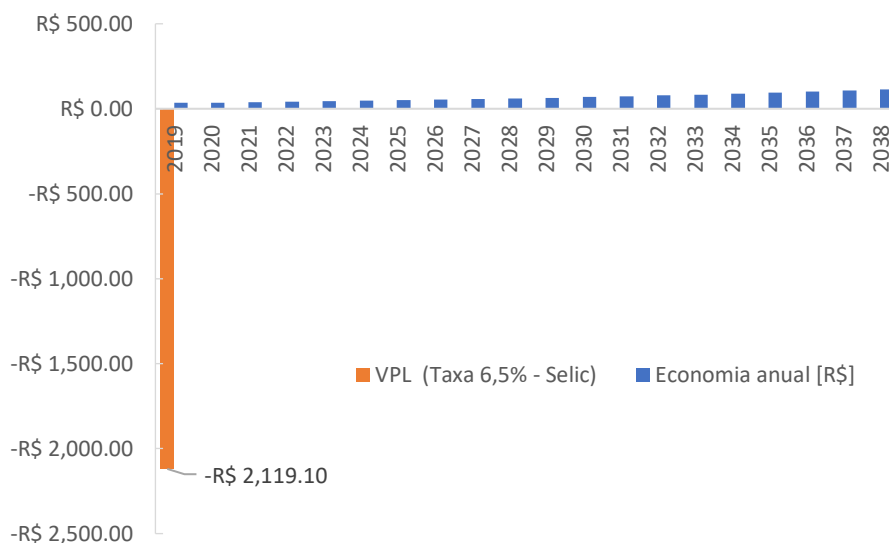


FIGURA 4.18 - Valor Reajustado (VPL).
FONTE: o autor, 2019.

A FIG 4.19 representa o tempo de retorno do investimento (Payback) ao longo do prazo, levando em consideração o quanto se economizará em dinheiro por ano (este valor é corrigido pela Selic) até que o investimento da aquisição de uma EEV se pague, de acordo com a mesma figura o investimento é recuperado em cerca de 60 anos.

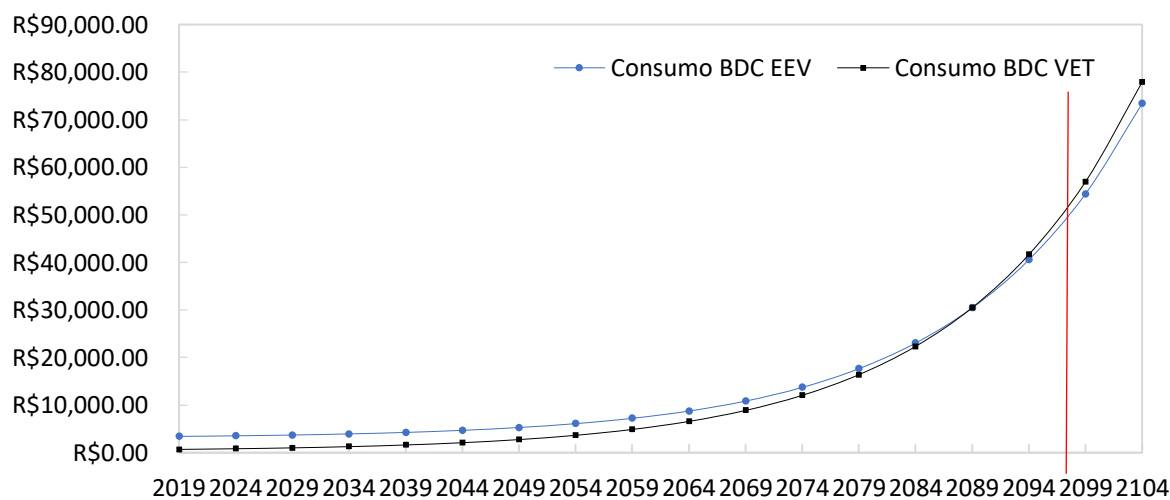


FIGURA 4.19 - Análise do retorno de investimento.
FONTE: o autor, 2019.

As figuras anteriores demonstram a inviabilidade financeira da aquisição de uma válvula eletrônica, lembrando que estas análises foram realizadas para uma bomba de calor com capacidade de aquecimento de 200 litros de água. De acordo com Mund (2014), o consumo de água quente em uma residência é de 50L por pessoa diariamente, portanto, a análise foi realizada para uma família de quatro pessoas. Seguindo essa ideia, a seguir, será feita uma análise da produção mínima de água aquecida que viabilizaria a instalação de uma válvula eletrônica, ou seja, a partir de qual carga térmica produzida em uma bomba de calor seria viável a instalação de tal instrumento.

A FIG 4.20 mostra os registros do estudo financeiro, que foi baseado na capacidade de aquecimento de uma bomba de calor, esta capacidade foi arbitrariamente variada com um incremento de 200L até se obter um VPL positivo (investimento viável) em um horizonte de vinte anos. De acordo com este gráfico, a partir de equipamentos com capacidade de aquecimento de 1000 litros de água o investimento se mostra compensativo, do ponto de vista financeiro, para a instalação de uma válvula eletrônica, pois a economia gerada em termos de custos paga o investimento inicial com a compra desta válvula. Tal análise foi feita para uma situação proposta com uma entrada no condensador a 21°C e a saída em 45°C.

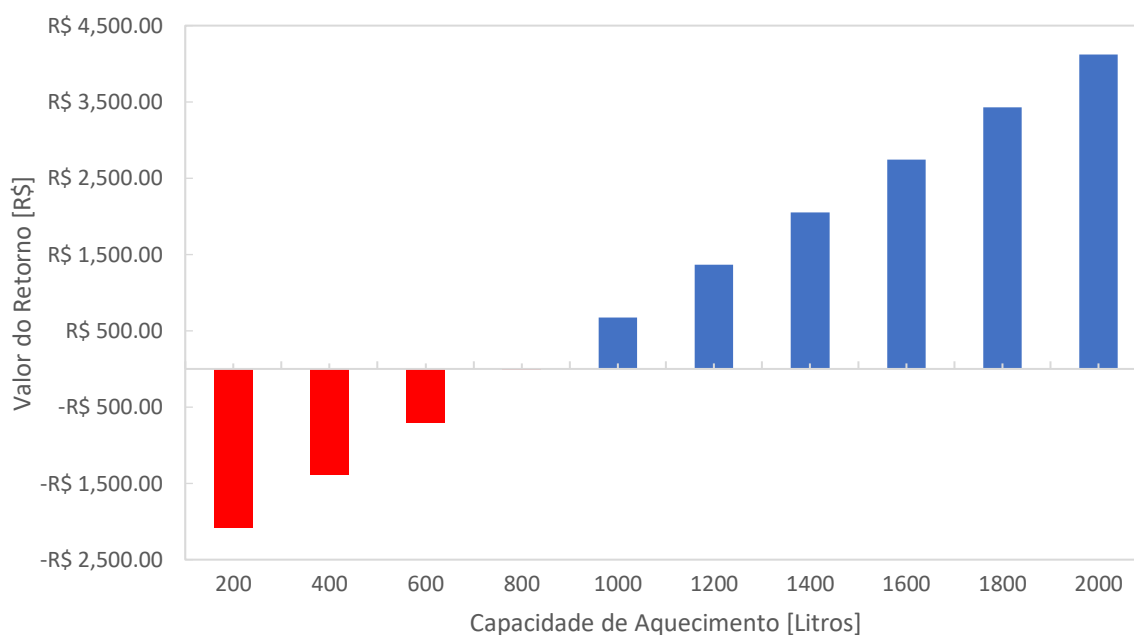


FIGURA 4.20 - Análise do VPL variando a capacidade de produção de água quente.
FONTE: o autor, 2019.

A seguir, na FIG 4.21 é mostrado o Tempo de Retorno do investimento inicial, em função da capacidade de aquecimento do equipamento.

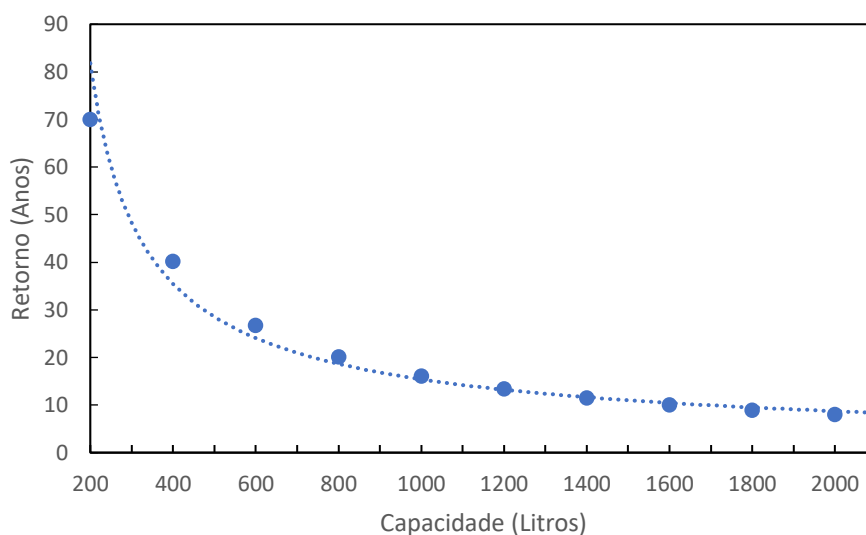


FIGURA 4.21 - Tempo de retorno em função da capacidade de aquecimento.
FONTE: o autor, 2019.

Analisando a FIG 4.21, o tempo de retorno do investimento inicial é dado em função da capacidade de aquecimento de uma bomba de calor. Mostrando que para equipamentos de baixa capacidade (de 200 L até 1000L) de aquecimento, a instalação de uma válvula eletrônica não se torna viável do ponto de vista financeiro. O capital investido na aquisição deste instrumento não se paga dentro do tempo estimado de uma vida útil de uma bomba de calor. Equipamentos que possuem uma capacidade de aquecimento a partir de 1000L são indicados para a instalação de uma VEE. Pois, de acordo com a FIG 4.21, equipamentos que operam a partir deste valor conseguem um retorno financeiro acima do investimento feito na aquisição de uma VEE.

5 CONCLUSÃO

Neste trabalho foram desenvolvidos estudos experimentais em uma bomba de calor que utiliza o R-134a como fluido refrigerante e um evaporador do tipo solar. Estes testes foram realizados simulando variações na energia solar incidente no evaporador com o auxílio de uma tenda. Também se fez a verificação e a comparação entre a utilização de uma válvula de expansão termostática e uma válvula de expansão eletrônica, analisando a influência de cada uma na performance do equipamento, traduzidas em uma análise financeira com o objetivo de investigar a viabilidade de instalação de uma EEV.

Não se levou em consideração o regime transiente de operação, que seria a diferença do tempo de resposta entre estes dois instrumentos traduzidos em desempenho para o equipamento. É importante destacar também que a análise de viabilidade financeira foi feita através de resultados de outros autores, já que o equipamento em estudo não possui uma válvula de expansão eletrônica.

Sabe-se que o tempo de atuação de uma EEV é inferior ao de uma VET, nos experimentos este tempo para uma VET ficou em torno de 57,4 segundos, para tal análise seria necessário que a máquina possuísse uma EEV, dando condições para mensurar a diferença do COP no regime transiente.

Apesar disso, os resultados experimentais tiveram o comportamento de acordo com o esperado e próximo aos encontrados na literatura. O estudo da análise financeira contribui para pesquisas, pois não se encontrou em nenhum trabalho pesquisado esta análise comparativa.

O grau de superaquecimento durante os experimentos com a VET ficou em torno de 11°C, resultados semelhantes foram encontrados em outras pesquisas para o mesmo modelo de válvula tendo um grau de superaquecimento em torno de 11,5°C para uma VET e 8°C utilizando uma EEV.

A pressão de evaporação é um fator importante para a atuação da válvula termostática. Os resultados experimentais apontam que a pressão de evaporação leva mais tempo para mudar quando a tenda é retirada, cerca de 11 segundos de diferença, quando comparada com o momento em que a tenda é colocada sobre o evaporador. Este atraso é devido a condensação de parte do vapor de água presente no ar, assim parte do calor

recebido é destinado a evaporação deste líquido na superfície do evaporador, causando este atraso.

O desempenho da máquina exposta diretamente a radiação solar ficou em 4,93 e o seu desempenho na sombra foi de 3,89. Com o aumento da temperatura de evaporação, há uma diminuição na diferença de pressão entre a parte de alta e baixa pressão, reduzindo assim o trabalho de compressão e aumentando o desempenho conforme verificado.

A análise financeira aponta que para o equipamento em estudo não se apresenta viável a aquisição de uma válvula eletrônica, pois o tempo de retorno financeiro em comparação com a economia gerada ficou acima do tempo de vida útil do equipamento. Outra análise realizada demonstra que a utilização de válvulas eletrônicas se torna mais viável em bombas de calor com capacidade de aquecimento a partir de 1000L. Equipamentos com menor capacidade não tiveram o retorno do investimento ao longo do tempo.

Por fim, este trabalho foi feito com o objetivo de investigar não só o desempenho do equipamento, mas também a viabilidade financeira sobre a instalação de uma válvula eletrônica, demonstrando relevância para este tipo de análise, tendo em vista que equipamentos deste porte são comercializados para famílias e utilizados em residências. Sendo assim, a análise econômica do projeto surge como um fator decisório no momento da aquisição.

REFERÊNCIAS

- ALBERTAZZI, A. e SOUZA, A. R.. **Fundamentos de metrologia científica e industrial**, 2 ed., Florianópolis: Manole, 2018.
- ALVAREZ, C. E.C. **Projeto de um controlador para ajuste da temperatura de saída da água de uma bomba de calor a CO₂ com evaporador solar**. 2004. Universidade Federal de Minas Gerais.
- BUKER, Mahmut Sami; RIFFAT, Saffa B. **Solar assisted heat pump systems for low temperature water heating applications: A systematic review**. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, v. 55, p. 399-413, 2016.
- CAZOTTI, R. M.; AMORIN, P.A. **Estudo da viabilidade Técnica financeira de sistema de ar condicionado VRF operante com gás natural**. Associação Brasileira de Custos, São Leopoldo. v.12,n.1, p. 28-41, jan./abr. 2017.
- ÇENGEL, YUNUS, A.; BOLES, MICHAEL, A. **Thermodynamics: An Engineering Approach**. New York : MC GRAW HILL, 2013.
- CHATURVEDI, Sushil K.; SHEN, James Y. **Thermal performance of a direct expansion solar-assisted heat pump**. *Solar Energy*, v. 33, n. 2, p. 155-162, 1984.
- CHUA, Kian J.; CHOU, Siaw K.; YANG, W. M. **Advances in heat pump systems: A review**. *Applied energy*, v. 87, n. 12, p. 3611-3624, 2010.
- COELHO, R. M. *et al.* **Avaliação Econômica do uso da madeira de eucalipto para diferentes finalidades, na região do Alto Jequitinhonha**, MG. Floresta, Curitiba, Paraná, PR, v.46, n.2, p.155-164, 2016.
- DE NONI, Bruna; ABREU, Samuel Luna; GONÇALVES, Joaquim Manoel. **Simulação de uma bomba de calor a CO₂ com evaporador tipo coletor solar de placa plana**. In: VII Congresso Brasileiro de Energia Solar-CBENS 2018. 2018.
- DINIZ, H.A.G. **Estudo comparativo da eficiência energética de uma bomba de calor assistida por energia solar operando com condensadores por imersão e coaxial**. Dissertação de Mestrado. Universidade Federal de Minas Gerais, Brasil. 2017.
- DO LAGO, T.G.S. **Estudo Experimental e Controle de um Sistema de Refrigeração com Compressor de Velocidade Variável e Válvula de Expansão Eletrônica**. 2016. Dissertação de Mestrado (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Universidade Estadual de Campinas (UNICAMP), Campinas, 2016.
- DUARTE, M. T. **Bombas de calor para aquecimento de água: uma Análise do Potencial de uso no setor residencial do Estado de Minas Gerais**. 2002. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Universidade Federal de Minas Gerais, Belo Horizonte, 2002.
- DUFFIE, J. A. e BECKMAN, W. A. **Solar engineering of thermal processes. 4th edition**, Hoboken: John Wiley and Sons, 2013.
- EPE. **Demanda de Energia 2050**. Rio de Janeiro: Governo Federal do Brasil: 232p. agosto de 2014.

- FABRIS, Giovana. **Desenvolvimento de um modelo semi empírico de uma válvula de expansão Termostática de um sistema de Refrigeração.** 2005. Trabalho de Graduação. Universidade Federal de Minas Gerais, Belo Horizonte, 2002.
- GONÇALVES, J. E. **Análise de viabilidade técnico-econômica de sistemas solares combinados a bombas de calor para aquecimento de água.** 2016. Dissertação (Mestre em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal de Santa Catarina – Florianópolis, 2016.
- GRILO, M.M.S. **Análise Termodinâmica, Ambiental e Econômica de uma Bomba de Calor para secagem de alimentos.** Dissertação (Mestre em Engenharia Mecânica)-Universidade Federal da Paraíba – João Pessoa, 2017.
- HAINES, Roger. **Solar collector and heat pump heats, cools new office building.** Heat., Piping Air Cond., v. 28, n. 10, 1956.
- HERZOG, M. M. **Modelagem de um tubo capilar de uma bomba de calor operando com dióxido de carbono (CO₂) em ciclo de compressão de vapor transcrito.** 2010. 85 p. Dissertação (Mestre em Engenharia Mecânica) –Universidade Federal de Minas Gerais – UFMG, Belo Horizonte, 2010.
- HU, Dr et al. **A Review of Electronic Expansion Valve Correlations for Air-conditioning and Heat Pump Systems.** 2018.
- IRECI, Daiane Mieko. **Análise da Relação Desempenho/Custo de alguns Coletores solares.** 2015. 93p. Dissertação (Mestre em Engenharia Mecânica) – Universidade Estadual Paulista Junior de Mesquita Filho – UNESP, Bauru, 2014.
- KIM, W. CHOI, J. CHO, H. **Performance analysis of hybrid solar-geothermal CO₂ heat pump system for residential heating.** Renewable Energy, 2013, vol. 50, p. 596 – 604.
- KOURY, R.N.N. MACHADO, L. Ismail, K.A.R. **“Numerical simulation of a variable speed refrigeration system”.** International Journal of Refrigeration.2001, v. 50, p. 192 – 200.
- KOURY, R.N.N. **Modelagem Numérica de uma Máquina Frigorífica de Compressão de Vapor.** 1998. 112 p. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) – Universidade Estadual de Campinas, UNICAMP, Campinas, 1998.
- LOF, G. O. G. **Possibilities of a combination solar-heat pump unit.** Edison Elec. Inst. Bull., v. 24, 1956.
- LU, S. et al. **Performance improvement of solar photovoltaic /thermal heat pump system in winter by employing vapor injection cycle.** Applied thermal engineering. 2019, v.155, p. 135 – 146.
- MACHADO, L., **Modèle de Simulation et Étude Expérimentale d'un Évaporateur de Machine Frigorifique en Régime Transitoire.** Institut National Des Sciences Appliquées de Lyon,INSA, França,1995 (Tese de doutorado).
- MAIA, G. F. F., **Estudo Experimental do comportamento Transiente do Conjunto Evaporador Válvula de Expansão.** Dissertação de Mestrado. Belo Horizonte, Escola de Engenharia da Universidade Federal de Minas Gerais, 2000.
- MAIA, G. F. F., **Modelagem Matemática e Estudo Experimental de uma Bomba de Calor Ar Água de Baixo Custo para Uso Residencial.** Belo Horizonte, Tese de Doutorado. Escola de Engenharia da Universidade Federal de Minas Gerais, 2007.

- MORRISON, G. L.; ANDERSON, T.; BEHNIA, M. **Seasonal performance rating of heat pump water heaters**. Solar Energy, v. 76, n. 1-3, p. 147-152, 2004.
- MUND, L.F. **Análise da viabilidade técnica e econômica de coletores solares para aquecimento de água em residências**. Horizontina, Faculdade Horizontina de Engenharia Mecânica, Rio Grande do Sul, 2014. (Trabalho de Final de Curso)
- NETO, A. A. **Matemática Financeira e suas aplicações**. 12. ed. São Paulo: Atlas, 2012.
- NUÑEZ, M. Picon et al. **Exergy analysis and optimization of a solar-assisted heat pump**. Energy, v. 23, n. 4, p. 337-344, 1998.
- OLIVEIRA, R. N. **“Modelo Transiente Para Um Evaporador Estático De Uma Bomba De Calor Ar-Água”**. Dissertação de Mestrado. Belo Horizonte: Escola de Engenharia da Universidade Federal de Minas Gerais, 2010.
- OLIVEIRA, R. N. **Modelo dinâmico e estudo experimental para um resfriador de uma bomba de calor operando com co2 para aquecimento de água residencial**. 2013. 109 p. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal de Minas Gerais, Belo Horizonte, 2013.
- PEIXOTO, R. D. A. **Substituição dos HCFC e os fluidos refrigerantes naturais: Cenário atual e tendências**. Instituto Mauá de Tecnologia 2011.
- PENG, J. W.; LI, H.; ZHANG, C. L. **Performance comparison of air-source heat pump water heater with different expansion devices**. Applied Thermal Engineering, v. 99, p. 1190-1200, abr. 2016.
- PIMENTA, J. **Refrigeração: Dispositivos de Expansão**. Abril a Julho de 2008. 73 slides. Notas de Aula. Apresentação MS PowerPoint.
- REIS, R. V. M. **Análise experimental comparativa entre uma bomba de calor e uma resistência elétrica como dispositivo de apoio de energia para um aquecedor solar de água**. Tese de doutorado. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Minas Gerais. Belo Horizonte, 2012;
- REN21, 2009. Renewables Global Status Report: Renewables 2018 . REN21 Secretariat, Paris.
- RUAS, S. N. R. **Estudo experimental sobre desempenho de uma bomba de calor a CO2 assistida por energia solar de expansão direta para aquecimento de água para uso residencial**. Tese de doutorado. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Minas Gerais. Belo Horizonte, 2019
- SALEH, B.; AYMAN, A. **Flow control methods in refrigeration systems**. Int jour. of contrl., auto. and syst., v. 4, n. 1, p. 14-25, 2015.
- SHANG, Yujia et al. **Dynamic simulation of electronic expansion valve controlled refrigeration system under different heat transfer conditions**. International Journal of Refrigeration, v. 72, p. 41-52, 2016.
- SPORN P, Ambrose ER. **The heat pump and solar energy**. Proceedings of the world symposium on applied solar energy; 1955. Phoenix, Arizona
- STARKE, A. R. **Uma análise de sistemas de aquecimento de piscinas domésticas através de bombas de calor assistidas por energia solar**. Florianópolis - Brasil 2013.
- TAVARES, Juvêncio Correia. **Integração de sistemas de bombas de calor geotérmicas em edifícios**. 2011. Dissertação de Mestrado. Universidade Federal de Santa Catarina-

UFSC. **Slides de PowerPoint® do livro Metrologia Científica e Industrial.** Disponível em :< <http://www.labmetro.ufsc.br/>>. Acesso em 31 de Jan. 2019.