



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

ESTUDO EXPERIMENTAL DE UMA BOMBA DE CALOR SOLAR A
PROPANO PARA AQUECIMENTO DE ÁGUA DOTADA DE TUBO
CAPILAR DUPLO

ANDRÉ GONÇALVES DE OLIVEIRA

Belo Horizonte, 29 de dezembro de 2021

André Gonçalves de Oliveira

**ESTUDO EXPERIMENTAL DE UMA BOMBA DE CALOR SOLAR A
PROPANO PARA AQUECIMENTO DE ÁGUA DOTADA DE TUBO
CAPILAR DUPLO**

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

Área de concentração: Energia e sustentabilidade

Orientador: Raphael Nunes de Oliveira - UFMG

Co-orientador: Willian Moreira Duarte - UFMG

Belo Horizonte - MG

Escola de Engenharia da UFMG

Dezembro de 2021

O48e

Oliveira, André Gonçalves.

Estudo experimental de uma bomba de calor solar a propano para aquecimento de água dotada de tubo capilar duplo [recurso eletrônico] / André Gonçalves Oliveira. - 2021.

1 recurso online (98 f.: il.,color.) : pdf.

Orientador: Raphael Nunes de Oliveira.

Coorientador: Willian Moreira Duarte.

Dissertação (mestrado) - Universidade Federal de Minas Gerais, Escola de Engenharia.

Anexo: f. 97-98.

Apêndice: f. 96.

Bibliografia: f. 91-95.

Exigências do sistema: Adobe Acrobat Reader.

1. Engenharia mecânica - Teses. 2. Bomba de calor – Teses.
3. Radiação solar – Teses. I. Oliveira, Raphael Nunes de. II. Duarte, Willian Moreira. III. Universidade Federal de Minas Gerais. Escola de Engenharia. IV. Título.

CDU: 621(043)



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

FOLHA DE APROVAÇÃO

ESTUDO EXPERIMENTAL DE UMA BOMBA DE CALOR SOLAR A PROPANO PARA AQUECIMENTO DE ÁGUA DOTADA DE TUBO CAPILAR DUPLO

ANDRÉ GONÇALVES DE OLIVEIRA

Dissertação submetida à Banca Examinadora designada pelo Colegiado do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Minas Gerais, constituída pelos Professores: Dr. Raphael Nunes de Oliveira (Orientador - Departamento de Engenharia Mecânica/UFMG), Dr. Willian Moreira Duarte (Coorientador – Centro Universitário de Belo Horizonte/UniBH), Dr. Tiago de Freitas Paulino (Centro Federal de Educação Tecnológica de Minas Gerais/CEFET-MG) e Dr. Luiz Machado (Departamento de Engenharia Mecânica/UFMG), 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 novembro de 2021.



Documento assinado eletronicamente por **Raphael Nunes de Oliveira, Servidor(a)**, em 07/12/2021, às 17:03, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 5º do [Decreto nº 10.543, de 13 de novembro de 2020](#).



Documento assinado eletronicamente por **Willian Moreira Duarte, Usuário Externo**, em 09/12/2021, às 21:08, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 5º do [Decreto nº 10.543, de 13 de novembro de 2020](#).



Documento assinado eletronicamente por **Tiago de Freitas Paulino, Usuário Externo**, em 17/12/2021, às 16:19, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 5º do [Decreto nº 10.543, de 13 de novembro de 2020](#).



Documento assinado eletronicamente por **Luiz Machado, Vice diretor(a) de unidade**, em 21/12/2021, às 21:04, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 5º do [Decreto nº 10.543, de 13 de novembro de 2020](#).

A autenticidade deste documento pode ser conferida no site https://sei.ufmg.br/sei/controlador_externo.php?acao=documento_conferir&id_orgao_acesso_externo=0, informando o código verificador **1113125** e o código CRC **0D796DE6**.



AGRADECIMENTOS

Agradeço primeiramente a Deus pela vida e saúde e por me permitir alcançar meus sonhos. Aos meus pais, Valdomiro Gonçalves e Gildete Ramos, por terem me proporcionado conforto, carinho e acolhimento para eu superar os desafios da jornada. Ao meu irmão Aias, pelo companheirismo.

À minha avó Laurita pelo carinho e orientação e aos meus tios e tias pelo apoio e valorosos ensinamentos.

À minha querida namorada, Leticia Vargas, por todo carinho, dedicação e auxílio nessa trajetória.

Agradeço, em especial, ao meu orientador Prof. Dr. Raphael Nunes de Oliveira pelo esforço e dedicação na orientação deste trabalho. Ao Prof. Dr. co-orientador Willian Moreira Duarte pelo constante apoio e direcionamento. Ao Prof. Dr. Luiz Machado por não medir esforços na orientação e disponibilização de recursos para a pesquisa.

Aos meus colegas de pesquisa Hélio Diniz e Gabriel Silverio que me apoiaram na montagem e configuração do equipamento. Ao prof. Dr. Tiago Paulino por ter aceitado fazer parte da banca examinadora de defesa deste mestrado.

À UFMG e todos os seus colaboradores que proporcionam um ambiente limpo e seguro para realização das atividades. Ao DEMAI pelo auxílio na melhoria da infraestrutura e montagem do equipamento. Ao Eng. Geraldino Gomes, meu chefe de trabalho, pelo apoio e compreensão.

À empresa Tuma pelo investimento no trabalho e disponibilização de recursos materiais.

E por fim, à FAPEMIG, CAPES e CNPQ por sempre apoiarem financeiramente os projetos de pesquisas.

A todos, meus sinceros agradecimentos.

"Faça as coisas mais difíceis enquanto são fáceis e faça as
grandes enquanto são pequenas. Uma jornada de 1000
milhas deve começar com um único passo"

LAO TSÉ

RESUMO

O presente trabalho tem como objetivo realizar um estudo comparativo entre uma bomba de calor assistida por energia solar à propano funcionando com capilar simples e a mesma bomba de calor funcionando com capilar duplo. O capilar simples da bomba de calor é constituído por um único capilar de 5,60 m de comprimento e diâmetro de 0,064". Já o capilar duplo consiste no conjunto com dois tubos capilares, um de 4,00 m de comprimento e diâmetro de 0,064" e, outro, de 1,85 m de comprimento e diâmetro 0,050". O capilar simples é projetado para atender condições de alta e baixa radiação solar. Já o capilar duplo é projetado para atuar com um capilar para operar em baixa radiação solar e, outro, para alta radiação solar. Os tubos capilares foram dimensionados por modelagem matemática, utilizando o programa EES (*Engeneering Equation Solve*). Nesta modelagem, a geometria escolhida para os tubos foi a helicoidal, por apresentar uma forma mais compacta. O coeficiente de desempenho (COP) encontrado para o capilar simples e duplo atuando em ambiente de alta radiação solar foi de $2,79 \pm 0,33$ e $2,92 \pm 0,31$, respectivamente. Já para ambientes de baixa radiação solar, o COP encontrado para os capilares simples e duplo foi de $2,55 \pm 0,36$ e $2,64 \pm 0,37$, respectivamente. Tendo como base os resultados do grau de superaquecimento, os valores apresentados permitiram concluir que não é seguro acionar a bomba de calor com apenas um único capilar, pois o grau de superaquecimento torna-se negativo em baixas radiações solares e, quando exposto a altas radiações solares, alcança o valor de 22 °C. Logo, conclui-se que um único capilar não consegue cobrir a variação da radiação solar ao longo de um dia. Quando se utilizam dois capilares, os resultados apresentados são satisfatórios dentro das condições operacionais analisadas, pois o superaquecimento mantém-se positivo em baixas radiações solares e não ultrapassa o valor de 20 °C quando exposto à altas radiações solares. Logo, analisando a configuração da bomba de calor com capilar duplo, se conclui que é seguro acioná-la ao longo de um dia, com variação de radiação solar.

PALAVRAS-CHAVE: Bomba de calor assistida por energia solar; Capilar simples; Capilar duplo; Radiação solar; Dimensionamento.

ABSTRACT

The present work aims to carry out a comparative study between a propane heat pump assisted by solar energy working with a single capillary and the same heat pump working with a double capillary. The heat pump's single capillary consists of a single capillary 5.60 m long and 0.064'' in diameter. The double capillary consists of a set of two capillary tubes, one 4.00 m long and 0.064'' in diameter, and the other 1.85 m long and 0.050'' in diameter. The single capillary is designed to meet both high and low solar radiation conditions. The double capillary, on the other hand, is designed to work with a capillary to operate in low solar radiation and another for high solar radiation. The capillary tubes were dimensioned by mathematical modeling, using the EES (Engineering Equation Solve) program. In this modeling, the chosen geometry for the tubes was the helical one, as it presents a more compact shape. The coefficient of performance (COP) found for the single and double capillary operating in a high solar radiation environment was 2.79 ± 0.33 and 2.92 ± 0.31 , respectively. As for environments with low solar radiation, the COP found for single and double capillaries was 2.55 ± 0.36 and 2.64 ± 0.37 , respectively. Based on the results of the degree of superheat, the values presented allowed us to conclude that it is not safe to operate the heat pump with just a single capillary, as the degree of superheat becomes negative at low solar radiation and when exposed to high radiation solar energy, reaches a value of 22 °C. Therefore, it is concluded that a single capillary cannot cover the variation in solar radiation over the course of a day. The results presented using two capillaries are satisfactory because the superheat remains positive at low solar radiation and does not exceed 20 °C when exposed to high solar radiation. Therefore, analyzing the configuration of the double capillary heat pump, it is concluded that it is safe to operate it over a day, with variation in solar radiation.

KEY WORDS: Solar assisted heat pump; Simple capillary; Double capillary; Solar radiation; Sizing.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1: Matriz elétrica mundial em 2018.	17
Figura 1.2: Matriz elétrica brasileira em 2018	18
Figura 2.1: Componentes básicos do ciclo de compressão de vapor.....	20
Figura 2.2: Histórico da evolução e utilização de fluidos refrigerantes	21
Figura 2.3: Descrição básica do processo químico de redução da camada de ozônio	24
Figura 2.4: Evolução da destruição da camada de ozônio.....	24
Figura 2.5: Consumo de HCFCs ao longo de 5 anos	26
Figura 2.6: Exemplo de Paralela IX-SAHP.....	29
Figura 2.7: Exemplo de Série IX-SAHP.	29
Figura 2.8: Bomba de calor assistida por energia solar.....	30
Figura 2.9: Comparação das aplicações da DX-SAHP encontrados na literatura.....	31
Figura 2.10: Efeito da temperatura solar e temperatura ambiente no COP da DX-SAHP.....	32
Figura 2.11: Efeito da área do coletor e do volume do tanque sobre o COP	33
Figura 2.12: Comparação do COP entre dias ensolarados (a) e dias nublados (b)	33
Figura 2.13: Representação do processo de superaquecimento em um diagrama Ph	35
Figura 2.14: Diagrama (a) ciclo simples e (b) dupla sucção	36
Figura 2.15: Comparação do perfil de temperatura do evaporador simples e duplo.....	36
Figura 2.16: Efeito do superaquecimento em um ciclo simples e dupla sucção	37
Figura 2.17: Diagrama com as características desejadas de um fluido refrigerante.....	38
Figura 2.18: Fluidos refrigerantes mais encontrados em trabalhos de pesquisa	39
Figura 2.19: Tubo capilar	41
Figura 2.20: Tubo capilar utilizado como trocador de calor	41
Figura 2.21: escoamento subcrítico por meio de tubos capilares adiabático.....	43
Figura 2.22: Diagrama esquemático para o escoamento adiabático com atrito em tubo de seção transversal constante – Linha de Fanno.....	44
Figura 2.23: Pontos de equilíbrio entre um compressor alternativo e um tubo capilar.....	44
Figura 2.24: Condições de não-equilíbrio, com esvaziamento ou inundação do evaporador, para pressão de condensação constante	45
Figura 2.25: Tubo capilar helicoidal.....	48
Figura 2.26: Tubos capilares (a) espiral e (b) helicoidal.....	49
Figura 3.1: Vista lateral da BDC	51

Figura 3.2: Diagrama da bomba de calor.....	53
Figura 3.3: Válvulas solenoides, válvula de bloqueio e controlador Full Galge TIC-17RGTi	54
Figura 3.4: Evaporador solar	55
Figura 3.5: Condensador de bitubular	57
Figura 3.6: Condensador bitubular	58
Figura 3.7: Compressor de modelo FFU160UAX para R290	58
Figura 3.8: Vista do reservatório térmico em corte	59
Figura 3.9: Componentes da bomba de calor: (a) garrafa de líquido; (b) acumulador de sucção (c); separador de óleo (d); filtro secador	60
Figura 3.10: Manômetros de (a) baixa pressão, (b) alta pressão e (c) transdutor de pressão ...	61
Figura 3.11: Medidor de consumo de energia elétrica da bomba de calor	62
Figura 3.12: Sensor de temperatura (a) e sensor embutido na tubulação (b)	62
Figura 3.13: Piranômetro no plano do evaporador solar.	63
Figura 3.14: Rotâmetro.....	64
Figura 3.15: Perfilômetro de contato para medição de rugosidade	65
Figura 3.16: Imagens tridimensionais da medição da rugosidade: (a) capilar 0,064” e (b) 0,050”	65
Figura 3.17: Interface para leitura dos dados produzidos pelos sensores.....	66
Figura 3.18: Diagrama Ph com os limites de integração	71
Figura 4.1: Radiação solar e grau de superaquecimento ao longo do tempo para capilar simples.....	77
Figura 4.2: Radiação solar e grau de superaquecimento ao longo do tempo para capilar duplo	78
Figura 4.3: Radiação solar e pressão de baixa ao longo do tempo para capilar simples.....	79
Figura 4.4: Radiação solar e pressão de baixa ao longo do tempo para capilar duplo	80
Figura 4.5: Evolução da potência do compressor pela temperatura de evaporação	81
Figura 4.6: Radiação solar e vazão no condensador ao longo do tempo para o para capilar simples.....	82
Figura 4.7: Radiação solar e vazão no condensador ao longo do tempo para capilar duplo....	82
Figura 4.8: Evolução da vazão do compressor pela temperatura de evaporação	83
Figura 4.9: Temperatura de saída da água no condensador para o capilar simples.....	83
Figura 4.10: Temperatura de saída da água no condensador para o capilar duplo.....	84

Figura 4.11: Diagrama pressão por entalpia da bomba de calor operando com capilar simples	85
Figura 4.12: Diagrama pressão por entalpia da bomba de calor operando com capilar duplo.....	86
Figura 4.13: Coeficiente de desempenho da BDC operando com capilar simples e duplo.....	87
Figura A.1: Termopar do tipo K	98
Figura C.1: Trena calibrada para medição de comprimento dos tubos capilares.....	99

LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1: Cronograma de redução da produção e consumo dos HFCs aprovado pela Emenda de Kigali	22
Tabela 2.2: Cronograma de eliminação dos HCFCs	25
Tabela 2.3: Valores de ODP, GWP e Tempo de vida para fluidos refrigerantes	27
Tabela 2.4: Características e propriedades do propano R290	40
Tabela 2.5: Comparativo com percentuais de vazão mássica com a variação do diâmetro e comprimento do TC para fluidos R134a e R744	46
Tabela 2.6: Parâmetros adimensionais	47
Tabela 3.1: Identificação e siglas dos componentes da bomba de calor	52
Tabela 3.2: Parâmetros do evaporador solar	56
Tabela 3.3: Parâmetros do condensador bitubular.....	57
Tabela 3.4: Dados do compressor	59
Tabela 3.5: Incerteza de medição dos instrumentos	72
Tabela 4.1: Dimensionamento dos tubos capilares	76
Tabela A.1: Tabela com valores utilizados no dimensionamento dos tubos capilares.....	97
Tabela A.2: Valores do erro de medição para diversos tipos de termopares.....	98
Tabela B.1: Dimensões dos capilares utilizados na BDC.....	99

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

ASHP	<i>Air Source Heat Pump</i> – Bomba de calor assistida por energia solar
BDC	Bomba de calor
CFC	Clorofluorcarbono
CH ₃ CL	Cloreto de metila
ClO	Óxido de cloro
C _n H _n	Hidrocarboneto
CO ₂	Dióxido de carbono
COP	<i>Coefficient of Performance</i> – Coeficiente de Desempenho
GREA	Grupo de refrigeração e aquecimento
DX-SAHP	<i>Direct-Expansion Solar Assisted Heat Pump</i> – Bomba de calor assistida por energia solar com expansão direta
DX-SAHPWH	<i>Direct-Expansion Solar Assisted Heat Pump water heater</i> – Bomba de Calor Assistida por energia Solar com Expansão Direta para Aquecimento de Água
EES	<i>Engineering Equation Solver</i> – Solucionar de Equações de Engenharia
GWP	<i>Global Warming Potential</i> - Potencial de Aquecimento Global
HC	Hidrocarboneto
HCFC	Hidroclorofluorcarbono
HFC	Hidrofluorcarbono
IBAMA	Instituto Brasileiro de Meio Ambiente e Recursos Naturais Renováveis
IEA	<i>International Energy Agency</i> – Agência Internacional de Energia
IX-SAHP	<i>Series types indirect expansion solar assisted heat pump</i> - bomba de calor solar de expansão indireta do tipo série
MA	Manômetro de alta pressão
MB	Manômetro de baixa pressão
MMA	Ministério do meio ambiente
NH ₃	Amônia
PBH	Programa Brasileiro de eliminação dos HCFCs
ODP	<i>Ozone Depletion Potential</i> - Potencial de destruição da camada de ozônio
R-12	Refrigerante diclorodifluorpropeno
R-134a	Refrigerante tetrafluoroetano
R-290	Refrigerante propano

R-744	Refrigerante dióxido de carbono
SDO	Substância destruidora da camada de ozônio
SDOS	Substâncias que destroem a camada de ozônio
TEWI	<i>total equivalent warming</i> - Impacto total equivalente de aquecimento
TPA	Transdutor de alta pressão
TPB	Transdutor de baixa pressão
UFMG	Universidade Federal de Minas Gerais
VEE	Válvula de expansão eletrônica
VET	Válvula de expansão termostática

NOMENCLATURAS

Letras Latinas

\dot{Q}	taxa de calor transferido [W]
\dot{W}	trabalho [W]
\dot{m}	vazão de refrigerante [kg/h]
A	área [m ²]
a	parâmetro definido na Eq. 3.9
ab	absortividade solar
Ac	definido na Eq. 3.13
b	parâmetro definido na Eq. 3.10
Bc	definido na Eq. 3.14
D	diâmetro da espira do capilar [m]
d	diâmetro interno do capilar [m]
f	fator de atrito
fg	função matemática contínua e derivável
g	aceleração da gravidade [9,78 m/s ²]
G	vazão mássica por área [kg/s.m ²]
h	entalpia [kJ/kg]
I	radiação solar [W/m ²]
k	fator relacionado com o volume específico
K	temperatura [K]

L	comprimento do capilar [m]
L _s	comprimento da espiral [m]
P	pressão [Pa]
R _a	rugosidade média
Re	número de Reynolds
R _p	rugosidade de pico
R _z	altura máxima do perfil da rugosidade
S	radiação absorvida pelo coletor [W/m ²]
T	termopar
U	incerteza expandida
u	incerteza
V	velocidade [m/s]
x'	parâmetro definido na Eq. 3.20

Letras Gregas

ν	Viscosidade cinemática [m ² /s]
μ	Viscosidade dinâmica [N.s/m ²]
θ	Inclinação do coletor [graus]
ρ	Massa específica [kg/m ³]
ϵ	Rugosidade [μ m]

Subscritos

1	entrada do compressor
2	saída do compressor
3	entrada do condensador
4	saída do condensador
5	entrada no tubo capilar
6	saída do tubo capilar / entrada do evaporador solar
7	saída do evaporador solar
tf	temperatura de filme
hd	helicoidal

r	reto
bf	bifásico
mf	monofásico
tr	transição
cond	condensador
evap	evaporador
fr	fluido refrigerante
max	máximo

Sobrescritos

.	Taxa
---	------

Constantes

g	aceleração gravitacional [9,7836 m/s ²]
σ	constante de Stefan Boltzmann [5,6703x10 ⁻⁸ W/m ² K ⁴]
π	Constante matemática [adimensional]

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO.....	17
1.1	Objetivo	18
1.1.1	Objetivos específicos.....	19
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	20
2.1	Ciclo de compressão a vapor – Bomba de calor.....	20
2.3	Fluidos Refrigerantes CFC	22
2.4	Fluidos Refrigerantes HCFCs.....	25
2.5	Fluidos Refrigerantes Hidrocarbonetos ou Naturais.....	26
2.6	Impacto Total de Aquecimento Equivalente (TEWI).....	27
2.7	Publicações e trabalhos referentes à bomba de calor assistida por energia solar	28
2.7.1	Bomba de calor assistida por energia solar	28
2.7.2	DX-SAHP.....	30
2.7.3	Grau de superaquecimento em ciclos de compressão de vapor.....	34
2.7.4	Fluidos refrigerantes utilizados em BDC	37
2.8	Dispositivo de Expansão.....	40
2.8.1	Tubo capilar.....	40
2.8.2	Escoamento em tubos capilares.....	42
2.8.3	Vazão do compressor e do tubo capilar.....	44
2.8.4	Correlações numéricas adimensionais para tubos capilares	46
2.9	Geometria dos tubos capilares.	48
2.10	Fator de atrito em tubo capilar.....	49
2.11	Considerações finais do capítulo	50
3	MATERIAIS E MÉTODOS.....	51
3.1	Descrição do protótipo da bomba de calor	51
3.2	Descrição dos componentes.....	55
3.2.1	Evaporador.....	55
3.2.2	Condensador bitubular.....	56
3.2.3	Compressor.....	58
3.2.4	Reservatório Térmico	59
3.2.5	Garrafa de líquido.....	60

3.2.7	Separador de óleo	60
3.2.8	Filtro secador	61
3.2.9	Medidores de pressão	61
3.2.10	Wattímetro	61
3.2.11	Medidor de temperatura.....	62
3.2.12	Medidor de radiação solar	63
3.2.13	Rotâmetro	63
3.2.14	Medição de rugosidade.....	64
3.2.15	Aquisição de dados.....	66
3.3	Solução matemática para o tubo capilar da bomba de calor.....	66
3.4	Instrumentação.....	72
3.4.1	Incertezas de medição.....	72
3.4.2	Análise de incertezas	72
4	RESULTADOS E DISCUSSÕES.....	76
4.1	Resultado do dimensionamento dos tubos capilares.....	76
4.2	Influência da radiação solar no superaquecimento da BDC com capilar simples duplo ao longo do tempo.....	77
4.3	Influência da radiação solar na pressão de baixa da BDC ao longo do tempo	79
4.4	Influência da radiação solar na vazão de fluido refrigerante no condensador.....	81
4.5	Temperatura de saída da água por tempo	83
4.6	Diagrama pressão por entalpia.....	84
4.7	Coefficiente de desempenho	86
5	CONCLUSÕES	88
	REFERÊNCIAS	91
	APÊNDICE A – Dados para o dimensionamento dos tubos capilares.....	96
	ANEXO A – Dados de calibração dos termopares	97
	ANEXO B – Diâmetros dos tubos capilares de cobre.....	98
	ANEXO C – Medição dos comprimentos e do diâmetro da helicoide do capilar.....	98

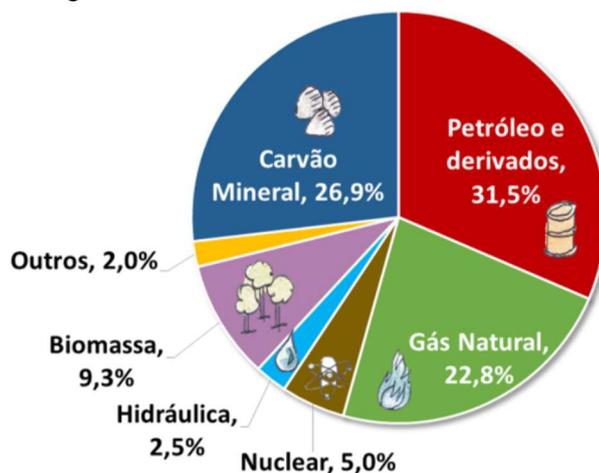
1 INTRODUÇÃO

A disponibilidade de energia permitiu transformar o curso da humanidade nos últimos séculos e novas fontes de energia surgiram para suprir a demanda mundial, como nuclear, eólica e a solar. Porém, o consumo cresce de forma acelerada devido ao aumento populacional e a busca por melhores condições de vida. No Brasil, segundo o Balanço Energético Nacional em 2019, houve um aumento no consumo de energia de 1,4 % em relação ao ano anterior.

Sendo a energia essencial para o desenvolvimento de qualquer sociedade, para evitar sua escassez, é necessário que seja compensado o acréscimo da demanda, com melhorias na eficiência energética dos equipamentos.

A preocupação mundial com os recursos naturais e o meio ambiente fez com que os países buscassem novas soluções renováveis na matriz energética. Atualmente, conforme FIG.1.1, o mundo possui uma matriz para geração de energia elétrica composta, majoritariamente, por fontes não renováveis, como o gás natural, o petróleo e o carvão. Apesar do consumo da matriz energética mundial ser muito maior para fontes não renováveis, no Brasil, o cenário é diferente do mundial. Em 2018, conforme FIG. 1.2, os recursos renováveis totalizavam 84,8 % da matriz energética, segundo o site *International Energy Agency* (IEA).

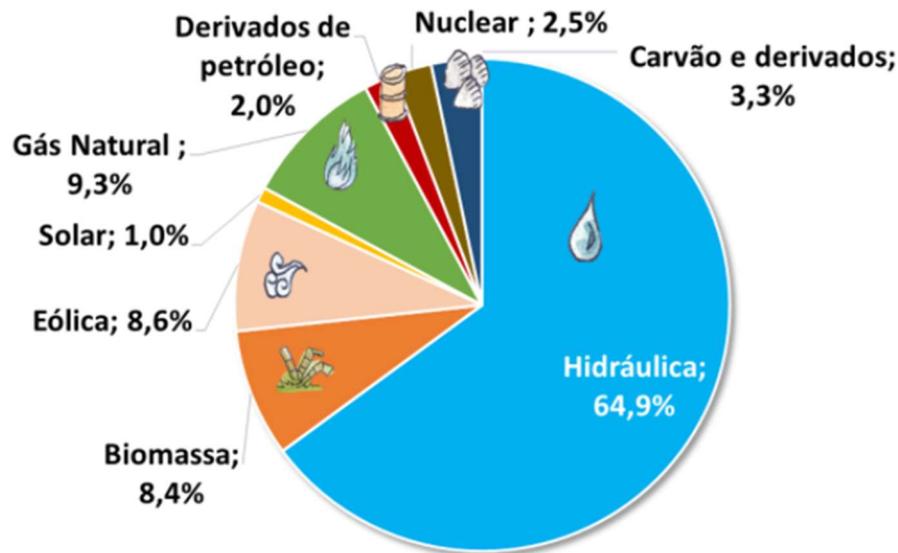
Figura 1.1: Matriz elétrica mundial em 2018.



Fonte: Empresa de pesquisa energética (2021).

Visando a redução no consumo de energia, surge como alternativa a utilização de bombas de calor assistidas por energia solar (SAHP, do inglês *Solar Assisted Heat Pump*) para aquecimento de água. De acordo com Reis (2012), o desempenho energético de uma SAHP é 45% maior em comparação com resistência elétrica para aquecimento de água.

Figura 1.2: Matriz elétrica brasileira em 2018



Fonte: Empresa de pesquisa energética (2021).

Duarte 2018 demonstra que a utilização de SAHP pode reduzir as emissões de gases que agravam o efeito estufa em mais de 50%, dependendo da radiação solar disponível. O autor sugere a utilização do fluido refrigerante (R290) para maximizar o desempenho ambiental da SAHP, visto que este refrigerante possui baixíssimo potencial de aquecimento global (GWP, do inglês *Global Warming Potential*) e possibilita operação com reduzido TEWI.

A literatura apresenta que a maioria dos estudos envolvendo SAHP utilizam dispositivos de expansão automáticos, como válvulas termostáticas ou válvulas eletrônicas. Estes dispositivos de expansão representam uma parcela significativa do custo de fabricação das bombas de calor, que pode ser reduzido se os dispositivos forem substituídos por tubos capilares. Além disso, considerando o R290 como fluido refrigerante, a utilização de dispositivos de expansão automáticos é ainda mais difícil pois, atualmente, estes itens só podem ser obtidos no Brasil por meio de importações.

1.1 Objetivo

O objetivo geral deste trabalho é avaliar e comparar a viabilidade entre uma bomba de calor solar para produção de água quente funcionando, alternadamente, com dois capilares e com apenas um tubo capilar como dispositivo de expansão.

1.1.1 Objetivos específicos

Para alcançar o objetivo geral deste trabalho, são propostos os seguintes objetivos específicos:

- 1- Modelar no software *Engeneering Equation Solve* (EES) as equações para dimensionamento dos tubos capilares.
- 2- Instalar os tubos capilares na bomba de calor conforme o dimensionamento.
- 3- Ajustar o grau de superaquecimento para os tubos capilares instalados.
- 4- Realizar os testes experimentais em ambientes de alta e baixa radiação solar para coletar os dados da bomba de calor funcionando, alternadamente, com dois tubos capilares e com apenas um tubo capilar, para avaliar o desempenho da bomba de calor.

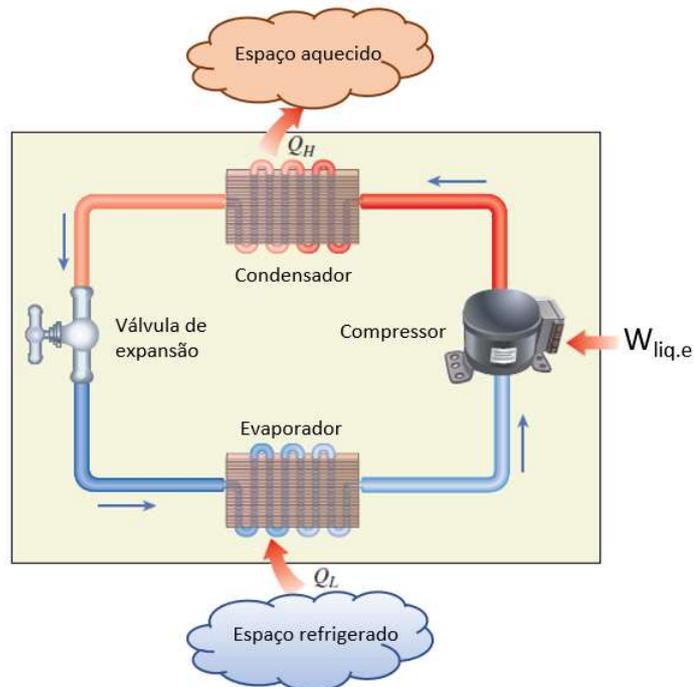
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 Ciclo de compressão a vapor – Bomba de calor

A bomba de calor (BDC) é um equipamento que tem a finalidade de transferir calor de uma fonte fria para uma fonte quente. Ela opera em um ciclo de compressão de vapor cujo objetivo é receber calor de um meio a baixa temperatura e ceder calor para um meio a alta temperatura. Esse processo requer um compressor para aplicação de trabalho no sistema.

O ciclo básico de compressão mecânica por vapor possui quatro componentes principais: Um condensador, um evaporador, uma válvula de expansão e um compressor, conforme FIG. 2.1.

Figura 2.1: Componentes básicos do ciclo de compressão de vapor



Fonte: Çengel *et al.* (2015).

O desempenho de uma bomba de calor é definido em termos de seu coeficiente de desempenho (COP), que é a razão entre a taxa de calor transferida pelo condensador (\dot{Q}_H) pelo que é consumido de energia no compressor (\dot{W}), conforme Eq. 2.1.

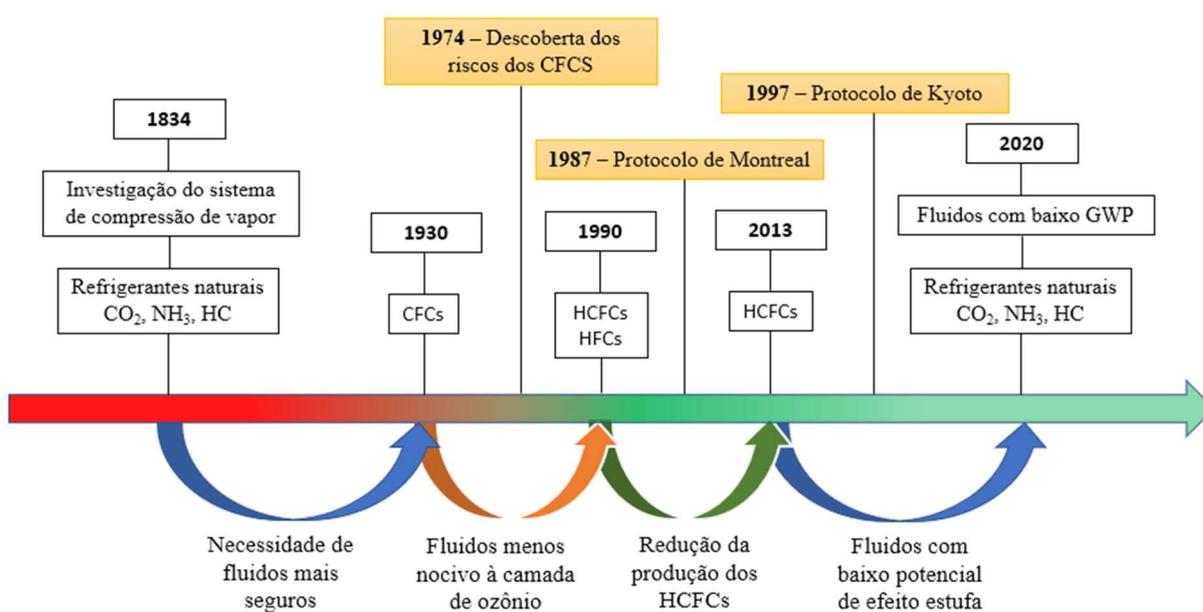
$$COP_{BDC} = \frac{\dot{Q}_H}{\dot{W}} \quad (2.1)$$

2.2 Fluidos refrigerantes

Os fluidos refrigerantes podem ser definidos como substâncias que tem a finalidade de transportar energia, absorvendo calor a baixa temperatura e rejeitando-o a temperaturas mais elevadas. Os primeiros fluidos refrigerantes aplicados para fins de refrigeração foram os encontrados na natureza, surgiram nos anos 1800 e foram por muito tempo utilizados. São eles os mais usuais: amônia (NH_3), dióxido de carbono (CO_2), hidrocarbonetos (C_nH_n) e cloreto de metila (CH_3Cl). Os fluidos naturais por serem mais complexos e requererem cuidados especiais, perderam espaço para os fluidos sintéticos, como CFCs e HCFCs a partir dos anos 1930.

O uso dos fluidos refrigerantes sofreu grande modificação ao longo dos anos devido ao surgimento de acordos internacionais para proteção do meio ambiente, como o Protocolo de Montreal e Kyoto que forçaram os países a desenvolverem novos refrigerantes menos agressivos ao meio ambiente. O protocolo de Montreal, assinado por 46 países, surgiu em 1987 com a meta de reduzir o uso dos CFCs. No ano de 1997, em Kyoto (Japão), 160 países assinaram um acordo para limitar as emissões de gases que provocam o efeito estufa. Em linha cronológica, pode-se observar na FIG. 2.2 as fases de cada fluido refrigerante ao longo do tempo. Nota-se que, após um século, os fluidos naturais começaram a ressurgir como uma opção para atender as novas demandas de legislação ambiental.

Figura 2.2: Histórico da evolução e utilização de fluidos refrigerantes



Fonte: próprio autor.

O tratado internacional aprovado mais recente é o Acordo de Paris, discutido entre 195 países durante a 21ª Conferência do Clima em 2015. O objetivo principal do tratado, que entrou em vigor oficialmente no dia 4 de novembro de 2016, é reduzir as emissões de gases de efeito estufa para limitar o aumento médio da temperatura global a 2 °C acima dos níveis pré-industriais. A aplicação deste tratado afeta diretamente o uso de fluidos refrigerantes que causam o aquecimento atmosférico, como os HFCs.

No ano de 2016, durante reunião realizada na capital de Ruanda (Kigali), surgiu a Emenda de Kigali ao Protocolo de Montreal. Seu principal objetivo é o estabelecimento de um cronograma de redução gradual de consumo dos HFCs, pois tais substâncias são poderosos agentes de efeito estufa.

Tabela 2.1: Cronograma de redução da produção e consumo dos HFCs aprovado pela Emenda de Kigali

Ano	Ação
2020 a 2022	Período de contabilização do consumo de HFC para definição do teto (linha de base) a ser adotado
2024	Congelamento do consumo de HFC nos níveis da linha de base
2029	Redução de 10% do consumo de HFC em relação à linha de base.
2035	Redução de 30% do consumo de HFC em relação à linha de base.
2040	Redução de 50% do consumo de HFC em relação à linha de base.
2045	Redução de 80% do consumo de HFC em relação à linha de base

Fonte: MMA (2018).

2.3 Fluidos Refrigerantes CFC

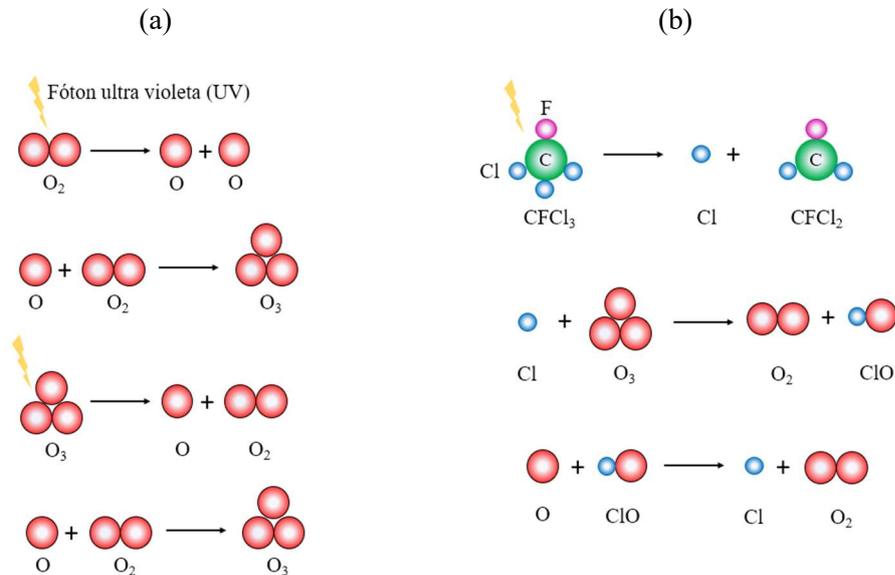
Os fluidos refrigerantes clorofluorcarbonetos (CFCs) conhecidos como freons, surgiram em meados da década de 1930, levando a acreditar que tivesse sido descoberto o fluido ideal para os equipamentos de refrigeração. O sucesso destes fluidos pôde ser atribuído às características de segurança e propriedades termofísicas, que permitiram o seu uso sob condições em que os fluidos refrigerantes inflamáveis ou tóxicos, como os naturais, seriam de uso perigoso. Os compostos CFCs se caracterizam por apresentar cloro na molécula, entre outros halogêneos possíveis.

Na década de 1970, foi descoberto que o grande responsável pela destruição da camada de ozônio eram os CFCs, até então considerados inertes. Em 1974, F. Sherwood Rowland e Mário J. Molina descobriram que o ozônio (O_3) poderia ser destruído pelos CFCs (ROWLAND, 2020). Essa destruição ocorre devido ao resultado de um efeito em cadeia promovido, principalmente, pelos átomos de flúor e cloro.

A FIG. 2.3 (a) apresenta esquematicamente o processo natural que ocorre com a molécula de oxigênio e ozônio na região da estratosfera onde está situada a camada de ozônio. Este processo ocorre, conforme da FIG. 2.3 (a), quando o oxigênio (O_2), ao receber a radiação ultravioleta (UV) do sol, sofre decomposição em um processo denominado fotólise, levando à formação de átomos de oxigênio livres, que, por sua vez, combinam com a molécula de oxigênio, produzindo o gás ozônio. A radiação (UV) atinge também o ozônio, que pode sofrer decomposição e formar a molécula de oxigênio e átomo de oxigênio. O átomo de oxigênio livre, presente na estratosfera, volta a combinar com a molécula de oxigênio formando novamente o ozônio, criando assim, um ciclo constante de destruição e regeneração.

A FIG. 2.3 (b) apresenta esquematicamente a quebra de um composto à base de cloro, demonstrando o fenômeno que destrói a camada de ozônio na região da estratosfera. Os gases, responsáveis por essa destruição, quando sobem para a estratosfera são atingidos pela radiação ultravioleta, que quebra a molécula do composto à base de cloro que, por sua vez, combinará com uma molécula de ozônio. O resultado é a formação de uma molécula de óxido de cloro (ClO) e outra de oxigênio (O_2). A presença do átomo de cloro na estratosfera é danosa ao processo natural de formação de ozônio, pois consome o átomo de oxigênio livre necessário para a regeneração do ozônio.

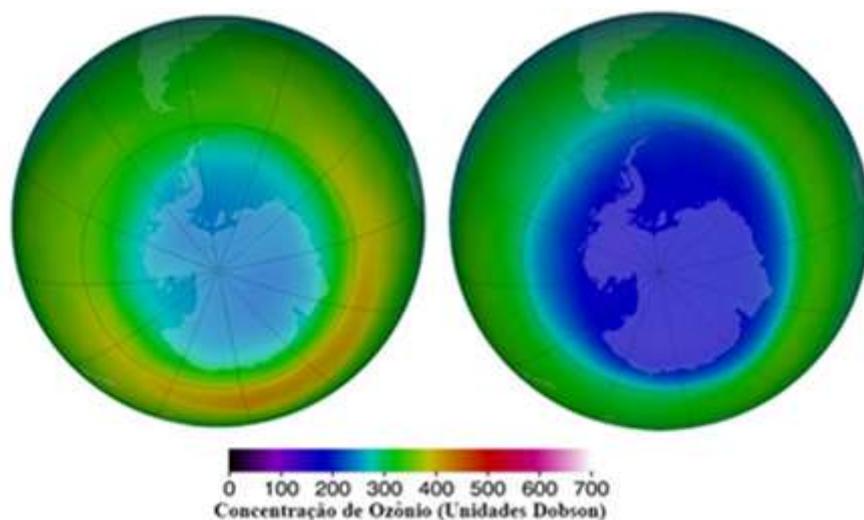
Figura 2.3: Descrição básica do processo químico de redução da camada de ozônio



Fonte: próprio autor.

Os efeitos dos CFCs sobre a camada de ozônio estratosférica ao longo dos últimos anos, conforme ilustra a FIG. 2.4, favoreceram o protocolo de Montreal, em 1987, um acordo ambiental que estabeleceu obrigações para redução da produção e consumo de substâncias que destroem a camada de ozônio (SDOs), e que, por conseguinte, deu origem às atividades de desenvolvimento de substitutos. O Brasil, por meio do decreto nº 99.280, de 06 de julho de 1990, aderiu ao protocolo de Montreal, comprometendo-se a eliminar completamente os CFCs até janeiro de 2010.

Figura 2.4: Evolução da destruição da camada de ozônio



Fonte: MMA (2017).

2.4 Fluidos Refrigerantes HCFCs

Visando acelerar a eliminação das substâncias que destroem a camada de ozônio (SDOs), o Brasil revogou a resolução do Conama nº 13/1995 e adotou a resolução Conama nº 267/2000, que proíbi o uso de CFCs em novos produtos, restringi sua importação e o controle passa a ser realizado pelo Cadastro Técnico Federal do Instituto Brasileiro de Meio Ambiente e Recursos Naturais Renováveis (IBAMA). Como consequência das restrições, emergiram como substitutos dos CFCs os fluidos do tipo hidroclorofluorcarbonos (HCFCs), com maior destaque para o HCFC-22 que passou a ser amplamente utilizado, conforme FIG. 2.5, principalmente em sistemas de condicionamento de ar e bombas de calor.t

Os substitutos dos CFCs, os HCFCs, são significativamente menos nocivos à camada de ozônio, porém eles possuem cloro na composição, se tornando substâncias que degradam a camada de ozônio. Visando eliminar também os HCFCs, o protocolo de Montreal iniciou em 2007 uma nova fase direcionada para a eliminação da produção e consumo dos hidroclorofluorcarbonos. Por meio da decisão XIX/6 do Protocolo de Montreal, decidiram estabelecer um cronograma mais acelerado, iniciando o congelamento do consumo a partir de 2013, tendo como consumo base o valor da média de consumo dos anos de 2009 e 2010, escalonadamente até a eliminação em 2040.

A fim de atender as metas, o Brasil elaborou o Programa Brasileiro de Eliminação dos HCFCs (PBH). As metas e atividades contempladas na estratégia do PBH foram divididas em três etapas, conforme TAB. 2.2.

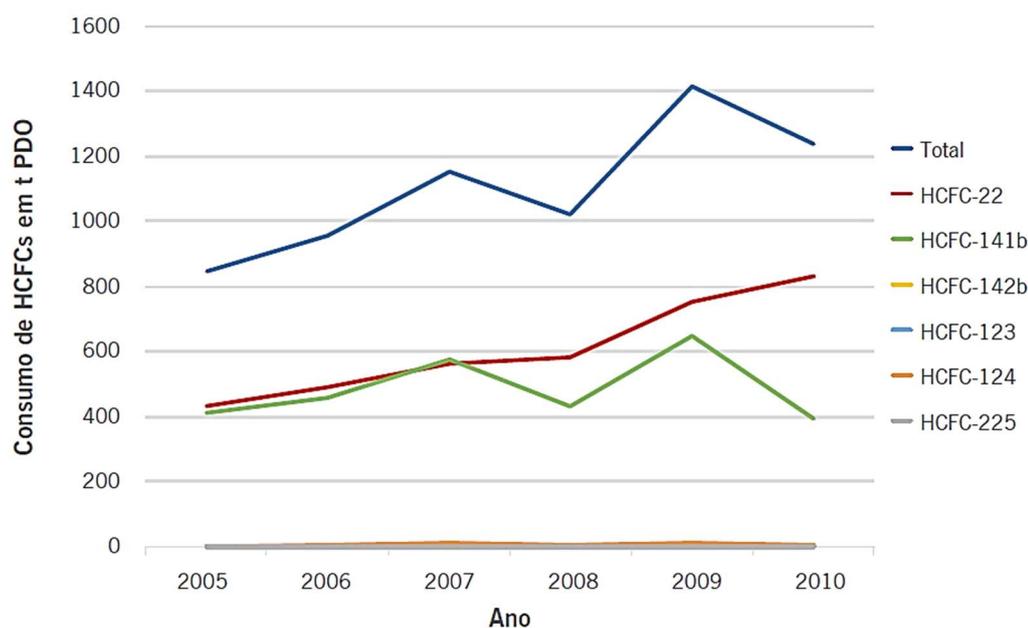
Tabela 2.2: Cronograma de eliminação dos HCFCs

Etapa	Ano	Ação	Consumo Máximo (t)
Etapa 1	2013	Congelamento da linha de base	1.327,30
	2015	- 16,6% da linha de base	1.107,00
Etapa 2	2020	- 39,3 % da linha de base	806,10
	2021	- 51,6% da linha de base	642,94
Etapa 3	2025	- 67,5% da linha de base	431,40
	2030	- 97,5% da linha de base	33,20
	2040	- 100% da linha de base	0,00

Fonte: MMA (2018).

Em busca de novos fluidos refrigerantes para substituir os CFCs e os HCFCs, os fabricantes desenvolveram uma opção de refrigerante do tipo hidrofluorcarbono (HFC), por não conter átomos de cloro em sua composição e, conseqüentemente, não contribuir para a destruição da camada de ozônio. Devido às restrições impostas pelo protocolo de Kyoto, os HFCs têm um cronograma para eliminação de uso, conforme apresentado na TAB. 2.1.

Figura 2.5: Consumo de HCFCs ao longo de 5 anos



Fonte: MMA (2011).

2.5 Fluidos Refrigerantes Hidrocarbonetos ou Naturais

O interesse em fluidos refrigerantes hidrocarbonetos (HCs) foi reavivado nos últimos anos com as discussões sobre a eliminação progressiva de fluidos com potencial de destruição da camada de ozônio (ODP) e sobre fluidos que possuem baixo efeito de aquecimento atmosférico ($GWP > 5$). Os hidrocarbonetos, além de possuírem boas propriedades termodinâmicas, são solúveis em todos os lubrificantes, são compatíveis com materiais como metais e elastômeros, e têm grande disponibilidade no mercado. Um aspecto negativo a se destacar sobre os hidrocarbonetos é que são inflamáveis e, quando respirados em grandes concentrações, têm efeito anestésico e asfíxiante, exigindo medidas adequadas de segurança no manuseio. A TAB. 2.3 apresenta os valores de ODP, GWP e o tempo de vida na atmosfera para alguns fluidos refrigerantes de diversos grupos.

Tabela 2.3: Valores de ODP, GWP e Tempo de vida para fluidos refrigerantes

Grupo dos fluidos refrigerantes	Exemplos	ODP	GWP (100 anos)	Tempo de vida (anos)
CFCs	R11, R12, R115	0,6 - 1	4750-14400	45 - 1700
HCFCs	R22, R141b, R124	0,02-0,11	400-1800	1 - 20
HFCs	R407C, R32, R131a	0	140-11700	1 - 300
HFOs	R1234yf, R1234ze	0	0-12	-
Refrigerantes naturais	R744, R717, R290, R600, R600a	0	0	Poucos dias

Fonte: Nawaz *et al.* (2017).

2.6 Impacto Total de Aquecimento Equivalente (TEWI)

Analisar os coeficientes de ODP ou GWP não é suficiente para uma análise do impacto ambiental em sistemas de refrigeração, pois estes índices são características físicas das substâncias utilizadas e não consideram aspectos da instalação. Por isso, surgiu o conceito de Impacto Total de Aquecimento Equivalente (TEWI, do Inglês *Total Equivalent Warming Impact*) que é um índice comparativo que define o nível do impacto no aquecimento global de aplicações de ar-condicionado, bombas de calor e refrigeração comercial e industrial. O TEWI leva em consideração as emissões diretas e indiretas de gases de efeito estufa e gera um valor equivalente à soma de ambos. O efeito direto é o fluido refrigerante liberado durante a vida útil do equipamento e, o indireto, refere-se as emissões de CO₂ de combustíveis fósseis usados para produzir a energia consumida pelo equipamento. A equação do TEWI é apresentada conforme (MMA 2011):

$$\text{TEWI} = \text{GWP} \cdot M + a \cdot B \quad (2.2)$$

em que:

- *GWP* é o indicador do impacto ambiental direto do refrigerante, relativo ao CO₂ que tem GWP igual a 1.
- *M* é a massa total de refrigerante liberado (kg);
- *a* é a quantidade de CO₂ liberado na geração local de eletricidade (kgCO₂/kWh), por exemplo, para geração hidroelétrica, *a* = 0, e, para geração termoelétrica, *a* = 0,8 kgCO₂/kWh;

- B é o consumo de energia do sistema ao longo de sua vida útil (kWh).

2.7 Publicações e trabalhos referentes à bomba de calor assistida por energia solar

Foram encontrados poucos trabalhos referentes à bomba de calor assistida por energia solar tendo como dispositivo de expansão dois tubos capilares funcionando alternadamente e utilizando o fluido refrigerante R290. A imensa maioria dos trabalhos da comunidade científica utilizaram como dispositivo de expansão a válvula de expansão termostática (VET), que apresenta um custo de aquisição muito superior ao tubo capilar, mas possui grande capacidade para regular a vazão mássica de refrigerante. A bomba de calor assistida por energia solar é conhecida na literatura internacionalmente com o nome e sigla respectivamente em inglês de “*Solar Assisted Heat Pump*” e SAHP. Optou-se por utilizar a sigla SAHP por ser de fácil entendimento e ser amplamente utilizada em inglês no meio acadêmico.

2.7.1 Bomba de calor assistida por energia solar

A energia solar tem recebido atenção nos últimos anos devido à crescente necessidade de redução de consumo de eletricidade em todo o mundo. Ela surge com a finalidade de atender às novas demandas de consumo de energia elétrica e produzir água quente para pequenas instalações residências e comerciais. A bomba de calor surge como opção para substituir as resistências elétricas para aquecimento de água, devido à sua alta eficiência térmica, conforme investigado por Chua *et al.* (2010).

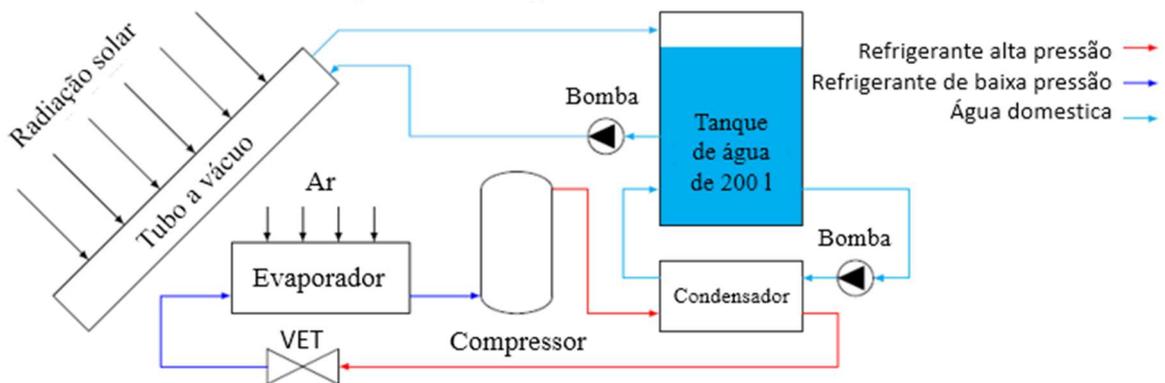
A fim de melhorar a BDC, vários pesquisadores como Duffie and Beckman (1991) propuseram combiná-la com a energia solar. Duarte (2018) apresentou três tipos de SAHP para produção de água quente utilizando auxílio da energia solar, são eles:

- (i) bomba de calor solar paralela de expansão indireta (Parallel Type IX-SAHP, do inglês *parallel type indirect expansion SAHP*);
- (ii) bomba de calor solar de expansão indireta do tipo série (Series type IX-SAHP, do inglês *series types indirect expansion SAHP*);
- (iii) bomba de calor solar de expansão direta (DX-SAHP, do inglês *direct expansion SAHP*).

Na configuração Paralela IX-SAHP, apresentada na FIG. 2.6, a água quente é produzida por um coletor solar nos dias de sol e, nos dias de radiação solar insuficiente para aquecer a água, entra em funcionamento bomba de calor a ar (ASHP, do inglês Air Source Heat Pump).

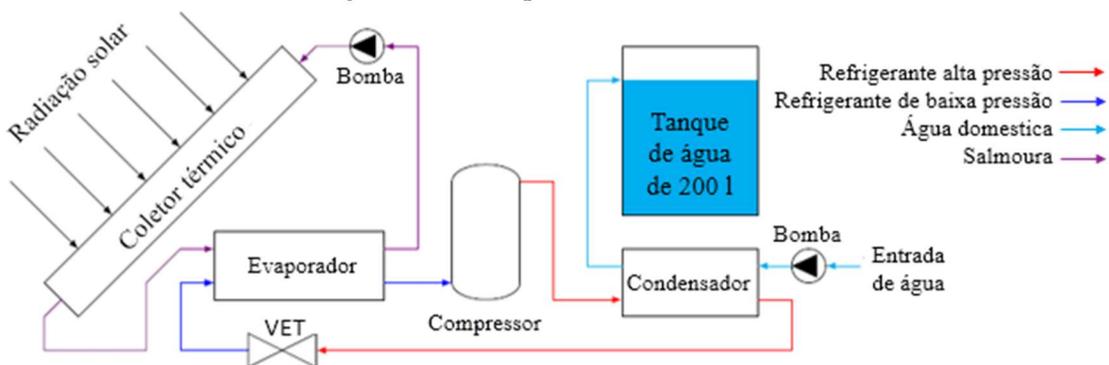
Na configuração Série IX-SAHP, conforme FIG. 2.7, a água aquecida pelo coletor térmico auxilia na troca de calor com o evaporador da BDC. Segundo Duarte (2018), esta configuração resulta em um COP 25% maior em comparação com a Paralela IX-SAHP, porém a série IX-SAHP consome 2% menos de energia durante o ano.

Figura 2.6: Exemplo de Paralela IX-SAHP.



Fonte: adaptado de Duarte (2018).

Figura 2.7: Exemplo de Série IX-SAHP.

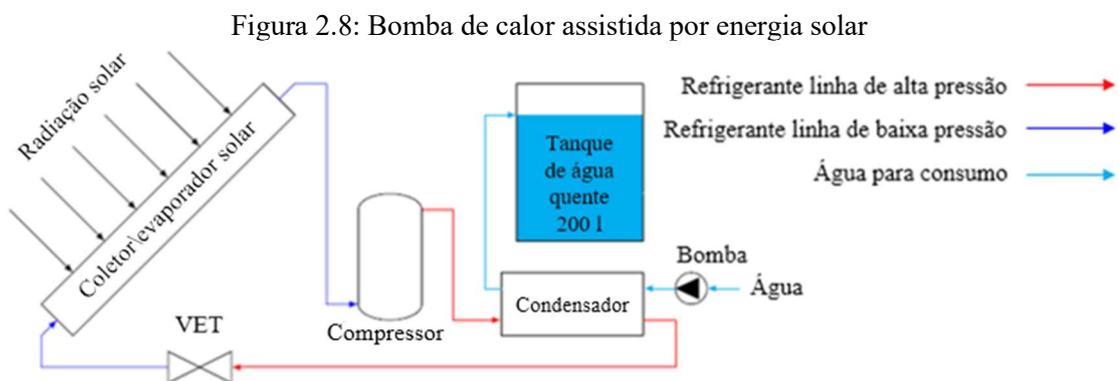


Fonte: adaptado de Duarte (2018).

2.7.2 DX-SAHP

Segundo Kong *et al.* (2011), o conceito da DX-SAHP foi considerado primeiramente por Sporn e Ambrose em 1955, com o objetivo de ser uma técnica promissora, oferecendo bom desempenho térmico. Um diagrama esquemático de uma DX-SAHP para aquecimento de água é apresentado na FIG. 2.8. Este sistema consiste basicamente em um compressor, um evaporador no formato de coletor solar, um condensador do tipo tubos concêntricos para trocar calor com a água e uma válvula de expansão.

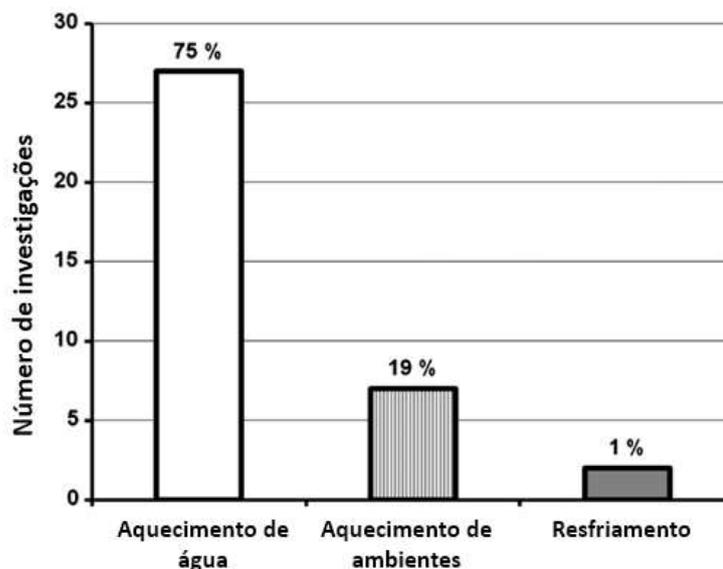
Na DX-SAHP o refrigerante entra no evaporador solar a uma determinada pressão, título e temperatura para ser vaporizado e aquecido pela radiação solar e pelo ar externo. O refrigerante sai do evaporador como vapor superaquecido e passa através do compressor. Após sair do compressor, o fluido ganha pressão e temperatura para entrar no condensador, que transfere o calor para a água em um trocador de calor bitubular que, em seguida, direciona a água para o tanque de armazenamento. Após o condensador, o refrigerante em estado líquido entra na válvula de expansão para ser expandido no evaporador.



Fonte: adaptado de Duarte (2018).

Segundo Omojaro e Breilkopf (2013), a maioria dos estudos sobre DX-SAHP apresenta como o principal uso da BDC o aquecimento de água, conforme FIG. 2.9. Observa-se que esta aplicação corresponde a 75% da literatura revisada, a segunda maior demanda é para aquecimento de ambientes.

Figura 2.9: Comparação das aplicações da DX-SAHP encontrados na literatura



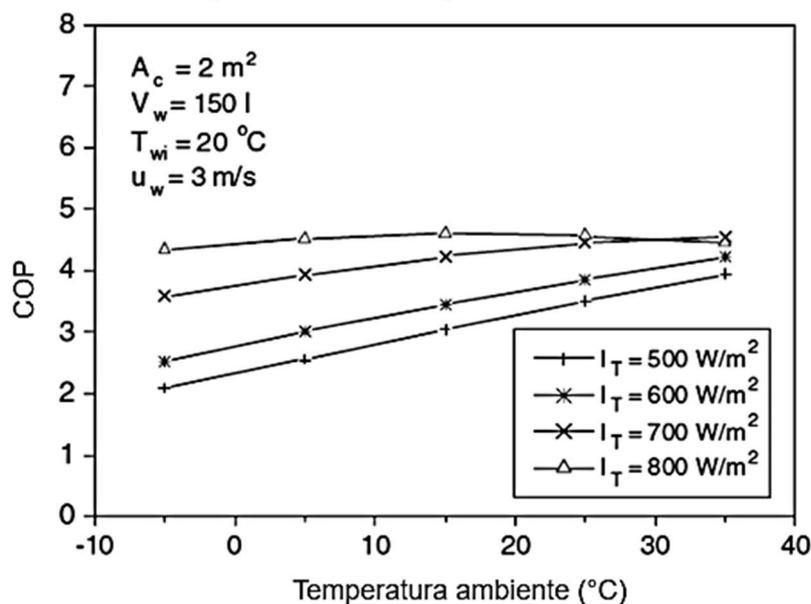
Fonte: Omojaro e Breitkopf (2013).

Quando comparados com outros sistemas de BDC a DX-SAHP tem registrado um elevado desempenho técnico e comercial. O autor conclui também que a performance da DX-SAHP sofre grande influência da radiação solar disponível no evaporador solar e do compressor.

Kuang e Wang (2003) realizaram estudos analíticos e experimentais em um sistema DX-SAHP com coletor plano de 2 m² que atua como evaporador solar. Os efeitos da variação dos parâmetros, como radiação solar, temperatura ambiente, área do coletor, volume do tanque, velocidade do vento e temperatura de entrada de água foram levadas em consideração para obter o coeficiente de performance do equipamento.

Os efeitos da variação da radiação solar e da temperatura ambiente no COP podem ser vistos na FIG. 2.10. Nessa figura, observa-se que o COP aumenta com o aumento da radiação solar e da temperatura ambiente. A explicação para esse aumento da temperatura ambiente e da radiação solar tem relação direta com o aumento da energia térmica do fluido refrigerante no evaporador. Esse acréscimo de energia proveniente do sol e da temperatura ambiente, posteriormente, será transferido para o condensador que aquecerá a água. Outro detalhe importante da FIG. 2.10, para maiores valores de radiação solar, pouca influência a temperatura ambiente exerce sobre o COP, isso ocorre porque a energia da radiação é muito superior à parcela da temperatura ambiente.

Figura 2.10: Efeito da temperatura solar e temperatura ambiente no COP da DX-SAHP

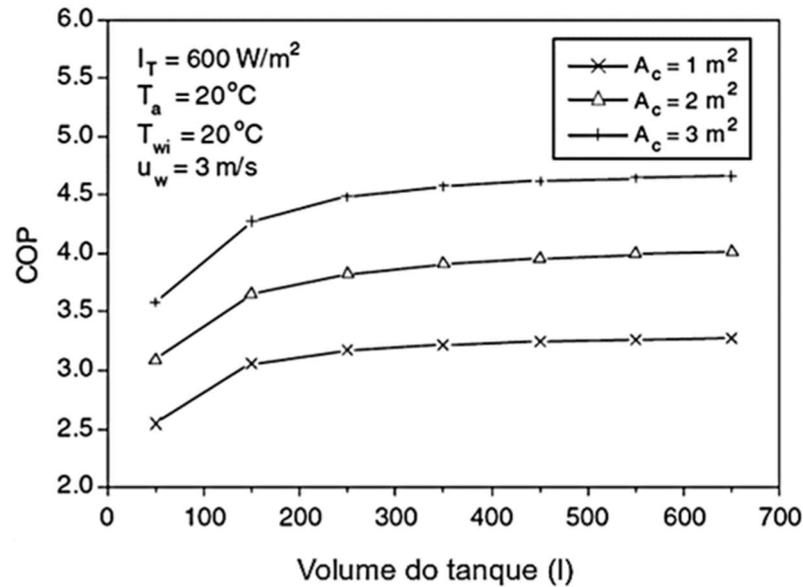


Fonte: adaptado de Kuang e Wang (2003).

Kuang e Wang (2003) também apresentam os efeitos da área do coletor e do volume de armazenamento no desempenho da DX-SAHP. Pode-se observar na FIG. 2.11 que o COP é maior à medida que aumenta a área do evaporador solar e o volume de armazenamento do tanque. O aumento do tamanho do evaporador faz com que o fluido absorva mais calor na placa evaporadora, elevando assim a absorção de calor e, conseqüentemente, o COP. Se o volume de armazenamento do tanque aumenta, a vazão de água aumenta para garantir o enchimento em tempo igual para todos os volumes, causando assim a diminuição da temperatura de condensação e proporcionando uma ligeira diminuição na temperatura de evaporação, ocasionando uma redução do trabalho de compressão, o que leva a um maior COP do sistema. O autor também conclui que a DX-SAHP oferece várias vantagens sobre a BDC convencional, como um desempenho termodinâmico superior, menor custo do sistema e maior vida útil do coletor solar.

Sun *et al.* (2015) compara os desempenhos entre uma bomba de calor sem assistência solar para aquecimento de água de uma ASHP com uma DX-SAHP em várias condições climáticas na cidade de Xangai, na China. As influências das condições de operação, como temperatura do ar, temperatura da água, intensidade da radiação solar, dentre outras condições foram consideradas para avaliar o desempenho de cada um dos sistemas. Os resultados mostraram que, em condições de dia claro, o COP da DX-SAHP é maior, como mostrado na FIG. 2.12 (a), devido à energia solar aumentar a temperatura de evaporação da bomba de calor.

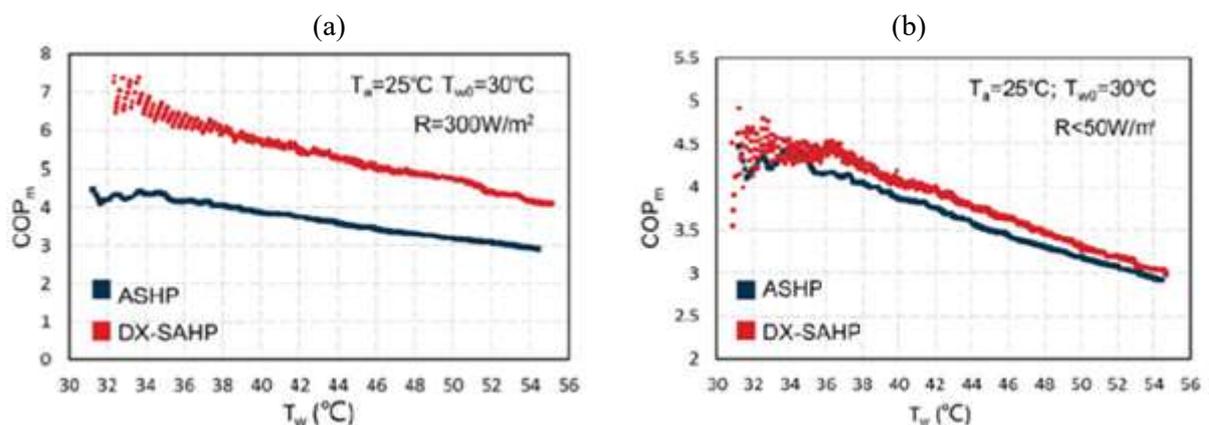
Figura 2.11: Efeito da área do coletor e do volume do tanque sobre o COP



Fonte: adaptado de Kuang e Wang (2003).

O autor também conclui que para dias nublados o COP de ambos os sistemas é quase o mesmo, conforme FIG. 2.12 (b) e, durante as noites, a DX-SAHP apresentou reduzido desempenho devido à baixa troca de calor por convecção e pela perda de calor por radiação no evaporador solar, contudo seu desempenho anual é notavelmente maior do que o sistema ASHP convencional, especialmente no inverno com dias claros.

Figura 2.12: Comparação do COP entre dias ensolarados (a) e dias nublados (b)



Fonte: Sun *et al.* (2015)

Tagliafico *et al.* (2014) compara o desempenho de uma bomba de calor utilizando três tipos de coletor- evaporador solar, são eles: painéis não vidrados, único vidro e duplo vidro. Conclui-se que a economia anual do consumo de energia não é fortemente dependente do tipo

de evaporador solar, logo, o de menor valor será o mais viável para a DX-SAHP. O autor indica ainda que o cobre e o alumínio são os materiais ideais para a construção dos coletores-evaporadores solares devido à boa condutividade e propriedades de resistência dos materiais.

Shi *et al.* (2019) conclui que os aquecedores de água do tipo DX-SAHP são ideais para a produção de água quente devido às vantagens econômicas e energéticas em comparação com os aquecedores de água convencionais. As pesquisas indicaram que na cidade de Victoria, Austrália, o consumo de eletricidade para DX-SAHP é cerca de 0,01 – 0,012 kWh/L de água quente à temperatura de 45 a 60 °C.

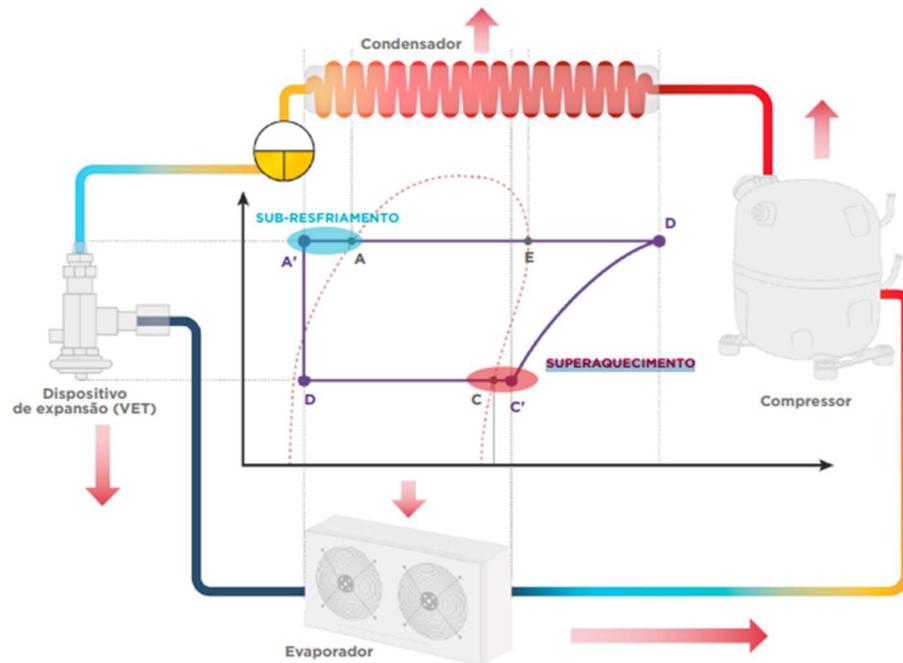
Kong *et al.* (2020) analisa experimentalmente o desempenho de uma DX-SAHP para aquecimento de 0,2 m³ de água de 10 a 40 °C, em temperatura ambiente de -0,7 °C, radiação solar de 500 W/m², operando com o fluido refrigerante R134a e com o R290. Todos os testes foram conduzidos no período de inverno e os resultados mostram que a potência do compressor, utilizando o fluido R290, obteve uma redução de 7,04% em comparação com o R134a. A média do COP da DX-SAHP aumentou 32% quando utilizado o fluido refrigerante R290. Além disso, nas mesmas condições, a eficiência do coletor do R134a alcançou o valor de 0,66, enquanto o R290 alcançou o valor de 0,73.

2.7.3 Grau de superaquecimento em ciclos de compressão de vapor

O grau de superaquecimento é definido como a diferença entre a temperatura do fluido refrigerante medida na sucção do compressor e a temperatura do refrigerante na pressão de saída do evaporador. Quando presente na entrada do compressor, tem resultado benéfico sobre o COP do sistema, pois a área de eficiência de refrigeração aumenta e, conseqüentemente, eleva o potencial de absorção de calor do fluido refrigerante e garante somente vapor na entrada do compressor. Na FIG. 2.13, a região entre os pontos c e c' é a região do grau de superaquecimento do ciclo de refrigeração.

A ausência de grau de superaquecimento do fluido refrigerante pode ocasionar a entrada de líquido no compressor e causar graves danos, pois o compressor não é desenvolvido para comprimir substâncias incompressíveis, como líquidos. Já o grau de superaquecimento muito elevado pode provocar a carbonização do óleo, danos aos anéis dos pistões, danos às paredes dos cilindros, redução da capacidade de resfriamento do motor elétrico do compressor e diminuição da capacidade frigorífica do evaporador solar. De modo geral, o excesso de superaquecimento pode reduzir a vida útil do compressor e a eficiência do sistema.

Figura 2.13: Representação do processo de superaquecimento em um diagrama Ph

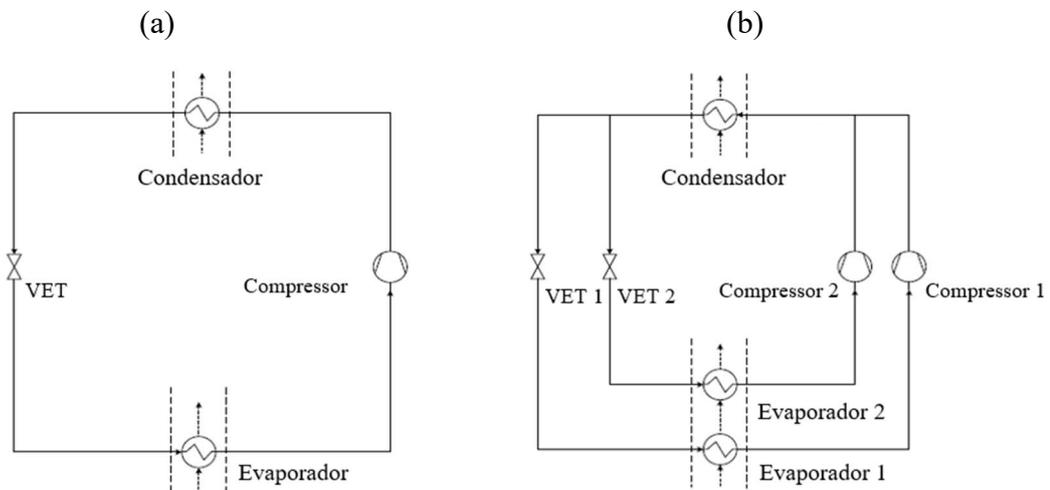


Fonte: Tecumseh (2016).

Segundo o manual de instalação e operação de compressores e unidades condensadoras da Elgin (Elgin 2007), o grau de superaquecimento do compressor tem que ser menor do que 20 °C para garantir o resfriamento do conjunto mecânico e elétrico e, assim, evitar que a temperatura de descarga atinja valores acima da faixa ideal do óleo do compressor.

Cao e Zhang (2020) analisa o desempenho de um ciclo de dupla sucção, com dois compressores, e um ciclo simples, com um compressor, em aplicação de refrigeração e BDC, conforme a FIG. 2.13. Concluiu-se que a economia de energia está condicionada ao efeito de superaquecimento do evaporador. Para compreender melhor o efeito do superaquecimento no desempenho do ciclo de dupla sucção, o autor utilizou-se de método analítico, análise numérica e experimento de laboratórios.

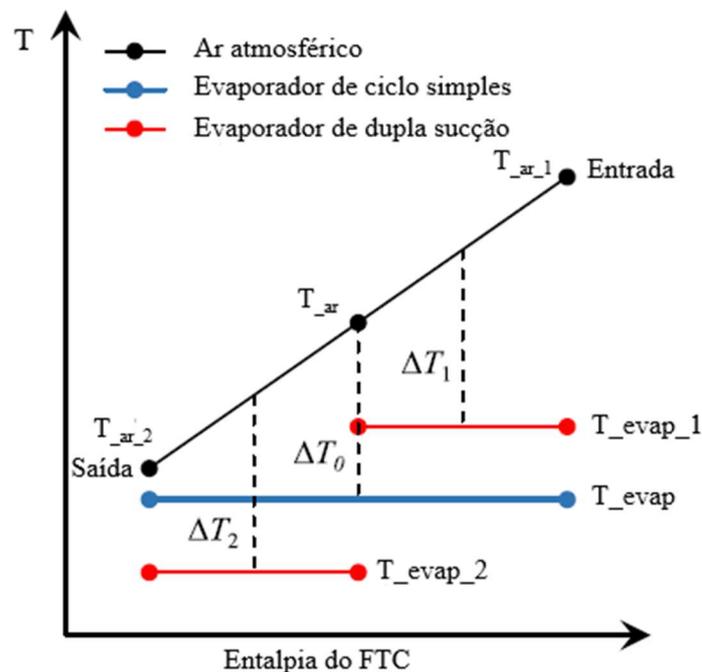
Figura 2.14: Diagrama (a) ciclo simples e (b) dupla sucção



Fonte: adaptada de Cao e Zhang (2020).

Na FIG. 2.14, observa-se o diagrama dos dois esquemas de montagem. No ciclo de dupla sucção, FIG 2.14 (b), o ar flui por meio de dois evaporadores em paralelo, operando com duas pressões de sucção. De acordo com o autor, esta distribuição com dois compressores e evaporadores produz um processo de evaporação mais uniforme em comparação ao ciclo da FIG. 2.14 (a).

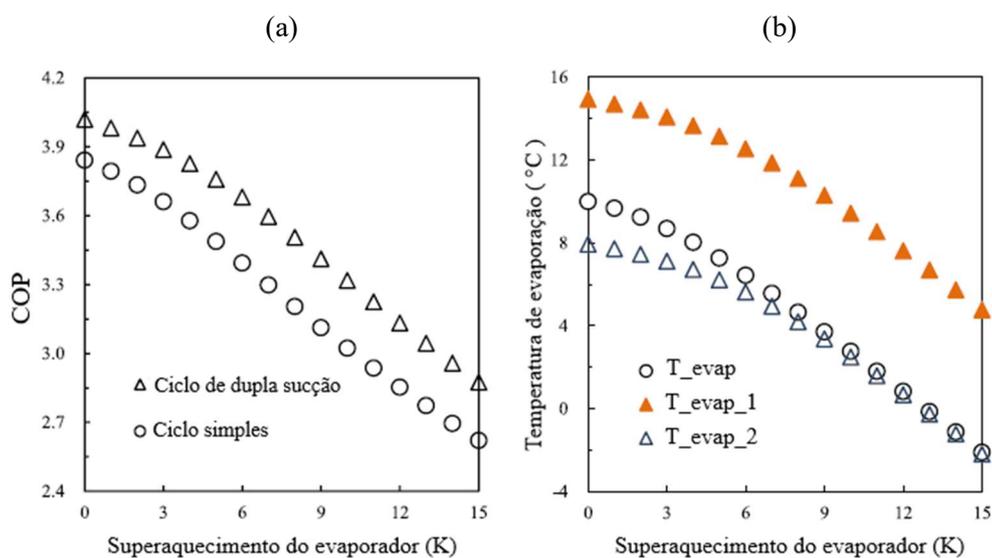
Figura 2.15: Comparação do perfil de temperatura do evaporador simples e duplo



Fonte: adaptada de Cao e Zhang (2020).

A FIG. 2.15, apresenta níveis de temperaturas de entrada e saída dos evaporadores, concluindo que a temperatura de evaporação do evaporador 1 é mais alta, proporcionando um incremento na taxa de compressão do compressor e aumento do COP. Já o evaporador 2, por ter temperatura de evaporação menor, restringe uma melhoria do COP.

Figura 2.16: Efeito do superaquecimento em um ciclo simples e dupla sucção



Fonte: adaptada de Cao e Zhang (2020).

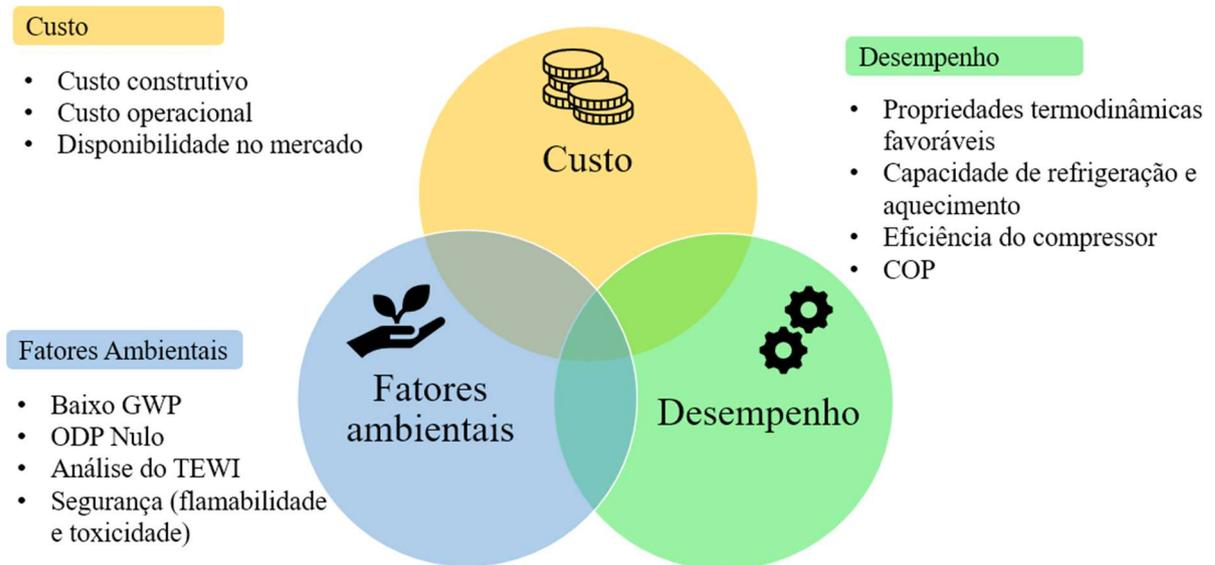
Embora o COP do ciclo diminua com o aumento do superaquecimento, conforme FIG. 2.16 (a), o ciclo de dupla sucção é mais eficiente em comparação com o ciclo simples para o mesmo valor de superaquecimento. Esse aumento de eficiência é decorrente da grande diferença da temperatura de evaporação, conforme FIG. 2.16 (b). O autor conclui que o ciclo de dupla sucção apresenta significativa economia, mas é condicionada ao superaquecimento do evaporador. Em testes laboratoriais, para um superaquecimento de 4 K, o sistema de dupla sucção alcançou melhoria máxima de 9% no COP.

2.7.4 Fluidos refrigerantes utilizados em BDC

Segundo Shi *et al.* (2019), o fluido de trabalho para sistemas SAHP deve apresentar altos valores de condutividade térmica, temperatura crítica, temperatura de evaporação e entalpia para alcançar um bom desempenho do sistema. O fluido também precisa ser ecologicamente correto, barato, seguro e apresentar baixos valores de ponto de congelamento,

de viscosidade e de volume específico. A FIG. 2.17, apresenta um diagrama que apresenta a combinação ideal para um fluido refrigerante.

Figura 2.17: Diagrama com as características desejadas de um fluido refrigerante

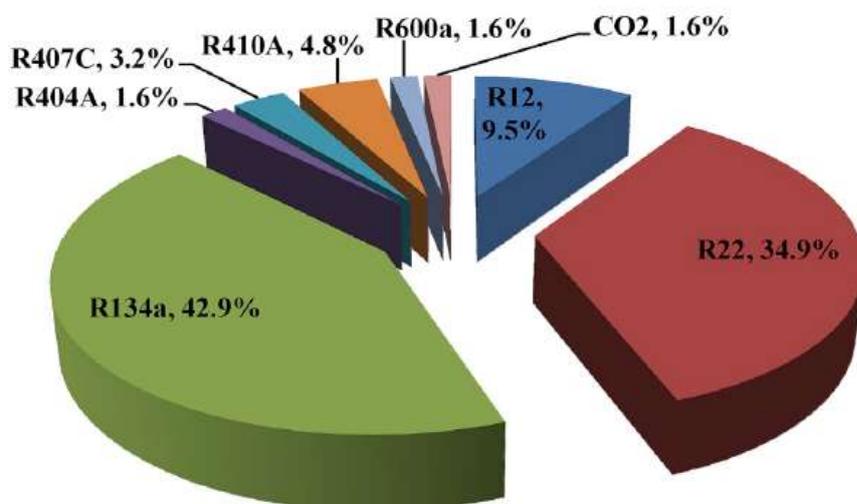


Fonte: próprio autor.

Shi *et al.* (2019) apresenta ainda os fluidos refrigerantes mais usados em DX-SAHP analisados na literatura, concluindo que 42,9% utilizam o R134a em bombas de calor, como pode ser visto na FIG. 2.18.

Do ponto de vista da redução das emissões de gases de efeito estufa, substituir os fluidos refrigerantes por outros ecológicos, do tipo hidrocarbonetos, amônia e dióxido de carbono, pode reduzir o efeito de aquecimento global, principalmente causado por vazamentos de refrigerantes na atmosfera. Logo, é de grande importância buscar o uso de gases mais adequados, tanto para reduzir as emissões de substâncias que causam o efeito estufa quanto para garantir o bom desempenho do sistema.

Figura 2.18: Fluidos refrigerantes mais encontrados em trabalhos de pesquisa



Fonte: Shi *et al.* (2019).

2.7.5 Propano

O fluido refrigerante propano, cujas características e propriedades são apresentadas na TAB. 2.3, é um hidrocarboneto formado por 3 átomos de carbono e 8 átomos de hidrogênio. De acordo com Choudhari (2016), a sua toxicidade e inflamabilidade é classificada como A3 pela norma ASHRAE 34, do ano de 1992. A letra “A”, na classificação, significa que o composto não apresenta toxicidade, e o número “3” representa alta inflamabilidade do fluido refrigerante, o que exige grandes cuidados no seu manuseio. As condições prévias para que o fluido inflame são; a mistura do fluido refrigerante com o ar na proporção volumétrica entre 1 a 10% e a presença de uma fonte de ignição, ou uma superfície com uma temperatura superior de 440 °C.

O R290 pode ser utilizado de forma segura desde que o sistema esteja completamente vedado, com o mínimo possível de massa de fluido refrigerante no sistema e ventilação adequada no ambiente do equipamento. Atualmente, a quantidade máxima de fluido refrigerante permitida em equipamentos que utilizam R290 é determinada pela norma de segurança europeia de número 60335-2-89. Esta norma foi revisada no ano de 2019 e, com a atualização, ficou definido o novo limite de massa dos sistemas classificados como A3, passando de 150 g para 500 g.

Tabela 2.4: Características e propriedades do propano R290

Fórmula	C ₃ H ₈
Massa molecular (g/mol)	44
ODP	0
GWP	<5
Classificação de segurança	A3
Temperatura crítica (°C)	96,74
Pressão Crítica (Mpa)	4,25
Pressão de saturação a 25 °C (kPa)	952,1

Fonte: MMA 2011.

O uso do hidrocarboneto R290 como fluido refrigerante tem grandes vantagens, como zero ODP, baixo GWP, excelentes propriedades termodinâmicas, baixo custo, compatibilidade com muitos materiais utilizados em sistemas de refrigeração e, também, com o óleo lubrificante mineral e sintético.

2.8 Dispositivo de Expansão

O dispositivo de expansão em sistemas de refrigeração ou bombas de calor tem a finalidade de regular o fluxo de refrigerante do condensador para o evaporador, reduzir a pressão do refrigerante e, conseqüentemente, a temperatura. O dispositivo está localizado entre a saída do condensador e a entrada do evaporador. Existem vários tipos de dispositivos de expansão no mercado, como: tubo capilar, válvula de expansão termostática, válvula de expansão eletrônica, válvula de expansão manual, válvula de expansão à pressão constante e válvula de boia.

2.8.1 Tubo capilar

O tubo capilar é um dispositivo de estrangulamento com área constante que tem a finalidade de reduzir a pressão e regular a vazão de fluidos refrigerantes, conforme FIG. 2.19. A sua estrutura física consiste em um tubo de cobre de pequeno diâmetro que é instalado entre o condensador e o evaporador nos sistemas de refrigeração ou aquecimento. Na aplicação comercial, seu diâmetro interno varia de 0,031” a 0,064” com 3 m de comprimento. Segundo Stocker e Jones (1985) o tubo capilar apresenta como vantagens baixo custo de aquisição, baixo

custo de manutenção, não possui partes móveis e permite a equalização das pressões no sistema quando desligado, possibilitando o uso de compressores com menor torque de partida.

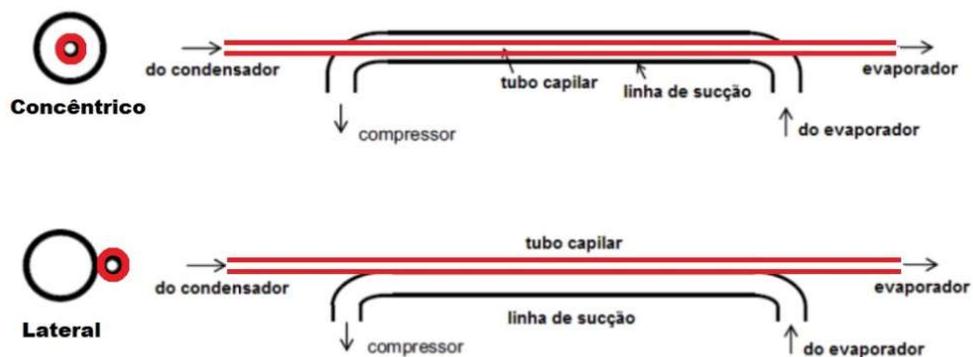
Figura 2.19: Tubo capilar



Fonte: Herzog (2010).

Segundo Paliwal e Kant (2006), a seleção do diâmetro e comprimento adequados à aplicação desejada é feita em grande parte por processos experimentais e, na aplicação prática, o capilar pode ser considerado como adiabático ou não adiabático. Para o primeiro caso, opera em condições em que não há troca de calor. No segundo caso, o tubo capilar opera como um trocador de calor e pode apresentar duas configurações, conforme FIG. 2.20. A utilização do tubo capilar como trocador de calor com a linha de sucção proporciona ganho de rendimento do sistema e, ainda, auxilia no pré-aquecimento do fluido refrigerante da linha de sucção.

Figura 2.20: Tubo capilar utilizado como trocador de calor



Fonte: Graciliano (2021).

Em sua aplicação prática, o tubo capilar tem como desvantagens a impossibilidade de se regular a vazão de refrigerante para condições distintas de carga térmica e o risco de obstrução. Outra desvantagem é indicada por Liu *et al.* (2018), que mostra que o tubo capilar é mais sensível à carga de refrigerante do que a válvula de expansão termostática (VET) e a válvula de expansão eletrônica (VEE). Ocorrendo 30 g de vazamento de fluido R290, o COP apresenta queda de 7,1%. Utilizando VET ou VEE a performance do sistema é menos dependente da massa sob condições de alta demanda.

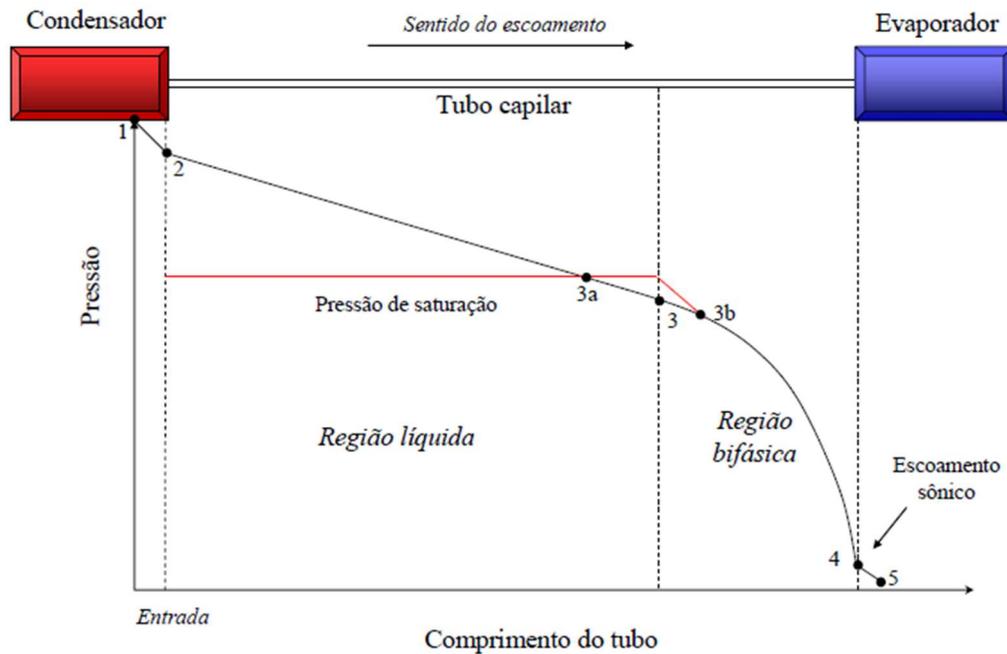
2.8.2 Escoamento em tubos capilares

O estudo do escoamento de fluidos refrigerantes em tubos capilares é considerado um processo complexo pelo fato de o fluido apresentar mudança de fase, compressibilidade e metaestabilidade, tornando o tubo capilar de difícil modelagem, apesar de sua simplicidade geométrica. O escoamento ocorre no interior do tubo capilar devido à ação do compressor que proporciona a diferença de pressão entre o condensador e o evaporador.

A FIG. 2.21 ilustra a queda de pressão de um fluido refrigerante ao longo de um tubo capilar adiabático, com líquido sub-resfriado na sua entrada. Devido à súbita restrição causada pela diminuição de área logo na entrada do tubo, ocorre uma perda de carga que reduz a pressão do fluido até o ponto 2. A partir do ponto 2 observa-se uma queda de pressão linear devido ao atrito do fluido com as paredes do capilar até o escoamento atingir a condição de saturação no ponto 3a, ponto este caracterizado como início da região metaestável, que é a região onde ocorre um atraso na vaporização do líquido em relação às condições termodinâmicas de equilíbrio.

Segundo Silva (2008), no ponto 3 se inicia a região bifásica do escoamento, retornando ao equilíbrio termodinâmico somente a partir do ponto 3b, até o ponto 4. Este ponto, onde o escoamento torna-se crítico, representa o ponto de blocagem, que é a região em que reduções posteriores de pressão no evaporador não produzem aumento da vazão.

Figura 2.21: Escoamento subcrítico por meio de tubos capilares adiabático

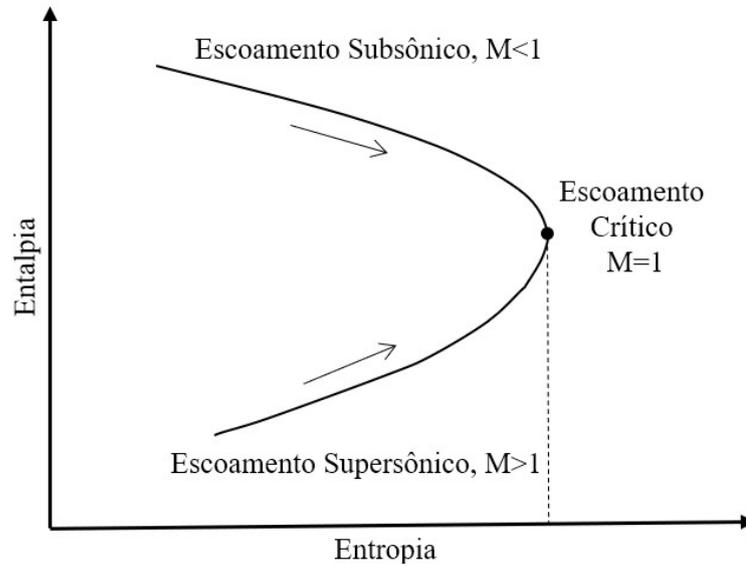


Fonte: Silva (2008).

O escoamento ao longo de um tubo capilar pode ser representado pela linha de Fanno, conforme diagrama entalpia-entropia na FIG. 2.22, que prevê o escoamento em dutos de seção transversal constante, adiabático e regime permanente. Pode-se verificar que, no escoamento subsônico, a entropia aumenta no sentido do escoamento até o ponto de máxima entropia ($M=1$). Atingido o escoamento crítico, observa-se que a redução da pressão do fluido resulta na redução de entropia, o que viola a segunda lei da termodinâmica para processo sem transferência de calor. No ponto crítico, reduções na pressão de evaporação não exercem mais influência sobre o fluxo de massa do fluido refrigerante, tornando o escoamento bloqueado.

Seguindo a linha de Fanno, na região subsônica, pode se notar que o efeito do atrito é o de acelerar o escoamento e, segundo Fox *et al.* 2006, isso ocorre porque a pressão está reduzindo muito rapidamente ao longo do tubo, de tal forma que o gradiente de pressão supera a resistência devido ao atrito.

Figura 2.22: Diagrama esquemático para o escoamento adiabático com atrito em tubo de seção transversal constante – Linha de Fanno

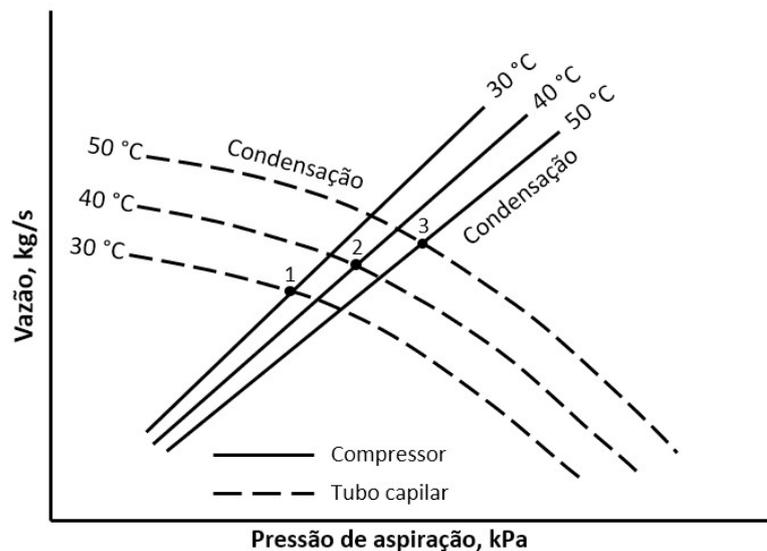


Fonte: adaptada de Fox *et al.* (2006).

2.8.3 Vazão do compressor e do tubo capilar

De acordo com Stocker e Jones (1985), a variação de vazão no tubo capilar é obtida por diversas combinações de diâmetro interno e comprimento. Para um maior efeito de refrigeração, é necessário que o compressor e o dispositivo de expansão atinjam uma condição de equilíbrio, onde as pressões de sucção e descarga são tais que o compressor comprima a mesma quantidade de refrigerante que o tubo capilar forneça ao evaporador.

Figura 2.23: Pontos de equilíbrio entre um compressor alternativo e um tubo capilar

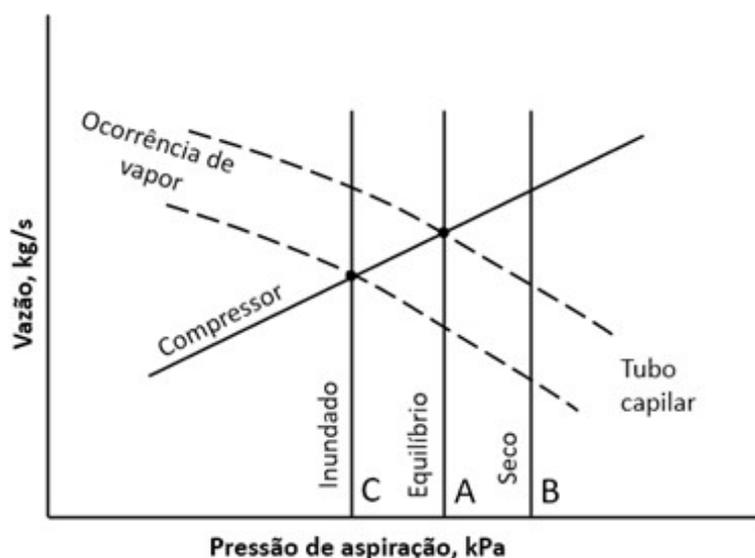


Fonte: Stocker e Jones (1985).

Para uma análise mais detalhada dos pontos de equilíbrio, o gráfico da vazão comprimida pelo compressor pode ser sobreposto com o da vazão do tubo capilar, como mostrado no diagrama da FIG. 2.23, onde a curva de vazão do compressor é representada por linhas cheias e a do capilar por linhas tracejadas. Os pontos 1, 2 e 3 correspondem às condições de equilíbrio para temperaturas de condensação de 30, 40 e 50°C. Observa-se ainda neste gráfico que a vazão no tubo capilar aumenta com o aumento da temperatura de condensação, devido ao acréscimo de pressão entre as extremidades do capilar. Já a pressão de evaporação ou aspiração não varia a vazão mássica da mesma forma que a pressão de condensação, devido às variadas condições de transferência de calor no evaporador.

Para que o evaporador opere em equilíbrio entre o tubo capilar e o compressor, é necessário satisfazer as suas condições de transferência de calor e, caso não sejam satisfeitas, pode resultar em um processo de falta ou excesso de fluido refrigerante. A FIG. 2.24 apresenta esquematicamente as condições de equilíbrio e não-equilíbrio com a falta ou excesso de fluido refrigerante no evaporador. Nesta figura, pode-se observar a condição de equilíbrio entre o compressor e o tubo capilar para uma pressão de condensação constante e uma pressão de aspiração “A”. Quando a carga térmica aumenta, a pressão e a temperatura de aspiração aumentam, deslocando para o ponto “B”. Nesta nova região, o compressor pode bombear uma vazão de refrigerante superior que a fornecida pelo tubo capilar, diminuindo a quantidade de refrigerante no evaporador.

Figura 2.24: Condições de não-equilíbrio, com esvaziamento ou inundação do evaporador, para pressão de condensação constante



Fonte: Stocker e Jones (1985).

Segundo Stocker e Jones (1985), uma situação oposta surge quando a carga térmica diminui abaixo do ponto de equilíbrio. Nesta situação, a temperatura e a pressão de sucção caem para um valor no ponto “C”, onde o tubo capilar abastece o evaporador com uma vazão de fluido refrigerante maior que a proporcionada pelo compressor, resultando na inundação do evaporador e no aumento das chances de dano ao compressor com a entrada de líquido.

Tabela 2.5: Comparativo com percentuais de vazão mássica com a variação do diâmetro e comprimento do TC para fluidos R134a e R744

	Comprimento do TC (m)	Diâmetro do TC (mm)	Vazão Mássica (kg/h)	Variação percentual da vazão mássica
R134a	2	0,5	1,401	Diminuição de 13,6 %
	3	0,5	1,211	
	2	0,5	1,401	Aumento de 197 %
	2	0,75	4,17	
R744	2	0,5	4,204	Diminuição de 20 %
	3	0,5	3,347	
	2	0,5	4,204	Aumento de 199 %
	2	0,75	12,57	

Fonte: Herzog (2010).

Herzog (2010) realizou simulações para modelar e comparar o funcionamento de tubo capilar de uma bomba de calor operando com R744 e R134a. Na análise, o autor conclui que, para ambos os fluidos, a vazão de refrigerante aumenta com o aumento do diâmetro do tubo capilar e com a redução do seu comprimento. A alteração no diâmetro modifica mais significativamente a vazão do que o comprimento.

De acordo com a TAB. 2.4, um aumento de 50% no diâmetro do tubo capilar produz um aumento de vazão de aproximadamente de 200%, enquanto um aumento de 50% no comprimento do tubo capilar faz a vazão diminuir cerca de 14% para o R134a e 20% para o R744.

2.8.4 Correlações numéricas adimensionais para tubos capilares

Correlações empíricas de tubos capilares adiabáticos têm ficado em destaque nas publicações acadêmicas pela facilidade de uso em aplicações de engenharia e por atenderem aos requisitos de precisão e generalidade. Rasti e Jeong (2018) realizou um estudo analítico de um tubo capilar helicoidal adiabático utilizando o teorema de π -Buckingham para gerar dados

de vazão mássica com várias combinações de comprimentos de tubos capilares, diâmetros internos, pressões de condensação, diâmetro de hélice e usando vários tipos de refrigerante para desenvolver uma correlação empírica para tubos helicoidais. Os parâmetros que influenciam na vazão mássica do tubo capilar estão listados na TAB 2.5 em que o L representa o comprimento do tubo capilar, d o diâmetro do tubo capilar, h a entalpia, v volume específico, μ viscosidade, σ tensão superficial, L_s comprimento da espiral e D diâmetro da espiral. Os subscritos indicam: 5 a entrada do capilar, 6 a saída do capilar, cv_t a entalpia de vaporização a temperatura constante, e cv_p a entalpia de vaporização a pressão constante.

Tabela 2.6: Parâmetros adimensionais

Parâmetros	Definição	Descrição
Π_1	$\frac{L}{d}$	Efeito do comprimento e do diâmetro do tubo capilar
Π_2	$\frac{d^2 h_{cv_t}}{v_5^2 \mu_5^2}$	Efeito do calor latente de vaporização
Π_3	$\frac{d\sigma}{v_5 \mu_5^2}$	Efeito da tensão superficial
Π_4	$\frac{d^2 P_5}{v_5 \mu_5^2}$	Efeito de pressão de entrada no tubo capilar
Π_5	$1 + \frac{(h_5 - h_6)}{h_{cv_p}}$	Efeito da entalpia na entrada do tubo capilar
Π_6	$\frac{v_6}{v_5}$	Efeito da densidade
Π_7	$\frac{(\mu_5 - \mu_6)}{\mu_6}$	Efeito da viscosidade
Π_8	$\frac{\dot{m}}{d\mu_5}$	Vazão mássica de refrigerante
Π_9	$1 + \frac{L_s}{D}$	Efeito do diâmetro da espiral e do comprimento

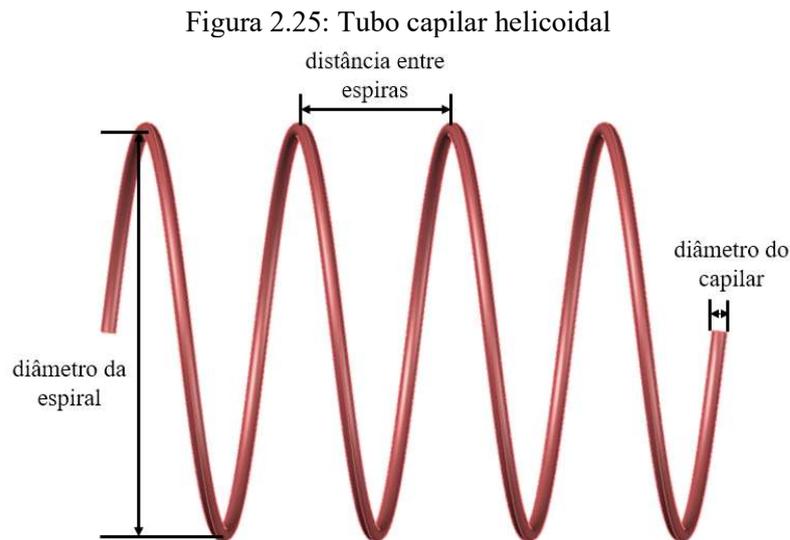
Fonte: Rasti e Jeong (2018).

Dois parâmetros adimensionais aplicáveis a um tubo helicoidal adiabático foram desenvolvidos. Na Eq. 2.4, é aplicada para tubos capilares retos e, na Eq. 2.5, para tubos capilares helicoidais.

$$\Pi_8 = 150,26 \Pi_1^{-0,5708} \Pi_2^{-1,4636} \Pi_4^{1,953} \Pi_5^{c_5} \Pi_6^{1,4181} \quad (2.4)$$

$$\Pi_8 = 150,26 \Pi_1^{-0,5708} \Pi_2^{-1,4636} \Pi_4^{1,953} \Pi_5^{c_5} \Pi_6^{1,4181} \Pi_9^{-0,0158} \quad (2.5)$$

Nestas correlações apresentadas por Rasti e Jeong (2018) c_5 apresenta dois valores, um de 0,6436 para tubo capilar com entrada de líquido subrefriado e, -1,971, para entrada com mistura de líquido mais vapor. A representação esquemática do capilar helicoidal é apresentada na FIG. 2.24, que mostra a distância das espiras, diâmetro da espiral e diâmetro do capilar.



Fonte: próprio autor.

2.9 Geometria dos tubos capilares.

Segundo Rasti e Jeong (2018), os tubos capilares, dependendo da sua geometria, podem ser classificados como retos, espiral ou helicoidal, conforme FIG. 2.26, e podem ser classificados como adiabáticos ou não adiabáticos. Em aplicações práticas, como condicionadores de ar, o tubo helicoidal é preferido por apresentar uma forma mais compacta. As formas exercem influência na queda de pressão ao longo do tubo devido às diferenças no valor do atrito, que é maior para a geometria espiral e menor para a reta, em condições

semelhantes. O autor afirmou que o efeito da helicoide pode reduzir de 5 a 12% a vazão mássica quando comparado ao tubo capilar reto operando em condições similares.

Chingulpitak e Wongwises (2010) desenvolveu um modelo matemático para investigar e comparar as características do fluxo de refrigerante no interior de tubos capilares adiabáticos helicoidais e retos. Foi identificado que a vazão mássica de refrigerante nos capilares helicoidais é menor em comparação com os capilares retos, especialmente em diâmetros de espiral pequenos. O autor concluiu também que, a vazão mássica varia de 5 a 9% quando o diâmetro da espiral do capilar varia de 40 a 120 mm.

Figura 2.26: Tubos capilares (a) espiral e (b) helicoidal



Fonte: Dubba e Kumar (2017).

2.10 Fator de atrito em tubo capilar

O fator de atrito é uma variável importante no cálculo do tubo capilar e seu valor é necessário para completar o sistema de equações algébricas para o dimensionamento. Conforme constatado por Mikol (1963) e posteriormente por Melo *et al.* (1992), os efeitos da rugosidade das paredes dos tubos capilares devem ser considerados em decorrência dos pequenos diâmetros envolvidos. Uma equação amplamente usada no cálculo do fator de atrito, em função do número de Reynolds e da rugosidade relativa, s/D , é a de Colebrook e White (1938), dada por.

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \cdot \log \left(\frac{\varepsilon}{3,71D} + \frac{2,51}{\text{Re}\sqrt{f}} \right) \quad (2.6)$$

Segundo Paliwal e Kant (2006), o primeiro trabalho a ser reconhecido sobre fator de atrito para tubos capilares retos foi o de Steabler, em 1948, que realizou extensos testes e

apresentou dados experimentais para o R12. Pouco tempo depois, Bolstad e Jordan (1949), Marcy, Hopkis (1949) e Hopkins (1957) contribuíram significativamente. E em 1977, Churchill sugeriu uma equação de fator de atrito amplamente referenciada, conforme Eq. 3.13.

2.11 Considerações finais do capítulo

Neste capítulo foram apresentadas bombas de calor para aquecimento de água para uso de banho do tipo paralela IX-SAHP, série IX-SAHP, DX-SAHP, o histórico e evolução dos fluidos refrigerantes com suas novas diretrizes de consumo para as próximas décadas e características do fluido R290. Este capítulo apresenta também um estudo sobre tubos capilares que inclui uma pesquisa sobre escoamento, correlações numéricas adimensionais, efeito da geometria e a ação do fator de atrito em tubos capilares. Para a geometria do capilar, verificou-se que o formato helicoidal apresenta maior perda de pressão ao longo do seu comprimento em comparação com o capilar reto, em função do atrito ser maior nas suas paredes internas, porém apresenta melhor compactação no sistema devido ao tamanho reduzido. Verificou-se também que o fluxo mássico pelo capilar não se altera com o aumento da diferença de pressão nas suas extremidades quando alcança a condição de escoamento bloqueado.

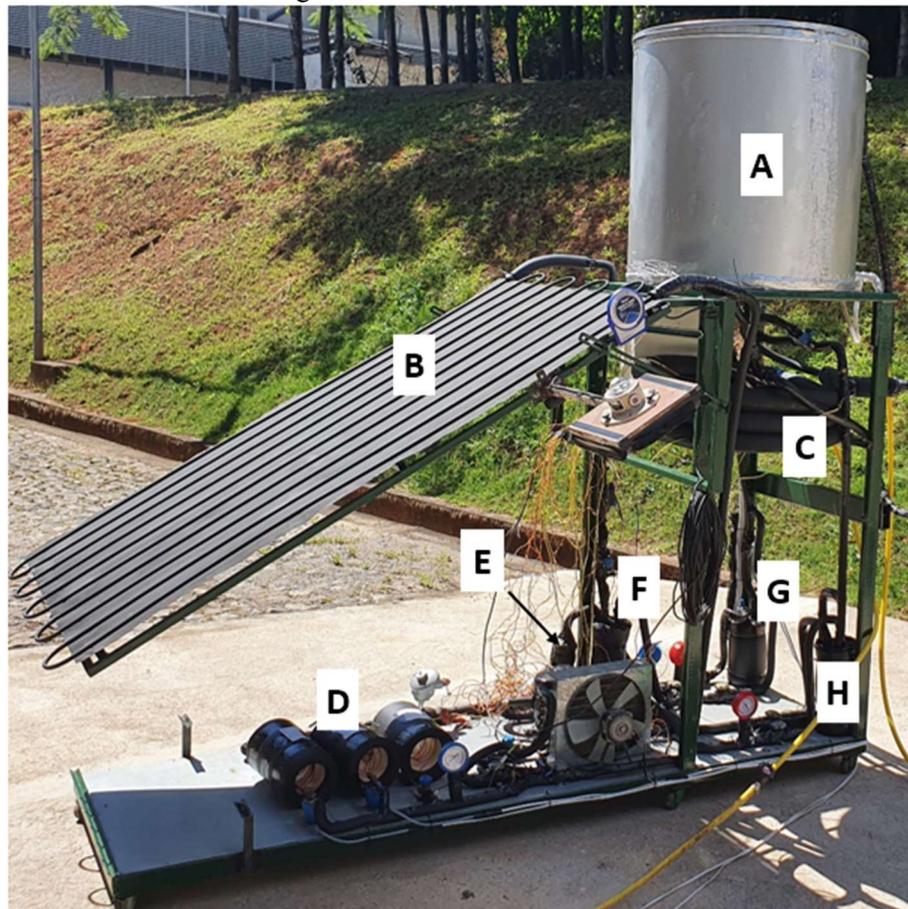
Na revisão literária não foram encontradas publicações de artigos, dissertações ou teses que pesquisaram o uso de dois tubos capilares, funcionando alternadamente, como dispositivo de expansão e fluido refrigerante do tipo R290, para aplicação em BDC e sistemas de refrigeração.

3 MATERIAIS E MÉTODOS

3.1 Descrição do protótipo da bomba de calor

A bomba de calor solar é projetada para atender à demanda de aquecimento correspondente a 200 litros de água a 45 °C, para uso de banho de uma família de quatro pessoas, apresentando baixo custo comercial. Utiliza sistema de compressão a vapor aplicado com fluido refrigerante R290. Os principais componentes desta BDC podem ser vistos na FIG. 3.1. Nessa figura, observam-se os seguintes componentes: tanque (A), evaporador solar (B), condensador bitubular (C), tubo capilar (D), filtro secador (E), acumulador de sucção (F), acumulador de líquido (G) e separador de óleo (H).

Figura 3.1: Vista lateral da BDC



Fonte: próprio autor.

Com intuito de substituir o dispositivo de expansão do tipo válvula termostática, que é de custo elevado por ser importado, foram dimensionados três tubos capilares, conforme FIG. 3.1 (D), para atuar como dispositivos de expansão.

O sistema de capilares simples e duplo da BDC tem formas próprias de funcionamento. Para o que é denominado de capilar simples, o equipamento opera com apenas um único tubo em todas as condições de radiação solar durante o experimento. Já para o capilar duplo, a BDC opera com dois tubos capilares atuando alternadamente, nesse caso, um tubo capilar foi projetado para atuar em condições de baixa radiação solar e, o outro, para alta radiação solar.

O equipamento tem como principais componentes um compressor, um condensador bitubular, um evaporador no formato de placa com serpentina de cobre acoplada ao fundo e, além disso, um reservatório térmico de água com capacidade de armazenamento de até 200 ℓ. A linha de fluido refrigerante é constituída de tubulação de cobre de um quarto de polegada (1/4”), e tem como componentes instalados um separador de óleo, garrafa de líquido, acumulador de sucção e filtro secador. Para maior rendimento térmico e redução da influência das condições do ambiente externo sobre a tubulação, toda a linha está revestida com isolante térmico. A linha também possui válvulas manuais de bloqueio que permitem fechamento e abertura para direcionar o trajeto do fluido refrigerante.

A linha de fluido refrigerante está instrumentada com nove termopares do tipo K, embutidos na tubulação de cobre para medição da temperatura, quatro manômetros de bourdon e dois transdutores de pressão e um medidor de vazão. O equipamento também possui três termopares para medição da temperatura ambiente, da água no tanque e da superfície da placa do evaporador solar. A TAB. 3.1 apresenta as siglas dos componentes da instrumentação do equipamento, em que o T é a sigla para termopar, TPA e TPB são as siglas para transdutor de baixa e alta pressão, respectivamente, e, na sequência, MA e MB são as siglas de manômetro de alta e baixa pressão.

Tabela 3.1: Identificação e siglas dos componentes da bomba de calor

Termopares	Transdutor	Manômetro	Localização
T1	TPB	MB1	Entrada do compressor
T2	TPA	MA1	Saída do compressor
T3	-	-	Entrada dos condensadores
T4	-	MA2	Saída dos condensadores
T5	-	-	Entrada dos capilares
T6	-	MB2	Saída dos capilares / Entrada do evaporador
T7	-	-	Saída do evaporador
T8	-	-	Entrada da água
T9	-	-	Saída da água

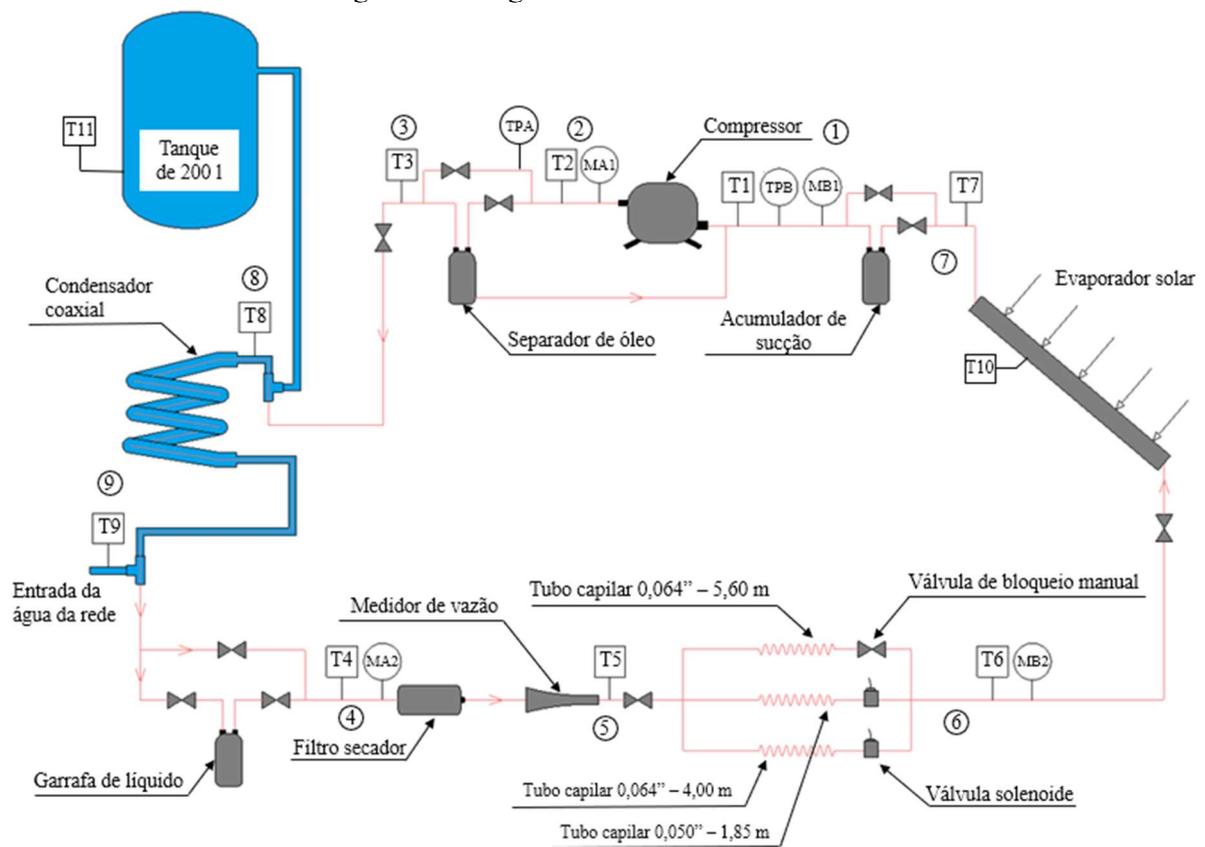
(Continua)

Termopares	Transdutor	Manômetro	Localização
T10	-	-	Placa do evaporador
T11	-	-	Tanque de água

Fonte: próprio autor.

A FIG. 3.2, apresenta o diagrama completo da BDC com todos os componentes instalados e instrumentação instalados.

Figura 3.2: Diagrama da bomba de calor solar



Fonte: próprio autor.

3.1.1 Capilar duplo

Para a situação prevista com dois tubos capilares, denominada de capilar duplo, um desses foi dimensionado para atuar com baixa radiação solar no evaporador, simulando condições meteorológicas de um dia nublado ou pouca radiação solar. O segundo capilar foi dimensionado prevendo alta radiação solar no evaporador, simulando condições meteorológicas de um dia

ensolarado. A comutação dos tubos de baixa para alta radiação e alta para baixa radiação solar ocorre mediante um controlador de marca Full Galge, modelo TIC 17 RGTi, e de válvulas solenoides instaladas nas saídas dos tubos capilares, conforme FIG. 3.3.

O controlador, por meio do bulbo sensor, faz a leitura da temperatura de entrada do fluido refrigerante no compressor para gerar um sinal de resposta que atua nas bobinas das válvulas solenoides, conectadas na saída dos tubos capilares.

Figura 3.3: Válvulas solenoides, válvula de bloqueio e controlador Full Galge TIC-17RGTi



Fonte: próprio autor.

Quando a radiação solar aumenta sobre o evaporador, a temperatura do fluido na entrada do compressor também se eleva. Esse acréscimo de temperatura é percebido pelo bulbo sensor do controlador, que envia um sinal para abrir a válvula solenoide conectada à saída do capilar de alta radiação, permitindo, assim, uma maior vazão de fluido refrigerante para o evaporador. Quando a radiação solar diminui, a temperatura na entrada do compressor também reduz. Essa redução é percebida pelo bulbo sensor do controlador que envia um sinal para abrir a válvula solenoide do capilar de baixa radiação e menor vazão.

3.1.2 Capilar simples

A BDC operando com apenas um tubo capilar, denominada de capilar simples, e válvula de bloqueio manual, conta com um capilar dimensionado para todas as condições de radiação solar, conforme FIG. 3.3. O rendimento térmico da BDC utilizando esse capilar em alta e baixa radiação solar é comparado com a BDC utilizando o capilar duplo.

3.2 Descrição dos componentes

3.2.1 Evaporador

O evaporador solar é o componente da bomba de calor responsável por receber o aporte de energia da radiação solar e transferi-lo ao fluido refrigerante, que percorre o interior dos tubos de cobre acoplados à placa. Essa transferência ocorre com grande eficiência por ser um conjunto serpentina-aleta produzidos com materiais de alta condutividade térmica. O evaporador, que recebe calor do ambiente por radiação, convecção e condensação do vapor d'água proveniente do ar, é construído sobre uma placa plana com tubulação de cobre fixada na parte inferior, conforme FIG. 3.4.

Figura 3.4: Evaporador solar



Fonte: próprio autor.

Segundo Gresesb (2014), para melhor aproveitamento da radiação solar que incide sobre a placa do evaporador, recomenda-se a utilização do ângulo de inclinação igual à latitude local,

na qual o sistema é instalado. Segundo o autor, pequenas variações na inclinação não resultam em grandes mudanças, portanto, para Belo Horizonte, que tem latitude de $19^{\circ}48'57''$, utiliza-se inclinação de 20° com o evaporador solar voltado para o Norte. Suas características construtivas encontram-se descritas na TAB. 3.2.

Tabela 3.2: Parâmetros do evaporador solar

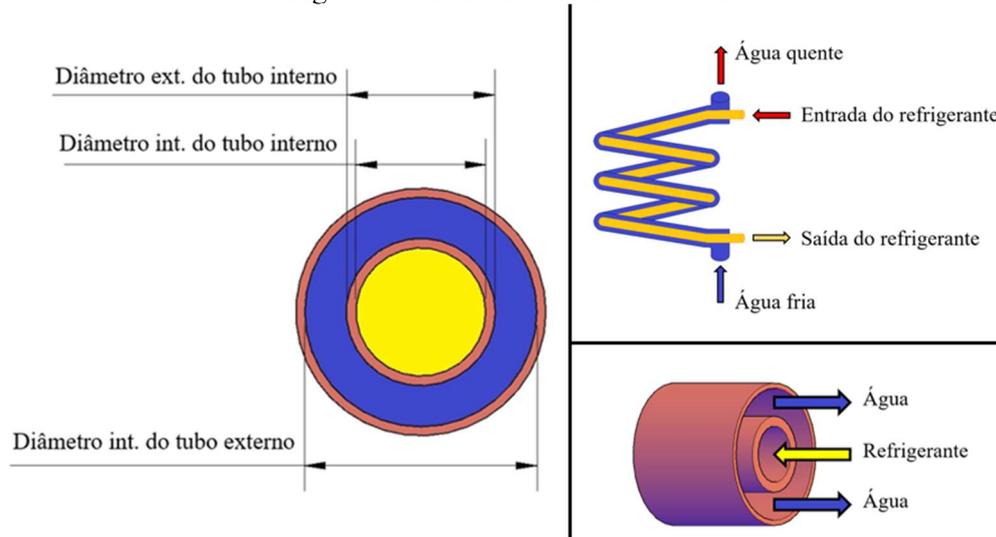
Tipo de evaporador	Evaporador solar de expansão direta
Material do tubo	Cobre
Material da placa	Alumínio
Área da placa	1,65 m ²
Largura da placa	1,03 m
Comprimento da placa	1,60 m
Área total das curvas	0,0382 m ²
Espessura da placa	1mm
Diâmetro interno do tubo	8,733 mm
Diâmetro externo do tubo	9,53 mm
Comprimento dos tubos retos	16,0 m
Comprimento desenvolvido das curvas	1,28 m
Emissividade da placa	$\epsilon = 0,95$
Absortividade solar da placa	$\lambda = 0,95$

Fonte: próprio autor.

3.2.2 Condensador bitubular

O condensador bitubular é um trocador de calor formado por dois tubos concêntricos, conforme FIG. 3.5, circulando fluidos em contracorrente. O fluido refrigerante R290 passa pelo tubo central para trocar calor com a água que circula na região anular do condensador. A água utilizada no condensador é fornecida pela rede hidráulica predial do laboratório e tem sua vazão controlada por um rotâmetro instalado na entrada do condensador. Após a água passar pelo condensador uma única vez, essa é direcionada para o tanque, no qual é armazenada.

Figura 3.5: Condensador de bitubular



Fonte: próprio autor.

A TAB. 3.3 apresenta os parâmetros e características principais do condensador bitubular, como material construtivo dos tubos e diâmetros, temperatura de entrada e saída dos fluidos e vazão de água.

Tabela 3.3: Parâmetros do condensador bitubular

Tipo de condensador	Tubos concêntricos
Material dos tubos	Cobre
Fluido refrigerante	R290
Fluido secundário	Água
Temperatura de entrada do refrigerante	75 °C
Temperatura de saída do refrigerante	45 °C
Temperatura de entrada da água	25 °C
Temperatura de saída da água	45 °C
Vazão da água	$1,08 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$
Diâmetro interno do tubo interno $d_{\text{int_refrig}}$	7,94 mm
Diâmetro externo do tubo interno $d_{\text{ext_refrig}}$	9,53 mm
Diâmetro interno do tubo externo $d_{\text{int_água}}$	14,30 mm
Diâmetro externo do tubo externo $d_{\text{ext_água}}$	15,90 mm
Número de voltas (espiras)	3
Espessura das paredes dos tubos	0,795 mm

Fonte: próprio autor.

O condensador bitubular da BDC tem o formato helicoidal e é revestido com isolante térmico de polietileno com espessura de 32,5 mm, conforme FIG. 3.6, para minimizar as perdas de calor para o ambiente externo. As características do condensador aplicado na BDC estão descritas na TAB. 3.3.

Figura 3.6: Condensador bitubular



Fonte: próprio autor.

3.2.3 Compressor

O compressor é o mecanismo da bomba de calor que tem a função de fornecer trabalho ao fluido refrigerante. Este trabalho, conseqüentemente, aumenta a pressão e a temperatura do fluido.

Figura 3.7: Compressor de modelo FFU160UAX para R290



Fonte: próprio autor.

O compressor utilizado na bomba de calor é o da marca Embraco e modelo FFU160UAX, conforme mostrado na FIG. 3.7. E os dados mais relevantes deste compressor são apresentados na TAB. 3.4 a seguir.

Tabela 3.4: Dados do compressor

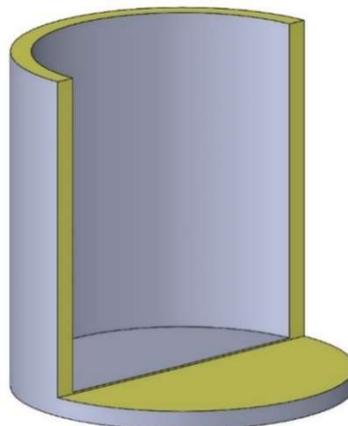
Fluido de Trabalho	Propano (R290a)
Tensão nominal	220 V
Frequência nominal	60 Hz
Temperatura de evaporação	-35 °C a -5 °C
Capacidade de resfriamento	507 W
Potência	½ hp
Deslocamento	7,95 cm ³ /rev
Rotação	3600 rot/min
Diâmetro do pistão	8,2 mm
Curso do pistão	3,76 mm

Fonte: Embraco (2013).

3.2.4 Reservatório Térmico

O reservatório térmico de 200 ℓ da BDC armazena a água quente produzida pelo sistema. O reservatório tem um formato cilíndrico de 0,625 m de diâmetro interno e 0,655 m de altura interna, com revestimento de alumínio e isolamento de poliuretano, conforme a FIG. 3.8. O tanque possui paredes revestidas com isolamento de 0,04 m de espessura para reduzir as perdas de calor da água quente para o ambiente externo.

Figura 3.8: Vista do reservatório térmico em corte

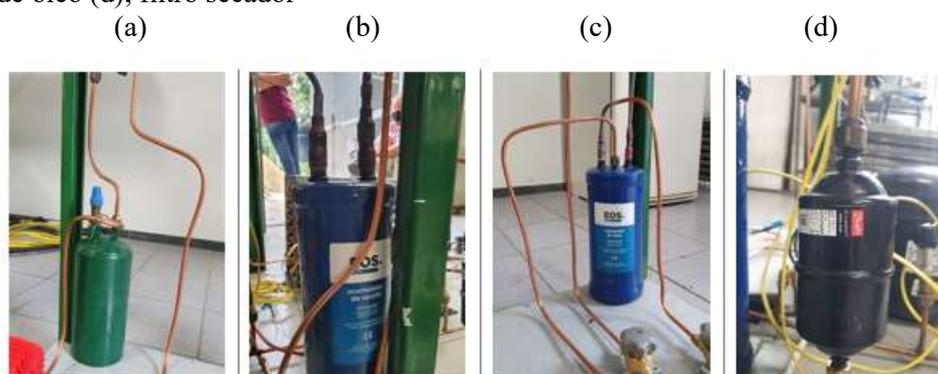


Fonte: próprio autor.

3.2.5 Garrafa de líquido

A garrafa de líquido, conforme FIG. 3.9 (a), encontra-se na saída do condensador atuando como um reservatório de fluido refrigerante do sistema, para evitar que falte ou tenha excesso de refrigerante circulando. Além disso, garante a entrada de fluido no estado líquido no dispositivo de expansão. A garrafa de líquido utilizada na BDC é da marca Frigor.

Figura 3.9: Componentes da bomba de calor: (a) garrafa de líquido; (b) acumulador de sucção (c); separador de óleo (d); filtro secador



Fonte: próprio autor.

3.2.6 Acumulador de sucção

A finalidade dos acumuladores de sucção, FIG. 3.9 (b), é proteger o compressor contra danos ocasionado pela sucção significativa de fluido refrigerante no estado líquido. O acumulador instalado na BDC é da marca EOS e modelo AS-205.

3.2.7 Separador de óleo

O separador de óleo, FIG. 3.9 (c), tem a finalidade de recolher o óleo lubrificante que escapa com o fluido na descarga do compressor. Uma válvula de boia no interior do separador permite o retorno do óleo para o compressor quando o nível de abertura é alcançado. Alguns fabricantes garantem uma recuperação de 97 a 99% do óleo se este separador for instalado corretamente. O uso do separador melhora a eficiência do evaporador solar, pois o óleo remanescente interfere na transferência de calor. O separador utilizado na BDC é da marca EOS e modelo SO-55833.

3.2.8 Filtro secador

A finalidade do filtro secador, FIG. 3.9 (d), é filtrar ou aprisionar partículas minúsculas de materiais estranhos e absorver qualquer umidade presente no sistema. Telas de malha fina filtram as partículas estranhas e o dessecante absorve a umidade presente na linha. O filtro instalado é da marca Danfoss e modelo 023Z5039.

3.2.9 Medidores de pressão

Para a leitura da pressão manométrica do circuito de refrigeração foram utilizados dois transdutores de pressão e quatro manômetros. É importante destacar que para a medição da pressão o sistema é dividido em duas partes: um lado de alta pressão, no qual está posicionado o condensador, e um lado de baixa pressão, em que está o evaporador. Os transdutores, um desses apresentado na FIG. 3.10 (c), foram instalados na linha de alta e na linha de baixa pressão. Já os manômetros foram instalados: dois na linha de menor pressão e dois na linha de maior pressão. As figuras 3.10 (a) e 3.10 (b) apresentam, respectivamente, os manômetros.

Figura 3.10: Manômetros de (a) baixa pressão, (b) alta pressão e (c) transdutor de pressão



Fonte: próprio autor.

3.2.10 Wattímetro

A medição do consumo de energia elétrica da BDC foi obtida pelo uso de medidor de energia conhecido como wattímetro, conforme FIG. 3.11. O uso deste medidor auxilia na

determinação do consumo de energia real do equipamento e do desempenho térmico global do sistema. O wattímetro utilizado é da marca OEM e modelo W250AC100-2.

Figura 3.11: Medidor de consumo de energia elétrica da bomba de calor

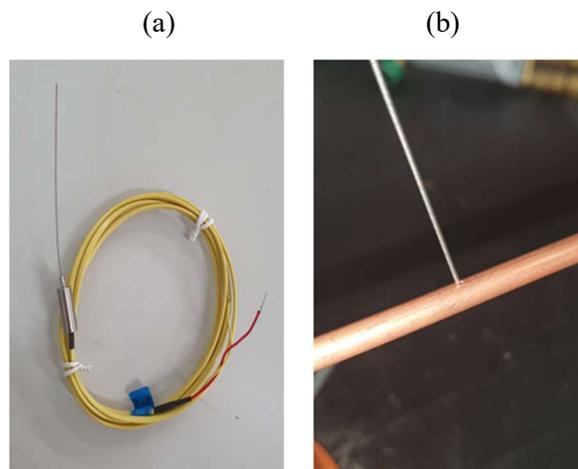


Fonte: próprio autor.

3.2.11 Medidor de temperatura

Para medição das temperaturas em diversos pontos da BDC, foram instalados 9 termopares do tipo K, apresentando na FIG. 3.12 (a), embutidos na tubulação conforme FIG. 3.12 (b). O termopar apresentado é da marca Mit Exacta, com incerteza de medição de $\pm 2,2$ °C e 1,0 mm de diâmetro.

Figura 3.12: Sensor de temperatura (a) e sensor embutido na tubulação (b)



Fonte: próprio autor.

3.2.12 Medidor de radiação solar

Utilizou-se para medição da radiação solar, acoplado à placa do evaporador, um piranômetro da marca Black & White Pyranometer, de modelo 8-48, que apresenta uma incerteza de medição do fluxo de radiação solar incidente de $\pm 5\%$. O dispositivo foi instalado na lateral do evaporador, acompanhando a sua inclinação. Na FIG. 3.13 observa-se a instalação desse medidor.

Figura 3.13: Piranômetro no plano do evaporador solar.

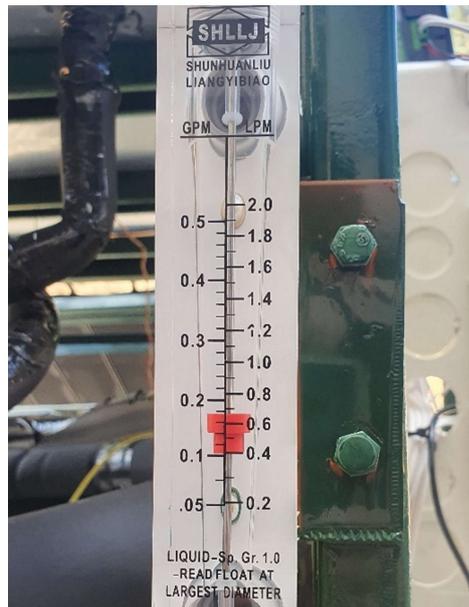


Fonte: próprio autor.

3.2.13 Rotâmetro

O rotâmetro, FIG. 3.14, é um medidor de vazão que foi utilizado na bomba de calor para tornar possível o ajuste preciso da água que flui pelo condensador. Esse ajuste é fundamental, pois o desenvolvimento desta pesquisa ocorre com a vazão de água mantida constante numa taxa de $0,65 \text{ l/min}$.

Figura 3.14: Rotômetro



Fonte: próprio autor.

3.2.14 Medição de rugosidade

Existem muitos parâmetros de rugosidade que podem ser aplicados para analisar superfícies, como R_a , R_p e R_z . Porém, o parâmetro de rugosidade mais utilizado no mundo, sendo aplicável na maioria dos processos de fabricação, é a rugosidade média (R_a), conforme Young *et al.* (2009).

A medição dos parâmetros de rugosidade dos tubos capilares de 0,064'' e 0,050'' foi realizada a partir de amostras embutidas em resina. As amostras foram cuidadosamente lixadas para se remover o máximo possível das paredes do tubo capilar, sem danificar a superfície interna. Foi utilizado um perfilômetro de contato, FIG. 3.15, da fabricante Hommelwerke e modelo T8000, com resolução de 0,1 μm para determinação dos parâmetros de rugosidade.

Figura 3.15: Perfilômetro de contato para medição de rugosidade



Fonte: próprio autor.

Os resultados dos parâmetros de avaliação da rugosidade para os dois modelos de capilares utilizados na BDC estão apresentados na TAB. 3.5.

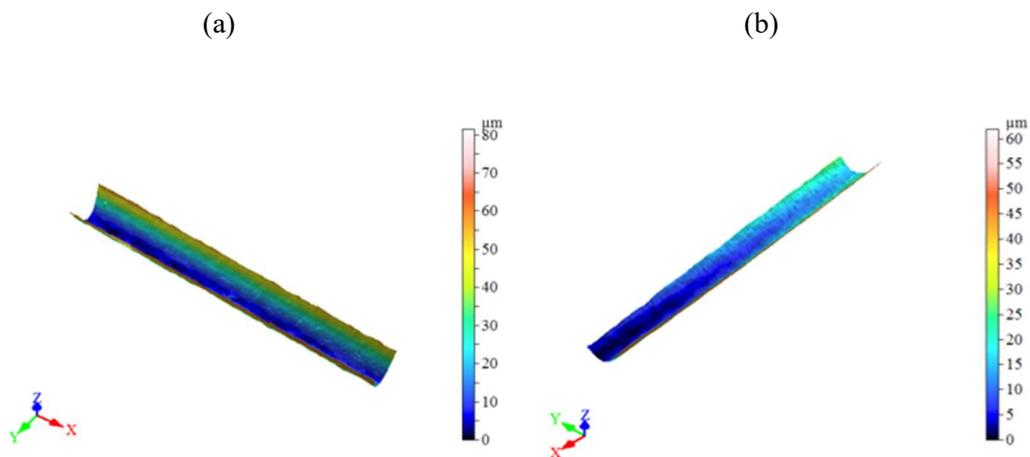
Tabela 3.5: Diâmetros e parâmetros de rugosidade medidos

Capilar	d [mm]	R_a [μm]	R_p [μm]	R_z [μm]
0,050''	1,27	$0,349 \pm 0,006$	$0,997 \pm 0,051$	$2,016 \pm 0,117$
0,064''	1,63	$0,632 \pm 0,033$	$1,849 \pm 0,125$	$3,508 \pm 0,200$

Fonte: próprio autor.

Podem-se observar na FIG. 3.16 os valores da medição de rugosidade no diagrama tridimensional dos tubos capilares de 0,064'' e 0,050''.

Figura 3.16: Imagens tridimensionais da medição da rugosidade: (a) capilar 0,064'' e (b) 0,050''



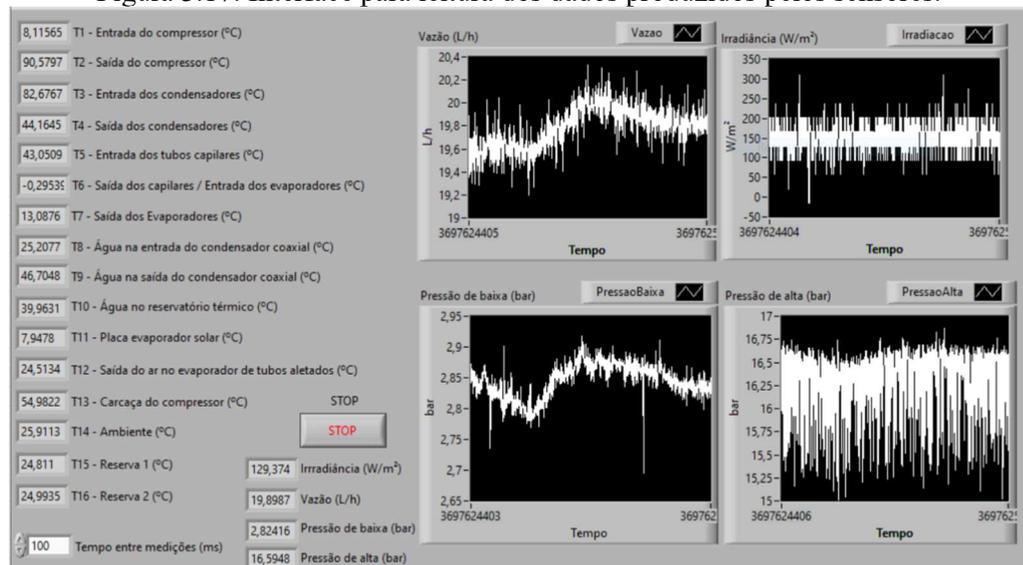
Fonte: próprio autor.

3.2.15 Aquisição de dados

Os sinais de tensão gerados pelos transdutores de pressão, termopares e piranômetro foram recebidos e tratados por um sistema de aquisição de dados. Uma placa modelo USB-9162 foi utilizada para receber e tratar os dados dos termopares. Uma segunda placa de modelo USB-6211 também foi utilizada para receber os sinais de saídas emitidos pelo piranômetro e pelos transdutores de pressão.

Para a leitura dos dados coletados dos sensores foi necessário o uso de um computador com portas USB, para conectar as placas e o software Labview. Esses softwares permitem visualizar os valores de cada sensor em tempo real, conforme FIG. 3.17.

Figura 3.17: Interface para leitura dos dados produzidos pelos sensores.



Fonte: próprio autor.

3.3 Solução matemática para o tubo capilar da bomba de calor

Esta seção apresenta as equações diferenciais utilizadas na modelagem teórica da vazão mássica de refrigerante e dimensionamento dos tubos capilares. A solução matemática foi desenvolvida no programa EES – *Engineering Equation Solver*, com a finalidade de agilizar os cálculos matemáticos, pois o software apresenta todas as propriedades termodinâmicas e termofísicas do fluido R290 utilizado na BDC. Nesta modelagem, a geometria escolhida para os tubos capilares é a helicoidal, por apresentar uma forma compacta.

O modelo do tubo capilar consiste em aplicar as leis de quantidade de movimento, conservação da massa e energia, a volumes de controle unidimensionais. Estas equações em

sua forma completa são complexas e necessitam de considerações para serem resolvidas, sendo essas:

- efeito da metaestabilidade é desconsiderado;
- refrigerante entra no tubo capilar como líquido subresfriado;
- escoamento bifásico é considerado homogêneo;
- expansão adiabática;
- escoamento incompressível na região de líquido;
- área da seção transversal do tubo capilar constante e rugosidade interna uniforme;
- tubo capilar isento de contaminação de óleo do compressor.

A equação da conservação de massa, apresentadas por Fox *et al.* (2016), pode ser escrita como:

$$\frac{D\rho}{Dt} + \rho \nabla \cdot v = 0 \quad (3.1)$$

A conservação de energia, conforme Fox *et al.* (2016), é expressa na Eq. 3.2:

$$\frac{dh}{dx} = \frac{-G^2 d(v^2)}{2dx} \quad (3.2)$$

em que G é a velocidade mássica, h entalpia e v é o volume específico.

Aplicando a equação de comprimento de L , essa pode ser reescrita da seguinte forma:

$$h_6 - h_5 = \frac{-G^2}{2} (v_5^2 - v_6^2) \quad (3.3)$$

$$h_6 - h_5 = 0 \quad (3.4)$$

A equação da quantidade de movimento, apresentanda por Yilmaz e Unal (1996), é apresentada na Eq. 3.5,

$$-\frac{dp}{dL} = \frac{f \nu G^2}{2d} + G^2 \frac{d\nu}{dL} \quad (3.5)$$

em que d é o diâmetro do tubo capilar, f o fator de atrito, L o comprimento do tubo capilar, G é a vazão massica e ν a viscosidade cinemática. Reescrevendo a Eq. 3.5 para diferencial de comprimento, encontra-se a Eq. 3.6.

$$dL = \frac{-2d}{f\nu G^2} \left(1 + G^2 \frac{d\nu}{dP} \right) dP \quad (3.6)$$

Para resolver a diferencial apresentada na Eq. 3.6, para região bifásica e monofásica do escoamento no tubo capilar, é necessária uma função para ν e P . Yilmaz e Unal (1996) apresentaram a relação em um processo isentálpico, conforme a Eq. 3.7. Como proposto por Hermes *et al.* (2009), para simplificar o desenvolvimento das equações diferenciais Eq. 3.6, a Eq. 3.7, essas podem ser divididas em partes como apresentado nas Eqs. 3.8 a 3.10.

$$\nu_{bf} = \nu_{tr} \left[1 + k_{bf} \left(\frac{p_{tr}}{p} - 1 \right) \right] \quad (3.7)$$

$$\nu_{bf} = a + \frac{b}{p} \quad (3.8)$$

$$a = \nu_{tr} (1 - k_{bf}) \quad (3.9)$$

$$b = \nu_{tr} p_{tr} k_{bf} \quad (3.10)$$

O parâmetro k_{bf} da Eq. 3.7 é dependente das propriedades do fluido refrigerante e do ponto de transição (ponto flash) do estado de líquido comprimido para o estado líquido e vapor, e foi proposto na Eq. 3.11 por Yilmaz e Unal (1996). Nesta equação, p_{tr} é o ponto de transição.

$$k_{bf} = \frac{2,65 \cdot 10^5}{p_{tr}^{0,75}} \quad (3.11)$$

A determinação do fator de atrito para o tubo capilar reto utiliza correlações empíricas para as regiões monofásicas e bifásicas. E para esta determinação, Yilmaz e Unal (1996) calcularam o fator de atrito utilizando a correlação proposta por Churchill (1977), indicada a seguir:

$$f_r = 8 \left[\left(\frac{8}{\text{Re}} \right)^{12} + \frac{1}{(Ac + Bc)^{3/2}} \right]^{1/12} \quad (3.12)$$

em que os parâmetros Ac e Bc são dados por:

$$Ac = \left[2,457 \ln \left(\frac{1}{\left(\frac{7}{\text{Re}} \right)^{0,9} + \left(\frac{0,27\varepsilon}{d} \right)} \right) \right]^{16} \quad (3.13)$$

$$Bc = \left(\frac{37530}{\text{Re}} \right)^{16} \quad (3.14)$$

e Re , Eq. 3.15, é o número de Reynolds do escoamento e ε , da Eq. 3.16, representa a rugosidade da parede interna do tubo capilar em função do parâmetro de rugosidade Ra , medido em laboratório:

$$\text{Re} = \frac{Gd}{\mu} = \frac{4\dot{m}}{\pi d \mu} \quad (3.15)$$

$$\varepsilon = Ra \quad (3.16)$$

Para cálculo do fator de atrito do tubo capilar helicoidal, partiu-se da correlação proposta por Churchill (1977), Eq. 3.12. Para o cálculo do número de Reynolds dessa equação, é considerada a média das viscosidades bifásicas e monofásicas, de acordo com as Eqs. 3.14 e 3.15, em que os subscritos 5 e 6 significam entrada e saída do tubo capilar e, o t, ponto de transição.

$$\mu_{mf} = \frac{\mu_5 + \mu_{tr}}{2} \quad (3.17)$$

$$\mu_{bf} = \frac{8}{7} \mu_{tr} \left[\frac{1 - (p_6 / p_{tr})^{7/8}}{1 - (p_6 / p_{tr})} \right] \quad (3.18)$$

O fator de Schmidt, apresentado por Chingulpitak e Wongwises (2010) na Eq. 3.19, foi utilizado para determinar o fator de atrito do capilar de geometria helicoidal, a partir do fator de atrito do capilar reto, Eq. 3.12. Os subscritos r e hd significam reto e helicoidal, respectivamente. E para o x' , Eq. 3.20, D é o diâmetro da espira do capilar helicoidal e d diâmetro interno do tubo capilar.

$$\frac{f_{hd}}{f_r} = 1 + 0,14 \times \text{Re}^{x'} \quad (3.19)$$

$$x' = \left[\frac{1 - 0,0644}{(D - d)^{0,312}} \right] / \left(\frac{D}{d} \right)^{0,97} \quad (3.20)$$

A equação da vazão mássica, apresentada na Eq. 3.21, foi desenvolvida por Rocha *et al.* (2020) para tubos helicoidais, a partir da solução proposta por Yilmaz e Unal (1996) utilizando o fator k , Eq. 3.22, proposto por Zhang e Ding (2004).

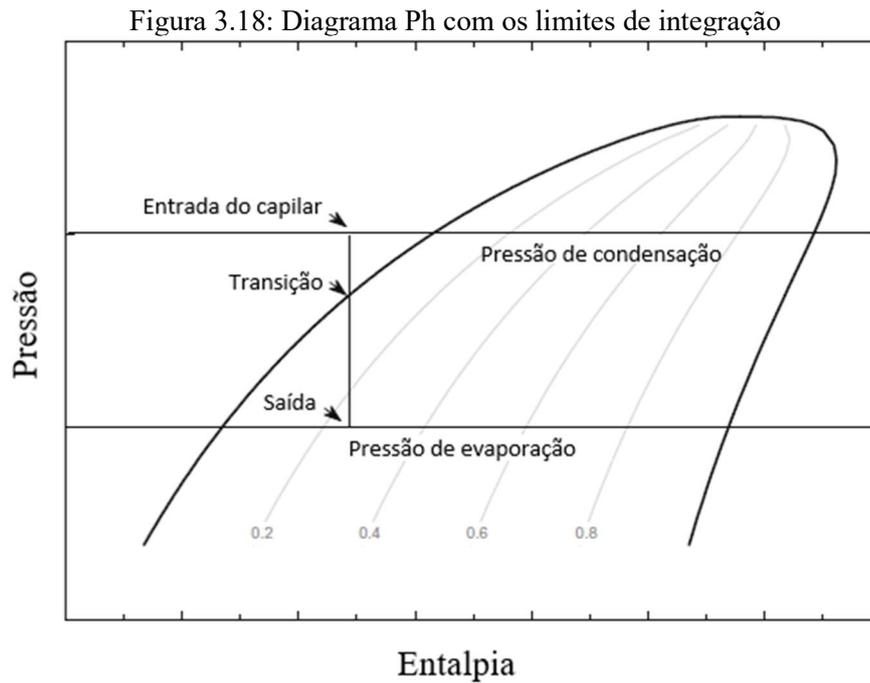
$$\dot{m} = \frac{\pi d^2}{4} \sqrt{\frac{\left(\frac{p_5 - p_{tr}}{f_{hd} v_{tr}} \right) - \frac{p_{tr}}{f_{hd} v_{tr} (1 - k)} \left[\frac{p_6}{p_{tr}} - 1 - \frac{k}{1 - k} \ln \left(k + (1 - k) \frac{p_6}{p_{tr}} \right) \right]}{\frac{L}{2d} - \frac{1}{f_{hd}} \ln \left(\frac{p_6 / p_{tr}}{k + (1 - k) \frac{p_6}{p_{tr}}} \right)}}} \quad (3.21)$$

$$k = 1,63 \times 10^5 p_{tr}^{-0,72} \quad (3.22)$$

Na Eq. 3.21, o \dot{m} é a vazão mássica de fluido refrigerante, L o comprimento do tubo capilar, p a pressão, v o volume específico e f o fator de atrito. O subscrito 5 representa a entrada

do tubo capilar, o δ a saída do tubo capilar, o hd tubo capilar helicoidal e o tr ponto de transição entre líquido e vapor (ponto flash).

O comprimento total do tubo capilar é calculado somando os comprimentos das regiões monofásica e bifásica. Para o cálculo do comprimento do capilar na região monofásica, é desenvolvida a Eq. 3.7 entre os limites do ponto de entrada até o ponto de transição do tubo capilar, conforme FIG. 3.18, resultando na Eq. 3.23.



Fonte: adaptado de Hermes *et al.* (2010).

Já para a determinação do comprimento do tubo capilar na região bifásica, a Eq. 3.7 foi substituída na Eq. 3.6 e integrada analiticamente a partir do ponto de transição até o ponto de saída do tubo capilar, gerando a Eq. 3.24. O comprimento total do tubo capilar é alcançado pela soma dos comprimentos das regiões bifásica e monofásica, conforme Eq. 3.25.

$$L_{mf} = \frac{2d(p_5 - p_t)}{G^2 v_{tr} f_c} \quad (3.23)$$

$$L_{bf} = \frac{2d}{f_h G^2} \left[\frac{p_{tr} - p_6}{a} + \frac{b}{a^2} \ln \left(\frac{a \cdot p_6 + b}{a \cdot p_{tr} + b} \right) - G^2 \ln \left(\frac{v_6}{v_{tr}} \right) \right] \quad (3.24)$$

$$L = L_{mf} + L_{bf} \quad (3.25)$$

3.4 Instrumentação

A BDC foi instrumentada para coleta de dados com onze termopares do tipo K, dois transdutores de pressão, quatro manômetros do tipo Bourdon, um wattímetro e um piranômetro.

Os sinais de tensão gerados pelos transdutores de pressão, pelos termopares e o piranômetro são recebidos e tratados por um sistema de aquisição de dados. Para os termopares, é utilizada uma placa de modelo USB-9162. Uma segunda placa de modelo USB-6211 também é utilizada para receber os sinais de saídas emitidos pelo piranômetro e transdutores de pressão.

3.4.1 Incertezas de medição

Os valores de incertezas de medição apresentados na TAB. 3.5 foram coletados nos manuais de fabricação dos equipamentos.

Tabela 3.5: Incerteza de medição dos instrumentos

Instrumento de medição	Incerteza
Manômetro tipo Bourdon (pressão de baixa)	$\pm 0,15$ bar (1% em fundo de escala)
Manômetro tipo Bourdon (alta pressão)	$\pm 0,35$ kgf/cm ² (1% em fundo de escala)
Termopar tipo K	$\pm 2,2^{\circ}\text{C}$ ou $\pm 0,75\%$
Transdutor de pressão	$\pm 0,50$ bar (0,5% em fundo de escala)
Rotâmetro	$\pm 4\%$ do valor medido
Piranômetro	$\pm 5\%$ do valor medido
Wattímetro	$\pm 1\%$ do valor medido

Fonte: próprio autor.

3.4.2 Análise de incertezas

Segundo Albertazzi (2012) é impossível medir sem cometer erros de medição. Para que uma medição ocorresse sem erros seriam necessários um sistema de medição perfeito, um ambiente perfeitamente estável e controlado, um operador perfeito e o mensurando estivesse perfeitamente definido e estável. Conforme o autor, na prática nenhuma dessas quatro condições costumam acontecer isoladamente, menos provável ainda que ocorram

simultaneamente. Em função da impossibilidade de se obter uma medição exata, o erro provável deve ser informado por meio de um parâmetro denominado incerteza.

Os erros mais comuns apresentados na literatura são: sistemático, aleatório e grosseiro. Segundo Albertazzi (2004), o erro sistemático é uma parcela do erro sempre presente nas medições realizadas, pode ser causado por falta de ajuste ou desgaste no sistema de medição.

Já o erro aleatório aparece quando a medição é repetida diversas vezes, nas mesmas condições, com as variações aparecendo nos resultados obtidos. Em comparação com o valor médio, se observa que as variações ocorrem de forma imprevisível, tanto para valores acima do valor médio, quanto para abaixo, efeito proporcionado pela aleatoriedade dos resultados. Os fatores que contribuem para o surgimento do erro aleatório são folgas, atrito, vibrações, condições ambientais e outras grandezas.

Para finalizar, conforme Albertazzi (2004), o erro grosseiro é decorrente de mau uso ou mau funcionamento do sistema de medição. O valor desse erro é totalmente imprevisível, mas geralmente de fácil detecção. Esse erro ocorre em função de leitura errônea, operação indevida ou dano ao sistema de medição.

3.4.2.1 Incertezas Combinadas

Segundo Alberta e Souza (2008) os efeitos associados às várias fontes de incerteza devem ser contabilizados pela incerteza combinada. Essa incerteza é estimada considerando a ação simultânea de todas as fontes de incerteza e, ainda, corresponde a um desvio padrão da distribuição resultante. Para medições não correlacionadas de diversas grandezas, utiliza-se uma expressão geral matemática contínua e derivável. Conforme Alberta e Souza (2008), seja G indiretamente determinada pela função:

$$U = f_g (X_1, X_2, \dots, X_n) \quad (3.26)$$

Sendo:

- U grandeza a ser determinada por uma indireta
- f_g função matemática contínua e derivável
- X_i i -ésima grandeza de entrada que está sendo combinada.

A incerteza combinada da grandeza G pode ser estimada por:

$$u^2(U) = \left(\frac{\partial f_g}{\partial X_1} \cdot u(X_1) \right)^2 + \left(\frac{\partial f_g}{\partial X_2} \cdot u(X_2) \right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial f_g}{\partial X_n} \cdot u(X_n) \right)^2 \quad (3.27)$$

Sendo:

$u^2(U)$ quadrado da incerteza combinada da grandeza a ser determinada por medição indireta

f_g função matemática contínua e derivável que relaciona G com as grandezas de entrada

$\frac{\partial f_g}{\partial X_i}$ derivada parcial da função f em relação à grandeza de entrada X_i

$u(X_i)$ incerteza-padrão da i -ésima grandeza e entrada que está sendo combinada.

Para o cálculo da incerteza combinada foi utilizada a função de cálculo de incertezas do software EES que emprega o conjunto de equações apresentado.

3.5 Planejamento dos experimentos

A fim de evitar grandes variações nas condições do experimento que pudessem interferir nos resultados, os testes foram realizados entre 10h40 e 14h20, no mês de junho de 2021. Os testes ocorreram ora ao sol, ora à sombra, alternadamente, com duração média de 25 minutos cada, no laboratório do Grupo de Refrigeração e Aquecimento (GREA) da UFMG. Para a exposição ora ao sol, ora à sombra, utilizou-se dos rodízios instalados na bomba de calor para realizar a movimentação.

Para o desenvolvimento do experimento foram realizados quatro tipos de ensaios, sendo esses:

- 1- Teste da bomba de calor funcionando com radiação solar incidente sobre o evaporador e com dois tubos capilares atuando alternadamente.
- 2- Teste da bomba de calor funcionando em ambiente externo ao laboratório, sem radiação solar incidente sobre o evaporador e com dois tubos capilares atuando alternadamente.
- 3- Teste da bomba de calor funcionando com radiação solar incidente sobre o evaporador e com um tubo capilar.

- 4- Teste da bomba de calor funcionando em ambiente externo, sem radiação solar incidente sobre o evaporador e com um tubo capilar.

Durante os testes, a vazão de água que escoava pelo condensador bitubular em direção ao tanque de armazenamento foi mantida a uma taxa suficiente para aquecer 200 litros de água num tempo inferior a 5 horas e com temperatura de entrada de, aproximadamente, 22,5 °C.

4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

A presente seção apresenta os resultados obtidos nos testes realizados na bomba de calor funcionando com os capilares simples e duplo. Inicialmente, se apresenta em forma de gráfico, o comparativo dos resultados do grau de superaquecimento e radiação solar ao longo do tempo, o comparativo da pressão de baixa e radiação solar ao longo do tempo e, finalmente, o comparativo entre a vazão de refrigerante no condensador e radiação solar ao longo do tempo. Realizam-se, então, todos os comparativos entre os capilares simples e duplo, operando ora com alta radiação solar, ora com baixa radiação solar.

Apresentam-se os diagramas pressão-entalpia para o capilar simples e duplo. Para o capilar simples, o digrama contempla duas curvas que descrevem o ciclo da BDC, uma funcionando ao sol e, outra, à sombra. Para o capilar duplo, o diagrama também contempla duas curvas, uma para o capilar de baixa radiação atuando na sombra e outro para o capilar de alta radiação atuando no Sol.

O limite mínimo e máximo definido para o grau de superaquecimento foi de 1 °C e 20 °C, respectivamente, para um funcionamento da bomba de calor, conforme revisão bibliográfica. Ao final, são apresentados e avaliados os efeitos do grau de superaquecimento e o COP para cada uma das situações apresentadas anteriormente.

4.1 Resultado do dimensionamento dos tubos capilares

Realizaram-se simulações com o modelo matemático, utilizando as equações apresentadas no capítulo 3 para o dimensionamento do comprimento dos capilares simples.

Tabela 4.1: Dimensionamento dos tubos capilares

Nº	Tipo de operação	Diâmetro interno [in]	Diâmetro interno [mm]	Diâmetro da espiral [m]	L [m]
1	Capilar simples	0,064"	1,63	0,07	5,60
2	Capilar duplo de baixa radiação	0,050"	1,27	0,07	1,85
3	Capilar duplo de alta radiação	0,064"	1,63	0,07	4,00

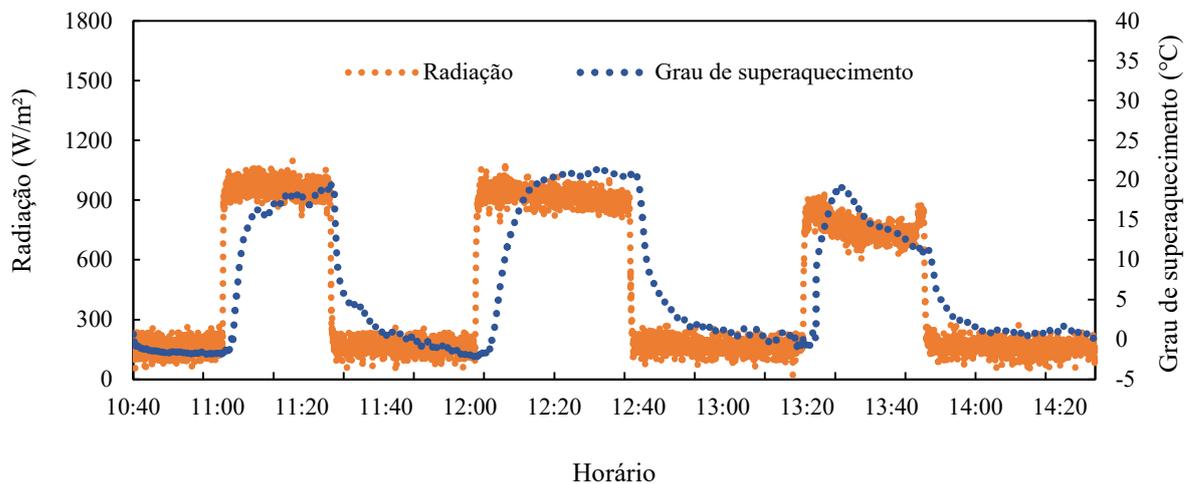
Fonte: próprio autor.

O conjunto capilar duplo é composto por dois tubos capilares, um para atuar em baixas radiações solares, com diâmetro de 1,27 mm e comprimento de 1,85 m, capilar n° 2 da TAB. 4.1 e, outro, para altas radiações solares, com diâmetro de 1,63 mm e comprimento de 4,00 m, capilar n° 3 da TAB. 4.1. O capilar simples, com diâmetro de 1,63 mm e comprimento de 5,60 m, capilar n° 1 da TAB. 4.1, foi projetado para atuar em condições de baixa e alta radiação solar, visando atender todas as condições.

4.2 Influência da radiação solar no superaquecimento da BDC com capilar simples duplo ao longo do tempo

Os resultados apresentados na FIG. 4.1 mostram o perfil das curvas de radiação solar e o grau de superaquecimento ao longo do tempo. Pela análise gráfica, conclui-se que a curva do grau de superaquecimento segue a curva de radiação solar. Isso significa que, quando a radiação solar sobre o evaporador é baixa, o grau de superaquecimento também é baixo. Quando a radiação solar é alta e o evaporador solar está exposto ao sol, o grau de superaquecimento é alto. Essa grande variação do grau de superaquecimento acontece, principalmente, em função da ausência de regulagem de vazão do tubo capilar.

Figura 4.1: Radiação solar e grau de superaquecimento ao longo do tempo para capilar simples



Fonte: próprio autor.

Na condição de alta radiação solar, para reduzir o grau de superaquecimento, o capilar simples deveria apresentar maior vazão mássica, mas como isso não ocorre o grau de superaquecimento aumenta significativamente. Já na condição de baixa radiação solar, para aumentar o grau de superaquecimento, o capilar simples deveria reduzir a vazão mássica, mas

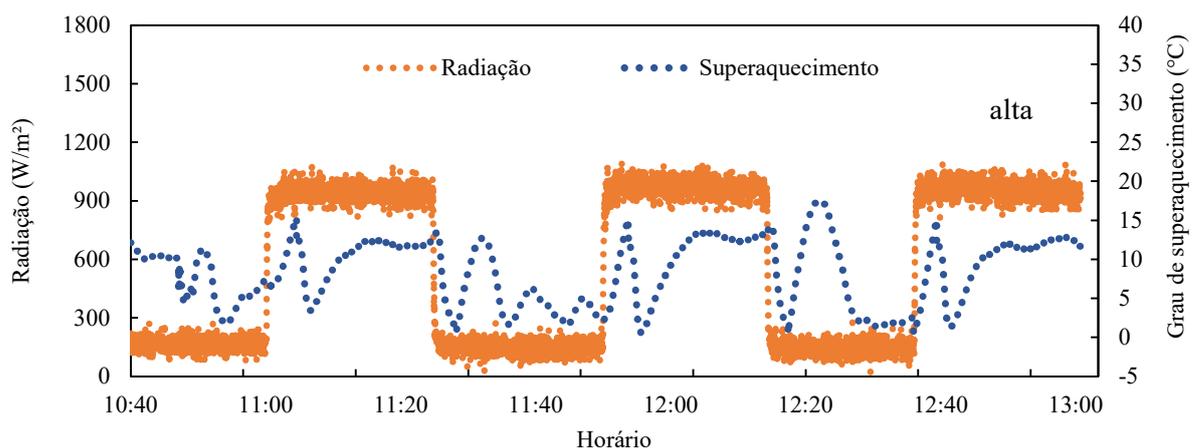
como isso não é possível, o excesso de fluido refrigerante no evaporador contribui para a redução significativa do grau de superaquecimento.

Quando a bomba de calor é ajustada para apresentar o grau de superaquecimento positivo em condições de baixa radiação solar, na exposição ao sol, o superaquecimento extrapola o valor dos 20 °C. Já quando ajustado para apresentar superaquecimento abaixo dos 20 °C em ambiente de alta radiação solar, na exposição à sombra, o superaquecimento torna-se nulo.

A ausência de grau de superaquecimento pode provocar a quebra do compressor e degradar o óleo lubrificante devido à mistura com fluido refrigerante no estado líquido. Já o excesso de grau de superaquecimento, eleva a temperatura de descarga à níveis que podem comprometer as propriedades do óleo lubrificante e reduzir a refrigeração dos componentes internos do compressor, acelerando o desgaste mecânico.

A análise da FIG. 4.1 permite concluir que não é seguro operar a BDC com apenas um único tubo capilar como dispositivo de expansão, por não ser possível ajustar o superaquecimento de forma satisfatória para todas as condições de radiação solar. Ou o capilar atende à condição de forma satisfatória na sombra e se compromete no sol, ou atende a condição satisfatória no sol e se compromete na sombra.

Figura 4.2: Radiação solar e grau de superaquecimento ao longo do tempo para capilar duplo



Fonte: próprio autor.

A FIG. 4.2 apresenta a radiação solar e o grau de superaquecimento ao longo do tempo para a BDC operando com capilar duplo. Observa-se que a curva do grau de superaquecimento não acompanha a curva da radiação solar conforme o da FIG 4.1. Esse efeito ocorre porque a bomba de calor possui dois tubos capilares, um para atuar em condições de baixa radiação solar,

e o outro para atuar em condições de alta radiação solar, permitindo um ajuste mais preciso do grau de superaquecimento.

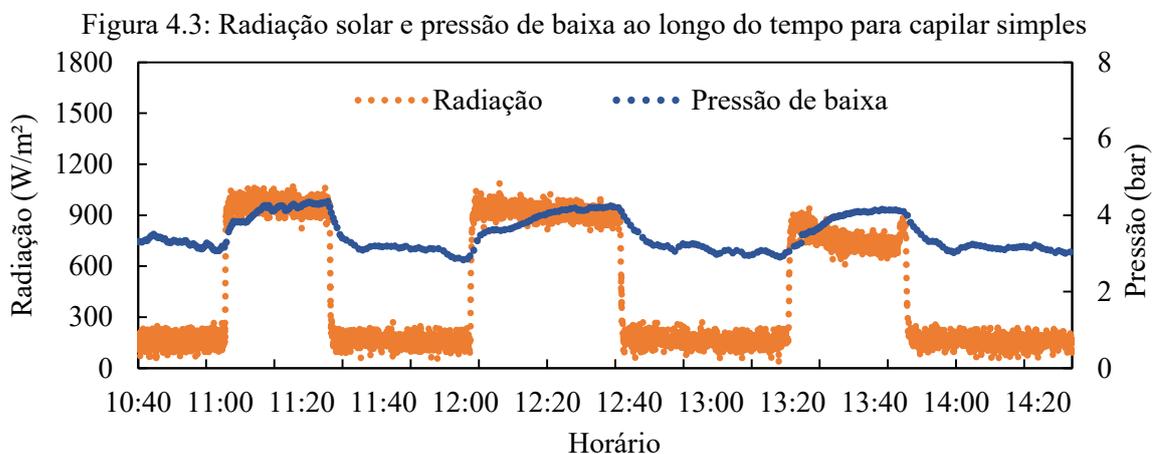
Sendo a radiação solar baixa, o capilar de menor diâmetro é acionado em função da queda no grau de superaquecimento para reduzir o fluxo mássico de refrigerante no evaporador solar e, assim, garantir que o fluido se torne completamente vapor na saída do evaporador, e além de garantir grau de superaquecimento positivo na entrada do compressor.

A ação do capilar de alta é oposta à do capilar de baixa, pois seu objetivo é preencher o evaporador solar com maior fluxo mássico de fluido refrigerante. Essa maior vazão é necessária para conseguir absorver a quantidade extra de calor do evaporador quando exposto ao sol e, ainda, permitir que o grau de superaquecimento se mantenha em uma faixa de operação segura para o compressor.

Conforme apresentando na FIG. 4.2, pode-se concluir que o grau de superaquecimento permanece positivo em ambientes de baixa radiação solar e não extrapola o valor de $20\text{ }^{\circ}\text{C}$ quando exposto a altas radiações solares e sua amplitude, diferença entre o valor mínimo e o valor máximo alcançou valores próximos de 17°C . Por esta análise, o capilar duplo opera de forma segura a bomba de calor.

4.3 Influência da radiação solar na pressão de baixa da BDC ao longo do tempo

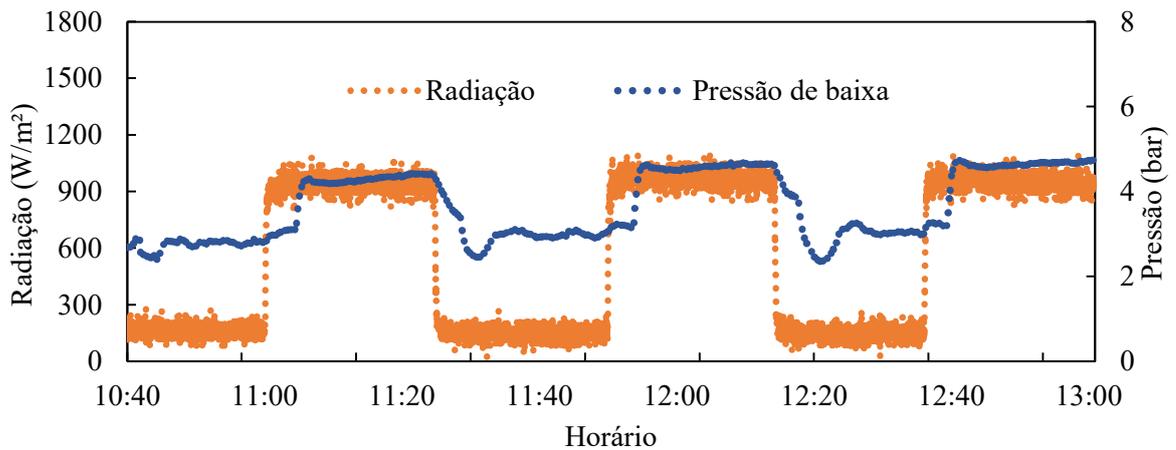
Nas FIG. 4.3 e 4.4 se observam as linhas da pressão de baixa e da radiação solar ao longo do tempo para o capilar simples e o duplo, respectivamente. Conclui-se que a pressão varia conforme a radiação solar seja incidente no evaporador. Quando há aumento da radiação solar sobre o evaporador ocorre o aquecimento do fluido refrigerante, que eleva a temperatura e a pressão de baixa.



Fonte: próprio autor.

Os perfis das curvas de baixa pressão para o capilar duplo e simples apresentam diferenças significativas. Essas diferenças são decorrentes das características dimensionais dos tubos capilares. Na linha gráfica da pressão de baixa, é possível observar que o capilar duplo tem pressões mais bem definidas, em comparação com capilar simples, pelo fato do capilar duplo ser dimensionado para atender com mais precisão às condições de alta e baixa radiação solar.

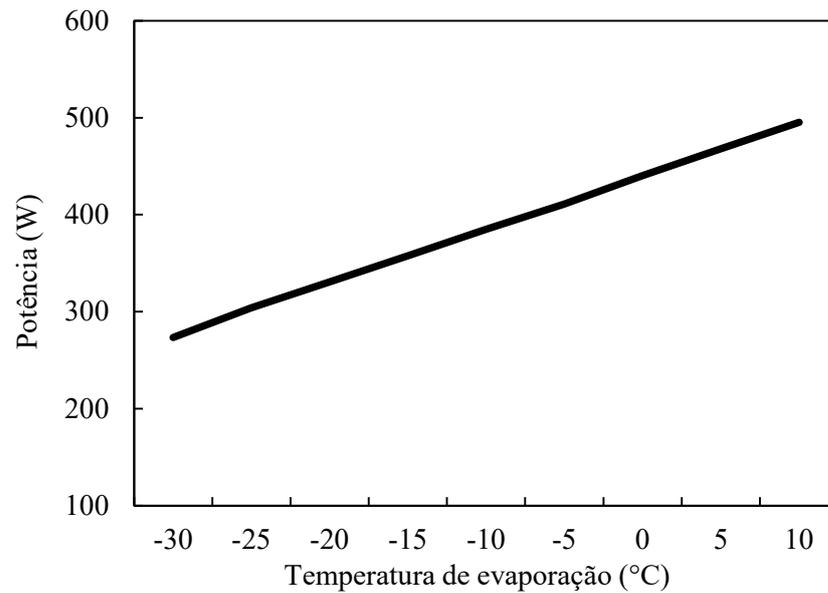
Figura 4.4: Radiação solar e pressão de baixa ao longo do tempo para capilar duplo



Fonte: próprio autor.

A FIG. 4.5 apresenta a curva de potência do compressor pela temperatura de evaporação. Observa-se no gráfico que o aumento da temperatura proporciona um aumento na potência do compressor. Esse aumento de potência é ocasionado pelo acréscimo do fluxo mássico produzido pelo compressor. Logo, quando a radiação se intensifica sobre o evaporador, também aumenta o consumo de potência elétrica pelo compressor.

Figura 4.5: Evolução da potência do compressor pela temperatura de evaporação



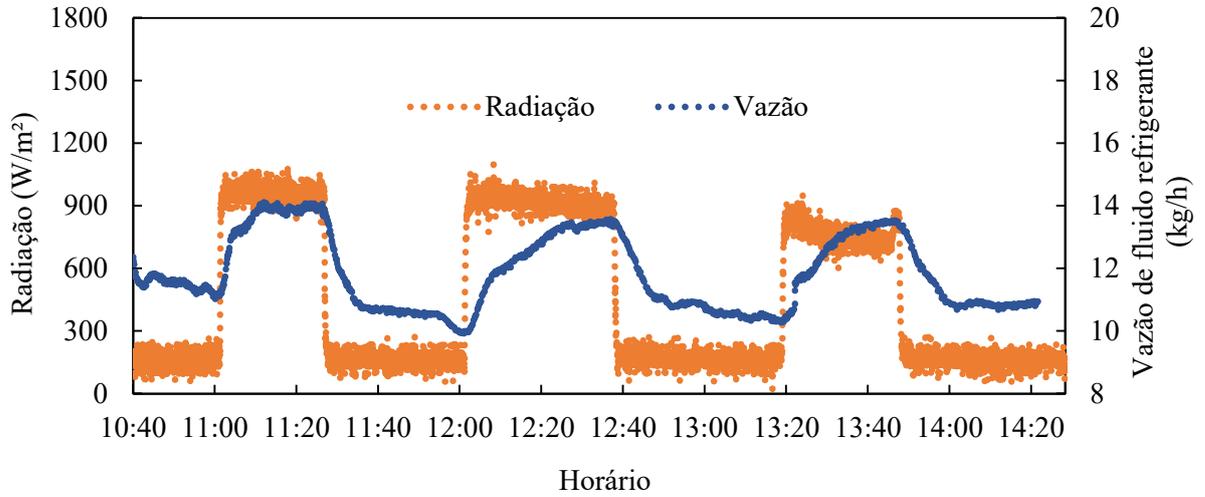
Fonte: Embraco (2013).

4.4 Influência da radiação solar na vazão de fluido refrigerante no condensador

A FIG. 4.6 e 4.7 apresenta a curva de radiação solar aquece o fluido refrigerante no evaporador solar, produzindo aumento da pressão e da temperatura de evaporação. O efeito desse aquecimento é percebido no condensador bitubular, pois este recebe maior vazão de refrigerante, conseqüentemente, intensificando a troca de calor com a água. Pode-se observar na FIG. 4.6 e na FIG. 4.7, para capilar simples e duplo, respectivamente, maior intensidade da radiação solar.

Pela leitura da curva de vazão da FIG. 4.8 se observa que o capilar de alta radiação, do conjunto duplo, é o de maior vazão mássica de fluido refrigerante. Essa diferença é decorrente do capilar de alta ter maior capacidade de vazão do que o capilar simples, nas mesmas condições. Essa vazão mais alta foi prevista para reduzir o grau de superaquecimento da BDC funcionando ao sol.

Figura 4.6: Radiação solar e vazão no condensador ao longo do tempo para o para capilar simples



A FIG. 4.8 apresenta o gráfico da potência do compressor pela temperatura de evaporação, e se observa que o aumento da temperatura de evaporação favorece a entrada de maior massa de fluido refrigerante no compressor que, conseqüentemente, aumenta a vazão mássica.

Figura 4.7: Radiação solar e vazão no condensador ao longo do tempo para capilar duplo

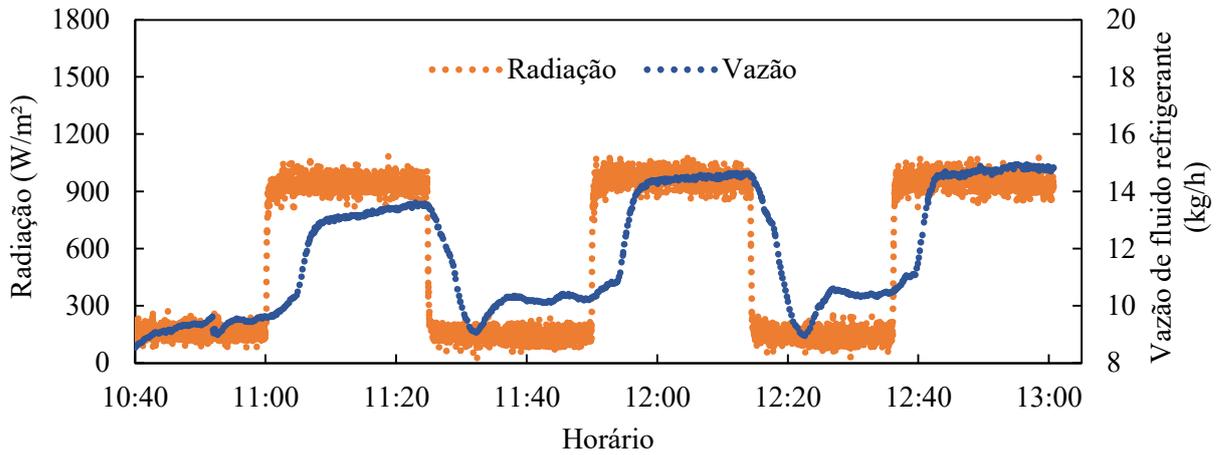
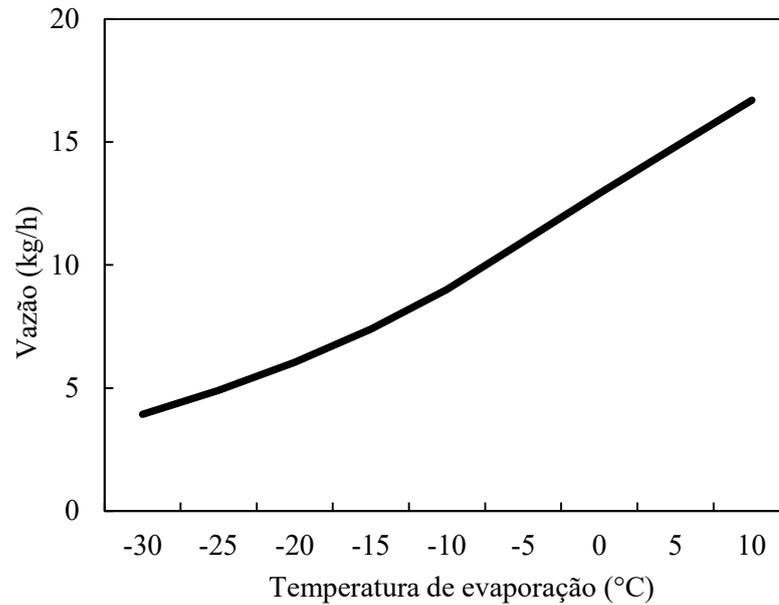


Figura 4.8: Evolução da vazão do compressor pela temperatura de evaporação



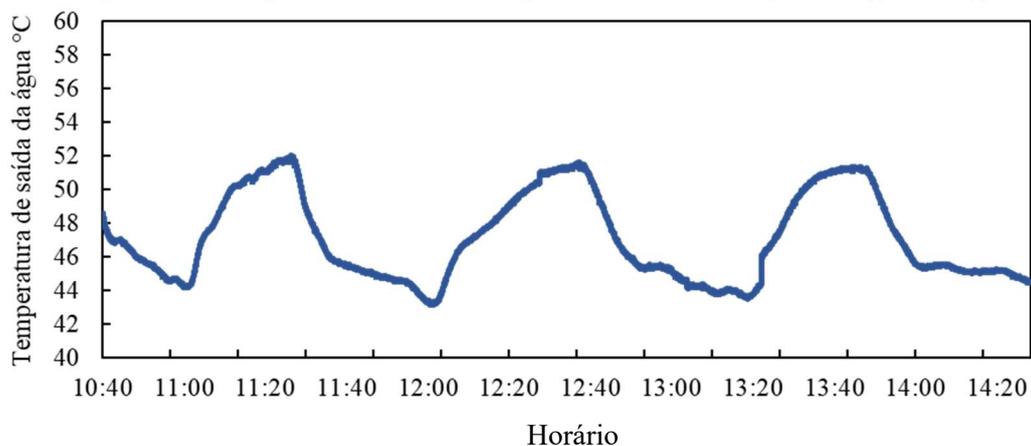
Fonte: Embraco (2013).

4.5 Temperatura de saída da água por tempo

A FIG. 4.9 e a FIG 4.10 apresentam os resultados da temperatura de saída da água do condensador bitubular para a bomba de calor utilizando o capilar simples e o duplo. A análise gráfica permite concluir que a temperatura de saída da água varia com a radiação sobre o evaporador. Quanto maior a radiação, maior a temperatura de saída da água.

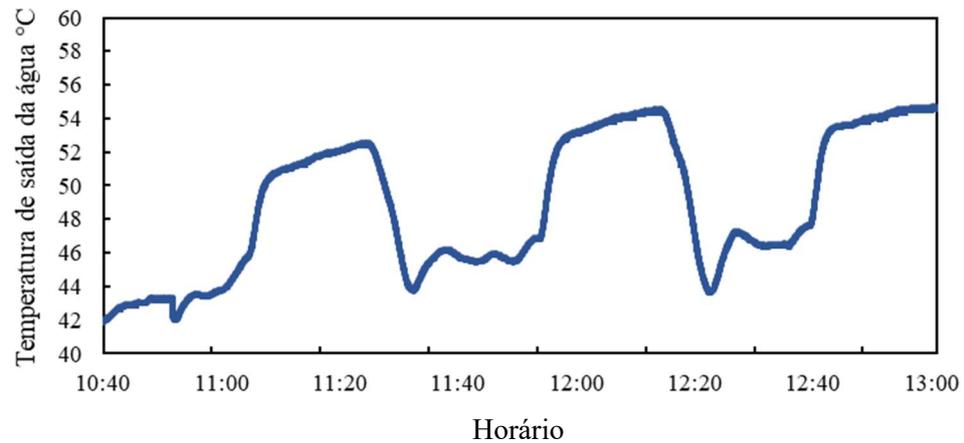
Pode-se ainda concluir da análise gráfica que a bomba de calor operando com o capilar simples alcançou temperatura máxima de 52,04 °C, enquanto, para o capilar duplo, a temperatura máxima alcançada foi de 54,8 °C.

Figura 4.9: Temperatura de saída da água no condensador para o capilar simples



Fonte: Próprio autor.

Figura 4.10: Temperatura de saída da água no condensador para o capilar duplo



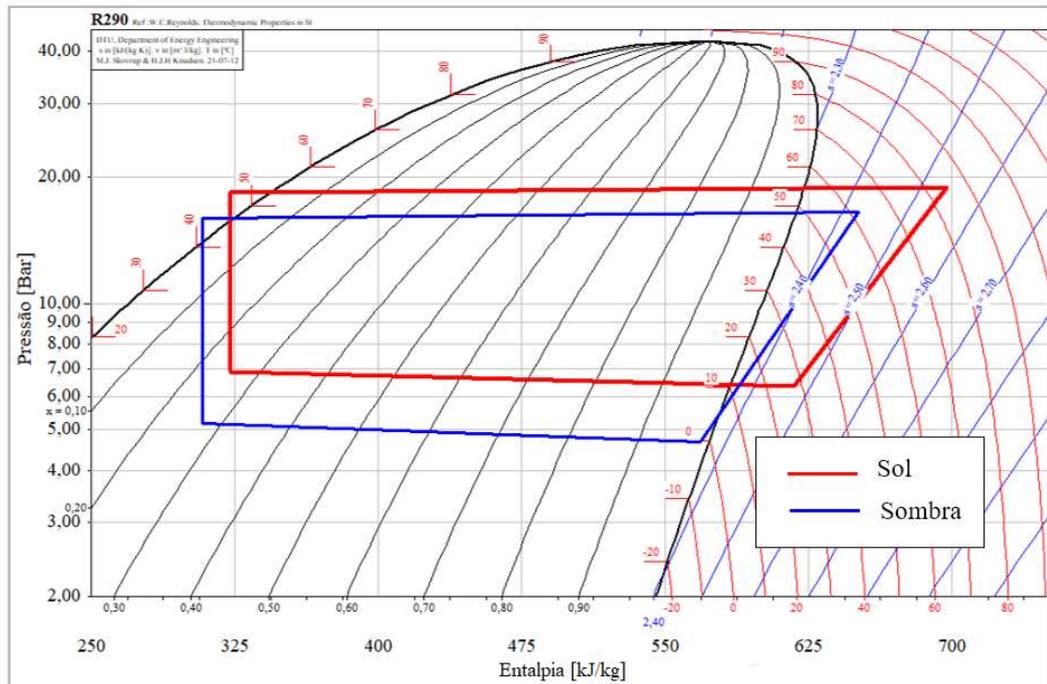
Fonte: Próprio autor.

4.6 Diagrama pressão por entalpia

O diagrama pressão versus entalpia apresentado nas FIG. 4.9 e FIG. 4.10 demonstra, graficamente, o grau de superaquecimento para a bomba de calor operando com capilar simples e duplo, respectivamente. Para ambas as figuras, o diagrama em vermelho representa o funcionamento dos capilares da bomba de calor recebendo alta radiação solar. Já o diagrama em azul, para ambos os capilares, representa o funcionamento à sombra.

Como pode ser visto na FIG. 4.9, o capilar simples não apresenta superaquecimento quando exposto à sombra, porém, quando exposto ao sol, apresenta superaquecimento elevado. A condição de grau de superaquecimento elevado, acima de 20°C , e a ausência de grau de superaquecimento, são condições que podem deteriorar a vida útil do compressor, pois o excesso de calor do fluido refrigerante diminui a refrigeração dos componentes internos do compressor e favorece a deterioração do óleo lubrificante. Já a ausência de grau de superaquecimento pode permitir a entrada de fluido refrigerante no estado líquido dentro do compressor e indicar baixo aproveitamento do evaporador, pois evidencia que não conseguiu absorver calor de forma suficiente para evaporar todo o fluido refrigerante.

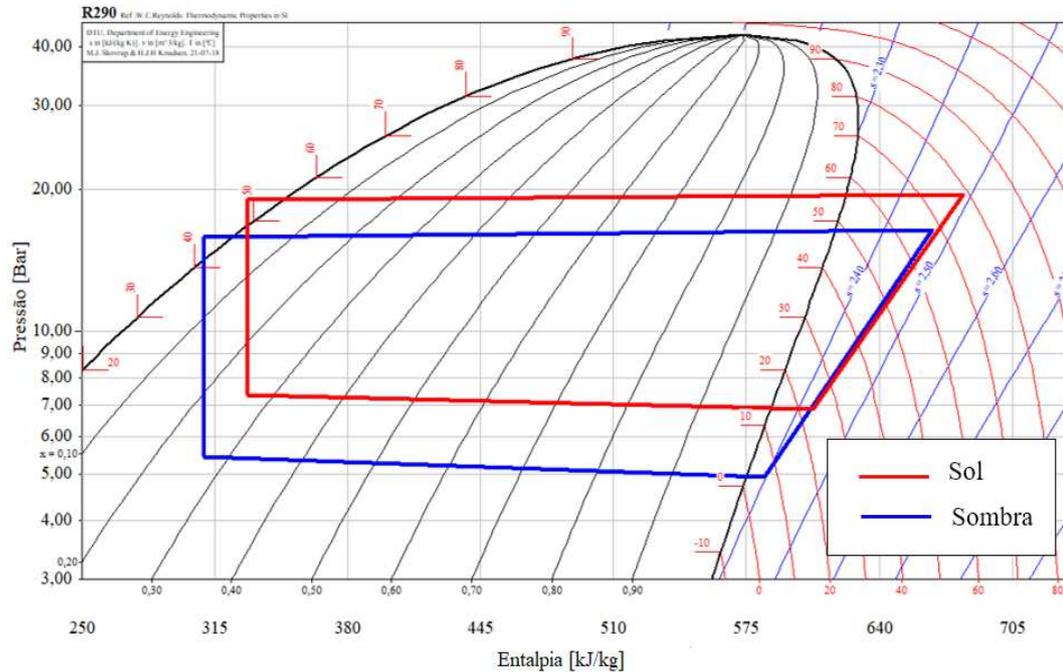
Figura 4.11: Diagrama pressão por entalpia da bomba de calor operando com capilar simples



Fonte: próprio autor.

A FIG. 4.10 apresenta o diagrama pressão e entalpia da bomba de calor operando com capilar duplo. No diagrama representado pela linha vermelha, na condição em que a bomba de calor está exposta ao sol, se observa que o valor do superaquecimento não ultrapassa o valor de 20°C. Já o diagrama, em azul, representa o comportamento do capilar de baixa radiação à sombra, e observa-se que o grau de superaquecimento apresenta valor positivo, superior a 1°C. A condição de grau de superaquecimento abaixo dos 20° C quando à bomba de calor está ao sol e grau de superaquecimento acima dos 1° C quando exposta à sombra, permite a operação segura da bomba de calor, já que o grau de superaquecimento não ultrapassa os valores definidos como seguros para o funcionamento do equipamento.

Figura 4.12: Diagrama pressão por entalpia da bomba de calor operando com capilar duplo



Fonte: próprio autor.

4.7 Coeficiente de desempenho

Os coeficientes de desempenho da bomba de calor, apresentado na FIG. 4.11, foram quantificados para as condições de alta e de baixa radiação solar, para os capilares simples e duplo. Foi quantificado também o COP geral da BDC de calor funcionando constantemente em todas as condições climáticas para os capilares simples e duplo.

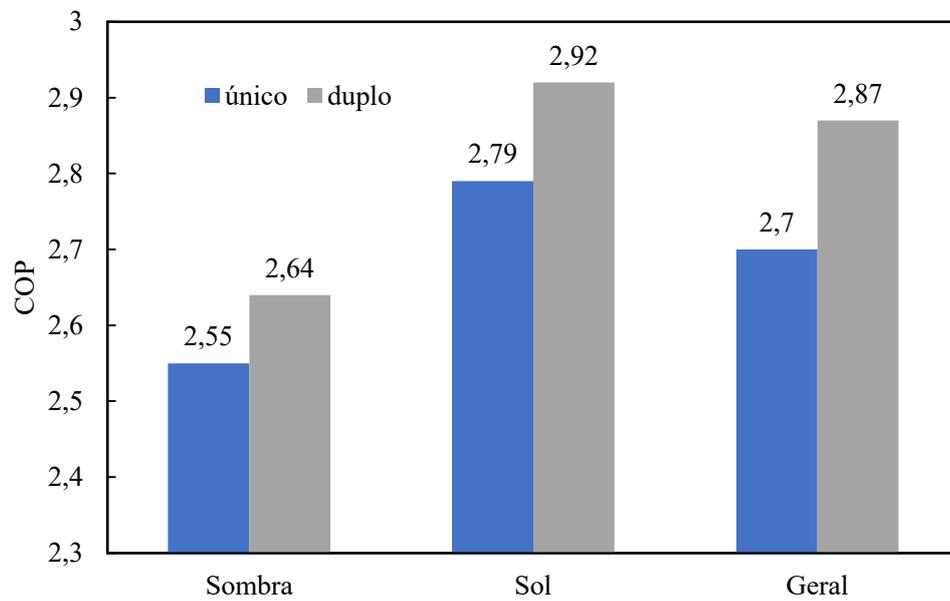
A análise dos resultados apresentados da BDC permite concluir que o capilar duplo expressa melhor resultado do COP em comparação com o capilar simples. Essa diferença é decorrente do capilar duplo da BDC operar com dois capilares, alternadamente, que se ajustam melhor às condições de alta e de baixa radiação solar.

Quando a BDC está exposta à baixa radiação solar incidente sobre o evaporador, operando com o capilar duplo, entra em operação o capilar de baixa radiação solar, que permite uma menor vazão quando comparado com o capilar simples nas mesmas condições. Essa menor vazão de refrigerante se ajusta melhor à condição de baixa radiação solar, favorecendo um menor consumo de eletricidade pelo compressor em decorrência da redução de vazão e, conseqüentemente, evitando que o evaporador tenha excesso de fluido refrigerante em seu interior, o que poderia levar à entrada de líquido no compressor.

Quando a BDC está exposta à alta radiação solar incidente sobre o evaporador, entra em operação o capilar de alta radiação solar, favorecendo o preenchimento adequado do evaporador e reduzindo o grau de superaquecimento para valores considerados seguros ao compressor. Nessa configuração de capilar, o COP apresenta o maior valor em função do ganho térmico da água que circula no condensador.

Neste contexto, se conclui que o capilar duplo apresenta maior COP para a bomba de calor, além de favorecer um funcionamento seguro do compressor.

Figura 4.13: Coeficiente de desempenho da BDC operando com capilar simples e duplo.



Fonte: próprio autor.

5 CONCLUSÕES

O presente trabalho se propôs a investigar o uso de tubos capilares como dispositivo de expansão para uma bomba de calor assistida por energia solar com expansão direta e que utiliza o fluido refrigerante R290. Para tanto, foi projetado e avaliado o funcionamento da bomba de calor com os capilares simples e duplo atuando como dispositivo de expansão.

O capilar simples, constituído por um único capilar, foi dimensionado com comprimento de 5,60 m e diâmetro interno de 0,064”.

O capilar duplo, constituído por dois capilares, de alta e de baixa radiação solar, foi dimensionado um com comprimento de 4,00 m e diâmetro interno de 0,064” e, outro, com comprimento de 1,85 m e diâmetro interno de 0,050”, respectivamente.

O dimensionamento foi determinado com auxílio do programa EES e com as equações demonstradas no capítulo 3. Para tanto, realizaram-se simulações computacionais em que bomba de calor recebe alta e baixa radiação solar utilizando os capilares simples e duplo.

Na avaliação do tubo capilar simples, capilar nº 1 da TAB. 4.1, quando a radiação solar é alta sobre o evaporador solar, se conclui que o grau de superaquecimento supera o valor definido como seguro ao compressor, alcançando os 24°C. Isso ocorre porque o tubo capilar simples não permite grandes alterações na vazão, de forma a preencher o evaporador solar com fluido refrigerante na quantidade necessária para produzir um grau de superaquecimento dentro dos limites determinado. Essa limitação se deve às suas características construtivas, que envolvem, majoritariamente, comprimento e diâmetro. Ou seja, quando exposto ao sol, o aporte térmico que chega ao evaporador evapora todo o fluido refrigerante e ainda o superaquece além do definido como seguro. Logo, como não se consegue aumentar a vazão do capilar além do permitido pelas suas características construtivas, nesta avaliação, pode se afirmar que esse capilar não permite uma condição segura para altas radiações solares sobre o evaporador.

Na avaliação do tubo capilar simples, quando a radiação solar é baixa, não apresenta grau de superaquecimento e o fluido refrigerante deixa o evaporador como uma mistura de líquido mais vapor saturado. Isso se deve ao fato de o capilar simples permitir vazão mássica de fluido refrigerante maior que a capacidade do evaporador solar tem de evaporar o fluido refrigerante. A consequência disso é o fluido refrigerante, no estado líquido, ser aspirado para o compressor, por não ter se transformado totalmente em vapor durante a passagem pelo evaporador solar. Logo, na condição de baixa radiação solar, esse capilar não permite uma operação segura do compressor da bomba de calor.

O capilar simples foi dimensionado para atender o mais satisfatoriamente possível às condições de alta e baixa radiação solar. Mesmo com o rigor do dimensionamento, não é possível sua utilização em todas as condições. Se ajustado para atender apenas à condição de baixa radiação solar, o superaquecimento extrapola os 40 °C quando exposto ao sol. E se ajustado para atender apenas à condição de alta radiação solar, quando exposto à sombra, o superaquecimento se torna nulo. Logo, um capilar não consegue cobrir toda a faixa de radiação solar de um dia completo.

Na avaliação do capilar duplo, operando com a bomba de calor exposta ao sol, os resultados apresentados para o tubo capilar de alta, capilar nº 3 da TAB. 4.1, permitem concluir que o grau de superaquecimento permanece abaixo dos 20°C, conforme FIG. 4.2. Esse valor somente foi possível, porque o capilar de alta radiação solar tem um fluxo mássico grande o suficiente para preencher o evaporador com a quantidade de fluido suficiente para evaporá-lo e superaquecê-lo dentro dos limites especificados como seguros para a operação do compressor.

Já na avaliação do capilar duplo, na condição de baixa radiação solar, utilizando o capilar nº 2 da TAB. 4.1, de menor comprimento e diâmetro, o grau de superaquecimento é positivo. Isso é possível porque o capilar foi dimensionado, exclusivamente, para atender às demandas de baixa radiação solar. Nesse capilar, a sua vazão de fluido refrigerante é menor em comparação com os demais, em função do seu menor diâmetro. Logo, o capilar de baixa preenche o evaporador solar com a quantidade de fluido que este tem a capacidade de evaporar durante períodos de baixa radiação solar.

Os capilares simples e duplo atuando em circunstâncias de baixa radiação solar apresentaram um COP de $2,55 \pm 0,36$ e $2,64 \pm 0,37$, respectivamente. Essa diferença ocorre porque o capilar duplo dimensionado para baixa radiação solar tem menor vazão de refrigerante em comparação com o capilar simples, conseqüentemente, reduzindo a potência do compressor e aumentando o COP.

O capilar simples e o duplo atuando em circunstância de alta radiação solar apresentaram um COP de $2,79 \pm 0,33$ e $2,92 \pm 0,31$, respectivamente. Nessa circunstância, o capilar simples apresenta menor COP devido ao excesso de superaquecimento, que ocasiona uma redução da eficiência volumétrica e aumento da potência do compressor, sem, contudo, aumentar a vazão.

O COP geral da bomba de calor foi de $2,70 \pm 0,35$ e $2,85 \pm 0,35$ para o capilar simples e o capilar duplo, respectivamente. Para o COP, se conclui que o capilar duplo, além de possuir um valor superior, permite um funcionamento seguro para a bomba de calor.

Pode-se concluir que um único capilar, para atuar na BDC, não é suficiente para atender às diversas demandas de carga térmica exigidas pelo evaporador solar, pois a variação do aporte térmico é alta e exige grande ajuste da vazão mássica do fluido. Com a falta de ajuste, na ausência de radiação solar, o evaporador apresenta excesso de fluido refrigerante. Já quando exposta ao sol, eleva o grau de superaquecimento a acima da temperatura especificado como segura ao funcionamento do compressor.

O capilar duplo, por ser constituído por dois capilares, permite a adequação da vazão de fluido refrigerante, de acordo com a demanda da carga térmica sobre o evaporador solar. Na ausência de radiação solar, o capilar de menor vazão do conjunto duplo entra em funcionamento para reduzir a vazão mássica de fluido refrigerante no evaporador, com a finalidade de favorecer a evaporação total do fluido refrigerante em ambientes de baixa radiação solar. Já na presença de radiação solar, o capilar de maior diâmetro entra em operação para aumentar a vazão de fluido refrigerante no evaporador com a finalidade de manter o grau de superaquecimento em patamares seguros ao compressor.

O capilar duplo, apesar das suas vantagens no controle do grau de superaquecimento, tem como desvantagem um maior custo de construção, pois para realização da seleção do capilar de acordo com a demanda de carga térmica, se utiliza um controlador eletrônico e duas válvulas solenoides.

Sendo assim, conclui-se que um único capilar não permite um funcionamento seguro da bomba de calor, pois não é possível realizar o ajuste do grau de superaquecimento de forma a atender todas as demandas de radiação solar disponível em um dia. Já o capilar duplo permite o ajuste do grau de superaquecimento de acordo com a demanda de radiação, mas apresenta um custo de montagem superior em comparação ao capilar simples.

REFERÊNCIAS

ALBERTAZZI, A.; SOUZA, A. R. **Fundamentos de Metrologia Científica e Industrial**. [S.l.]: Monole, 2012.

ARINI, R. G. **Análise energética e exergética de um ciclo de refrigeração por compressão de vapor utilizando HC290 em substituição ao HCFC22**. Universidade Estadual de Campinas. Belo Horizonte, p. 22. 2008.

CAO, X.; ZHANG, C.-L. Analysis and experiment of stepped pressure cycle performance conditional. **Applied Thermal Engineering**, Shanghai, n. 180, 2020.

ÇENGEL, Y. A.; GHAJAR, A. J. **Transferência de Calor e Massa**. 4. ed. Porto Alegre: AMGH Editora Ltda., v. IV, 2012.

ÇENGEL, Y. A.; MICHAEL, B. A. **Termodinâmica**. Nova York: McGraw-Hill Education, 2015.

CHINGULPITAK, S.; WONGWISES, S. A comparison of flow characteristics of refrigerants flowing through adiabatic straight and helical capillary tubes. **International Communications in Heat and Mass Transfer**, Bangkok, p. 398-404, dezembro 2010.

CHOUDHARI, C. S.; SAPALI, S. N. Performance Investigation of Natural Refrigerant R290 as a substitute to R22 in refrigeration systems. **Energy Procedia**, Bhudaneswar, p. 346-352, 2017.

CHUA, K. J.; CHOU, S. K.; YANG, W. M. Advances in heat pump systems: A reveiw”. **Applied Energy**, v. 87, 2010.

CHURCHILL, S. W. Friction-factor equation span all fluid-flow regimes, Chem. Eng. (Nova Iorque), p. 91-92, 1977.

DUARTE, W. M. Numeric model of a direct expansion solar assited heat pump water heater operating with low GWP refrigerants (R1234YF, R290, R600A, and R744) for replacement of R134A., Belo Horizonte, 2018.

DUBBA, S. K.; KUMAR, R. Flow of refrigerants through capillary tubes: A state-of-the-art. **Experimental Thermal and Fluid Science**, Uttarakhand, p. 370-381, Setembro 2017.

DUFFIE, J. A.; BECKAMAN, W. A. **Solar Engineering of Thermal Processes**. New Jersey: John Wiley & Sons, 2013.

ELGIN. **Manual de instalação e operação de compressores e unidades e condensadoras**. Elgin. São Paulo. [2007?].

EMBRACO. Embraco Nidec. **Embraco**, 2021. Disponível em: <<https://www.embraco.com/wp-content/uploads/2019/09/catalogo-ffu160uax.pdf>>. Acesso em: 20 Outubro 2021.

EMPRESA DE PESQUISA ENERGÉTICA. www.epe.gov.br/pt/abcdenergia/matriz-energetica-e-eletrica. **Empresa de Pesquisa Energética**, 2019. Disponível em: <<https://www.epe.gov.br/pt/abcdenergia/matriz-energetica-e-eletrica>>. Acesso em: 04 Abril 2021.

EXACTA, M. Catálogo geral de produtos. **Mit Exacta**, São Paulo. Disponível em: <https://mitexacta.com/wp-content/uploads/2021/02/catalogo_mit_geral.pdf>. Acesso em: 06 setembro 2021.

F. STOECKER, W.; W. JONES, J. **Refrigeração e Ar Condicionado**. São Paulo: McGraw-Hill do Brasil, v. I, 1985.

FOX, R. W.; MCDONALD, A. T. **Mecânica dos Fluidos**. 6ªed. ed. [S.l.]: LTC, 2006.

G. JR., A. A.; DE SOUSA, A. R. **Fundamentos de metrologia científica e industrial**. [S.l.]: Manole, 2008.

GRACILIANO, J. jesuegraciliano.jesuegraciliano.wordpress.com. Disponível em: <<https://jesuegraciliano.wordpress.com/rac-capacitacao/5-dimensionamento-de-tubo-capilar-e-valvula-de-expansao/>>. Acesso em: 27 setembro 2021.

HERZOG, M. Modelagem de um tubo capilar de uma bomba de capor operando com dióxido de carbono (CO₂) em ciclo de compressão de vapor transcrito, Belo Horizonte, p. 90, Julho 2010.

INTERNATIONAL ENERGY AGENCY. www.iea.org/subscribe-to-data-services. **IEA**. Disponível em: <<https://www.iea.org/subscribe-to-data-services>>. Acesso em: 14 abril 2021.

KONG, X. et al. Comparative experimental analysis of direct-expansion solar-assisted heat pump water heaters using R134a and R290. **Solar Energy**, Qingdao, p. 187-196, 2020.

KONG, X. Q.; ZHANG, D.; YANG, Q. M. Thermal performance analysis of a direct-expansion solar-assisted heat pump. **Energy**, Qingdao, p. 6830-6838, Agosto 2011.

KUANG, Y. H.; SUMATHY, K.; WANG, R. Z. Study on a direct-expansion solar-assisted heat pump water heating system. **International Journal of Energy Research**, China, 2003.

KUMAR PALIWAL, H.; KANT, K. **A model for helical capillary tubes for refrigeration systems**. International refrigeration and air conditioning conference. [S.l.]: Purdue University. 2006.

LIU, et al. Effects of charge on the performance of R290 air conditioner with different. **Applied Thermal Engineering**, Shanghai, 2018.

MILLER, R.; MILLER, M. R. **Ar-condicionado e refrigeração**. 2. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2014.

MMA. **Protocolo de Montreal**, 2011. Disponível em: <www.protocolodemontreal.org.br/site/images/publicacoes/programa_brasileiro_eliminacao_hcfc/Uso_de_Fluidos_Alternativos_em_Sistemas_de_Refrigerao_e_Ar_Condicionado_-_Artigos_Tecnicos.pdf>. Acesso em: 11 Abril 2020.

MMA. www.protocolodemontreal.org.br. **Programa Brasileiro de Eliminação dos HCFCs**, 2017. Disponível em: <<http://www.protocolodemontreal.org.br/site/quem-somos/camada-de-ozonio/buraco-na-camada-de-ozonio>>. Acesso em: 14 junho 2021.

MMA. **Programa Brasileiro de Eliminação dos HCFCs - PBH**, 2018. Disponível em: <<https://www.mma.gov.br/clima/protECAo-da-camada-de-ozonio/acoes-brasileiras-para-protECAo-da-camada-de-ozonio/programa-brasileiro-de-eliminacao-dos-hcfc-pbh>>. Acesso em: 19 Fevereiro 2020.

MMA. **Programa Brasileiro de Eliminação dos HCFCs - PBH**, 2019. Disponível em: <www.mma.gov.br/component/k2/item/587-consumo-de-sdos.html>. Acesso em: 19 Fevereiro 2020.

NAWAZ, K. et al. R290 (propane) and R600a (isobutane) as natural refrigerants for. **Applied thermal engineering**, Oak Ridge, n. 127, p. 870-883, Agosto 2017.

OMOJARO, ; BREITKOPF,. Direct expansion solar assisted heat pumps: A review of applications and recent research. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, Dresden , p. 33-45, 2013.

PALIWAL, H. K.; KANT, K. A model for helical capillary tubes for refrigeration systems. **International Refrigeration and Air Conditioning Conference**, v. Paper 778., 2006.

PROGRAMA Brasileiro de Eliminação dos HCFCs. **protocolodemontreal.org.br**, 2017. Disponível em: <<http://www.protocolodemontreal.org.br/site/quem-somos/emenda-de-kigali>>. Acesso em: 13 Junho 2021.

RASTI, M.; JEONG, H. A generalized continuous empirical correlation for the refrigerant mass flow. **Applied Thermal Engineering**, Geumjeong-Gu, p. 450-460, julho 2018.

REIS, R. V. D. 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. Universidade Federal de Minas Gerais. Belo Horizonte. 2012.

ROCHA, T. T. M. Experimental study of a CO₂ direct-expansion solar-assisted heat pump operating with and adiabatic coiled capillary tube. **Dissertação. (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Departamento de Engenharia Mecânica. Universidade Federal de Minas Gerais.**, Belo Horizonte, março 2020.

ROCHA, T. T. M. et al. Effect of surface roughness on the mass flow rate predictions for. **International Journal of Refrigeration**, Belo Horizonte, 2020. ISSN //doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2020.05.020.

ROWLAND, F. S. The Nobel Prize. **www.nobelprize.org/prizes/chemistry/1995/rowland/facts/**, 2020. Acesso em: 19 Fevereiro 2020.

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

SILVA, D. L. **Análise Teórico-Experimental da Expansão Transcrítica de Dióxido de Carbono em Tubos Capilares Adiabáticos**. Universidade Federal de Santa Catarina. Florianópolis. 2008.

SUN, X. et al. Performance comparison of direct expansion solar-assisted heat. **Energy Procedia**, Shanghai, v. 70, p. 394-401, 2015.

TAGLIAFICO, L. A.; SCARPA, F.; VALSUANI, F. Direct expansion solar assisted heat pumps e A clean steady state. **Applied Thermal Engineering**, Genoa, 2014.

TECUMSEH. **Fic Frio**. Tecumseh. São Carlos, p. 6. 2016.

XIALIN, S. et al. Performance comparison of direct expansion solar-assisted heat. **Energy Procedia**, Shanghai, v. 70, p. 394-401, 2015.

YILMAZ, T.; UNAL, S. General Equation for the Design of Capillary Tubes. **Jornal of Fluids Engineering**, v. 118, p. 150-154, 1996.

ZHANG, C.; DING, G. Approximate analytic solutions of adiabatic capillary tube. **International Journal of Refrigeration**, Shanghai, v. 27, p. 17-24, June 2004.

APÊNDICE A – Dados para o dimensionamento dos tubos capilares

Nessa seção foi disponibilizado os dados utilizados para o dimensionamento dos tubos capilares na TAB A.1.

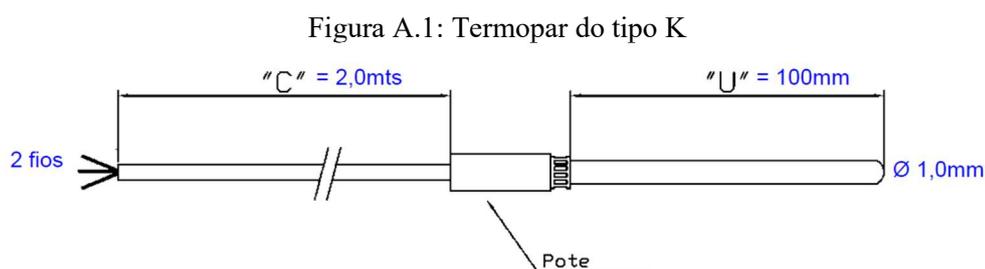
Tabela A.1: Tabela com valores utilizados no dimensionamento dos tubos capilares

	Capilar simples sombra	Capilar simples sol	Capilar duplo baixa sombra	Capilar duplo baixa sol
P1 (bar)	2,81	4,51	3,96	5,58
P2 (bar)	15,5	19,25	16,35	20,29
T1 (°C)	5,59	18,49	6,31	26,03
T2 (°C)	83,33	85,46	84,18	90,24
T3 (°C)	74,3	79,26	77,2	83,8
T4 (°C)	41,58	49,96	43,5	50,74
T5 (°C)	40,88	49,65	42,93	49,99
T6 (°C)	0,14	11,91	1,5	12,67
T7 (°C)	12,38	22,77	13,29	27,84
T8 (°C)	21,81	21,98	22,24	22,27
T9 (°C)	45,04	52,77	45,79	53,81
T10 (°C)	9,11	31,32	9,43	33,38

Fonte: Próprio autor.

ANEXO A – Dados de calibração dos termopares

Todos os termopares utilizados na bomba de calor são da marca Mit Exacta, do tipo K, bainha de inox 310 com diâmetro de 1 mm e isolamento de policloreto de vinila (PVC). Esse termopar é fabricado para faixas de temperaturas de 0 a 1260°C, sendo recomendado pelo fabricante utilizar até 700 °C, devido ao pequeno diâmetro da bainha. A FIG. A.1 apresenta a especificação do termopar aplicado na BDC.



Fonte: Exacta (2021).

A TAB. A.2 apresenta os limites de erro para os termopares convencionais e de isolamento mineral. Nesta tabela, quando o limite de erro é expresso em porcentagem, se aplica a temperatura que está sendo medida.

Tabela A.2: Valores do erro de medição para diversos tipos de termopares

Tipo de Termopares	Faixa de Temperatura	Padrão (Optar pelo Maior)	Especial (Optar pelo Maior)
T	0 à 370°C	+/- 1°C ou +/- 0,75%	+/- 0,5°C ou +/- 0,4%
J	0 à 760°C	+/- 2,2°C ou +/- 0,75%	+/- 1,1°C ou +/- 0,4%
E	0 à 870°C	+/- 1,7°C ou +/- 0,5%	+/- 1°C ou +/- 0,4%
K	0 à 1260°C	+/- 2,2°C ou +/- 0,75%	+/- 1,1°C ou +/- 0,4%
S e R	0 à 1450°C	+/- 1,5°C ou +/- 0,25%	+/- 0,6°C ou +/- 0,1%
B	870 à 1700°C	+/- 0,5%	+/- 0,25%
N	0 à 1260°C	+/- 2,2°C ou +/- 0,75%	+/- 1,1°C ou 0,4%
T	-200 à 0°C	+/- 1°C ou +/- 1,5%	--/--
E	-200 à 0°C	+/- 1,7°C ou +/- 1%	--/--
K	-200 à 0°C	+/- 2,2°C ou +/- 2%	--/--

Fonte: Exacta (2021).

ANEXO B – Diâmetros dos tubos capilares de cobre

A tolerância de fabricação para tubo capilar sem costura, segundo a NBR 5028, é de $\pm 0,025$ mm. Esse valor foi empregado para o cálculo do erro total que envolvem os diâmetros dos tubos capilares.

Tabela B.1: Dimensões dos capilares utilizados na BDC

Capilar	Limite de erro
1,63 mm	$\pm 0,025$ mm
1,27 mm	$\pm 0,025$ mm

Fonte: próprio autor.

ANEXO C – Medição dos comprimentos e do diâmetro da helicoide do capilar

As medições dos comprimentos dos capilares e diâmetros das espiras helicoidais foram feitas utilizando uma trena calibrada pertencente ao Grupo de Refrigeração e Aquecimento da UFMG. Para isso, o capilar foi alongado e fixado completamente sobre uma bancada plana, conforme FIG. C.1. Após a fixação foi possível abrir a trena para realizar a medição do comprimento total de cada capilar.

Figura C.1: Trena calibrada para medição de comprimento dos tubos capilares



Fonte: próprio autor.