

Pedro Lando Bellani

**TERMOSSIFÃO BIFÁSICO EM CIRCUITO PARA  
AQUECIMENTO SOLAR RESIDENCIAL**

Dissertação submetida ao Programa de  
Pós-Graduação em Engenharia  
Mecânica da Universidade Federal de  
Santa Catarina para a obtenção do  
Grau de Mestre em Engenharia  
Mecânica.

Orientador: Prof. Fernando Henrique  
Milanese, Dr. Eng.

Coorientadora: Prof.<sup>a</sup> Márcia B.H.  
Mantelli, Ph.D.

Florianópolis  
2017

Ficha de identificação da obra elaborada pelo autor,  
através do Programa de Geração Automática da Biblioteca Universitária da UFSC.

Bellani, Pedro Lando  
Termossifão bifásico em circuito para  
aquecimento solar residencial / Pedro Lando Bellani  
; orientador, Fernando Henrique Milanese,  
coorientadora, Márcia Barbosa Henriques Mantelli,  
2017.  
132 p.

Dissertação (mestrado) - Universidade Federal de  
Santa Catarina, Centro Tecnológico, Programa de Pós  
Graduação em Engenharia Mecânica, Florianópolis, 2017.

Inclui referências.

1. Engenharia Mecânica. 2. Termossifão bifásico  
em circuito. 3. Termossifão de parede. 4.  
Aquecimento solar passivo. I. Milanese, Fernando  
Henrique. II. Mantelli, Márcia Barbosa Henriques.  
III. Universidade Federal de Santa Catarina.  
Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica. IV.  
Título.

Pedro Lando Bellani

## **TERMOSSIFÃO BIFÁSICO EM CIRCUITO PARA AQUECIMENTO SOLAR RESIDENCIAL**

Esta Dissertação foi julgada adequada para obtenção do Título de “Mestre em Engenharia Mecânica” e aprovada em sua forma final pelo Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica.

Florianópolis, 12 de dezembro de 2017.

---

Prof. Jonny Carlos da Silva, Dr.  
Coordenador do Curso

### **Banca Examinadora:**

---

Prof. Fernando Henrique Milanese, Dr.  
Orientador – UFSC / Araranguá

---

Prof.<sup>a</sup> Márcia Barbosa Henriques Mantelli, Ph.D.  
Coorientadora – UFSC / Florianópolis

---

Prof. Júlio César Passos, Dr.  
UFSC / Florianópolis

---

Prof. Roberto Lamberts, Ph.D.  
UFSC / Florianópolis

---

Prof. Samuel Luna de Abreu, Dr.  
UFSC / São José

---

Prof. Saulo Güths, Dr.  
UFSC / Florianópolis



Aos meus pais, Altair e Odete, por todo apoio e incentivo.

À Talita, pelo companheirismo e por acreditar em mim.

À minha família e amigos



## AGRADECIMENTOS

À Deus, por ter me dado forças e ter colocado as pessoas certas em meu caminho, e me fazer acreditar que tudo é possível.

Gostaria de agradecer a toda minha família, em especial aos meus pais Altair Bellani e Odete L. Bellani, pelo apoio e força que me deram ao longo de toda esta jornada.

À minha namorada Talita e meus sogros Darcy e Ana Conte, por estarem sempre ao meu lado, principalmente nos momentos mais difíceis.

À professora Márcia Mantelli, por ter me acolhido e acreditado em mim, por todas as oportunidades e ajudas. Muito obrigado Márcia.

Ao professor Fernando Milanez, o qual com sabedoria e paciência me auxiliou e orientou em todas as etapas desta dissertação. Por todos os ensinamentos repassados. Meus sinceros agradecimentos.

Ao meu amigo de longa data, Grégori Rosinski, por ter me ajudado, não só a fazer parte do Labtucal, mas também por me apoiar desde o início.

Ao Luiz Domingos e ao Leandro da Silva, por toda a ajuda e conhecimento que me proporcionaram.

Ao Nelson Londoño por todo o aporte durante o projeto e por sua amizade.

À Mônica Nassar Machuca, por me apoiar e ajudar em todos os momentos.

À equipe do Labtucal, que mais que colegas de trabalho se tornaram amigos: Luisa, Gonçalo, Caroline, Guilherme, Arthur, Luis (Luchito), Felipe (Mineiro), Gabriel, Ana, Kênia, Juan, Luis (Caluga), Andrés, João e Gustavo. Obrigado por terem tornado esta caminhada mais agradável.

Aos meus grandes amigos: Jonas Madalozzo, Luís Felipe Dondoni, Conrado Ermel, Guilherme Weber, Felipe Franke e Gustavo Klein, que mesmo de longe sempre me deram forças para continuar.

Por fim, agradeço a todos que direta ou indiretamente contribuíram para a realização deste trabalho



Great people make you feel that you, too, can  
become great.  
(Mark Twain)



## RESUMO

O presente trabalho tem como objetivo projetar, construir, testar e analisar o desempenho térmico de um protótipo de termossifão bifásico em circuito a ser utilizado como sistema passivo de aquecimento solar residencial, utilizando R141b como fluido de trabalho. A motivação é reduzir os gastos com aquecimento residencial principalmente em países de clima frio. O aparato experimental consiste em um protótipo de termossifão bifásico em circuito, devidamente instrumentado com termopares, um sistema de aquisição de dados e uma fonte elétrica conectada a uma resistência elétrica responsável por prover calor ao evaporador. O desempenho térmico do protótipo é avaliado experimentalmente através da análise dos perfis de temperatura e resistências térmicas do aparato experimental. Parâmetros como rugosidade interna, razão de enchimento e método de evacuação são analisados principalmente sob o ponto de vista do início de operação, ou *start-up*, do sistema. São analisadas ainda três correlações para a determinação da resistência térmica de ebulição e duas para a resistência térmica de condensação, todas disponíveis na literatura. Das correlações estudadas a que melhor descreve a resistência térmica de ebulição, quantitativamente e qualitativamente, é a apresentada por Kiyomura. Já as correlações de condensação analisadas não apresentam bons resultados quantitativos, principalmente para baixas taxas de transferência de calor. De uma maneira geral, a resistência térmica total do protótipo apresentou boa concordância com as correlações da literatura para níveis mais elevados de taxa de transferência de calor. Outro aspecto importante do desempenho térmico deste tipo de dispositivo é a necessidade de uma temperatura mínima para entrar em operação. Após entrar em operação, ele continua funcionando mesmo em temperaturas inferiores a mínima. Os resultados mostraram ainda que a eliminação de gases não-condensáveis através de um procedimento de purga é equivalente ao procedimento com bombas de vácuo.

**Palavras-chave:** Termossifão bifásico em circuito. Termossifão de parede. Aquecimento solar passivo.



## ABSTRACT

The present work aims to design, build test and analyze the thermal performance of a two-phase loop thermosyphon prototype for passive solar heating of buildings using R141b as working fluid. The motivation is to reduce the energy demand in buildings heating, especially in countries with cold weather. The experimental apparatus consists of a two-phase loop thermosyphon prototype, properly instrumented with thermocouples, a data acquisition system and an electric power source connected to an electrical heater wrapped around the evaporator. The thermal performance of the thermosyphon is assessed experimentally through the analysis of the temperature profiles and the thermal resistance of the prototype. Parameters such as evaporator internal roughness, filling ratio and evacuation method are analyzed from a system startup point of view. Three literature correlations are analyzed for determination of the boiling thermal resistance and two correlations for the condensation thermal resistance  $e$ . From the boiling correlations analyzed, the one that best represents, quantitatively and qualitatively, is presented by Kiyomura. For the present study, the condensation correlations do not present good results, especially for low heat transfer rates. In general, the prototype total resistance is in good agreement with the literature correlations for larger heat transfer rates. Another important aspect of the thermal performance of this kind of device is the minimum evaporator temperature for start-up. After start-up, it continues operating even for temperatures levels lower than start-up. The results also show that the elimination of non-condensable gases through purge is equivalent to the traditional vacuum pump procedure.

**Keywords:** Two-phase loop thermosyphon. Wall thermosyphon. Passive solar heating.



## LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Resposta dinâmica do fluxo de calor em construções leves e pesadas. ....	32
Figura 2 – Classificação dos materiais de mudança de fase. ....	33
Figura 3 – Configurações de parede de Trombe.....	34
Figura 4 – Circulação térmica e circulação térmica reversa devido ao uso de parede Trombe. ....	35
Figura 5 – Princípio de funcionamento de tubos de calor inseridos em uma parede – (WIHP).....	36
Figura 6 – Princípio de funcionamento do termossifão bifásico de parede.....	37
Figura 7 – Termossifão bifásico e tubo de calor.....	39
Figura 8 – Trocador de calor com termossifões proposto por Frazer W. Gay. ....	40
Figura 9 – Classificação de tubos de calor de acordo com Pioro e Pioro (1997). ....	41
Figura 10 – Configurações de termossifões.....	42
Figura 11 – Circuito de resistências térmicas equivalente de um termossifão. ....	43
Figura 12 – Circuito de resistências térmicas simplificado. ....	44
Figura 13 – Faixa de operação de diversos fluidos de trabalho. .	49
Figura 14 – Variação do número de mérito e da pressão de saturação em função da temperatura para alguns fluidos de trabalho. ..	50
Figura 15 – Curva de ebulição e regimes de ebulição. ....	52
Figura 16 – Projeto do protótipo de termossifão bifásico em circuito.....	54
Figura 17 – Números de mérito e pressão de saturação para a água e R141b. ....	55
Figura 18 – Conceito de termossifão de parede proposto por Fantozzi et al. (2016).....	56
Figura 19 – Alterações realizadas no condensador.....	57
Figura 20 – Componentes do protótipo. ....	57
Figura 21 – Montagem para visualização das regiões do protótipo. ....	58
Figura 22 – Gabarito para brasagem das aletas no condensador.	59
Figura 23 – Tubos aletados limpos e logo após a brasagem.....	60
Figura 24 – Teste de estanqueidade.....	61
Figura 25 – Porosidade na área brasada. ....	61
Figura 26 – Resistência elétrica flexível enrolada na região do evaporador.....	62

Figura 27 – Posição e fixação dos termopares. ....	63
Figura 28 – Fixação e isolamento dos termopares. ....	64
Figura 29 – Superfícies internas dos evaporadores: .....	65
Figura 30 – Segundo evaporador e método de acoplamento.....	65
Figura 31 – Processo de evacuação do protótipo.....	66
Figura 32 – Média das temperaturas nas principais regiões do protótipo durante o processo de purga. ....	71
Figura 33 – Distribuição de temperaturas durante o processo de purga. ....	72
Figura 34 – Eliminação dos gases não condensáveis por meio do processo de purga.....	73
Figura 35 – Temperaturas médias do protótipo em função do tempo – T1.....	74
Figura 36 – Temperaturas médias do protótipo em função do tempo – T2.....	75
Figura 37 – Temperaturas médias do protótipo em função do tempo – T3.....	76
Figura 38 – Temperaturas médias do protótipo em função do tempo – T4.....	77
Figura 39 – Temperaturas médias do protótipo em função do tempo – T5.....	77
Figura 40 – Temperaturas médias do protótipo em função do tempo – T6.....	78
Figura 41 – Temperaturas médias do protótipo entre os instantes 22500s e 32000s – T6. ....	79
Figura 42 – Temperaturas médias do protótipo em função do tempo – T7.....	80
Figura 43 – Resistências térmicas em função da potência – T1. ....	82
Figura 44 – Resistências térmicas em função da potência – T2. ....	83
Figura 45 – Resistências térmicas totais em função da potência – T1 e T2.....	83
Figura 46 – Resistências térmicas em função da potência – T6. ....	84
Figura 47 – Resistências térmicas em função da potência – T7. ....	85
Figura 48 – Resistências térmicas de evaporação em função da potência – T1 e T7. ....	86
Figura 49 – Resistências térmicas totais em função da potência – T1 e T7.....	86
Figura 50 – Resistências térmicas de ebulição experimental e teórica em função da potência – T1. ....	88
Figura 51 – Resistências térmicas de ebulição experimental e teórica em função da potência – T2. ....	88

Figura 52 – Resistências térmicas de ebulição experimental e teórica em função da potência – T6.....	88
Figura 53 – Resistências térmicas de ebulição experimental e teórica em função da potência – T7.....	89
Figura 54 – Resistências térmicas de condensação experimental e teórica em função da potência – T1.....	91
Figura 55 – Resistências térmicas de condensação experimental e teórica em função da potência – T2.....	91
Figura 56 – Resistências térmicas de condensação experimental e teórica em função da potência – T6.....	91
Figura 57 – Resistências térmicas de condensação experimental e teórica em função da potência – T7.....	92
Figura 58 – Resistências térmicas totais experimental e teórica em função da potência – T1. ....	93
Figura 59 – Resistências térmicas totais experimental e teórica em função da potência – T2. ....	93
Figura 60 – Resistências térmicas totais experimental e teórica em função da potência – T6. ....	94
Figura 61 – Resistências térmicas totais experimental e teórica em função da potência – T7. ....	94



## LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Relação entre potência imposta e fluxo de calor.....	62
Tabela 2 – Resumo das incertezas de medição.....	68
Tabela 3 – Variações dos testes realizados.....	69
Tabela 4 – Diferença de temperaturas $T_c-T_{amb}$ em função das potências.....	79
Tabela 5 – Diferença de temperaturas nos momentos que antecedem o <i>start-up</i> ( $T1$ e $T7$ ).....	81
Tabela 6 – Diferença absoluta e relativa entre as resistências térmicas da Figura 45. ....	84
Tabela 7 – RMSE e MBE entre os valores teóricos e experimentais das resistências de ebulição.....	90
Tabela 8 – RMSE e MBE entre os valores teóricos e experimentais das resistências de condensação.....	92
Tabela 9 – RMSE e MBE entre os valores teóricos e experimentais das resistências totais. ....	95



## LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

CAD – *Computer-aided Design*

CAE – *Computer-aided Engineering*

GNC – Gases Não-Condensáveis

LABTUCAL – Laboratório de Tubos de Calor

LEPTEN – Laboratório de Engenharia de Processos de Conversão e Tecnologia de Energia

MBE – *Mean Bias Error*

MMF – Materiais de Mudança de Fase

PCM – *Phase Change Materials*

PI – Ponto de Interesse

RMSE – *Root Mean Square Error*

ST – *Start-up*

WIHP – *Wall Implanted with Heat Pipes*



## LISTA DE SÍMBOLOS

### Alfabeto Latino

$A_c$	Área externa do condensador	[m <sup>2</sup> ]
$A_e$	Área externa do evaporador	[m <sup>2</sup> ]
$A_{intE}$	Área interna do evaporador	[m <sup>2</sup> ]
$c_{pl}$	Calor específico à pressão constante do líquido	[J/kgK]
$d_b$	Diâmetro de partida da bolha	[m]
$d_i$	Diâmetro interno	[m]
$d_o$	Diâmetro externo	[m]
$E_n$	Dados experimentais de resistência térmica	[K/W]
$g$	Aceleração da gravidade	[m/s <sup>2</sup> ]
$h_c$	Coefficiente de transferência de calor do condensador	[W/m <sup>2</sup> K]
$h_e$	Coefficiente de transferência de calor do evaporador	[W/m <sup>2</sup> K]
$h_{lv}$	Calor latente de vaporização	[J/kg]
$h_{oc}$	Coefficiente de transferência de calor externo ao condensador	[W/m <sup>2</sup> K]
$h_{oe}$	Coefficiente de transferência de calor externo ao evaporador	[W/m <sup>2</sup> K]
$i$	Corrente elétrica	[A]
$k_l$	Condutividade térmica do líquido	[W/mK]
$L$	Comprimento	[m]
$L_c$	Comprimento do condensador	[m]
$L_e$	Comprimento do evaporador	[m]
$L_m$	Comprimento característico da bolha	[m]
$n$	Número de dados analisados	[-]
$N_M$	Número de mérito	[kg/(s <sup>5/2</sup> K <sup>3/4</sup> )]
$Nu$	Número de Nusselt	[-]
$Pr_f$	Número de Prandtl	[-]
$P_{sat}$	Pressão de saturação	[Pa]
$q$	Fluxo de calor	[W/m <sup>2</sup> ]
$Q$	Potência	[W]
$R$	Resistência térmica global	[K/W]
$Re_f$	Número de Reynolds do filme de líquido	[-]
$R_p$	Altura máxima do pico do perfil de rugosidade	[μm]
$T_n$	Dados teóricos de resistência térmica	[K/W]

$T_{sat}$	Temperatura de saturação	[K]
$U$	Diferença de potencial	[V]

### **Alfabeto Grego**

$\alpha_l$	Difusividade térmica	[m <sup>2</sup> /s]
$\beta$	Ângulo de contato líquido/superfície	[°]
$\Delta T$	Diferença de temperatura evaporador/condensador	[K]
$\mu_l$	Viscosidade do líquido	[(N.s)/m <sup>2</sup> ]
$\nu_l$	Viscosidade cinemática	[m <sup>2</sup> /s]
$\rho_l$	Densidade do líquido	[kg/m <sup>3</sup> ]
$\rho_v$	Densidade do vapor	[kg/m <sup>3</sup> ]
$\sigma$	Tensão superficial do líquido	[N/m]

## SUMÁRIO

<b>1</b>	<b>INTRODUÇÃO</b> .....	<b>27</b>
1.1	MOTIVAÇÃO/JUSTIFICATIVA .....	28
1.2	OBJETIVOS .....	28
<b>1.2.1</b>	<b>Objetivo geral</b> .....	<b>28</b>
<b>1.2.2</b>	<b>Objetivos específicos</b> .....	<b>29</b>
1.3	ESTRUTURA DA DISSERTAÇÃO .....	29
<b>2</b>	<b>REVISÃO BIBLIOGRÁFICA</b> .....	<b>31</b>
2.1	SISTEMAS PASSIVOS PARA AJUSTE DE TEMPERATURA NA CONSTRUÇÃO CIVIL .....	31
2.2	TUBOS DE CALOR E TERMOSSIFÕES BIFÁSICOS.....	38
<b>2.2.1</b>	<b>Resistência térmica de termossifões bifásicos</b> .....	<b>42</b>
<b>2.2.2</b>	<b>Fluidos de trabalho</b> .....	<b>49</b>
2.3	EBULIÇÃO .....	51
<b>3</b>	<b>PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL</b> .....	<b>53</b>
3.1	APARATO EXPERIMENTAL .....	53
<b>3.1.1</b>	<b>Manufatura do protótipo</b> .....	<b>57</b>
3.2	ANÁLISE DE INCERTEZAS .....	67
<b>4</b>	<b>METODOLOGIA DE TESTES E RESULTADOS</b> .....	<b>69</b>
4.1	METODOLOGIA DE TESTES .....	69
4.2	RESULTADOS .....	73
<b>4.2.1</b>	<b>Curvas de temperatura em função do tempo</b> .....	<b>74</b>
<b>4.2.2</b>	<b>Resistências térmicas</b> .....	<b>81</b>
<b>4.2.3</b>	<b>Comparação com correlações da literatura</b> .....	<b>87</b>
<b>5</b>	<b>CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS</b> .....	<b>97</b>
	<b>REFERÊNCIAS</b> .....	<b>101</b>
	<b>APÊNDICE A – Projetos do termossifão de parede.</b> .....	<b>107</b>
	<b>APÊNDICE B – Análise das incertezas experimentais.</b> ..	<b>123</b>



## 1 INTRODUÇÃO

A busca por conforto térmico em residências depende de métodos muitas vezes dispendiosos, como por exemplo a utilização de combustíveis fósseis para a calefação em países de clima frio. A redução de energia e dinheiro gastos para esse propósito vem recebendo grande atenção, seja pelo apelo ecológico, seja pelo fator econômico. Assim, o projeto e a utilização de novos equipamentos e tecnologias que possam suprir esta demanda energética utilizando fontes naturais é de suma importância.

Países europeus têm gastos significativamente elevados com o aquecimento residencial. A fim de diminuir estes gastos bem como reduzir o consumo de combustíveis fósseis, torna-se interessante concentrar esforços em métodos passivos para o controle térmico, principalmente daqueles que se utilizam da radiação solar para o aquecimento. O bom isolamento térmico que estas construções apresentam impede que o calor proveniente da radiação solar aqueça o interior da residência, em paredes sem a presença de janelas, tornando-se assim um empecilho na utilização da radiação solar direta para o aquecimento residencial.

Diversos métodos podem ser empregados com o propósito de auxiliar, ou até mesmo substituir, as soluções tradicionais de controle de temperatura. Dentre eles estão: coletores solares; PCM (*Phase Change Materials*); paredes tipo Trombe; tubos de calor e suas variáveis integrados à parede; paredes verdes; dentre outros.

A utilização de termossifões em circuito integrados à parede é conveniente, uma vez que estes apresentam uma resistência térmica próxima a zero, permitindo assim um transporte significativo de energia térmica do exterior da residência para seu interior. A utilização de termossifões bifásicos, além de ser um método passivo de ajuste térmico, ainda tem a vantagem de funcionar como um diodo térmico caso a temperatura interna da casa seja maior que a temperatura externa. Neste caso, ele não irá funcionar, minimizando a transferência do calor da casa para o ambiente em situações onde a temperatura da superfície externa da parede é menor que a interna, como por exemplo à noite ou quando a superfície não recebe insolação.

O conceito de termossifão bifásico em circuito para aquecimento residencial foi proposto por Fantozzi et al. (2016). Os autores demonstraram a viabilidade econômica preliminar do uso deste tipo de dispositivo em residências para a cidade de Pisa, na Itália. A Universidade de Pisa desenvolve, em parceria com a Universidade Federal de Santa

Catarina (UFSC), um projeto de pesquisa com o objetivo de construir um protótipo de uma residência pré-fabricada com este sistema incorporado. O Laboratório de Tubos de Calor (LABTUCAL/LEPTEN) do Departamento de Engenharia Mecânica da UFSC contribui neste projeto com o desenvolvimento do termossifão em circuito, o qual é o objeto de estudo do presente trabalho.

Este trabalho apresenta as fases do desenvolvimento do estudo, desde o projeto até a análise de dados experimentais obtidos com um protótipo de termossifão bifásico em circuito de cobre que utiliza o fluido refrigerante R141b.

## 1.1 MOTIVAÇÃO/JUSTIFICATIVA

Tubos de calor e termossifões bifásicos são dispositivos robustos e bastante flexíveis quanto à sua geometria e aplicação. São comumente utilizados para o resfriamento de componentes eletrônicos, onde uma alta taxa de energia deve ser transportada a partir de uma superfície reduzida; em aplicações aeroespaciais, onde busca-se a redução de tamanho e peso sem perder a alta condutividade; em trocadores de calor dos mais variados tipos (gás-gás, líquido-gás, líquido-líquido); em fornos de cocção e/ou secagem em virtude da distribuição uniforme de temperaturas; dentre outras aplicações.

O emprego de tubos de calor e termossifões como sistemas auxiliares de climatização é algo recente e até o momento não muito difundido. A proposta da utilização de tubos de calor inseridos em paredes como sistema passivo, foi apresentada inicialmente por Zhang, Sun e Duan (2014). Sun, Zhang e Duan (2015), Fantozzi et al. (2016), Bellani et al. (2017) e Fantozzi et al. (2017) apresentaram trabalhos relacionados a utilização de tubos de calor e termossifões agregados a paredes. O tema abordado pelos autores mostra-se promissor e no momento com vasto campo para novos trabalhos, visto que as pesquisas envolvendo este conceito se intensificaram a partir de 2014.

## 1.2 OBJETIVOS

### 1.2.1 Objetivo geral

O principal objetivo do estudo em questão é projetar, construir e avaliar o desempenho térmico de um protótipo de termossifão bifásico em circuito a ser utilizado como sistema auxiliar no aquecimento solar residencial.

### 1.2.2 Objetivos específicos

A fim de se atingir o objetivo geral deste estudo, foram estabelecidos os seguintes objetivos específicos:

- Revisão bibliográfica de sistemas passivos para aquecimento residencial baseados em radiação solar;
- Revisão bibliográfica da tecnologia e do projeto de termossifões bifásicos;
- Projeto de um termossifão bifásico em circuito como sistema auxiliar de aquecimento doméstico;
- Construção e teste de um protótipo do dispositivo estudado;
- Avaliação da influência dos parâmetros de projeto no desempenho do dispositivo.

### 1.3 ESTRUTURA DA DISSERTAÇÃO

A presente dissertação foi separada em 5 capítulos. A seguir está apresentado de forma resumida o conteúdo de cada um destes.

No segundo capítulo será apresentada uma revisão bibliográfica a respeito dos sistemas passivos para controle de temperatura, tubos de calor, termossifões bifásicos, e uma breve revisão a respeito do fenômeno de ebulição. Com respeito aos termossifões bifásicos, apresentar-se-ão mais detalhes em relação ao seu projeto.

O terceiro capítulo é dedicado à apresentação do aparato experimental, onde serão apresentados dados relacionados ao projeto do protótipo, materiais utilizados, as etapas da construção, procedimento de limpeza interna do protótipo e a instrumentação do mesmo. Apresentar-se-á ainda a análise das incertezas envolvidas no estudo experimental.

No quarto capítulo será apresentada a metodologia adotada para a realização dos testes. Este capítulo também apresenta os resultados experimentais obtidos com o protótipo na bancada de testes especialmente desenvolvida.

Por fim, o quinto capítulo dedicar-se-á às conclusões deste trabalho, bem como as perspectivas para trabalhos futuros.



## 2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Este capítulo será dedicado à revisão bibliográfica dos assuntos abordados na presente dissertação. Primeiramente serão apresentados sistemas passivos para ajuste de temperatura em edifícios, destacando-se as vantagens e desvantagens de cada tipo. Dar-se-á maior ênfase a sistemas baseados na utilização de tubos de calor e termossifões. Na sequência, será apresentada detalhadamente a tecnologia de tubos de calor, bem como a metodologia usualmente empregada no projeto destes dispositivos. Por fim, será feita uma breve revisão da literatura a respeito da ebulição nucleada e a influência da rugosidade superficial neste fenômeno.

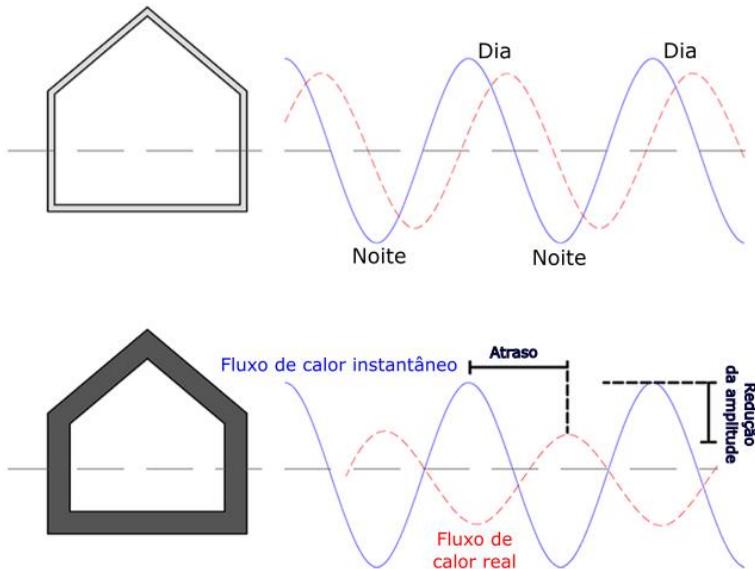
### 2.1 SISTEMAS PASSIVOS PARA AJUSTE DE TEMPERATURA NA CONSTRUÇÃO CIVIL

Sistemas passivos para aquecimento residencial têm como característica a ausência de qualquer dispositivo auxiliar ou fonte externa de energia para o seu funcionamento, podendo estar associados a sistemas que empreguem: armazenamento de calor; efeito termossifão; transporte latente de calor; dentre outros métodos. Em sua maioria estes sistemas utilizam a radiação solar como fonte de calor.

De acordo com Finocchiaro et al. (2016), a capacidade de armazenamento de calor de uma construção garante que as variações internas de temperaturas não sejam afetadas pela contribuição solar, fazendo com que essa energia seja primeiramente captada e armazenada e posteriormente liberada, promovendo assim menores variações na temperatura ao longo do dia, conseqüentemente melhorando o conforto térmico dos ocupantes da habitação.

Construções com maior massa apresentariam menores oscilações de temperatura, conforme ilustrado na Figura 1. Entretanto, do ponto de vista estrutural, a elevação da massa é uma desvantagem. Uma alternativa ao emprego de sistemas pesados de armazenamento de calor, como pedras e tijolos, é a utilização de materiais com mudança de fase (MMF), do inglês *Phase Change Materials* (PCM), os quais apresentam grande capacidade de absorver, armazenar e liberar calor com um determinado atraso, além de possuírem massa específica menor. Estes materiais atuam como massa térmica artificial, absorvendo calor durante sua liquefação e liberando-o durante sua solidificação.

Figura 1 – Resposta dinâmica do fluxo de calor em construções leves e pesadas.

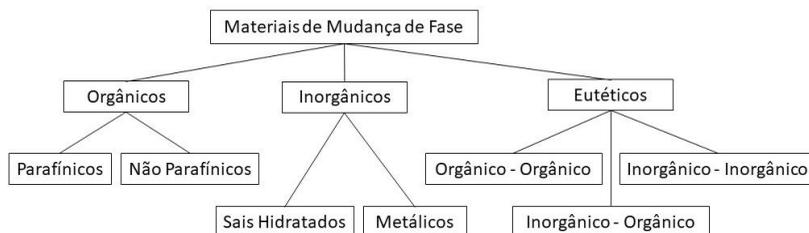


Fonte: Finocchiaro et al. (2016).

Sharma et al. (2009) classificam os materiais de mudança de fase de acordo com sua composição química, conforme apresentado na Figura 2. Utilizando esta classificação, Memon (2014), compilou as vantagens e desvantagens de alguns materiais, que são resumidas abaixo:

- MMF's orgânicos são quimicamente inertes, inócuos e podem ser reciclados; em contrapartida apresentam baixa condutividade térmica, na ordem de  $0,2 \text{ W/m.k}$  e apresentam flamabilidade moderada;
- MMF's inorgânicos não são inflamáveis, possuem uma alta condutividade térmica ( $0,5 \text{ W/m.k}$ ), apresentam baixo impacto ambiental; entretanto estes materiais são corrosivos à maioria dos metais e apresentam estabilidade química variável;
- MMF's eutéticos possuem alto armazenamento térmico por unidade de volume, entretanto os testes envolvendo suas propriedades termo físicas são limitados.

Figura 2 – Classificação dos materiais de mudança de fase.



Fonte: Sharma et al. (2009).

Outro sistema passivo para aquecimento residencial baseado na radiação solar é a parede de Trombe. Ela tem seu funcionamento fundamentado em uma grande massa (pedras, tijolos, etc.) a servir de reservatório térmico, com a possibilidade de ser aliada ao efeito termossifão para promover a circulação natural do ar. O conceito que deu origem a parede Trombe foi apresentado e patentado por Edward Morse no século 19, e desenvolveu-se e popularizou-se em 1957 através do engenheiro francês Félix Trombe e do arquiteto francês Jacque Michel. Em 1967 construíram a primeira casa utilizando parede de Trombe, conforme descrito por Hu et al. (2017).

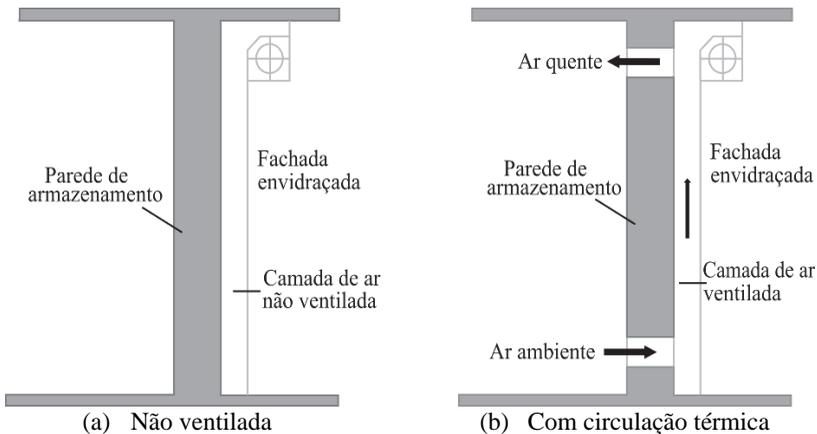
Segundo Saadatian et al. (2012) diferentes configurações deste sistema podem ser utilizadas, conforme pode ser visto na Figura 3. A parede de Trombe não ventilada (Figura 3a) atua como um reservatório térmico, armazenando a energia proveniente da radiação solar durante períodos ensolarados e liberando esta energia posteriormente. A fachada envidraçada permite que a radiação atinja a parede, enquanto que a camada de ar entre a parede e o vidro atua como isolante, reduzindo as perdas de calor devidas à convecção externa.

A parede de Trombe com circulação térmica (Figura 3b), também conhecida como parede Trombe Clássica, apresenta um funcionamento semelhante à parede de Trombe não ventilada. A diferença está nas aberturas inferiores e superiores, as quais permitem a circulação do ar aquecido por efeito termossifão. O ar interno, a uma temperatura menor, é aquecido no vão entre a parede e a fachada de vidro. Por diferença de densidade este ar aquecido sobe até a abertura superior, onde adentra o recinto, enquanto o ar do recinto entra na parede pela abertura de baixo.

Saadatian et al. (2012) descrevem que o projeto de uma parede de Trombe clássica deve ser feito utilizando-se de materiais com alta capacidade de estocar calor. A superfície externa deve ser recoberta com

um revestimento preto a fim de aumentar a taxa de absorção da radiação solar. A parede deve ainda apresentar uma camada de vidro, deixando um espaço vazio entre ambas as estruturas.

Figura 3 – Configurações de parede de Trombe.



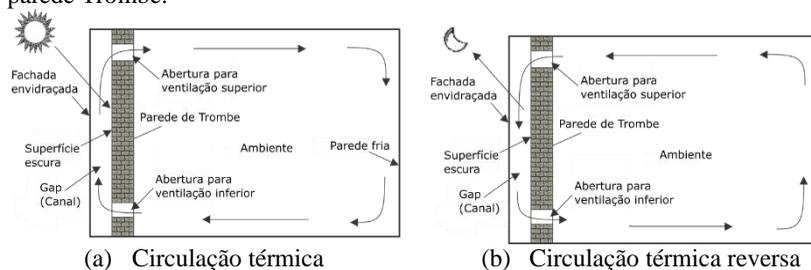
Fonte: Adaptado de Saadatian et al. (2012).

No estudo realizado por Boukhris et al. (2009), o uso desse sistema mostrou-se eficiente na melhora do conforto térmico, não apenas no cômodo em que estava localizada mas também nas áreas adjacentes, devido ao aumento de temperatura global que o sistema era capaz de proporcionar na residência.

Briga-Sá et al. (2014) avaliaram a performance energética de uma parede de Trombe para o clima português. Conforme os autores, a utilização deste dispositivo pode reduzir em 16,36% os gastos com energia destinados ao aquecimento residencial durante a estação em que é necessário aquecimento do ambiente.

Embora a utilização deste método apresente resultados satisfatórios do ponto de vista energético, uma grande desvantagem apontada por Onbasioglu e Egrican (2002) são as perdas de calor para o ambiente devido ao resfriamento noturno. Este fenômeno deve-se à convecção natural e é conhecido como efeito de circulação térmica reversa (Figura 4). Shen et al. (2007) atribuíram este resfriamento a baixa resistência térmica da parede Trombe, onde em longos períodos sem sol e durante a noite, o fluxo de calor se daria do interior para o exterior da residência, resfriando a mesma.

Figura 4 – Circulação térmica e circulação térmica reversa devido ao uso de parede Trombe.



Fonte: Adaptado de Onbasioglu e Egriçan (2002).

Tubos de calor também podem ser utilizados como sistema passivo para aquecimento solar residencial. Faghri (1995) descreve estes dispositivos como tendo uma alta eficiência na transferência de calor através de distâncias consideráveis e com uma queda de temperatura extremamente pequena, além de serem flexíveis, de simples construção e não necessitarem qualquer tipo de bombeamento externo.

Corliss et al. (1979 apud Susheela e Sharp, 2001, p. 19) realizaram um estudo detalhado da aplicação de tubos de calor como sistema passivo de aquecimento. Através de análises numéricas, os autores constataram uma maior eficiência do sistema utilizando tubos de calor quando comparado a sistemas convencionais de aquecimento.

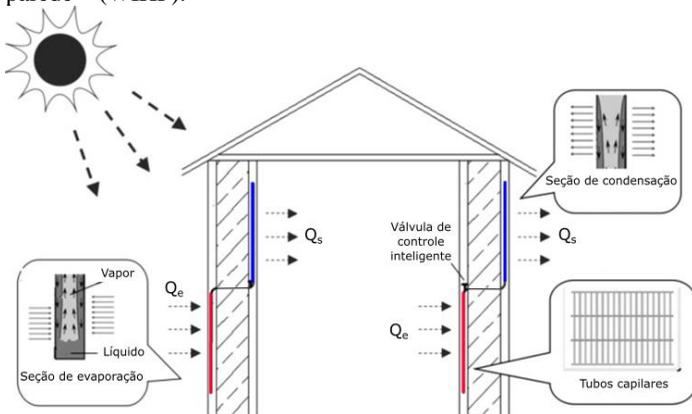
Susheela e Sharp (2001) propuseram a utilização de termossifões bifásicos acoplados a um sistema de armazenamento de calor feito de tanques com água. Os tubos de calor transportavam a energia proveniente da radiação solar para o interior dos tanques com água, os quais estavam posicionados nos espaços a serem aquecidos, o aquecimento se dava através da convecção natural das paredes destes tanques para o ambiente. Utilizando simulações computacionais, assim como Corliss et al. (1979) os autores concluíram que o sistema proposto apresentou performance superior quando comparado a outros sistemas de aquecimento, além de constatarem que a utilização de aletas na área do condensador poderia melhorar o desempenho do dispositivo, aumentando a área de troca entre o termossifão bifásico e o reservatório de água.

Seguindo a mesma linha, Pouland e Fung (2012) utilizaram termossifões bifásicos acoplados a um MMF a fim de transferir a energia proveniente da radiação solar para o ar interior em residências no Canadá. Neste trabalho os autores concluíram que o sistema proposto poderia transferir, por metro quadrado, mais de 1 MWh de energia proveniente do sol para o aquecimento de construções anualmente.

Zhang et al. (2014) apresentaram uma nova aplicação de tubos de calor para aquecimento residencial solar passivo. Os autores propuseram a utilização de tubos de calor inseridos na parede, sistema este denominado *Wall implanted with heat pipes – WIHP*. A Figura 5 demonstra o princípio de funcionamento desta parede, a qual utiliza um controle inteligente por meio de válvulas para controlar o aquecimento e/ou resfriamento do ambiente. No inverno, a parede com maior incidência solar, está com a válvula aberta para promover o aquecimento da residência.

Embora a temperatura do ar externo seja inferior ao interno, a radiação solar promove o aquecimento da superfície externa da parede da casa. Esta energia incidente atinge o evaporador dos tubos de calor, promovendo a evaporação do fluido de trabalho, o qual é transportado até o condensador, localizado no interior da casa, onde o calor é rejeitado. O fluido condensa e o líquido retorna por efeito da gravidade para o evaporador, fechando assim o ciclo.

Figura 5 – Princípio de funcionamento de tubos de calor inseridos em uma parede – (WIHP).



Fonte: Zhang, Sun e Duan (2014).

Já a parede oposta, com menor incidência solar, permanece com a válvula fechada no inverno, impedindo assim a perda de calor para o ambiente externo. No verão a posição das válvulas é invertida, possibilitando o resfriamento da casa durante a noite, condição na qual a temperatura externa é inferior a temperatura interna.

Zhang et al. (2014) realizaram ainda análises numéricas e experimentais adquirindo boa concordância entre ambas, as quais mostram que a utilização deste conceito promove uma melhora na

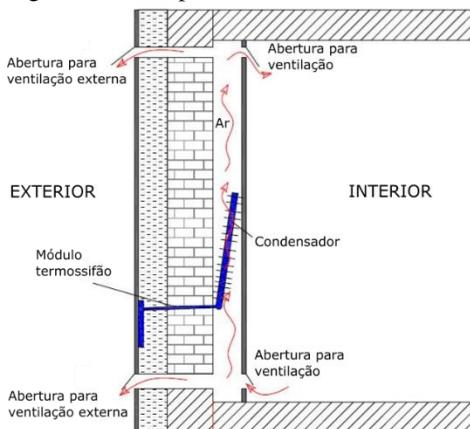
performance térmica em relação a paredes sem o sistema. Em um inverno típico da região estudada este sistema foi capaz de reduzir em aproximadamente 14% as perdas térmicas da parede a qual estava acoplado, promovendo assim uma economia de energia para o aquecimento global da casa.

Baseado no trabalho de Zhang et al. (2014), Fantozzi et al. (2016) propuseram um novo conceito de sistema passivo de aquecimento solar, denominado termossifão bifásico de parede (*wall thermosyphon*). A Figura 6 apresenta este conceito, baseado em um termossifão bifásico em circuito inserido na parede da edificação. A ideia dos inventores é a sua utilização em módulos para casas pré-fabricadas. Os autores estimam que o sistema é capaz de garantir mais de 23% da demanda de aquecimento de uma casa com baixo consumo localizada na região de Pisa, Itália, com demanda de aquecimento anual inferior a 2000 kWh.

Fantozzi et al. (2017) ampliaram a análise energética feita anteriormente por eles, levando em consideração diferentes orientações da casa em estudo, bem como diferentes superfícies cobertas pela parede com termossifão bifásico, mostrando que os ganhos com o dispositivo podem ser ainda maiores que os 23% atingidos anteriormente.

Bellani et al. (2017) construíram e analisaram um protótipo de termossifão em circuito baseado no conceito proposto por Fantozzi et al. (2016), obtendo resultados de temperatura e taxa de transferência de calor.

Figura 6 – Princípio de funcionamento do termossifão bifásico de parede.



Fonte: Fantozzi et al. (2016).

Além de serem simples e robustos, uma das grandes vantagens na utilização de termossifões em relação aos demais métodos passivos de aquecimento aqui apresentados, é o fato destes dispositivos funcionarem como diodos térmicos, permitindo assim que o fluxo de calor se dê em uma única direção, evitando perdas de calor durante longos períodos sem sol ou a noite. A próxima seção apresenta uma revisão bibliográfica sobre estes dispositivos.

## 2.2 TUBOS DE CALOR E TERMOSSIFÕES BIFÁSICOS

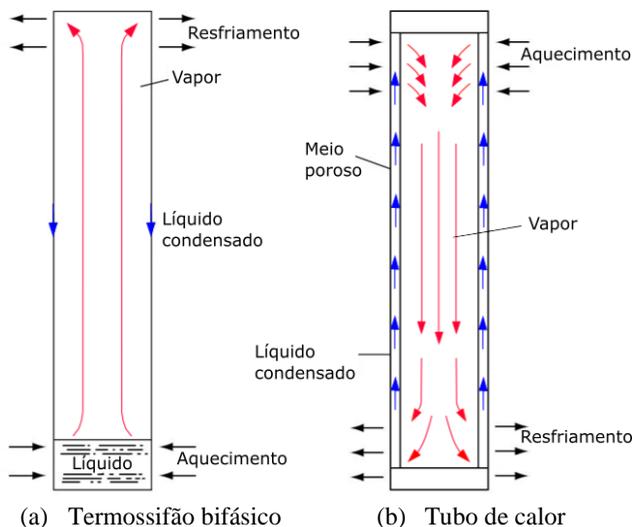
Tubos de calor e termossifões bifásicos são dispositivos com elevada condutância térmica. Utilizam o calor latente de vaporização/condensação para transferir calor com baixos gradientes de temperatura. Constituem-se basicamente de um tubo evacuado, no qual certa quantidade de fluido de trabalho é inserida, podendo ser composto por até três seções: evaporador, região adiabática (pode ou não estar presente) e condensador.

Estes dispositivos recebem calor através do evaporador, onde ocorre a ebulição do fluido de trabalho. Como a temperatura do evaporador é mais alta que o condensador, a pressão do vapor saturado é maior, fazendo que o vapor escoe até o condensador, onde o calor é liberado, promovendo sua condensação. O condensado retorna ao evaporador, fechando o ciclo.

Tubos de calor apresentam uma estrutura porosa interna, que é responsável pelo bombeamento capilar do fluido de trabalho de volta ao condensador. Sendo assim, tubos de calor podem operar em situações de micro gravidade, bem como ter o evaporador situado acima da linha do condensador.

No caso dos termossifões bifásicos, o retorno do fluido de trabalho para o condensador está relacionado a forças de campo, comumente a gravidade. Assim o evaporador deve situar-se em uma região abaixo do condensador, conforme a Figura 7 apresenta.

Figura 7 – Termossifão bifásico e tubo de calor.



(a) Termossifão bifásico

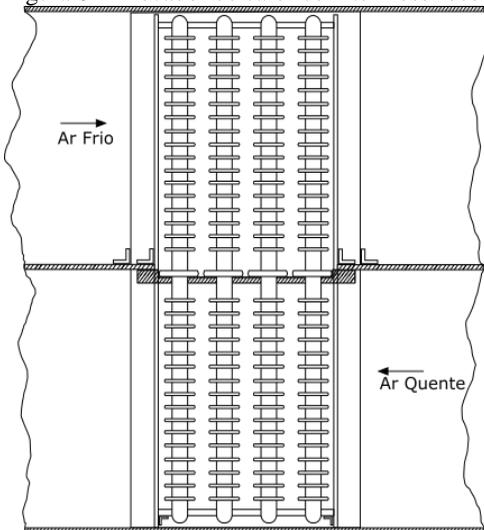
(b) Tubo de calor

Fonte: Reay e Kew (2006).

O antecessor dos tubos de calor foi apresentado inicialmente em 1836, através de uma patente pertencente a Jacob Perkins, o qual era denominado de Tubo Perkins. Este dispositivo consistia em um tubo fechado contendo uma pequena quantidade de água operando em um ciclo bifásico.

Frazer W. Gay em 1929 patenteou um dispositivo que utilizava diversos termossifões aletados (não mencionando o termo Tubo Perkins) em um trocador de calor gás/gás convencional. O dispositivo apresentava a seção do evaporador localizada verticalmente abaixo dos condensadores com uma placa selando a passagem entre a entrada e a exaustão dos dutos de ar, conforme Figura 8.

Figura 8 – Trocador de calor com termossifões proposto por Frazer W. Gay.



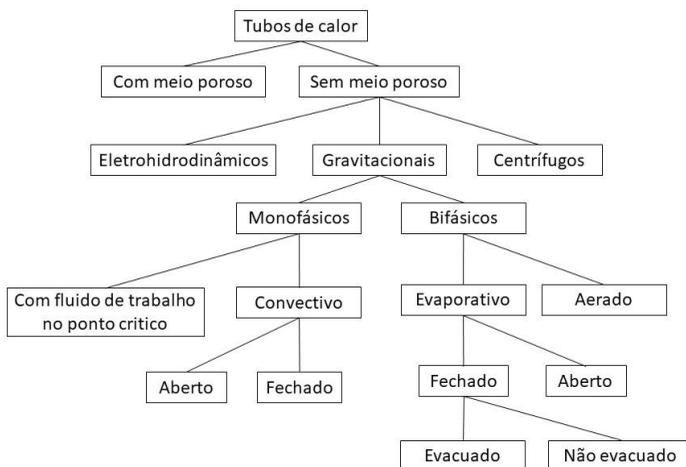
Fonte: Adaptado de Reay e Kew (2006).

A proposta de utilizar um meio poroso a fim de promover o bombeamento do fluido de trabalho do condensador para o evaporador, foi inicialmente proposta por Gaugler (1944), entretanto sem receber muita atenção na época. A partir de 1964, a tecnologia de tubos de calor ganhou mais atenção, sendo impulsionada por programas espaciais. George M. Grover introduziu o termo tubo de calor em sua patente datada de 1966, descrevendo um dispositivo muito semelhante ao proposto anteriormente por Gaugler. Com certas limitações sobre o modo de uso, um tubo de calor pode ser considerado uma estrutura sinérgica de engenharia, equivalente a um material tendo uma condutividade térmica muito maior em relação a qualquer outro metal conhecido. (GROVER, 1966, p. 1).

É indispensável a utilização de uma estrutura porosa para proporcionar o retorno do fluido de trabalho ao evaporador em ambientes com pouca ou nenhuma gravidade ou em casos onde o evaporador está localizado acima do condensador. Isso ocorre devido ao retorno do condensado em termossifões se dar através de uma força de campo, como a gravidade, fraca ou até mesmo inexistente nos casos acima descritos. Para uso terrestre nos quais o evaporador está abaixo do condensador, torna-se interessante a utilização de termossifões bifásicos, devido à ausência de um meio poroso, o qual provoca uma resistência adicional ao retorno do condensado para o evaporador. De acordo com Nguyen-Chi e

Groll (1980) tubos de calor com meio poroso apresentam fluxos de calor entre 1,2 e 1,5 vezes menores quando comparados a termossifões. Baseado na presença ou não de um meio poroso, Piro e Piro (1997) classificaram os tubos de calor em dois grandes grupos, conforme Figura 9, sendo termossifões considerados tubos de calor sem meio poroso.

Figura 9 – Classificação de tubos de calor de acordo com Piro e Piro (1997).



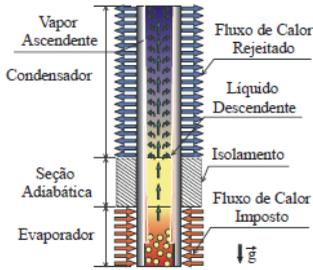
Fonte: Piro e Piro (1997).

De acordo com Mantelli (2012) os termossifões podem apresentar diferentes configurações. Algumas são listadas abaixo e ilustradas na Figura 10:

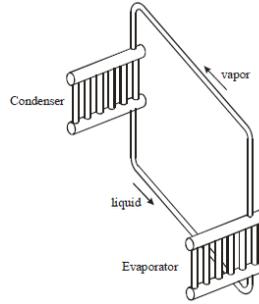
- Termossifão bifásico reto: constituído por um único tubo reto evacuado e preenchido com certa quantidade de fluido de trabalho, conforme Figura 10a;
- Termossifão bifásico em circuito: onde o evaporador e o condensador são ligados por uma linha de líquido e uma linha de vapor (Figura 10b), evitando assim o fluxo contracorrente presente nos termossifões retos;
- Câmaras de vapor ou “termossifão bifásico inverso”: onde as superfícies externas são adiabáticas e todas as trocas térmicas ocorrem no interior do dispositivo, conforme Figura 10c;

- Termossifão bifásico em árvore: apresenta um evaporador único conectado a diversos condensadores verticais ou inclinados, conforme representado pela Figura 10d.

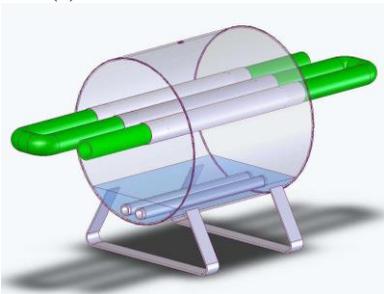
Figura 10 – Configurações de termossifões.



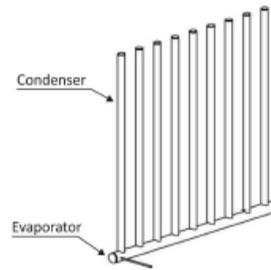
(a) Termossifão bifásico reto



(b) Termossifão bifásico em circuito



(c) Câmara de vapor



(d) Termossifão bifásico em árvore

Fonte: Mantelli (2012).

### 2.2.1 Resistência térmica de termossifões bifásicos

Da mesma forma que uma resistência elétrica está associada à condução de eletricidade, uma resistência térmica pode ser associada à condução de calor (INCROPERA et al., 2008, p. 64). Partindo deste pressuposto, a literatura apresenta a utilização do conceito de resistência térmica como uma técnica simples e razoavelmente precisa para a maioria dos dispositivos.

A resistência térmica global  $R$  [K/W] de um termossifão é definida pela razão entre a diferença de temperatura do evaporador e do condensador e a potência térmica transferida, determinada através da expressão:

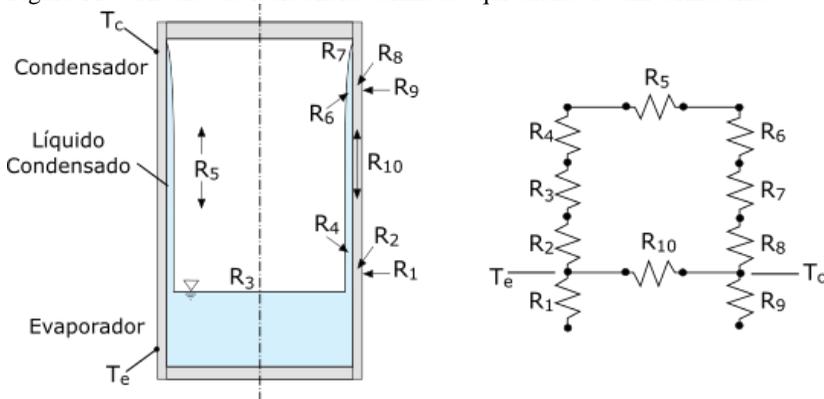
$$R = \frac{\Delta T}{Q} \quad (1)$$

onde  $\Delta T$  [K] representa a diferença de temperatura efetiva entre o evaporador e o condensador e  $Q$  [W] representa a taxa de transferência de calor do dispositivo.

Esta resistência representa a dificuldade do tubo de calor transportar calor. Sendo assim, quanto maior for a resistência térmica global do dispositivo maior será a dificuldade de transporte de calor e, conseqüentemente, a diferença de temperatura entre o evaporador e o condensador ( $\Delta T$ ) tenderá a aumentar para uma mesma potência térmica imposta.

A literatura apresenta a resistência global de um termosifão, composta de 10 resistências intermediárias, como pode-se observar na Figura 11.

Figura 11 – Circuito de resistências térmicas equivalente de um termosifão.



As resistências  $R_1$  e  $R_9$  referem-se às resistências externas ao evaporador e ao condensador respectivamente.  $R_2$  e  $R_8$  correspondem às resistências à condução radial através da parede do evaporador e do condensador respectivamente.  $R_3$  e  $R_7$  dizem respeito às resistências de evaporação e condensação respectivamente.  $R_4$  e  $R_6$  representam as resistências na interface líquido/vapor e, conforme Brost (1996 apud Silva, 2001, p. 26) podem ser desprezadas.  $R_5$  refere-se à resistência associada com a queda de temperatura de saturação entre o evaporador e o condensador, ocasionada pela queda de pressão ao longo do tubo de

calor, podendo ser desprezada também.  $R_{10}$  representa a resistência devido a condução de calor axial entre o evaporador e o condensador através das paredes do tubo, podendo ser desprezada quando a seguinte desigualdade for satisfeita (Brost 1996 apud Mantelli, 2012, p. 131):

$$\frac{R_{10}}{R_2 + R_3 + R_5 + R_7 + R_8} > 20 \quad (2)$$

Com base nas considerações acima, é possível simplificar o circuito térmico apresentado na Figura 11. Sendo assim, sua nova representação é a apresentada na Figura 12.

Figura 12 – Circuito de resistências térmicas simplificado.



O cálculo das resistências térmicas  $R_1$ ,  $R_2$ ,  $R_8$  e  $R_9$ , presentes no circuito de resistências térmicas simplificado, pode ser realizado através das seguintes expressões apresentadas em Mantelli (2012):

$$R_1 = \frac{1}{h_{\infty e} A_e} \quad (3)$$

onde  $h_{\infty e}$  [W/m<sup>2</sup>K] representa o coeficiente de transferência de calor externo ao tubo na região do evaporador e  $A_e$  [m<sup>2</sup>] a área externa do evaporador.

$$R_9 = \frac{1}{h_{\infty c} A_c} \quad (4)$$

onde  $h_{\infty c}$  [W/m<sup>2</sup>K] representa o coeficiente de transferência de calor externo ao tubo na região do condensador e  $A_c$  a área externa do condensador.

$$R_2 = R_8 = \frac{\ln(d_o/d_i)}{2\pi Lk} \quad (5)$$

onde  $L$  [m] pode representar: o comprimento do evaporador  $L_e$  ( $R_2$ ); ou o comprimento do condensador  $L_c$  ( $R_8$ ). Os termos  $d_o$  e  $d_i$  [m] representam respectivamente os diâmetros externo e interno do tubo na região do evaporador ( $R_2$ ) e do condensador ( $R_8$ ).

A determinação das resistências  $R_3$  e  $R_7$  é feita através de correlações presentes na literatura. Jafari et al. (2016), Louahlia-Gualous, Le Masson e Chahed (2017) bem como Nisgoski (2002) realizaram uma compilação destas para o cálculo das resistências térmicas.

Nisgoski (2002) realizou um estudo comparativo entre diversas correlações e dados experimentais para termossifão em circuito, obtendo melhores resultados com as seguintes combinações de correlações:

- Correlação de Kutateladze para a ebulição com a correlação de Kaminaga para a condensação;
- Correlação de Stephan e Abdelsalam para a ebulição com a correlação de Groll e Rösler para a condensação.

A resistência associada a condensação calculada através da correlação de Groll e Rösler (1992) ( $R_{7GR}$ ) leva em consideração a quantidade de calor transferida pelo sistema, aspectos geométricos do termossifão, além de várias propriedades do fluido de trabalho, sendo expressa como:

$$R_{7GR} = \frac{0,345Q^{1/3}}{d_i^{4/3} g^{1/3} L_c \left( \frac{h_v k_l^3 \rho_l^2}{\mu_l} \right)^{1/3}} \quad (6)$$

onde  $Q$  [W] representa a potência térmica aplicada no sistema,  $d_i$  [m] o diâmetro interno do termossifão na região do condensador,  $g$  a aceleração da gravidade,  $L_c$  [m] o comprimento do condensador,  $h_v$  [J/kg] o calor latente de vaporização,  $k_l$  [W/mK] a condutividade térmica do líquido,  $\rho_l$  [kg/m<sup>3</sup>] a densidade do líquido e  $\mu_l$  [(N.s)/m<sup>2</sup>] a viscosidade do líquido.

A correlação de Kaminaga para a condensação é função dos números de Reynolds e de Prandtl e expressa por:

$$Nu = 25 Re_f^{1/4} Pr_f^{2/5} \quad (7)$$

sendo:

$$Re_f = \frac{4Q}{\pi d_i h_v \mu_l} \quad (8)$$

e

$$Nu = \frac{h_c d_i}{k_l} \quad (9)$$

onde  $Nu$  é o número de Nusselt,  $Re_f$  o número de Reynolds do filme de líquido,  $Pr_f$  o número de Prandtl do líquido e  $h_c$  [ $W/m^2K$ ] o coeficiente de transferência de calor no condensador.

Através de manipulação algébrica, é possível obter a resistência térmica pela correlação de Kaminaga como:

$$R_{7K} = \frac{0,0283}{\left( \frac{Q}{\pi d_i h_v \mu_l} \right)^{1/4} Pr_l^{2/5} k_l \pi L_c} \quad (10)$$

As correlações de Stephan e Abdelsalam, Kutateladze e de Kiyomura referem-se à resistência térmica associada ao fenômeno de ebulição no evaporador. Stephan e Abdelsalam (1980) desenvolveram várias correlações para o fenômeno de ebulição, para diversos fluidos, utilizando métodos de análise de regressão aplicados a aproximadamente 5000 pontos experimentais. Com o intuito de melhor representar o fenômeno, os autores subdividiram os fluidos em quatro grupos, água, hidrocarbonetos, fluidos criogênicos e fluidos refrigerantes.

A correlação proposta para o caso de fluidos refrigerantes, que é o tipo de fluido empregado no termossifão bifásico de parede, é expressa por:

$$Nu = 207 X_1^{0,745} X_5^{0,581} X_6^{0,533} \quad (11)$$

sendo:

$$h_e = \frac{k_l Nu R_p^{0,333}}{d_b} \quad (12)$$

$$X_1 = \frac{q d_b}{T_{sat} k_l} \quad (13)$$

$$X_5 = \frac{\rho_v}{\rho_l} \quad (14)$$

$$X_6 = \frac{\nu_l}{a_l} \quad (15)$$

$$d_b = 0,146\beta \left[ \frac{2\sigma}{g(\rho_l - \rho_v)} \right]^{1/2} \quad (16)$$

onde  $R_p$  [ $\mu\text{m}$ ] representa a altura máxima do pico do perfil de rugosidade, obtido através da medição da rugosidade do evaporador,  $q$  [ $\text{W}/\text{m}^2$ ] o fluxo de calor de ebulição,  $d_b$  [m] o diâmetro de partida da bolha de vapor,  $T_{sat}$  [K] a temperatura de saturação,  $\rho_v$  [ $\text{kg}/\text{m}^3$ ] a densidade do vapor,  $\nu_l$  [ $\text{m}^2/\text{s}$ ] a viscosidade cinemática do líquido,  $a_l$  [ $\text{m}^2/\text{s}$ ] a difusividade térmica do líquido,  $\beta$  [°] o ângulo de contato entre o líquido e a superfície aquecida e  $\sigma$  [ $\text{N}/\text{m}$ ] a tensão superficial do líquido.

Substituindo a Equação 11 na Equação 12 têm-se:

$$h_e = \frac{k_l \left( 207 X_1^{0,745} X_5^{0,581} X_6^{0,533} \right) R_p^{0,333}}{d_b} \quad (17)$$

A resistência térmica de Stephan e Abdelsalam é dada por:

$$R_{3SA} = \frac{1}{h_e A_{intE}} \quad (18)$$

onde  $A_{intE}$  [ $\text{m}^2$ ] representa a área interna do evaporador.

Substituindo a Equação 17 na Equação 18 têm-se que a resistência térmica pela correlação de Stephan e Abdelsalam é:

$$R_{3SA} = \frac{d_b}{207\pi L_e d_l k_l \left( X_1^{0,745} X_5^{0,581} X_6^{0,533} \right) R_p^{0,333}} \quad (19)$$

É possível ainda estimar o coeficiente de transferência de calor no fenômeno de ebulição nucleada através da correlação de Kutateladze (1959), a qual leva em conta o tamanho de bolha formado durante a ebulição. A correlação de Kutateladze é dada por:

$$h_e = 0,0007 \left( \frac{k_l}{L_m} \right) \text{Pr}_f^{0,35} \left( \frac{qL_m}{\rho_v h_{lv} v_l} \right)^{0,7} \left( \frac{P_{sat} L_m}{\sigma} \right)^{0,7} \quad (20)$$

sendo  $P_{sat}$  [Pa] a pressão de saturação e  $L_m$  [m] o comprimento característico da bolha, expresso por:

$$L_m = \sqrt{\frac{\sigma}{g(\rho_l - \rho_v)}} \quad (21)$$

Manipulando algebricamente a Equação 20, têm-se que a resistência térmica de ebulição obtida através da correlação de Kutateladze (1959) é:

$$R_{3K} = 1428,57 \frac{L_m}{k_l \text{Pr}_l^{0,35} \left( \frac{qL_m}{\rho_v h_{lv} v_l} \right)^{0,7} \left( \frac{P_{sat} L_m}{\sigma} \right)^{0,7} A_{intE}} \quad (22)$$

Outros autores como Kiyomura et al. (2017) e Ribatski e Jabardo (2003) apresentam correlações para o cálculo do coeficiente de transferência de calor de ebulição ( $h_e$  [W/m<sup>2</sup>K]), o qual pode ser utilizado para determinar  $R_3$  através de:



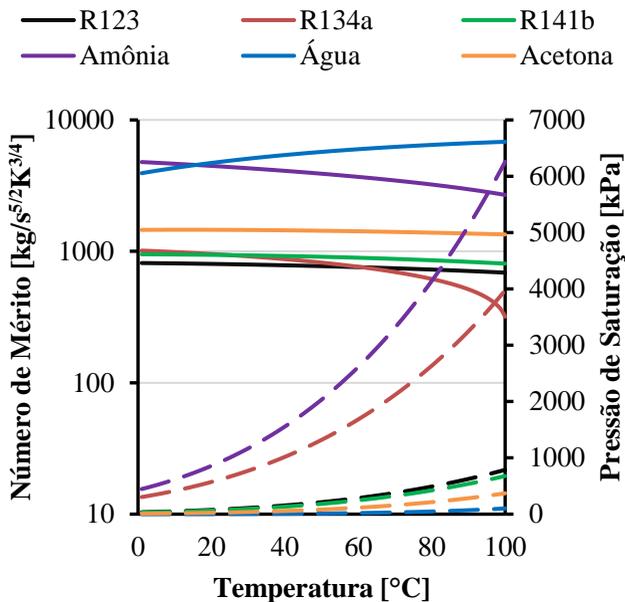
Além da faixa de operação do termossifão, o fator da toxicidade e compatibilidade do fluido de trabalho com o material do termossifão são parâmetros que devem ser levados em consideração. A incompatibilidade do fluido com o invólucro pode acarretar diversos problemas, tais como a formação de gases não-condensáveis (GNC) e corrosão do invólucro.

Outro fator para a escolha do fluido de trabalho é o número de mérito, o qual leva em consideração propriedades do fluido de trabalho, quanto maior o número de mérito, melhor a performance do termossifão. Conforme Reay, Kew e McGlen (2014) este número é expresso por:

$$N_M = \left( \frac{\rho_l^2 k_l^3 h_{lv}}{\mu_l} \right)^{1/4} \quad (25)$$

A Figura 14 apresenta o número de mérito (linhas sólidas), bem como a pressão de saturação (linhas tracejadas) em função da temperatura para alguns fluidos de trabalho comumente usados.

Figura 14 – Variação do número de mérito e da pressão de saturação em função da temperatura para alguns fluidos de trabalho.



A pressão de saturação representa outro fator importante, principalmente do ponto de vista construtivo. Uma elevada pressão de saturação do fluido de trabalho, implica em um invólucro com maior espessura.

## 2.3 EBULIÇÃO

Diversas situações de engenharia envolvem o fenômeno de ebulição, principalmente onde são necessárias trocas significativas de calor com pequenos gradientes de temperatura, já que os coeficientes de transferência de calor associados a este fenômeno são elevados.

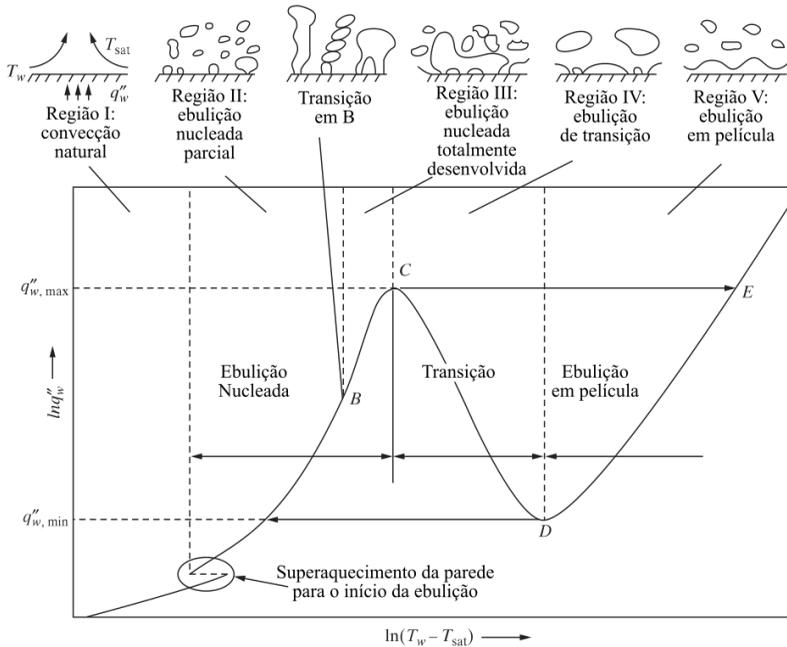
Conforme Carey (1992), o processo de ebulição nucleada pode ocorrer de duas formas: no interior de um líquido puro e superaquecido, denominada de nucleação homogênea, ou nucleação heterogênea, que se dá pela formação de um embrião de vapor em uma interface sólido-líquido. A condição mínima necessária para o início da ebulição nucleada é o superaquecimento do fluido em contato com o sólido aquecido.

Ghiaasiaan (2008) apresenta a curva de ebulição (Figura 15) relacionando o superaquecimento do fluido com o fluxo de calor imposto, onde é possível identificar os distintos regimes de ebulição, o início da ebulição nucleada, bem como o fluxo crítico de calor (ponto C).

O fluxo de calor, as propriedades termofísicas do líquido e do vapor, o material da superfície aquecida, seu acabamento e tamanho podem afetar o processo de ebulição (CAREY, 1992). Passos e Reinaldo (2000) realizaram um estudo experimental da ebulição em piscina no interior de tubos horizontais e verticais, com superfícies internas lisas e com ranhuras, obtendo coeficientes de transferência de calor mais elevados para os casos com ranhuras.

Segundo Kim et al. (2016), diversos estudos demonstraram a relação entre a rugosidade superficial com o aumento de sítios de nucleação, resultando no aumento da transferência de calor na ebulição. Os autores confirmaram estas afirmações através de dados experimentais. A utilização de superfícies internas mais rugosas em evaporadores de termossifões pode facilitar o início de operação destes dispositivos e aumentar sua eficiência, devido a diminuição do superaquecimento da parede necessário para o início da ebulição nucleada e ao aumento dos coeficientes de transferência de calor provocados por uma maior quantidade de sítios de nucleação ativos.

Figura 15 – Curva de ebulição e regimes de ebulição.



Fonte: Ghiaasiaan (2008).

Complementando a linha de pesquisa dos estudos citados, este trabalho apresenta um estudo experimental relacionado a aplicação de termosifões bifásicos como sistema passivo para aquecimento residencial solar, além da utilização de refrigerante R141b como fluido de trabalho. A utilização do processo de purga analisado facilitará a construção e instalação deste dispositivo na sua aplicação final, ou seja, casas pré-fabricadas. O próximo capítulo apresentará o procedimento experimental utilizado neste trabalho.

### 3 PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

Este capítulo abordará a parte experimental do trabalho, desde a seleção dos materiais para o aparato experimental até a análise das incertezas envolvidas nas medições. Inicialmente, será apresentado resumidamente o aparato experimental. Apresentar-se-ão as considerações utilizadas na seleção dos materiais empregados e os procedimentos adotados na construção da bancada de testes. Após apresentada a bancada experimental, serão descritos os processos e cuidados empregados na limpeza e manuseio dos materiais durante a etapa construtiva, bem como a sua instrumentação. Por fim, serão apresentados os procedimentos necessários para a análise de incertezas dos dados experimentais adquiridos. A fabricação e os testes do protótipo de termossifão de parede foram realizados dentro das instalações do Laboratório de Tubos de Calor (LABTUCAL) do Departamento de Engenharia Mecânica (EMC) da UFSC.

#### 3.1 APARATO EXPERIMENTAL

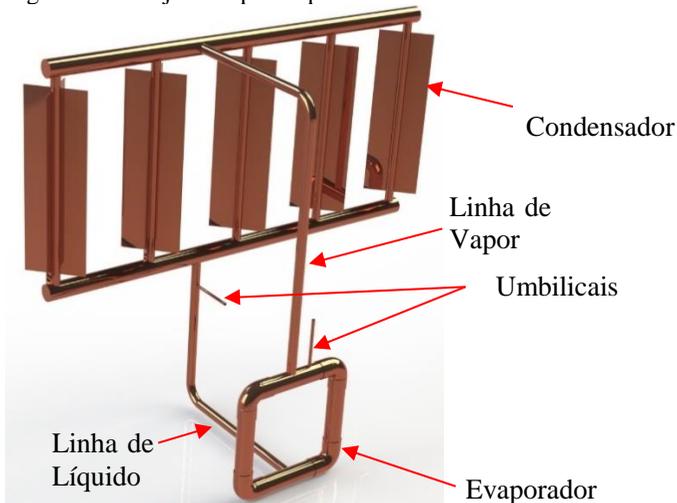
O aparato experimental preparado para esta dissertação é composto por: um protótipo de termossifão bifásico em circuito; uma fonte de energia Heinzinger PTN 125-10; 23 termopares tipo K (cromel/alumel); um sistema de aquisição de dados da National Instruments®, modelo NI cDAQ-9178 utilizando módulos para termopares NI 9214 e um desktop com o software Labview® utilizado para leitura dos dados.

O protótipo de termossifão bifásico em circuito, ou termossifão de parede, é apresentado na Figura 16. Ele foi construído com tubos de cobre e tem 4 componentes principais: evaporador, condensador, linhas adiabáticas de líquido e de vapor. O evaporador é constituído por: 4 tubos de 35 mm de diâmetro externo e 170 mm de comprimento, 4 cotovelos 90° de 35 mm dispostos em forma de quadrado e um tubo umbilical com 6,35 mm de diâmetro utilizado para carregamento do protótipo. O condensador consiste em dois tubos horizontais de 35 mm de diâmetro e 900 mm de comprimento conectados a 5 tubos verticais aletados com 19,05 mm de diâmetro e 410 mm de comprimento. As aletas são verticalmente colocadas na região do condensador e apresentam dimensões de 1,46x50x370 mm. A área total de troca térmica do condensador com o ar ambiente é de 1,06 m<sup>2</sup>.

As linhas adiabáticas de vapor e de líquido são construídas com tubos de 19,05 mm de diâmetro externo. A linha de vapor inicia na parte superior do evaporador e se conecta a parte superior do condensador. A

linha de líquido liga a parte inferior do condensador com a parte inferior do evaporador. Nesta linha está localizado um tubo umbilical de 6,35 mm, utilizado tanto para eliminar os gases não-condensáveis do sistema através do procedimento de purga quanto para realizar a evacuação do dispositivo. O projeto do protótipo, realizado através do *software* de CAD/CAE SolidWorks® 2015, é visto abaixo na Figura 16. O detalhamento deste é apresentado no apêndice A.

Figura 16 – Projeto do protótipo de termossifão bifásico em circuito.



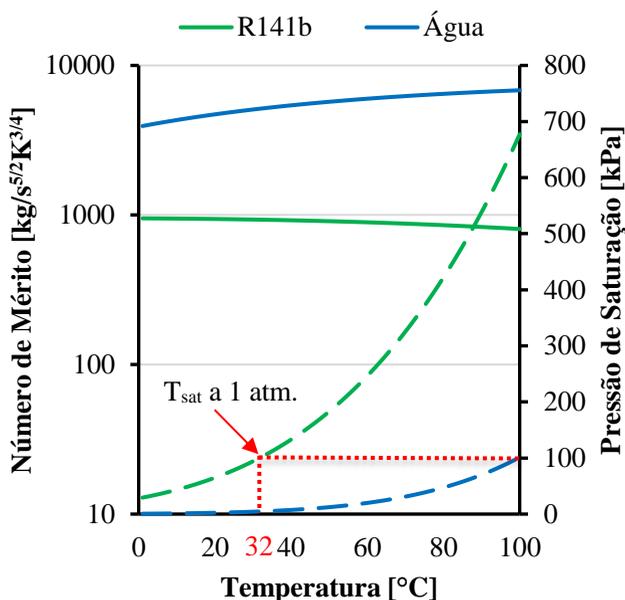
O fluxo de calor é imposto na região do evaporador através de uma resistência elétrica em forma de fita aquecedora com  $31 \Omega$  de resistência elétrica que é ligada a uma fonte elétrica capaz de dissipar uma potência máxima de 504 W. Para o isolamento térmico do evaporador e das linhas adiabáticas utilizou-se fibra cerâmica envolta em fita adesiva para a fixação.

Optou-se por construir o protótipo para testes em cobre devido a sua grande condutividade térmica, bem como facilidades de manuseio e brasagem. Para a seleção do fluido de trabalho se levou em conta os fatores relevantes descritos em Mantelli (2012), primeiramente foram pré-selecionados 6 destes fluidos que atenderiam a faixa de operação do protótipo (20-50°C). Estes foram escolhidos de acordo com dados apresentados por Peterson (1994), sendo eles: R123, R134A, R141b, Amônia, Água e Acetona. Os 3 primeiros substituíram os refrigerantes F-11 e F-21 propostos por Peterson (1994).

Dentre os 6 fluidos pré-selecionados, apenas a amônia apresentava incompatibilidade com o material do termossifão. A acetona foi descartada devido a sua flamabilidade e toxicidade, parâmetros indesejáveis para a aplicação residencial, restando assim 4 possíveis fluidos, sendo 3 refrigerantes e o outro a água. Entre os fluidos refrigerantes, o R141b apresenta o maior número de mérito e menor pressão de vapor, o que significa melhor capacidade de transferência de calor e menor espessura de parede do tubo.

Comparando o R141b com a água (Figura 17), tem-se que esta apresenta um número de mérito superior e uma menor pressão de saturação. Entretanto, para a aplicação em questão, o fluido selecionado é o R141b devido a sua temperatura de saturação a pressão atmosférica. Este parâmetro torna-se importante devido ao procedimento de purga que será empregado para a eliminação de gases não-condensáveis e evacuação do sistema. Este procedimento será comentado e detalhado adiante.

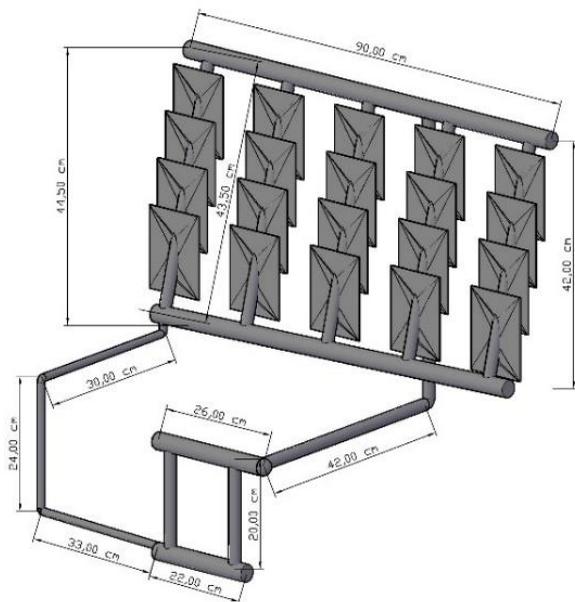
Figura 17 – Números de mérito e pressão de saturação para a água e R141b.



O termossifão de parede, originalmente proposto por Fantozzi et al. (2016) pode ser visto na Figura 18. Como pode-se perceber, os dois desenhos diferem na geometria do condensador. Enquanto a proposta

original era de tubos inclinados e aletas oblíquas aos tubos, o protótipo projetado aqui usa tubos verticais e aletas paralelas aos mesmos. A Figura 19 apresenta as alterações na geometria do condensador. À esquerda está o condensador do protótipo fabricado e à direita está a geometria original proposta por Fantozzi et al. (2016).

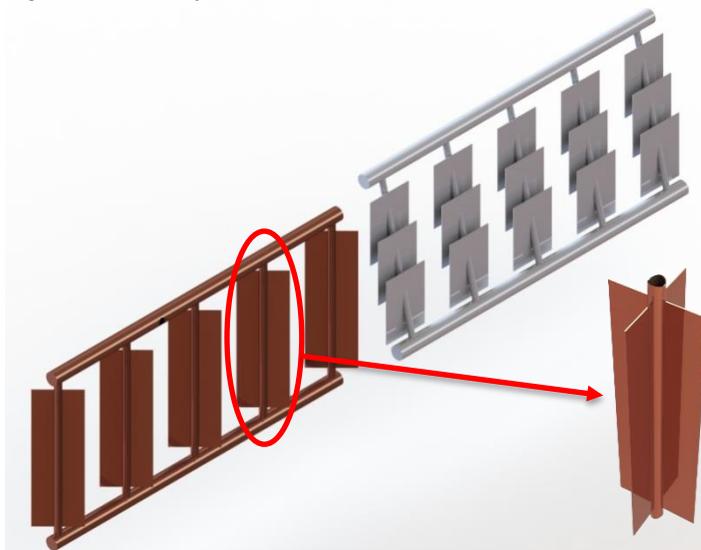
Figura 18 – Conceito de termossifão de parede proposto por Fantozzi et al. (2016).



Fonte: Fantozzi et al. (2016).

As dimensões externas e área de troca das aletas foram mantidas em relação ao conceito original, uma vez que estas são necessárias para a aplicação em módulos de paredes pré-fabricadas. O evaporador sofreu pequenas modificações, as quais foram realizadas a fim de facilitar a fabricação e manter simetria geométrica. As linhas de vapor e líquido foram alteradas com o intuito de diminuir o número de curvas reduzindo assim a perda de carga.

Figura 19 – Alterações realizadas no condensador.



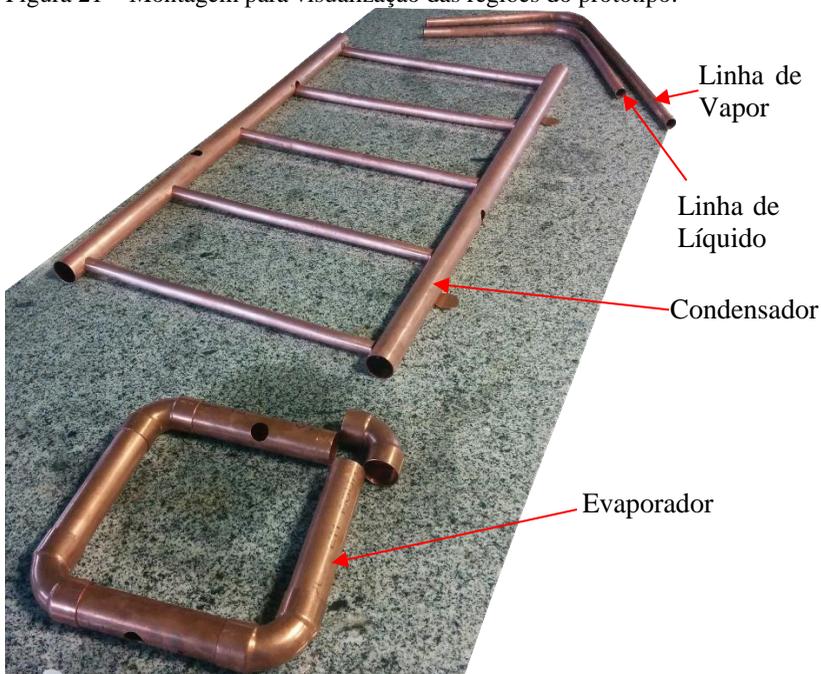
### 3.1.1 Manufatura do protótipo

O termossifão bifásico é composto por 25 componentes usinados nas instalações do LABTUCAL. As Figuras 20 e 21 apresentam fotografias das peças antes de serem brasadas.

Figura 20 – Componentes do protótipo.



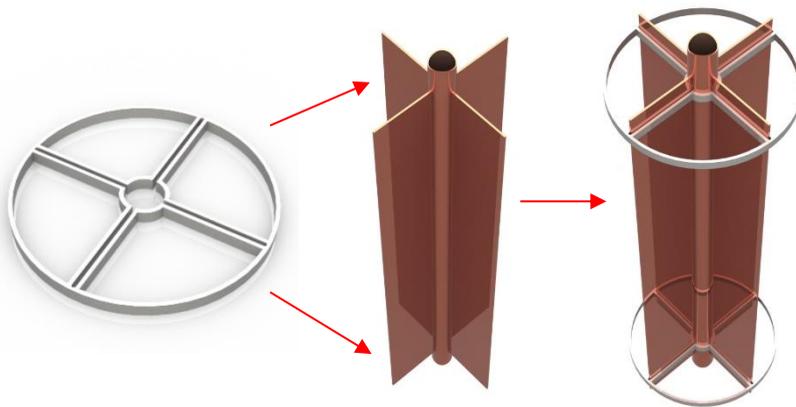
Figura 21 – Montagem para visualização das regiões do protótipo.



As aletas foram confeccionadas a partir de chapas de cobre com 1,46 mm de espessura. Foram cortadas 20 peças com dimensões de 40x360 mm, utilizando uma máquina de corte com jato de água. A fim de garantir o posicionamento das aletas durante o processo de brasagem, projetou-se e confeccionou-se dois gabaritos em aço inoxidável. As aletas, juntamente com os tubos verticais do condensador foram montadas no gabarito e brasadas. Foscofer BR FOS-3 foi usado como material de adição, e foram necessários dois maçaricos para aquecimento devido às dimensões do protótipo. Os gabaritos bem como a montagem utilizada para possibilitar a brasagem estão ilustrados na Figura 22.

Após a brasagem das aletas, os conjuntos foram brasados nos tubos horizontais do condensador. O evaporador e as linhas de líquido e vapor foram montados, brasados e posteriormente unidos com o condensador. Não houve qualquer espécie de tratamento superficial interno além da limpeza nas peças do protótipo.

Figura 22 – Gabarito para brasagem das aletas no condensador.



O processo de brasagem ocorreu juntamente com o de limpeza dos tubos, uma vez que, para garantir uma união boa o bastante para assegurar estanqueidade de vácuo, as superfícies a serem unidas devem estar livres de quaisquer particulados, óxidos e gorduras.

A limpeza interna de todos os componentes foi realizada utilizando primeiramente acetona pura, seguida de ácido sulfúrico 10% e posterior enxague com água. As superfícies externas a serem unidas foram limpas com esponja e sabão neutro, ácido sulfúrico 10% e enxaguadas. A cada peça brasada o procedimento de limpeza era repetido a fim de manter a qualidade nas uniões.

Em virtude da dificuldade em brasar as aletas, juntamente com o tempo em que elas ficaram expostas a altas temperaturas oriundas da chama dos maçaricos, o procedimento de limpeza destas exigiu uma etapa a mais. Esta etapa consiste no lixamento das superfícies com lixas de granulometria 120 antes da limpeza com ácido. Através da Figura 23 é possível comparar as peças, logo após a brasagem (conjunto horizontal) e depois do procedimento de limpeza (conjuntos verticais).

Com a montagem completa, aplicou-se a solução de ácido internamente e promoveu-se a agitação do protótipo, limpando-o de possíveis oxidações provocadas durante a brasagem. Após a lavagem realizou-se o enxague com água e secagem interna com auxílio de uma pistola térmica e bomba de vácuo.

Figura 23 – Tubos aletados limpos e logo após a brasagem.



O protótipo foi então submetido a um teste de estanqueidade para verificar a existência de qualquer tipo de vazamento. Este teste foi realizado através de um detector de vazamentos modelo Spectron 5000 fabricado pela Edwards® (Figura 24), o qual detecta a presença de pequenas quantidades mássicas de hélio. O teste consiste em evacuar o termossifão e aplicar pontualmente, com o auxílio de uma pistola, hélio nas regiões a serem verificadas. Caso haja orifícios, trincas ou porosidade em alguma junção, o hélio penetrará e será detectado pelo equipamento (detalhe Figura 24), indicando a presença de vazamento.

Em virtude de o equipamento ser muito sensível e não suportar a presença de vapores ou gases não-condensáveis, primeiro se realiza um pré-vácuo (pressões de  $10^{-3}$  mbar) no protótipo através de uma bomba de anel líquido, a qual tolera concentrações de vapores, para então levar-se o protótipo para o teste no detector de vazamentos propriamente dito.

A Figura 25 ilustra uma brasagem porosa, a qual foi rejeitada no teste de estanqueidade necessitando ser retrabalhada.

Figura 24 – Teste de estanqueidade.

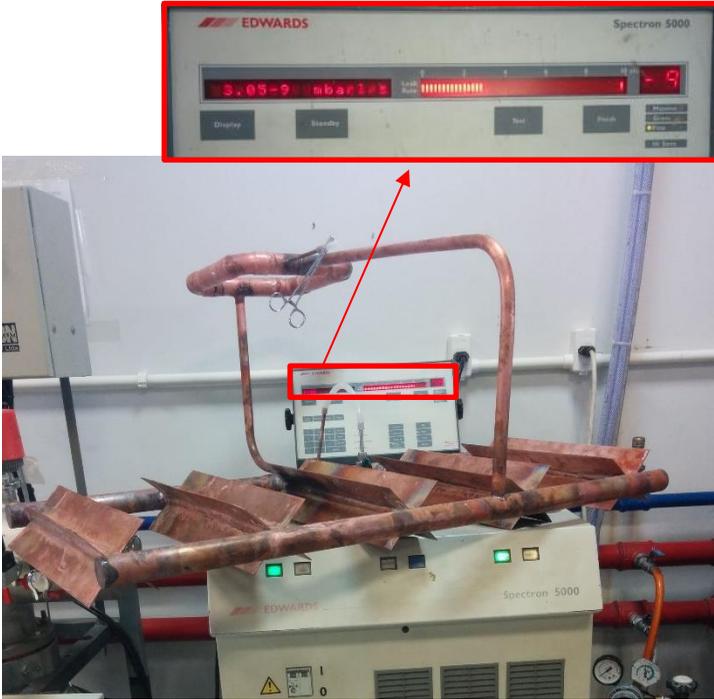


Figura 25 – Porosidade na área brasada.



Na próxima etapa, o protótipo foi equipado com a resistência elétrica em formato de fita enrolada ao redor dos tubos que compõem o evaporador, conforme a Figura 26. Note-se que a fita não envolve totalmente o evaporador. Somente a parte ocupada pelo líquido em ebulição está envolta com a fita aquecedora, prevenindo superaquecimento e risco de queima da resistência.

A área do evaporador exposta ao fluxo de calor proveniente da resistência elétrica é igual a  $0,074 \text{ m}^2$  e corresponde a área molhada pelo fluido de trabalho (Figura 26), a Tabela 1 relaciona alguns valores de potência dissipada na resistência elétrica com o fluxo de calor no evaporador.

Tabela 1 – Relação entre potência imposta e fluxo de calor.

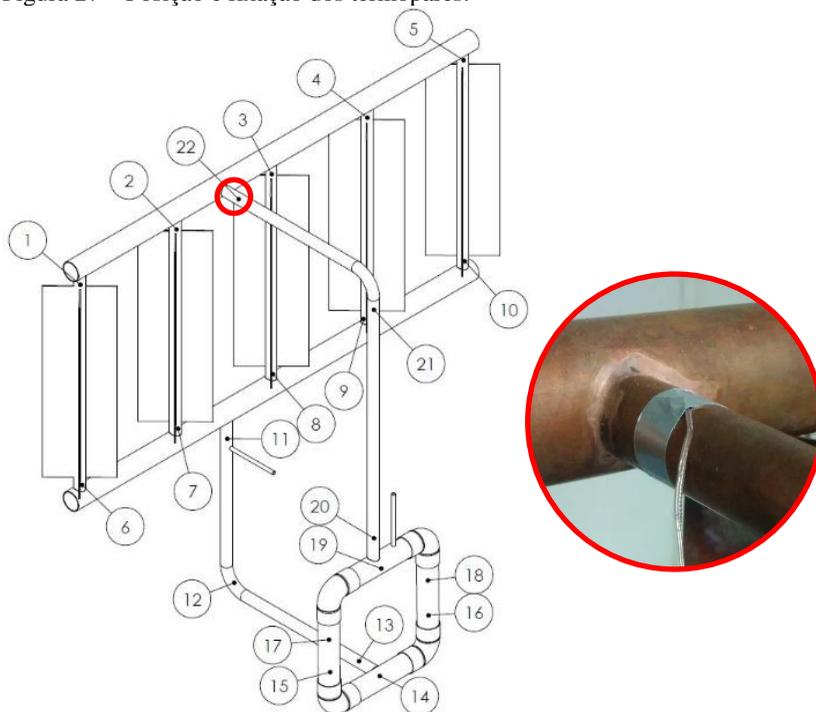
Potência imposta [W]	Fluxo de calor no evaporador [W/m <sup>2</sup> ]
5	67,57
25	337,84
50	675,68
100	1351,35
150	2027,03
200	2702,73

Figura 26 – Resistência elétrica flexível enrolada na região do evaporador.



A medição de temperaturas ao longo do protótipo experimental se dá através de 23 termopares tipo K, dispostos conforme ilustrado na Figura 27. Todos os termopares foram confeccionados com o mesmo comprimento no intuito de minimizar erros de medição. Eles foram calibrados juntamente com o sistema de aquisição de dados e os respectivos canais do módulo NI 9214. A fixação dos termopares no protótipo foi realizada através de fita metálica no evaporador e seções adiabáticas e cinta plástica na região do condensador. O procedimento utilizado para a calibração dos termopares é apresentado em detalhes no apêndice B.

Figura 27 – Posição e fixação dos termopares.

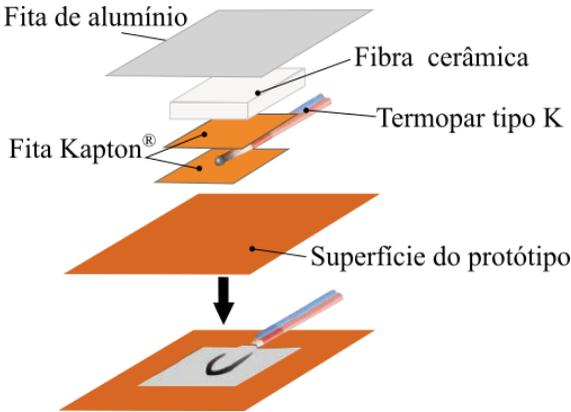


A ponta dos termopares, com exceção do termopar que mede a temperatura do ar ambiente, foram envolvidos com fita de Kapton® para promover isolamento elétrico, dispensando assim a necessidade de aterramento do protótipo. As juntas de termopares foram isoladas termicamente do ambiente através de uma camada de manta cerâmica

logo acima da fita de Kapton®. A Figura 28 ilustra os componentes utilizados na fixação dos termopares do evaporador e do condensador.

Ambas as linhas adiabáticas bem como o evaporador foram isolados termicamente com manta de fibra cerâmica Durablanket® B6 da Unifrax. As linhas foram isoladas por serem regiões adiabáticas onde não é desejável troca térmica com o ambiente. O evaporador foi isolado termicamente para minimizar as perdas de calor da resistência elétrica de aquecimento para o ambiente. O objetivo é que praticamente todo calor dissipado seja transferido ao evaporador. Estima-se que as perdas de calor sejam da ordem de 14 W para a máxima temperatura testada no evaporador.

Figura 28 – Fixação e isolamento dos termopares.



Fonte: Adaptado de Paiva (2007)

Um segundo evaporador com dimensões idênticas ao primeiro foi confeccionado a fim de avaliar a influência do acabamento superficial interno na operação e no desempenho do protótipo. A principal diferença se dá no acabamento interno dos tubos, que foram lixados com lixa de granulometria 100 e ranhurados com auxílio de um riscador de aço inox. A Figura 29 ilustra a diferença de acabamento interno entre os evaporadores: (a) primeiro evaporador com acabamento interno liso e (b) segundo evaporador com o procedimento acima descrito.

Figura 29 – Superfícies internas dos evaporadores:



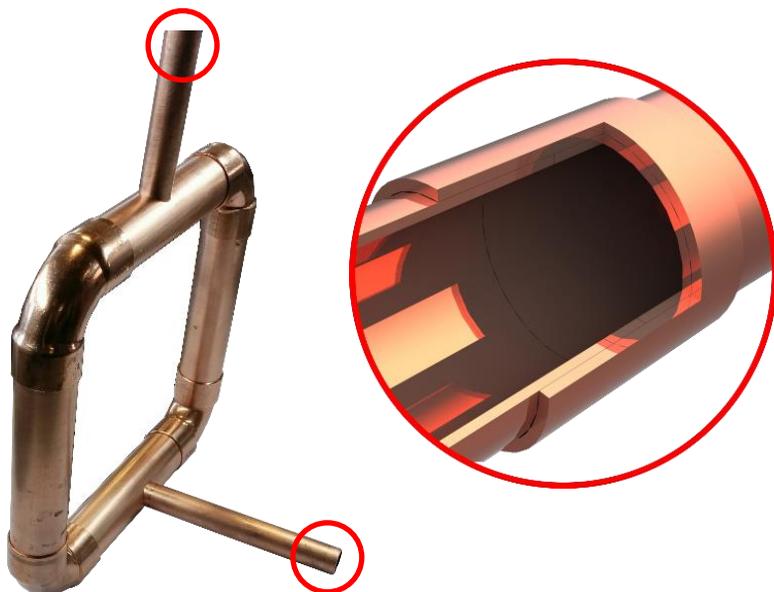
(a) Superfície interna lisa.



(b) Superfície interna ranhurada.

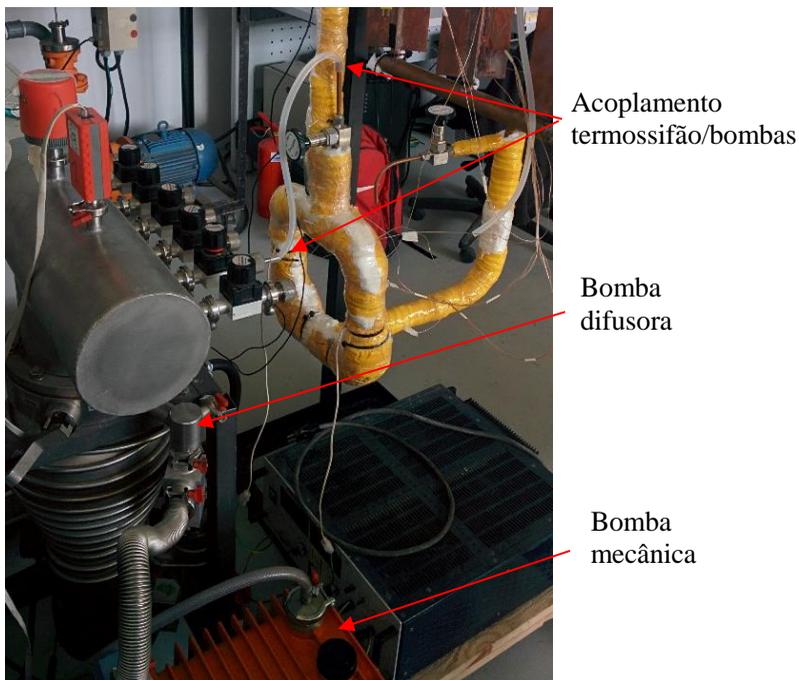
Ambos os evaporadores foram confeccionados de forma a serem intercambiáveis, conforme ilustra a Figura 30. A união deste módulo com o restante do protótipo se deu através de luvas de cobre brasadas conforme procedimentos apresentados anteriormente

Figura 30 – Segundo evaporador e método de acoplamento.



Neste estudo foram utilizados dois métodos para realizar a eliminação de ar do termossifão em circuito: bombas de vácuo e purga. O vácuo foi feito através de uma bomba mecânica e uma difusora. Este é o método tradicional e mais utilizado devido à simplicidade e ao nível de vácuo atingido. O processo que foi empregado neste estudo consiste em acoplar o termossifão bifásico através de um dos tubos umbilicais (Figura 31) a um conjunto composto por uma bomba mecânica Alcatel® 2033 e uma bomba difusora Edwards® Diffstak 160M. A bomba mecânica é responsável por reduzir a pressão do sistema desde a pressão atmosférica até aproximadamente  $10^{-4}$  mbar. Atingido este nível de vácuo, a bomba difusora inicia sua operação, melhorando o nível de vácuo até patamares de  $10^{-6}$  mbar.

Figura 31 – Processo de evacuação do protótipo.



A utilização da purga ao invés das bombas de vácuo também foi testada. Devido à ausência de componentes externos ao sistema a ser purgado, como bombas mecânicas, a vantagem é a praticidade do processo ser facilmente realizado *in loco*.

O procedimento de purga é realizado através de 4 passos:

1. Carregamento do termosifão com o fluido de trabalho e com as válvulas de ambos tubos umbilicais abertas;
2. Fechamento das válvulas com ar aprisionado;
3. Aquecimento do evaporador acima da temperatura de saturação à pressão atmosférica do fluido de trabalho;
4. Purga de ar do sistema através da abertura e fechamento da válvula localizada na linha de retorno de líquido.

Como a pressão interna é maior que a externa, o ar que ocupa toda região acima do nível de líquido do evaporador é expulso do sistema. Inicialmente sai um jato transparente, de ar pela descarga da válvula. Após alguns segundos é possível visualizar a saída de vapor de fluido refrigerante, que não é mais transparente. Neste instante a válvula deve ser fechada e o ar foi eliminado do sistema. A eliminação do vapor do fluido refrigerante para a atmosfera no procedimento de purga é mínima, deste modo é possível desconsiderar alterações na razão de enchimento devido a purga.

Para realizar o procedimento de purga é desejável que o fluido de trabalho tenha baixa temperatura de saturação à pressão ambiente. No caso do R414b, este valor é de 32°C, ou seja, basta aquecer o sistema acima desta temperatura para realizar a purga. Fluidos com altas temperaturas de saturação não poderiam ser usados nesta aplicação, onde a temperatura máxima da fonte quente é da ordem de 50°C.

Portanto o emprego da purga foi um fator limitante na seleção do fluido de trabalho. Se este procedimento for feito utilizando água, por exemplo, se necessitariam temperaturas acima de 100°C, o que iria dificultar o procedimento para a aplicação em estudo.

O próximo capítulo apresentara os resultados envolvendo ambos procedimentos adotados, evidenciando que o procedimento de purga foi aplicado com sucesso, proporcionando desempenho semelhante aos testes utilizando bombas para realização do vácuo.

### 3.2 ANÁLISE DE INCERTEZAS

A análise de incertezas tem o objetivo de quantificar a confiabilidade dos resultados obtidos através das medições experimentais. A confiabilidade e a incerteza experimental são inversamente proporcionais, ou seja, quanto maior for a incerteza de medição, menor será a confiabilidade do resultado desta.

A fim de quantificar as incertezas envolvidas nas medições de temperatura, os termopares foram calibrados antes do início dos testes.

A faixa de temperaturas utilizada para a calibração foi de 5 a 70°C. Foram empregados um banho termostático e um termômetro de bulbo, que serve como referência. Nesta faixa de temperaturas, constatou-se que o erro máximo apresentado pelos termopares é de  $\pm 0,27^\circ\text{C}$ . Deste modo adotou-se o módulo deste valor como valor da incerteza para todos os termopares.

A potência dissipada na resistência elétrica é determinada através da equação:

$$Q = Ui \quad (24)$$

onde  $U$  [V] é a tensão e  $i$  [A] é a corrente. As incertezas das medições de tensão e de corrente foram assumidas como sendo metade da menor divisão de escala da fonte.

Como mencionado anteriormente, a resistência térmica total do protótipo é a razão da diferença de temperaturas entre o evaporador e o condensador pela potência dissipada pela resistência elétrica enrolada no evaporador. Portanto, a incerteza combinada da resistência térmica total varia para distintos patamares de potência dissipada, devido à variação na incerteza desta.

As incertezas de medição das grandezas envolvidas na presente dissertação estão resumidas na Tabela 2. A análise detalhada de erros, juntamente com todos os valores de incertezas para os diferentes patamares de potência são apresentadas no apêndice B.

Tabela 2 – Resumo das incertezas de medição.

<b>Grandeza</b>	<b>Unidade</b>	<b>Incerteza absoluta</b>
Temperatura	°C	0,27
Tensão	V	0,05
Corrente	A	0,005
Potência	W	0,064 – 0,41

## 4 METODOLOGIA DE TESTES E RESULTADOS

Neste capítulo será apresentada a metodologia de testes empregada no presente estudo e seus resultados. Primeiramente, apresentar-se-ão os diferentes testes realizados com seus respectivos parâmetros. Serão apresentados na sequência os dados obtidos através destes testes. Serão abordadas e discutidas curvas de temperaturas, resistências térmicas de ebulição e condensação, bem como resistência térmica total. As correlações para ebulição e condensação da literatura serão comparadas com os resultados experimentais.

### 4.1 METODOLOGIA DE TESTES

Para atingir o objetivo principal deste trabalho, o qual é avaliar o desempenho térmico do protótipo de termossifão bifásico em circuito, foram realizados uma série de testes. A Tabela 3 apresenta de forma esquemática as características de cada um. A primeira coluna da tabela apresenta a nomenclatura dada para os testes. A segunda coluna apresenta o tipo de superfície interna do evaporador testado, sendo liso o evaporador sem acabamento interno, ou seja, na condição original em que o tubo é produzido, e rugoso o evaporador com a superfície interior ranhurada. Na terceira coluna são apresentadas as evoluções dos patamares de potências durante os testes: as setas para cima representam testes realizados com níveis crescentes de potência elétrica, enquanto que as setas para baixo representam potências elétricas decrescentes. A razão de enchimento do aparato é apresentada pela quarta coluna. A última coluna apresenta o modo de evacuação utilizado em cada teste: o método utilizando a purga e o método utilizando bombas de vácuo.

Tabela 3 – Variações dos testes realizados.

Teste	Evaporador	Patamares de potências	Razão de enchimento [%]	Modo de evacuação
T1	Liso	↑↑↑	80	Purga
T2				Bomba
T3			90	Purga
T4			70	
T5			50	
T6			↓↓↓	80
T7	Ranhurado	↑↑↑		

Os patamares de potência sinalizados com setas para cima na Tabela 3, representam testes iniciados com potências de 5 W e níveis crescentes de potência elétrica dissipada no aquecedor, enquanto as setas para baixo representam testes iniciados com 25 W e níveis descendentes de potência até o desligamento da fonte de alimentação. Antes da entrada de operação do sistema (*start-up*) a potência foi elevada em 5 W a cada 3600 s. Após o *start-up*, a potência era elevada para o novo patamar assim que as temperaturas do protótipo atingissem regime permanente.

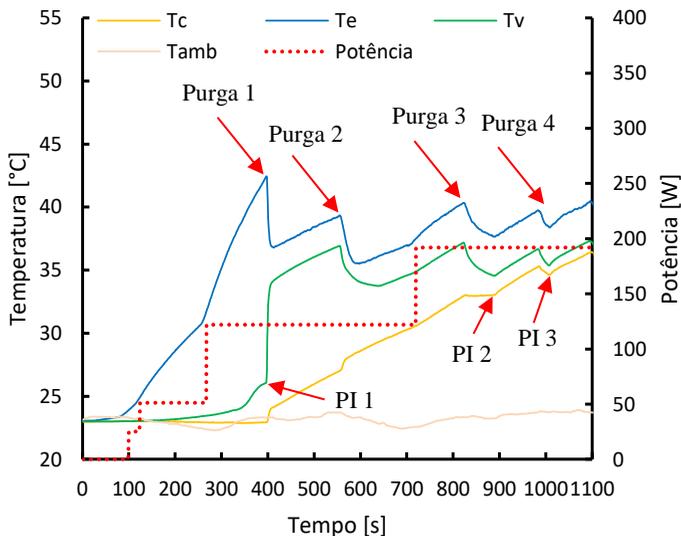
Os enchimentos testados representam 50, 70, 80 e 90% do volume total do evaporador e correspondem a 468, 631, 700 e 778 ml de R141b, respectivamente. O volume da linha de líquido também está incluído nestes valores. Conforme mencionado anteriormente, dois procedimentos diferentes foram testados para eliminação de gases não-condensáveis do sistema: bombas de vácuo e purga. O método tradicionalmente mais empregado é através de bombas de vácuo, com o qual obteve-se uma pressão absoluta  $10^{-6}$  mbar antes da carga do sistema com fluido de trabalho. Com relação ao processo de purga, este foi executado de acordo com os passos descritos no capítulo anterior. O objetivo é eliminar o ar presente no sistema após o processo de carga do fluido de trabalho.

A Figura 32 apresenta as temperaturas médias no condensador, evaporador e linha adiabática de vapor, ( $T_c$ ,  $T_e$  e  $T_v$  respectivamente) em função do tempo durante o procedimento de purga. Neste gráfico,  $T_{amb}$  é a temperatura ambiente e a linha vermelha tracejada é a potência imposta [W] sendo seus valores representados pelo eixo vertical da esquerda. PI 1, PI 2 e PI 3 representam os pontos de interesse na análise do gráfico. A distribuição detalhada das temperaturas de todos os termopares durante o procedimento de purga pode ser vista na Figura 33.

A ideia básica do procedimento de purga é aquecer o sistema até que a temperatura do fluido seja maior que a de saturação à pressão ambiente ( $32^\circ\text{C}$ ). Depois que isso ocorre, abre-se a válvula localizada na saída do condensador, deste modo o ar que está em equilíbrio de pressão com o vapor de R141b e acima da atmosfera, é expulso para o ambiente. A potência é elevada no decorrer do processo, mantendo o sistema acima de  $32^\circ\text{C}$ .

Foram realizadas 4 purgas, todas feitas com o sistema sob pressão acima da atmosfera, ou seja, as temperaturas no evaporador estavam acima da temperatura de saturação do fluido de trabalho.

Figura 32 – Média das temperaturas nas principais regiões do protótipo durante o processo de purga.



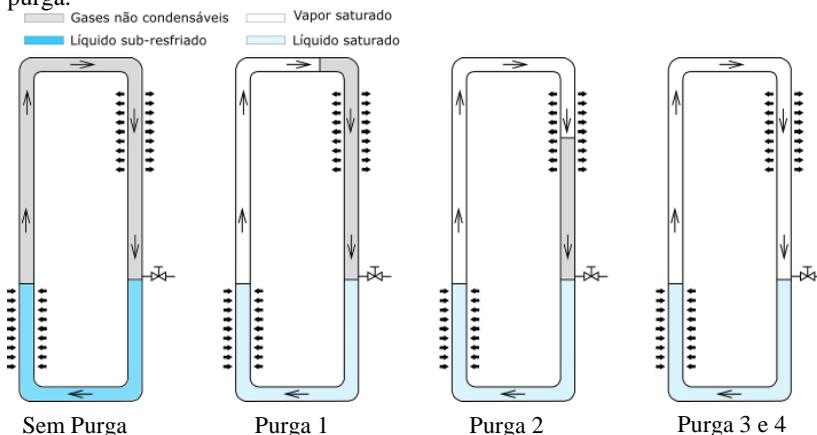
No instante em que a primeira purga é realizada, uma parte dos gases não condensáveis presentes no interior do termosifão é eliminada. Isto provoca uma queda da pressão interna, acarretando na diminuição da temperatura do evaporador, ao mesmo tempo em que vapor saturado preenche a linha adiabática de vapor antes ocupada por gases não condensáveis. Isto está ilustrado na Fig. 34.

Nos instantes em que a segunda e a terceira purga são realizadas, nota-se novamente as quedas de temperaturas no evaporador e agora também na linha adiabática de vapor, decorrente da queda de pressão. Durante estas purgas (2 e 3) a temperatura do condensador continua subindo. Este comportamento indica a presença de gases não condensáveis nesta região, os quais estão sendo eliminados do sistema, dando lugar ao vapor de R141b a uma temperatura mais elevada.



A quarta purga demonstra de forma prática a ausência de gases não condensáveis, uma vez que não há grande mudança de comportamento nas temperaturas entre PI 2 e PI 3. Neste instante todo o sistema está preenchido com fluido de trabalho saturado, seja como líquido ou como vapor.

Figura 34 – Eliminação dos gases não condensáveis por meio do processo de purga.



## 4.2 RESULTADOS

Os resultados dos testes realizados neste trabalho serão apresentados em 3 análises: temperaturas medidas, resistências térmicas em regime permanente e comparação dos dados de resistência térmica com a literatura.

A primeira análise é a do comportamento das curvas de temperatura em função da potência e do tempo. Para esta análise, para facilitar a clareza dos gráficos, serão consideradas médias das temperaturas medidas pelos termopares localizados nas principais regiões do protótipo: evaporador, condensador e linha adiabática de vapor.

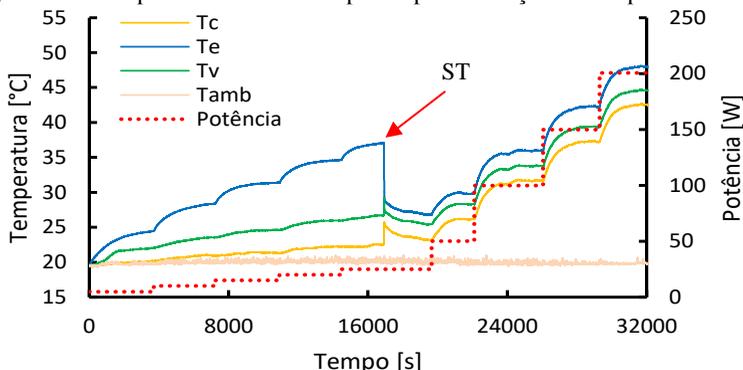
A segunda análise refere-se ao comportamento das resistências térmicas individuais de condensação e de ebulição, além da resistência térmica total em função das potências impostas nos momentos subsequentes ao *start-up* do sistema. Serão apresentados ainda comparativos entre as resistências térmicas dos testes: T1 e T2; T1 e T7 com o intuito de analisar, respectivamente, a eficiência do procedimento de purga e o efeito da rugosidade interna do evaporador.

Por fim, apresentar-se-ão os resultados das resistências térmicas do protótipo obtidos através das correlações da literatura apresentadas no capítulo 3, juntamente com o comparativo entre estas e as resistências globais obtidas experimentalmente.

#### 4.2.1 Curvas de temperatura em função do tempo

A Figura 35 apresenta a distribuição de temperaturas referente ao teste T1, feito com incrementos de potência de 5 W até o ponto ST (*start-up*). Após este ponto, os acréscimos passaram a ser de 50 W conforme descrito anteriormente. Até o instante ST o termostato em circuito não opera. Ocorre um aquecimento considerável do evaporador em relação a linha adiabática de vapor e ao condensador. A temperatura máxima atingida pelo protótipo no teste T1 no ponto de *start-up* foi de 37,86°C no evaporador. Após o *start-up*, o termostato passa a operar de forma plena, as temperaturas tendem a se equalizar, mantendo um pequeno gradiente térmico entre as regiões do protótipo. A diferença de temperaturas médias entre o evaporador e a linha adiabática de vapor varia de 1,35 a 3,39°C enquanto a diferença entre a linha adiabática de vapor e o condensador varia de 2,04 a 2,22°C. Nos momentos subsequentes ao *start-up*, a potência foi elevada em patamares de 50W com o intuito de avaliar o comportamento das temperaturas em potências mais elevadas. As curvas de temperatura respondem da mesma forma e com a mesma intensidade as alterações de potência após o ponto ST, indicando o correto funcionamento do termostato.

Figura 35 – Temperaturas médias do protótipo em função do tempo – T1.

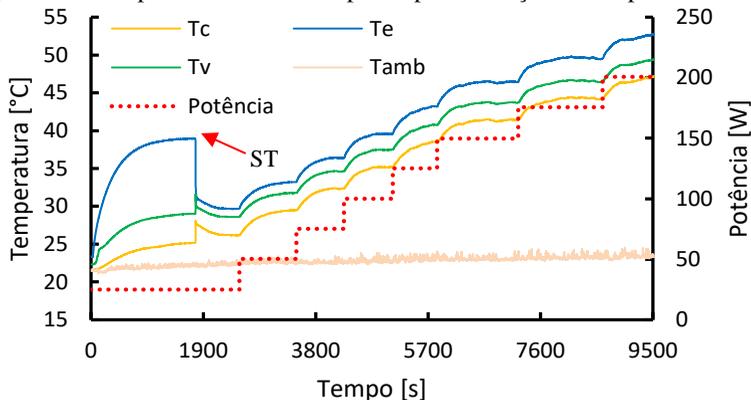


Na Figura 35 é possível observar claramente a região de *start-up* do sistema, caracterizada por alterações abruptas de todas as temperaturas

do sistema. As alterações bruscas de temperatura causadas no ponto ST decorrem do aumento considerável do coeficiente de transferência de calor por ebulição no evaporador, juntamente com o aumento do fluxo mássico de fluido saturado ao longo do sistema. Este aumento do fluxo mássico (frente de vapor saturado) é responsável pela elevação das temperaturas na linha adiabática de vapor e no condensador.

O comportamento do teste T2, no qual o protótipo foi previamente evacuado através de bombas, é apresentado na Figura 36. O teste já foi iniciado com uma potência de 25 W, mesma potência em que ocorreu o startup no teste T1. No ponto ST da Figura 36, a temperatura do termossifão foi de 38,90°C contra 37,86°C no caso do teste com purga. Esta pequena diferença pode ser explicada pela alteração de cerca de 2°C na temperatura ambiente em relação aos dois testes. Após o *start-up*, o comportamento do termossifão evacuado com bombas é o mesmo do apresentado no teste T1, ou seja, as temperaturas de todos os elementos reagem da mesma maneira e com a mesma intensidade às variações de potência.

Figura 36 – Temperaturas médias do protótipo em função do tempo – T2.



Para o teste T2, a diferença de temperaturas médias entre o evaporador e a linha adiabática de vapor, variou de 1,08 a 3,33°C enquanto a diferença entre a linha adiabática de vapor e o condensador variou de 2,26 a 2,41°C. Estas diferenças são muito semelhantes as encontradas no teste com o sistema purgado (T1), indicando que o processo de purga atingiu níveis de eliminação de gases não-condensáveis próximos ao sistema evacuado com bombas. Outro indicador da eficácia da purga são as resistências térmicas de ambos testes, as quais serão apresentadas mais adiante.

As Figuras 37, 38 e 39 representam os testes T3, T4 e T5 respectivamente. Estes se referem as diferentes razões de enchimento de fluido de trabalho. O objetivo principal destes testes era verificar se há alguma relação entre a temperatura mínima de operação (*start-up*) e a quantidade de fluido de trabalho. No entanto, as distintas razões de enchimento não alteraram de forma significativa o desempenho do protótipo, com exceção do teste T5, o qual apresentava enchimento de 50%. Neste caso as diferenças de temperaturas chegaram a  $3,03^{\circ}\text{C}$  entre o evaporador e a linha adiabática de vapor, e  $2,94^{\circ}\text{C}$  entre a linha adiabática de vapor e o evaporador, logo após o *start-up*. Para os demais casos a máxima diferença de temperaturas logo após este ponto foi de  $1,5$  e  $2,2^{\circ}\text{C}$ , respectivamente. Com relação à temperatura mínima de *start-up*, não houve variação significativa, oscilando entre  $39$  e  $39,6^{\circ}\text{C}$ .

Com relação à potência mínima necessárias para o *start-up*, o teste T3 (90% de enchimento) apresentou o maior valor, igual a  $45\text{ W}$ , conseqüentemente um maior tempo antes que ocorra o ponto de *start-up*. Esta necessidade de uma maior potência pode ser explicada pela maior quantidade de líquido no evaporador e, portanto, uma maior coluna de líquido para ser vencida pelo crescimento de bolhas na superfície de evaporação.

Figura 37 – Temperaturas médias do protótipo em função do tempo – T3.

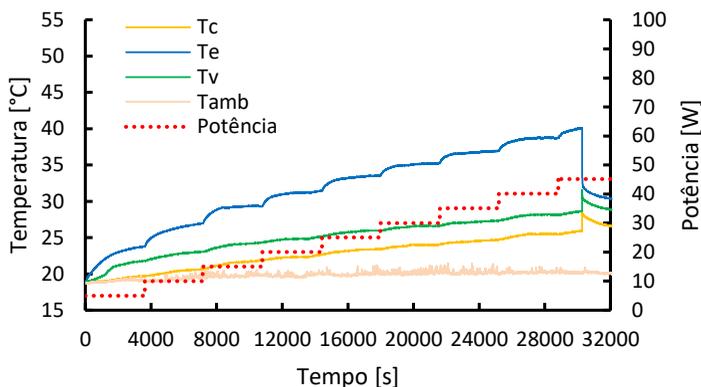


Figura 38 – Temperaturas médias do protótipo em função do tempo – T4.

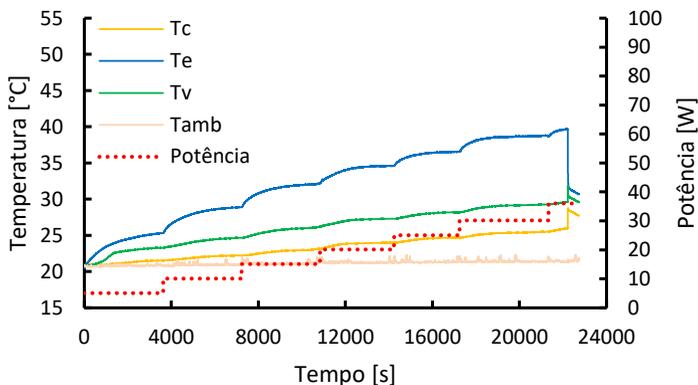
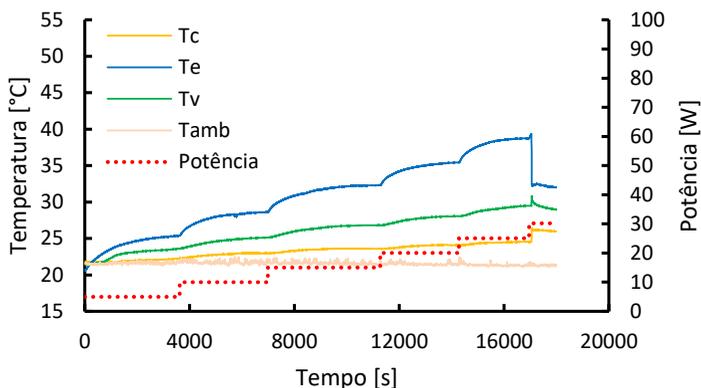
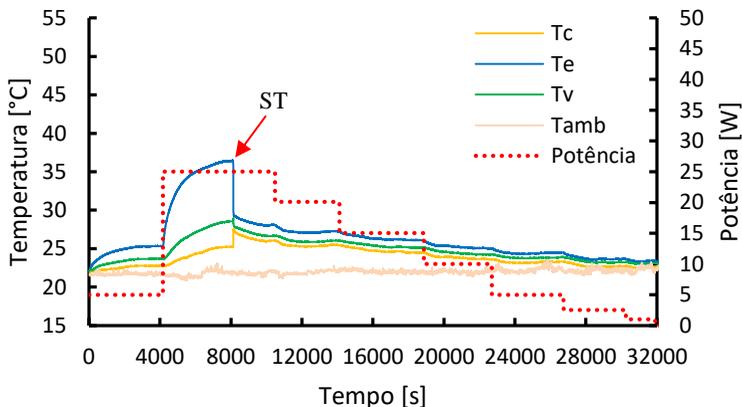


Figura 39 – Temperaturas médias do protótipo em função do tempo – T5.



O teste T6 foi realizado iniciando com uma potência de 5 W seguida de um acréscimo para 25 W com o objetivo de agilizar o *start-up* do sistema. Após o ponto ST, as potências foram reduzidas em patamares de 5 W, até atingirem 5 W e posteriormente reduzidas para 2,5 W e finalmente 1 W. Este teste tinha o objetivo de analisar o comportamento do protótipo em baixas potências. Especificamente, desejava-se saber se, após o *start-up*, o sistema poderia funcionar com potências e temperaturas menores que as necessárias para o *start-up*. Em caso positivo, deseja-se saber qual seria a menor potência que mantém o sistema operando. A Figura 40 ilustra as distribuições de temperaturas médias do teste T6.

Figura 40 – Temperaturas médias do protótipo em função do tempo – T6.

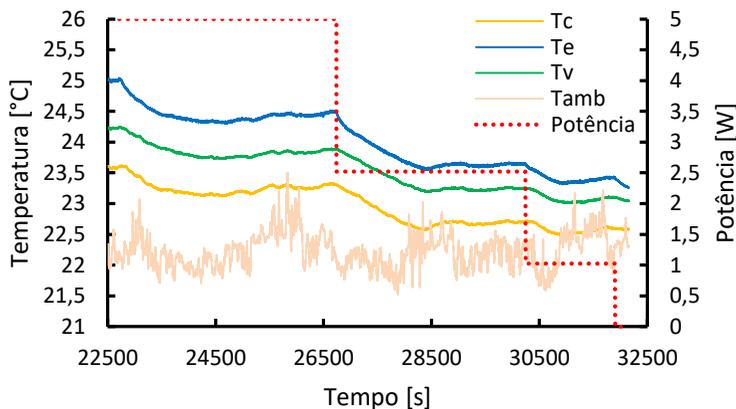


Nos momentos logo após o *start-up* (ST) as temperaturas médias do protótipo apresentaram o mesmo comportamento dos demais testes, ficando próximas entre si e variando da mesma forma com a intensidade da potência imposta. A diferença de temperaturas médias entre o evaporador e a linha adiabática de vapor variou entre 0,39 e 1,40°C, enquanto a diferença entre a linha adiabática de vapor e o condensador variou entre 0,54 e 0,65°C.

O protótipo continuou operando mesmo com potências inferiores a 5 W e com temperaturas de vapor de aproximadamente 25°C. Este comportamento mostra que o sistema apresenta uma histerese, isto é, ele necessita de uma certa potência/temperatura de vapor mínimas para atingir o *start-up*, mas, uma vez alcançado este ponto, a potência pode ser reduzida até praticamente zero e a temperaturas bem próximas da ambiente sem prejudicar a sua operação.

A Figura 41 apresenta as temperaturas no intervalo de 22500 s a 32000 s da Figura 40, permitindo uma melhor análise da operação em baixas potências. Nesta parte final do teste, as potências testadas foram de 5; 2,5 e 1 W. Observa-se que o sistema operou mesmo com potências inferiores a 5 W.

Figura 41 – Temperaturas médias do protótipo entre os instantes 22500s e 32000s – T6.



Através da Figura 41 pode-se inferir que o sistema continua operando com aproximadamente apenas 10% da potência necessária para a *start-up*. A Tabela 4 apresenta a diferença de temperaturas entre o condensador e a temperatura ambiente em função das potências nos instantes finais do teste T6. Mesmo para potências de 5 e 2,5 W a temperatura média do condensador permanece acima da média do ambiente. Isto mostra que o protótipo está em funcionamento, com vapor saturado chegando ao condensador.

Tabela 4 – Diferença de temperaturas  $T_c - T_{amb}$  em função das potências.

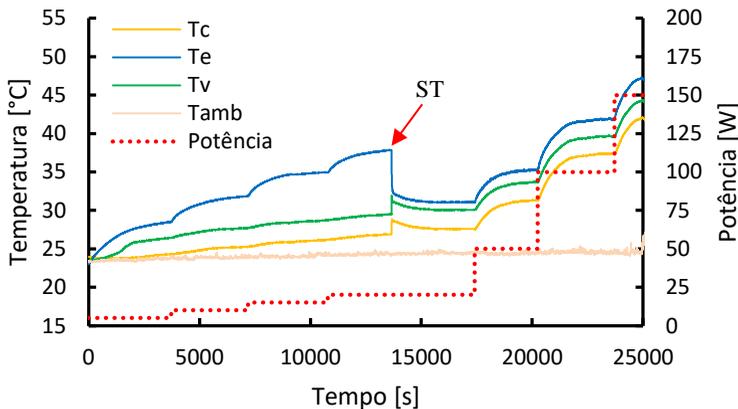
Potência [W]	$T_c - T_{amb}$ [°C]
10	1,50
5	1,17
2,5	0,39

Para potência de 1 W não é mais perceptível um gradiente de temperatura entre o condensador e o ambiente. Assim, o protótipo deixa de operar corretamente, ou seja, não transfere calor ao ar ambiente. A potência imposta serve apenas para vencer as perdas de calor no aparato.

O teste T7 refere-se ao evaporador rugoso. A distribuição de temperaturas em função do tempo deste teste é apresentada na Figura 42. O comportamento da distribuição de temperatura em T7 é o mesmo obtido em T1, ou seja, constatou-se um distanciamento da temperatura do evaporador em relação as demais temperaturas nos instantes iniciais do

teste, antes do *start-up*. Assim como em T1, após o ponto ST as temperaturas se aproximam e se comportam da mesma forma em função da variação da potência imposta.

Figura 42 – Temperaturas médias do protótipo em função do tempo – T7.



Visualmente, os gráficos dos testes T1 e T7 são semelhantes. Entretanto, as diferenças de temperatura em T7 são ligeiramente inferiores às obtidas em T1. A diferença de temperaturas médias entre o evaporador e a linha adiabática de vapor para T7 variou entre 0,98 e 2,81°C, enquanto a diferença entre a linha adiabática de vapor e o condensador variou entre 2,26 e 2,74°C após o ponto ST.

A diferença entre as temperaturas nos momentos que antecedem o startup dos testes T1 e T7 são apresentadas na Tabela 5. É possível notar que o evaporador rugoso (T7) apresentou diferenças de temperatura ligeiramente menores entre a superfície do evaporador e a linha de vapor saturado, indicando uma ebulição mais intensificada. Além das diferenças de temperaturas, a potência mínima necessária para atingir o startup do sistema foi de 20 W no teste T7, enquanto que para o evaporador liso (T1) nas mesmas condições, esta potência foi de 25 W. Observa-se que o evaporador rugoso com potência de 20 W tem uma diferença de temperatura bem menor que o liso. Isso ocorre porque nesta potência o *start-up* já ocorreu para o evaporador rugoso, enquanto que o liso ainda não. O *start-up* do liso só ocorre com 25 W.

Tabela 5 – Diferença de temperaturas nos momentos que antecedem o *start-up* (T1 e T7).

Potência [W]	Te-Tv [°C]	
	T1 (liso)	T7 (rugoso)
5	2,42	2,07
10	4,82	4,14
15	6,77	6,19
20	8,62	0,98*

\*Após o *start-up*

Com relação a temperatura de vapor no momento do *start-up*, não houve mudança significativa. Enquanto que no liso, a temperatura do evaporador no momento do *start-up* foi de 37,86°C, no caso do rugoso esta temperatura foi de 37°C. Através destes dados é possível constatar que o evaporador rugoso apresentou um melhor desempenho em relação ao liso somente no que diz respeito a potência mínima, mas não da temperatura mínima. Este aspecto é analisado em maiores detalhes a seguir através das resistências térmicas de ambos evaporadores testados.

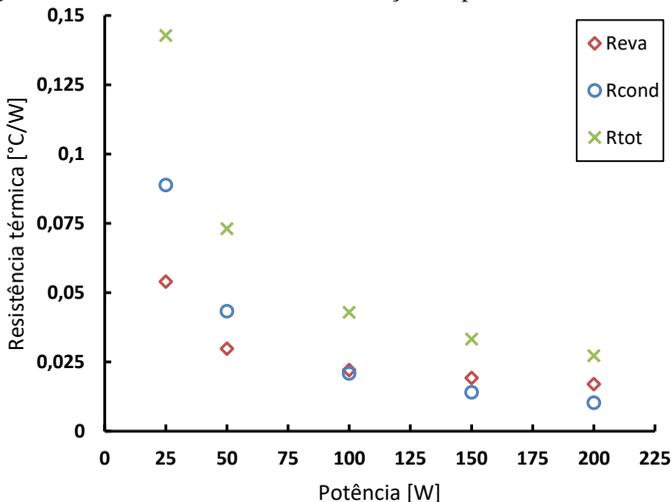
#### 4.2.2 Resistências térmicas

Todas as incertezas experimentais relacionadas às resistências térmicas totais do protótipo foram inferiores a 2% do valor das mesmas. Para as resistências térmicas individuais, as incertezas experimentais são inferiores a 5% do valor destas. Devido a isto, e para não poluir visualmente os gráficos, estes não apresentarão a barra de erros. No apêndice B, que trata das incertezas experimentais, são apresentados os valores das incertezas máximas para cada patamar de potência testado.

As resistências térmicas analisadas a seguir são separadas em: resistência de evaporação, resistência de condensação e resistência total. Estas são calculadas através da Equação (1), onde o termo  $\Delta T$  representa, respectivamente, a diferença média de temperatura entre: o evaporador e a linha adiabática de vapor; a linha adiabática de vapor e o condensador; o evaporador e o condensador. A resistência total do protótipo ainda deve ser igual à soma das resistências de condensação e de ebulição. Nesta análise a resistência devido a condução axial pelas paredes dos tubos é desconsiderada, uma vez que esta encontra-se em paralelo com as demais resistências do circuito da Figura 11 e seu valor é grande em relação as outras resistências em série. A queda de temperatura de saturação em função da diferença de pressão de saturação devida à perda de carga e a desníveis geométricos também é desconsiderada nesta análise.

A Figura 43 apresenta as resistências térmicas em função da potência imposta para o teste T1, ou seja, sistema evacuado através da purga. Após o *start-up*, todas as resistências térmicas decrescem rapidamente com o acréscimo de potência e tendem a valores inferiores a  $0,05 \text{ }^\circ\text{C/W}$  de resistência térmica total. Deve-se observar que a resistência térmica não está definida para situações anteriores ao *start-up*, já que o termostato não rejeita calor ao ar ambiente e, portanto, não está operando.

Figura 43 – Resistências térmicas em função da potência – T1.



Para potências inferiores 100 W, a resistência de condensação representa a maior parcela da resistência total. Após este ponto, a resistência do evaporador passa a ser dominante.

Conforme mencionado, o teste T2 foi feito com o sistema evacuado por bombas. As resistências térmicas para T2 são apresentadas na Figura 44, e seguem a mesma tendência encontrada em T1, ou seja, um decréscimo acentuado nos valores iniciais seguido de uma estabilização para valores inferiores a  $0,05^\circ\text{C/W}$  de resistência térmica total. A resistência do evaporador também passa a representar a maior parcela da resistência total a partir de 100 W.

O teste com evacuação de gases não-condensáveis através de purga (T1) e através de bombas (T2) apresentaram resultados condizentes com o observado nas curvas de temperaturas, ou seja, o procedimento de purga utilizado é adequado. A diferença da resistência térmica total entre os métodos de evacuação por purga e com bombas é ilustrado na Figura 45.

Os valores plotados nesta figura, juntamente com a diferença relativa entre estes, são apresentados na Tabela 6. A máxima diferença entre as resistências térmicas totais nos dois métodos de evacuação é inferior a 3%, ou seja, praticamente insignificante já que o erro experimental da medição de resistência térmica é da mesma ordem de grandeza, conforme Apêndice 2.

Figura 44 – Resistências térmicas em função da potência – T2.

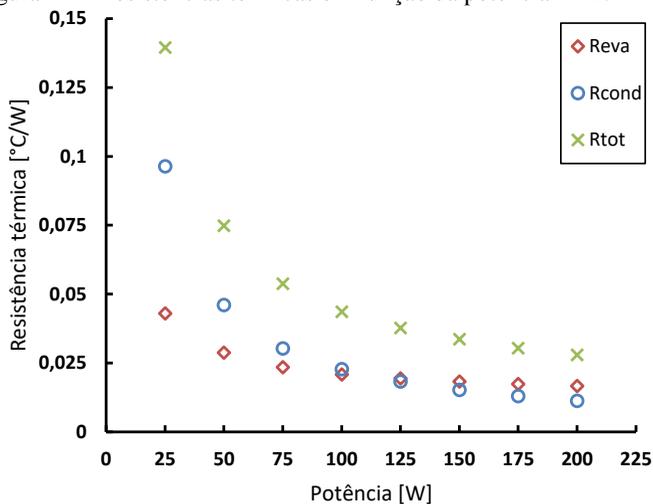


Figura 45 – Resistências térmicas totais em função da potência – T1 e T2.

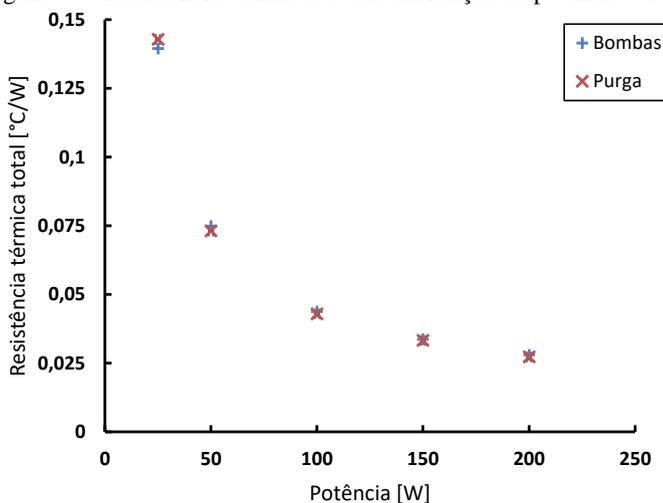


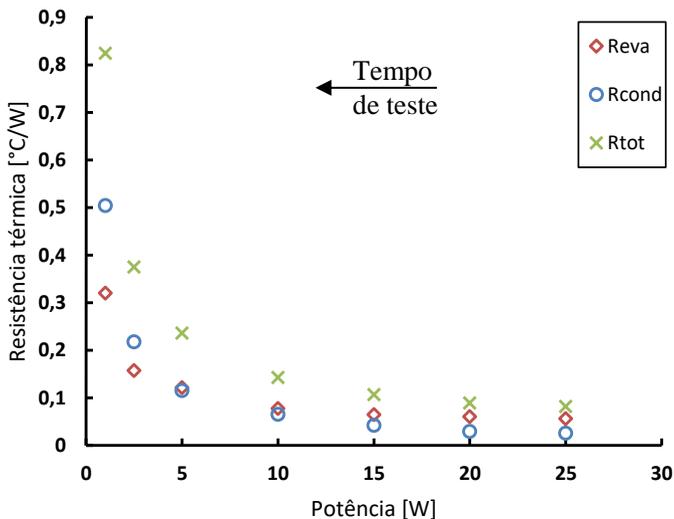
Tabela 6 – Diferença absoluta e relativa entre as resistências térmicas da Figura 45.

Potência [W]	$R_{tot}(\text{bomba}) - R_{tot}(\text{purga})$ [°C/W]	Diferença relativa [%]
25	-0,0033	-2,38
50	0,0017	2,32
100	0,0008	1,75
150	0,0004	1,22
200	0,0008	2,74

As conclusões tiradas a partir dos resultados das curvas de temperatura se repetem na análise das resistências térmicas totais entre ambos métodos de evacuação do protótipo, ou seja, apresentam diferenças insignificantes. Com isso conclui-se que a metodologia de purga substitui com eficácia o uso de bombas de vácuo. Este aspecto é positivo no sentido de que facilita a instalação do equipamento.

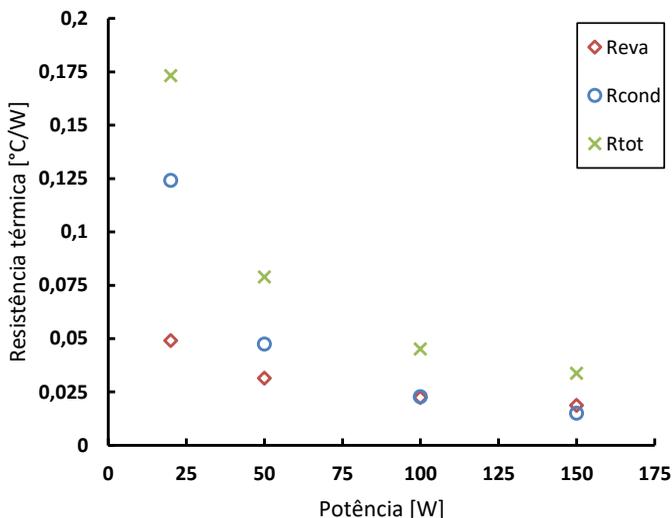
As resistências térmicas referentes ao teste T6, ou seja, com níveis decrescentes de potência e abaixo da potência de *start-up*, são apresentadas na Figura 46. Para potências abaixo de 5 W a resistência de condensação é ligeiramente maior, enquanto que para potências maiores que 5 W, a resistência de evaporação é maior

Figura 46 – Resistências térmicas em função da potência – T6.



As resistências térmicas em função da potência para o teste T7, ou seja, com o evaporador rugoso, são apresentadas na Figura 47. O comportamento das resistências térmicas totais do protótipo, nesse teste, seguiu a mesma tendência do evaporador liso (T1).

Figura 47 – Resistências térmicas em função da potência – T7.



As Figuras 48 e 49 apresentam um comparativo entre os testes T1 e T7. A Figura 48 apresenta o comparativo entre as resistências térmicas de evaporação, enquanto que a Figura 49 apresenta o comparativo entre as resistências térmicas totais. Observa-se que o evaporador rugoso apresentou valores de resistência térmica praticamente iguais ao evaporador liso, especialmente para maiores potências. Para baixas potências, ou seja, logo após o *start-up*, a resistência térmica do evaporador rugoso é um pouco menor que do liso. Além disso, a menor potência necessária para o *start-up* (de 25 para 20 W, conforme apresentado anteriormente) é um indicativo de que a rugosidade do evaporador apresentou uma melhora em seu funcionamento nos instantes iniciais.

Figura 48 – Resistências térmicas de evaporação em função da potência – T1 e T7.

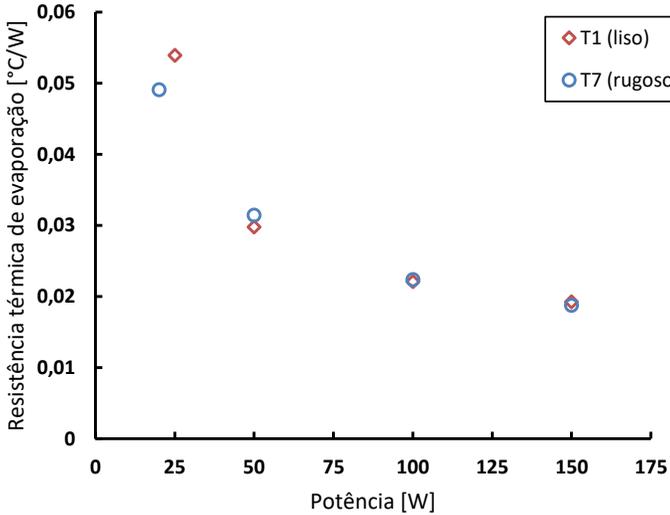
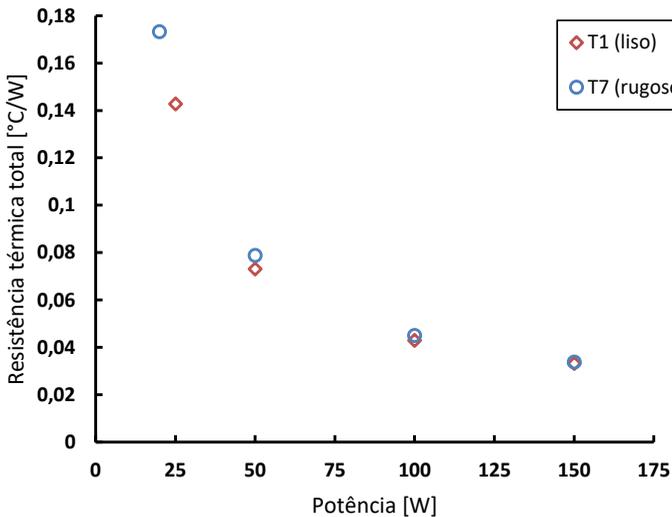


Figura 49 – Resistências térmicas totais em função da potência – T1 e T7.



Quando se analisa as resistências totais do protótipo, apresentadas na Figura 49, observa-se praticamente o mesmo comportamento para os dois evaporadores testados. Com isso é possível inferir que o aumento da

rugosidade interna do evaporador facilitou o início de operação do protótipo, entretanto, sem grandes alterações no comportamento após o *start-up*.

### 4.2.3 Comparação com correlações da literatura

Através das correlações apresentadas no capítulo 2 é possível calcular os valores teóricos de resistência total, de ebulição e de condensação do protótipo em função dos diferentes níveis de temperatura de saturação e potências impostas na resistência elétrica enrolada no evaporador.

Nas Figuras 50 a 53 são apresentados os comparativos entre valores de resistências térmicas de ebulição obtidas experimentalmente e através das correlações apresentadas. Observa-se que a correlação de Kiyomura, baseada na análise de diversos dados experimentais e considerando efeitos como a influência de diferentes fluidos de trabalho, apresenta boa concordância com os dados experimentais do protótipo. Já as correlações de Stephan & Abdelsalam e Kutateladze preveem resistências em torno de 4 a 5 vezes maiores que as obtidas experimentalmente.

A correlação proposta por Stephan & Abdelsalam para fluidos refrigerantes e utilizada neste trabalho apresenta um multiplicador devido ao efeito da rugosidade da superfície aquecedora. Deste modo a rugosidade do evaporador apresenta grande influência na previsão teórica dos dados.

A correlação de Kutateladze para ebulição nucleada foi desenvolvida através da utilização de água como fluido de trabalho, assim um desvio em relação aos dados experimentais deste trabalho já era esperado, levando em consideração que neste estudo o fluido de trabalho empregado é o fluido refrigerante R141b.

Figura 50 – Resistências térmicas de ebulição experimental e teórica em função da potência – T1.

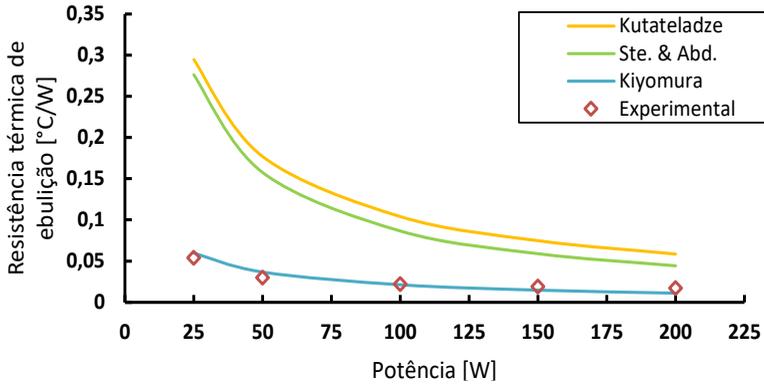


Figura 51 – Resistências térmicas de ebulição experimental e teórica em função da potência – T2.

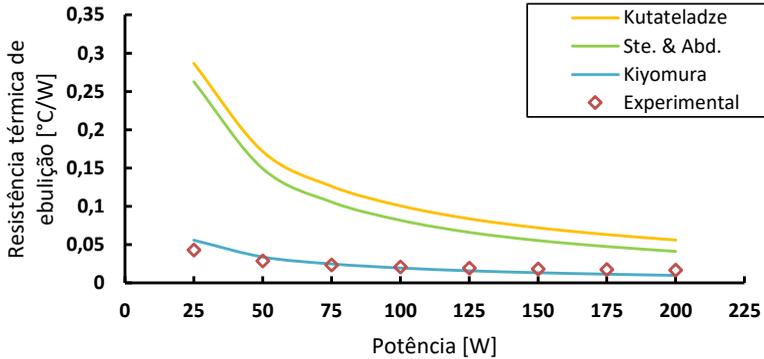


Figura 52 – Resistências térmicas de ebulição experimental e teórica em função da potência – T6.

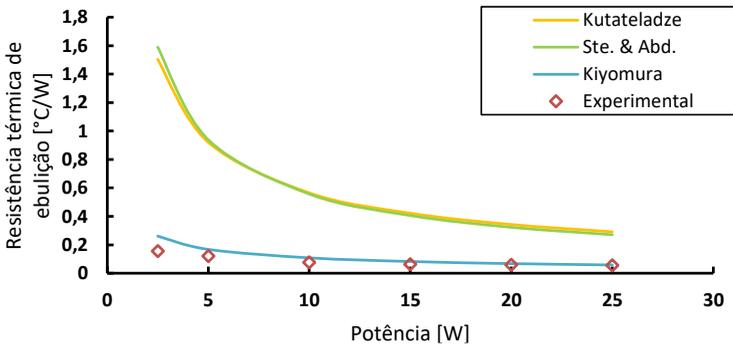
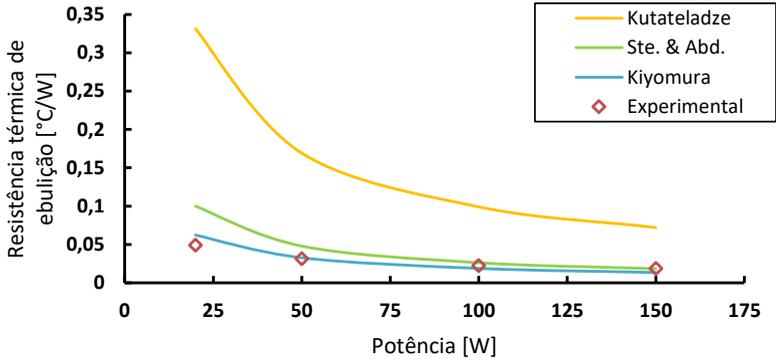


Figura 53 – Resistências térmicas de ebulição experimental e teórica em função da potência – T7.



A Tabela 7 apresenta os valores da raiz do erro quadrático médio (*Root Mean Squared Error - RMSE*) entre os valores teóricos e experimentais para cada um dos testes e para as três correlações de ebulição empregadas neste estudo. O RMSE é determinado através da seguinte expressão:

$$RMSE = \frac{\sqrt{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (T_n - E_n)^2}}{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n E_n} \times 100 \quad (25)$$

onde  $T_n$  e  $E_n$  representam os valores teóricos e experimentais das resistências térmicas respectivamente e  $n$  representa o total de dados analisados.

A determinação do MBE é realizada através de:

$$MBE = \sum_{i=1}^n \left[ \frac{(T_n - E_n) / E_n}{n} \right] \times 100 \quad (26)$$

Tabela 7 – RMSE e MBE entre os valores teóricos e experimentais das resistências de ebulição.

Teste	RMSE [%]			MBE [%]		
	Kutateladze	Stephan e Abdelsalam	Kiyomura	Kutateladze	Stephan e Abdelsalam	Kiyomura
T1	475,5	423,18	18,47	369,15	300,10	- 5,75
T2	493,26	421,23	26,53	376,09	292,03	- 8,88
T6	785,75	815,55	54,66	599,65	593,58	31,73
T7	403,98	66,20	18,12	410,08	42,67	- 3,48

Através da Tabela 7 e das Figuras 50 a 53 observa-se que a correlação que melhor representam o fenômeno de ebulição, em todos os testes analisados, é a correlação proposta por Kiyomura et al. (2017), devido a sua ampla abrangência de fluidos de trabalhos. A correlação de Stephan e Abdelsalam (1980), considera a rugosidade do evaporador, e representa um pouco melhor a resistência térmica de ebulição apenas para o teste T7, com evaporador rugoso. A correlação de Kutateladze apresenta grandes diferenças com relação aos valores experimentais obtidos nos quatro testes.

O comparativo entre as resistências térmicas de condensação, experimentais e teóricas são apresentados nas Figuras 54 a 58 e referem-se respectivamente aos testes T1, T2, T6 e T7. Em geral as correlações apresentam boa concordância com os dados experimentais apenas para os níveis mais altos de potência testados. À medida que a potência testada decresce, os valores experimentais se tornam bem maiores que o previsto pela teoria.

A discrepância entre a previsão teórica de condensação e os dados experimentais pode estar ligada a própria geometria do condensador, uma vez que ambas as correlações de condensação são baseadas na condensação em filme em um tubo, enquanto o condensador em questão é composto por cinco tubos unidos a um *manifold*.

Figura 54 – Resistências térmicas de condensação experimental e teórica em função da potência – T1.

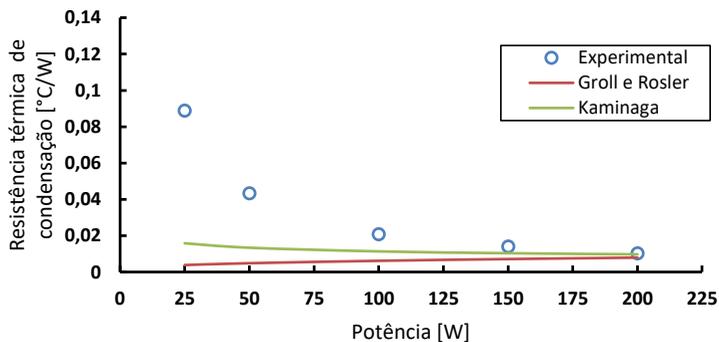


Figura 55 – Resistências térmicas de condensação experimental e teórica em função da potência – T2.

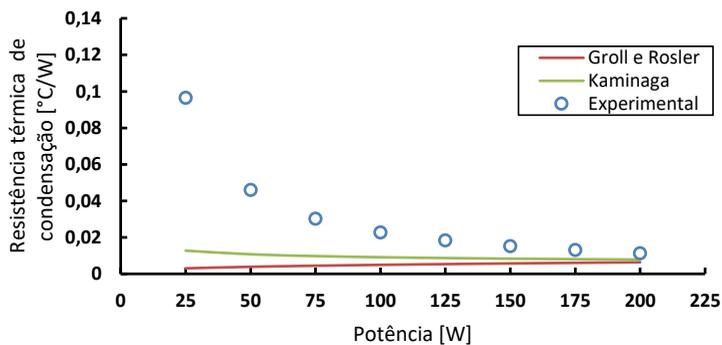


Figura 56 – Resistências térmicas de condensação experimental e teórica em função da potência – T6.

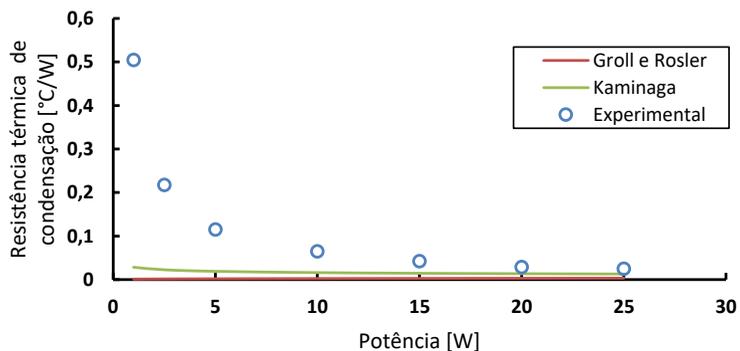
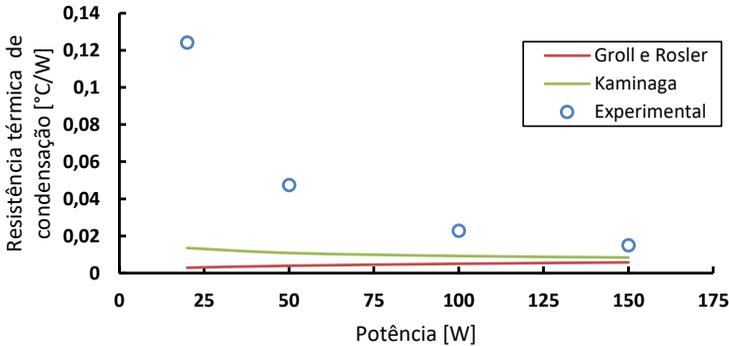


Figura 57 – Resistências térmicas de condensação experimental e teórica em função da potência – T7.



A Tabela 8 apresenta os valores da raiz do erro quadrático médio entre os valores teóricos e experimentais para os quatro testes e para as duas correlações de condensação empregadas. Os valores de resistência térmica calculados através das correlações de condensação apresentaram um grande desvio em relação aos dados obtidos experimentalmente. De modo geral, a correlação para condensação proposta por Kaminaga apresenta menores valores de RMSE quando comparada a correlação de Groll e Rösler. A correlação de Kaminaga apresenta o mesmo comportamento da resistência experimental em função da potência, qual seja, decréscimo com o aumento da potência. A correlação proposta por Groll e Rösler apresenta um comportamento inverso a este, ou seja, um acréscimo de resistência com o aumento da potência.

Tabela 8 – RMSE e MBE entre os valores teóricos e experimentais das resistências de condensação.

Teste	RMSE [%]		MBE [%]	
	Kaminaga	Groll e Rösler	Kaminaga	Groll e Rösler
T1	100,33	115,47	- 45,38	- 48,81
T2	100,26	114,34	- 46,35	- 49,67
T6	107,57	126,12	- 62,05	- 89,58
T7	81,04	90,47	- 59,38	- 67,40

Em relação à resistência térmica total do protótipo, esta foi calculada através de 3 combinações de correlações, sendo duas sugeridas por Nisgoski (2002) e a terceira resultando da combinação entre a resistência de ebulição, determinada através do coeficiente de

transferência de calor de Kiyomura et al. (2017), e a correlação de Kaminaga para a condensação. Esta última combinação é das correlações que apresentaram os menores valores de RMSE individualmente. As correlações são apresentadas nas figuras a seguir com a seguinte nomenclatura:

- **K. & K.:** Kutateladze & Kaminaga;
- **S.A. & G.R.:** Stephan e Abdelsalam& Groll e Rösler;
- **Ki. & K.:** Kiyomura & Kaminaga.

As correlações foram comparadas com os resultados experimentais dos testes T1, T2, T6 e T7 e apresentados através das figuras 58 a 61, respectivamente.

Figura 58 – Resistências térmicas totais experimental e teórica em função da potência – T1.

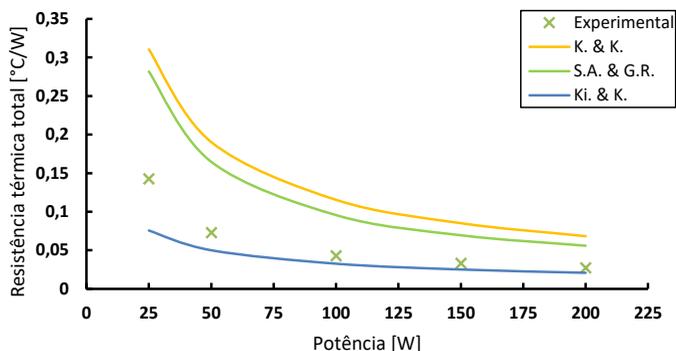


Figura 59 – Resistências térmicas totais experimental e teórica em função da potência – T2.

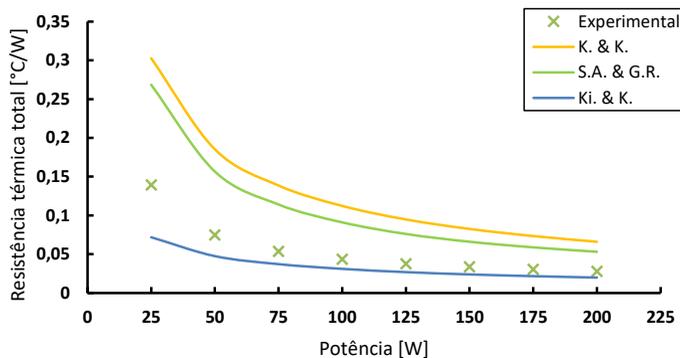


Figura 60 – Resistências térmicas totais experimental e teórica em função da potência – T6.

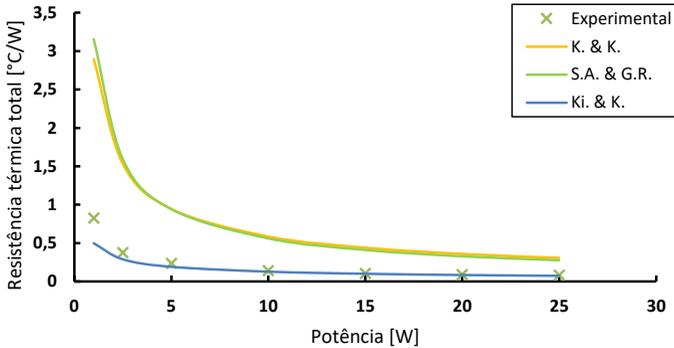
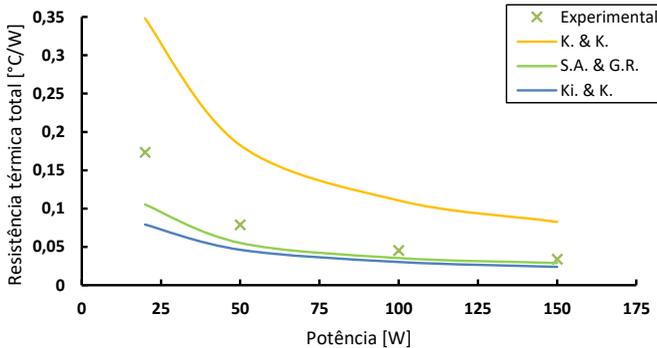


Figura 61 – Resistências térmicas totais experimental e teórica em função da potência – T7.



A Tabela 9 apresenta os valores da raiz do erro quadrático médio entre os valores teóricos e experimentais para cada um dos testes e para as 3 combinações de correlações empregadas neste estudo.

A correlação de Stephan e Abdelsam foi proposta para uso com fluidos refrigerantes, assim como a correlação de Kiyomura abrange uma gama de fluidos, dentre eles fluidos refrigerantes. A combinação Kiyomura & Kaminaga apresentou boa comparação com os dados experimentais para todos testes analisados, principalmente para níveis mais elevados de potência. A combinação Stephan e Abdelsalam & Groll e Rösler apresentou a melhor comparação com os dados experimentais para o teste T7, ou seja, com evaporador rugoso. Entretanto, apresentou grandes desvios para os testes com evaporador liso (T1, T2 e T6). A

combinação Kutateladze & Kaminaga apresenta valores distantes dos resultados experimentais para os quatro testes analisados. Para o caso T6, efetuado em patamares decrescentes de potência, a combinação Kiyomura & Kaminaga apresenta a melhor representação dos dados experimentais. As combinações de Stephan e Abdelsalam & Groll e Rösler e a combinação Kutateladze & Kaminaga apresentam o mesmo comportamento, com suas curvas se sobrepondo para essa faixa de potências (1 a 25 W). Nos demais testes a combinação Stephan e Abdelsalam & Groll e Rösler apresenta valores de RMSE inferiores aos apresentados pela combinação Kutateladze & Kaminaga, como pode ser visto na Tabela 9.

Tabela 9 – RMSE e MBE entre os valores teóricos e experimentais das resistências totais.

Teste	RMSE [%]			MBE [%]		
	K. & K.	S.A. & G.R.	Ki. & K.	K. & K.	S.A. & G.R.	Ki. & K.
T1	158,95	126,51	50,79	150,79	112,00	- 30,15
T2	156,47	116,64	50,09	144,09	100,40	- 32,60
T6	358,68	364,29	23,33	302,83	285,73	- 11,77
T7	99,32	32,98	45,85	130,51	- 26,36	- 39,48



## 5 CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Neste trabalho foram apresentados estudos teóricos e experimentais do desempenho térmico de um protótipo de termossifão bifásico em circuito com vistas de aplicações para o aquecimento solar residencial.

Inicialmente foi apresentada uma revisão da literatura a respeito de métodos passivos para aquecimento residencial, bem como de tubos de calor e termossifões bifásicos em circuito. Realizou-se o projeto, a construção e os testes de um protótipo de termossifão bifásico em circuito utilizando R141b como fluido de trabalho. Os requisitos de projeto, principalmente geométricos, foram definidos através de um projeto cooperativo com pesquisadores da Universidade de Pisa, Itália. Foram apresentados os dados obtidos através dos testes realizados no protótipo. Os principais resultados do presente trabalho são:

- O sistema necessita uma diferença de temperatura mínima entre evaporador e condensador para iniciar a operação. Para temperaturas ambientes na faixa de 20°C, a temperatura mínima de início de operação (*start-up*) nos vários testes oscilou de 36,45°C a 39,60°C. Este fenômeno tem influência importante para a aplicação proposta, uma vez que, quanto mais alta a temperatura mínima de *start-up*, menor será o aproveitamento energético das primeiras horas do dia, quando a temperatura da superfície da parede ensolarada ainda não atingiu o valor mínimo.
- A partir do momento em que o sistema passa a operar de forma plena, ocorre uma homogeneização nas temperaturas do dispositivo. A resistência térmica total do termossifão bifásico cai consideravelmente com o aumento da taxa de transferência de calor.
- Depois que o sistema entrou em operação, a taxa de transferência de calor e a temperatura do evaporador podem ser reduzidas a valores abaixo do mínimo necessário para gerar o *start-up*, sem que o sistema pare de operar.
- O método de purga pode ser utilizado na evacuação de gases não-condensáveis do termossifão em circuito sem qualquer prejuízo em sua operação. O desempenho do dispositivo é praticamente o mesmo em relação ao método tradicional com bombas de vácuo, apresentando temperaturas e resistência térmica total semelhantes.
- Para as razões de enchimento testadas, entre 50% e 90% do volume do evaporador, não houveram alterações significativas na distribuição de temperaturas do sistema. Observou-se apenas uma

influência na potência mínima necessária para o *start-up* que foi de 25 para 45 W quando a razão de enchimento é de 90%.

- A rugosidade interna do evaporador gerou uma melhora pouco significativa no desempenho do sistema. Porém, apresentou uma pequena influência na potência mínima de *start-up*, baixando de 25 para 20 W.
- Correlações encontradas na literatura para a previsão da resistência térmica total representam razoavelmente bem os dados experimentais, principalmente para níveis de potência superiores a 100 W. A correlação de Kiyomura é a que melhor representa os resultados experimentais para as resistências de ebulição do protótipo. A correlação de Stephan e Abdelsalam é capaz de representar os resultados experimentais apenas para o evaporador rugoso.
- As correlações para condensação não foram capazes de representar quantitativamente os dados experimentais, embora a correlação de Kaminaga represente o comportamento decrescente da resistência térmica de condensação em função da potência aplicada.
- A resistência térmica total do protótipo apresentou boa comparação com os modelos teóricos da literatura. Isso permitirá um refino no estudo de Fantozzi et al. (2016) que realizaram um estudo de viabilidade do uso deste tipo de dispositivo na região de Pisa, Itália. Em suas simulações, os autores haviam empregado um valor fixo de resistência térmica total para dispositivo de 0,03 °C/W. Os testes com o protótipo apresentaram valores próximos a este apenas para os níveis mais altos de taxa de transferência de calor. Para níveis mais baixos de taxas de transferência de calor, a resistência térmica medida no protótipo apresenta valores superiores. Além disso, os aqueles autores não haviam considerado a existência da temperatura mínima de *start-up*. A partir dos resultados aqui apresentados, é possível implementar estes dois aspectos importantes de operação nas simulações de viabilidade.

Para trabalhos futuros neste tema, se apresentam as seguintes recomendações e sugestões:

- Estudar o fenômeno de *start-up*. Em especial, deseja-se minimizar a temperatura de *start-up*, de modo que o sistema inicie a operação com mais facilidade, aproveitando melhor o calor disponível nas primeiras horas do dia.

- Fabricar e testar diferentes geometrias de evaporador, com o propósito de analisar a influência desta no funcionamento do protótipo, principalmente no *start-up* do sistema.
- Estudar a viabilidade e eficiência de um coletor solar acoplado ao evaporador, permitindo maiores temperaturas de operação.
- Ampliar o estudo a respeito das correlações, principalmente as de condensação, para melhor prever as resistências térmicas devido a este fenômeno.



## REFERÊNCIAS

- ALBERTAZZI, A.; DE SOUSA, A. R. **Fundamentos de metrologia científica e industrial**. Manole, 2008.
- BELLANI, P. MILANEZ, F. H.; MANTELLI, M. B. H.; FILIPPESCHI, S.; MAMELI, M.; FANTOZZI F. **Experimental Studies on a Loop Thermosyphon for Solar Heating of Buildings**. In: 9TH ExHFT. Iguazu Falls, Brazil. Jun. 2017.
- BOUKHRIS, Y.; GHARBI, L.; GHRAB-MORCOS, N. Modeling coupled heat transfer and air flow in a partitioned building with a zonal model: Application to the winter thermal comfort. **Building Simulation**, v. 2, n. 1, p. 67–74, Mar. 2009.
- BRIGA-SÁ, A.; MARTINS, A.; BOAVENTURA-CUNHA, J.; LANZINHA, J.C.; PAIVA, A. Energy performance of Trombe walls: Adaptation of ISO 13790:2008(E) to the Portuguese reality. **Energy and Buildings**, v. 74, p. 111–119, May 2014.
- CAREY, V. P. **Liquid-vapor phase-change phenomena: an introduction to the thermophysics of vaporization and condensation processes in heat transfer equipment**. Washington, D.C: Hemisphere Pub. Corp, 1992.
- FAGHRI, A. **Heat pipe science and technology**. Washington, DC: Taylor & Francis, 1995.
- FANTOZZI, F.; FILIPPESCHI S.; MAMELI, M.; MANTELLI, M. B. H.; MILANEZ, F. H. **How a wall thermosyphon can enhance the energy savings in a prefabricated house in Italy**. In: 18TH IHPC AND 12TH IHPS. Jeju, Korea: Jun. 2016
- FANTOZZI, F.; FILIPPESCHI S.; MAMELI, M.; NESI, S.; CILLARI, G.; MANTELLI, M. B. H.; MILANEZ, F. H. An Innovative Enhanced Wall to Reduce the Energy Demand in Buildings. **Journal of Physics: Conference Series**, v. 796, p. 12043, Jan. 2017.

FINOCCHIARO, L.; GEORGES, L.; HESTNES, A.G. **Advances in solar heating and cooling**. In: Amsterdam: Elsevier/Woodhead Publishing, 2016. cap. Passive solar space heating, p. 95-116.

GAUGLER, R. S. **Heat Transfer Device**, US. General Motors Corporation 2350348. 21 Dec. 1942. 6 Jun. 1944.

GHIAASIAAN, S. M. **Two-phase flow, boiling and condensation in conventional and miniature systems**. New York: Cambridge University Press, 2008.

GROLL, M.; RÖSLER, S. Operation principles and performance of heat pipes and closed two-phase thermosyphons. **Journal Non-Equilibrium Thermodynamics**, v. 17, p. 91-151, 1992.

GROVER, G. M. **Evaporation-condensation heat transfer device**, US. Atomic Energy Commission 3229759. 2 Dec. 1963. 18 Jan. 1966.

HOLMAN, J. P. **Experimental methods for engineers**. 8th ed. Boston: McGraw-Hill/Connect Learn Succeed, 2012.

HU, Z.; HE, W.; JI, J.; ZHANG, S. A review on the application of Trombe wall system in buildings. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 70, p. 976–987, abr. 2017.

INCROPERA, F.P.; DEWITT, D.P.; BERGMAN, T. L.; LAVINE, A. S. **Fundamentos de transferência de calor e de massa**. Rio de Janeiro: Grupo Gen - LTC, 2008.

JAFARI, D.; FRANCO, A.; FILIPPESCHI, S.; DI MARCO, P. Two-phase closed thermosyphons: A review of studies and solar applications. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 53, p. 575–593, Jan. 2016.

KIM, J.; JUN, S.; LAKSNARAIN, R.; YOU, S. M. Effect of surface roughness on pool boiling heat transfer at a heated surface having moderate wettability. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 101, p. 992–1002, out. 2016.

KIYOMURA, I. S.; MOGAJI, T. S.; MANETTI, L.L.; CARDOSO, E.M. A predictive model for confined and unconfined nucleate boiling

heat transfer coefficient. **Applied Thermal Engineering**, v. 127, p. 1274–1284, Dec. 2017.

LOUAHLIA-GUALOUS, H.; LE MASSON, S.; CHAHED, A. An experimental study of evaporation and condensation heat transfer coefficients for looped thermosyphon. **Applied Thermal Engineering**, v. 110, p. 931–940, Jan. 2017.

MANTELLI, M. B. H. **Tubos de calor e termossifões**. Brasil: Universidade Federal de Santa Catarina, 2012. 278 p. Notas de aula.

MEMON, S. A. Phase change materials integrated in building walls: A state of the art review. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 31, p. 870–906, Mar. 2014.

NGUYEN-CHI, H.; GROLL, M. **The influence of wall roughness on the maximum performance of closed two-phase thermosyphons**. American Institute of Aeronautics and Astronautics, 14 Jul. 1980.

NISGOSKI, A. R. **Análise de um circuito de termossifão bifásico**. Dissertação (Mestrado) - Universidade Federal de Santa Catarina, Brasil, Jun. 2002.

ONBASIOGLU, H.; EGRICAN, A. N. Experimental approach to the thermal response of passive systems. **Energy conversion and management**, v. 43, n. 15, p. 2053–2065, 2002.

PASSOS, J.; REINALDO, R. Analysis of pool boiling within smooth and grooved tubes. **Experimental Thermal and Fluid Science**, v. 22, n. 1–2, p. 35–44, Aug. 2000.

PETERSON, G. P. **An introduction to heat pipes: modeling, testing, and applications**. New York: Wiley, 1994.

PIORO, L. S.; PIORO, I. L. **Industrial two-phase thermosyphons**. New York: Begell House, 1997.

POULAD, M. E.; FUNG, A. Potential benefits from Thermosyphon-PCM (TP) integrated design for buildings applications in Toronto. 2012.

REAY, D. A.; KEW, P. A. **Heat pipes**. 5. Ed. Amsterdam: Elsevier, Butterworth-Heinemann, 2006.

REAY, D. A.; KEW, P. A.; MCGLEN, R. J. **Heat pipes: theory, design and applications**. Sixth edition ed. Amsterdam: Butterworth-Heinemann, an imprint of Elsevier, 2014.

RIBATSKI, G.; JABARDO, J. M. S. Experimental study of nucleate boiling of halocarbon refrigerants on cylindrical surfaces. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 46, n. 23, p. 4439–4451, Nov. 2003

SAADATIAN, O.; SOPIAN, K.; LIM, C. H.; ASIM, N.; SULAIAMN, M. Y. Trombe walls: A review of opportunities and challenges in research and development. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 16, n. 8, p. 6340–6351, Oct. 2012.

SHARMA, A.; TYAGI, V. V.; CHEN, C. R.; BUDDHI, D. Review on thermal energy storage with phase change materials and applications. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 13, n. 2, p. 318–345, Feb. 2009.

SHEN, J.; LASSUE, S.; ZALEWSKI, L.; HUANG, D. Numerical study on thermal behavior of classical or composite Trombe solar walls. **Energy and Buildings**, v. 39, n. 8, p. 962–974, Aug. 2007.

SILVA, A. K. DA. **Análise de um forno de cocção de pães assistido por termossifões de duas fases**. Dissertação (Mestrado) - Universidade Federal de Santa Catarina, Brasil, 15 maio 2001.

STEPHAN, K.; ABDELSALAM, M. Heat-transfer correlations for natural convection boiling. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 23, n. 1, p. 73–87, 1980.

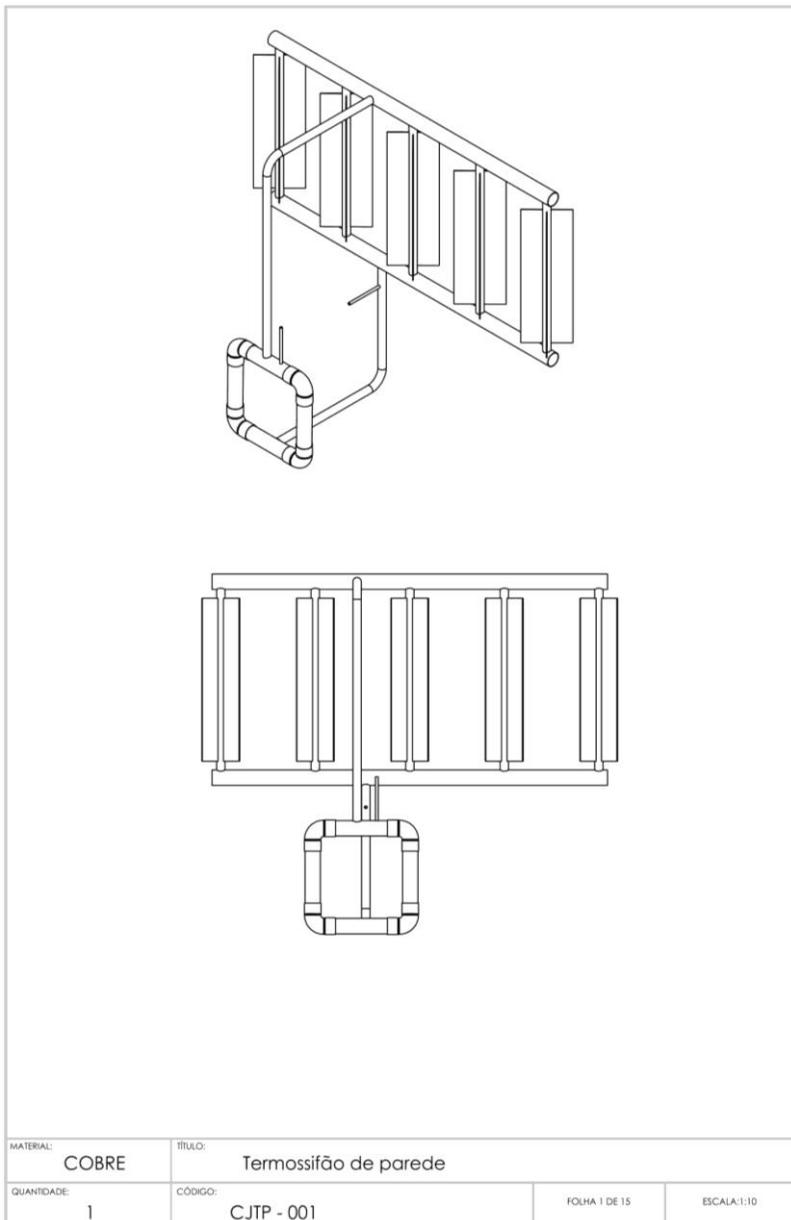
SUN, Z.; ZHANG, Z.; DUAN, C. The applicability of the wall implanted with heat pipes in winter of China. **Energy and Buildings**, v. 104, p. 36–46, Oct. 2015.

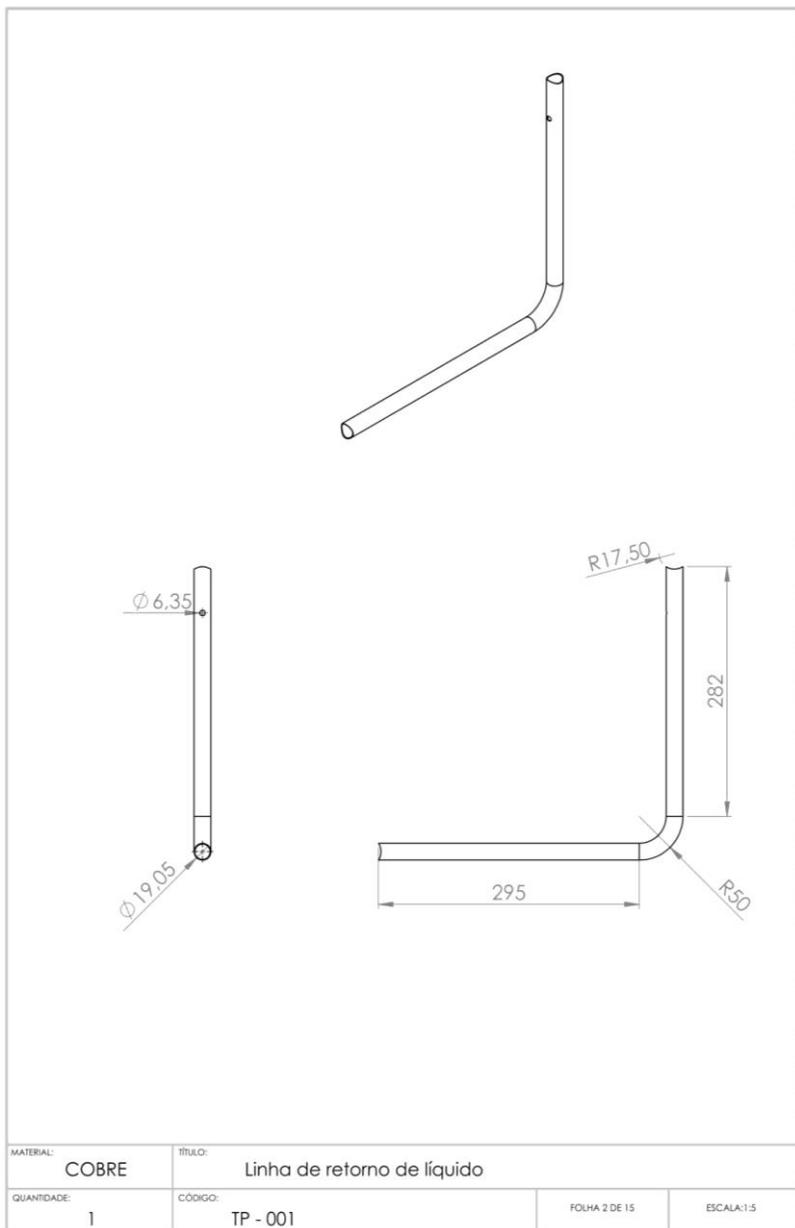
SUSHEELA, N.; SHARP, M. K. Heat Pipe Augmented Passive Solar System for Heating of Buildings. **Journal of Energy Engineering**, v. 127, n. 1, p. 18–36, Apr. 2001.

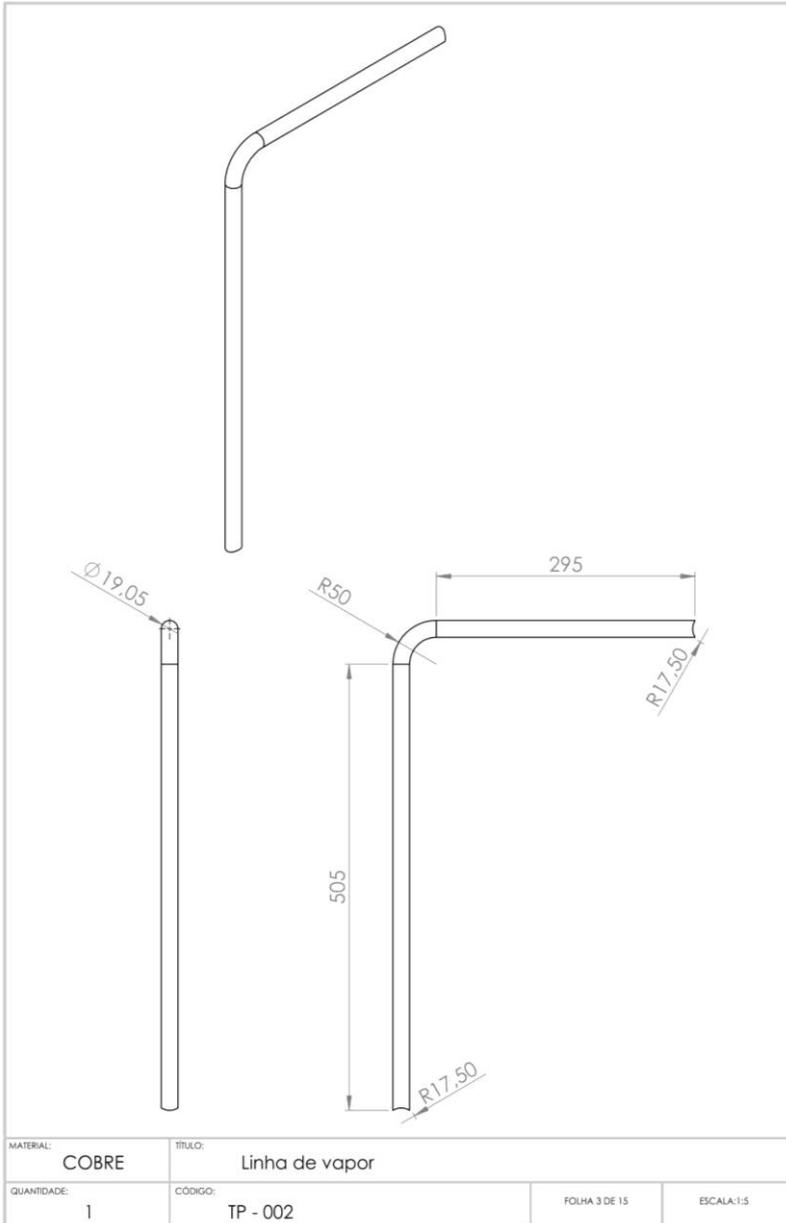
ZHANG, Z.; SUN, Z.; DUAN, C. A new type of passive solar energy utilization technology - The wall implanted with heat pipes. **Energy and Buildings**, v. 84, p. 111–116, Dec. 2014.

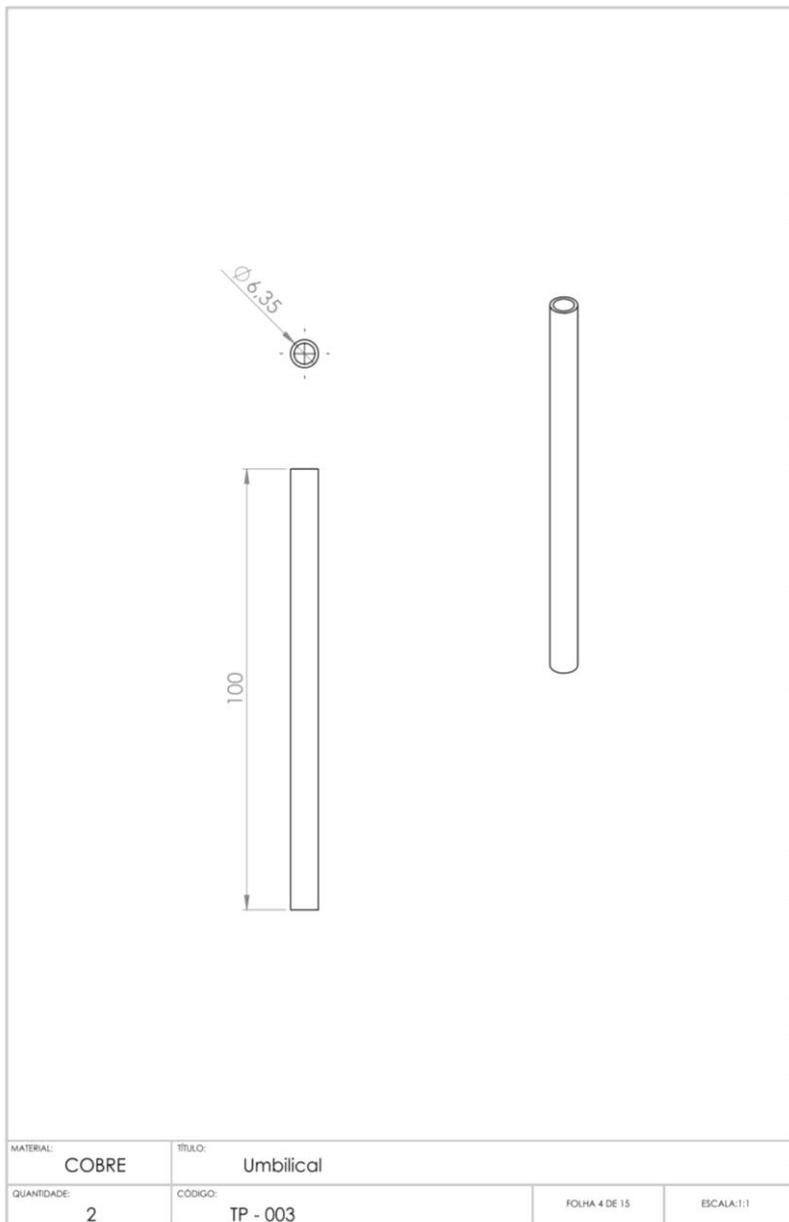


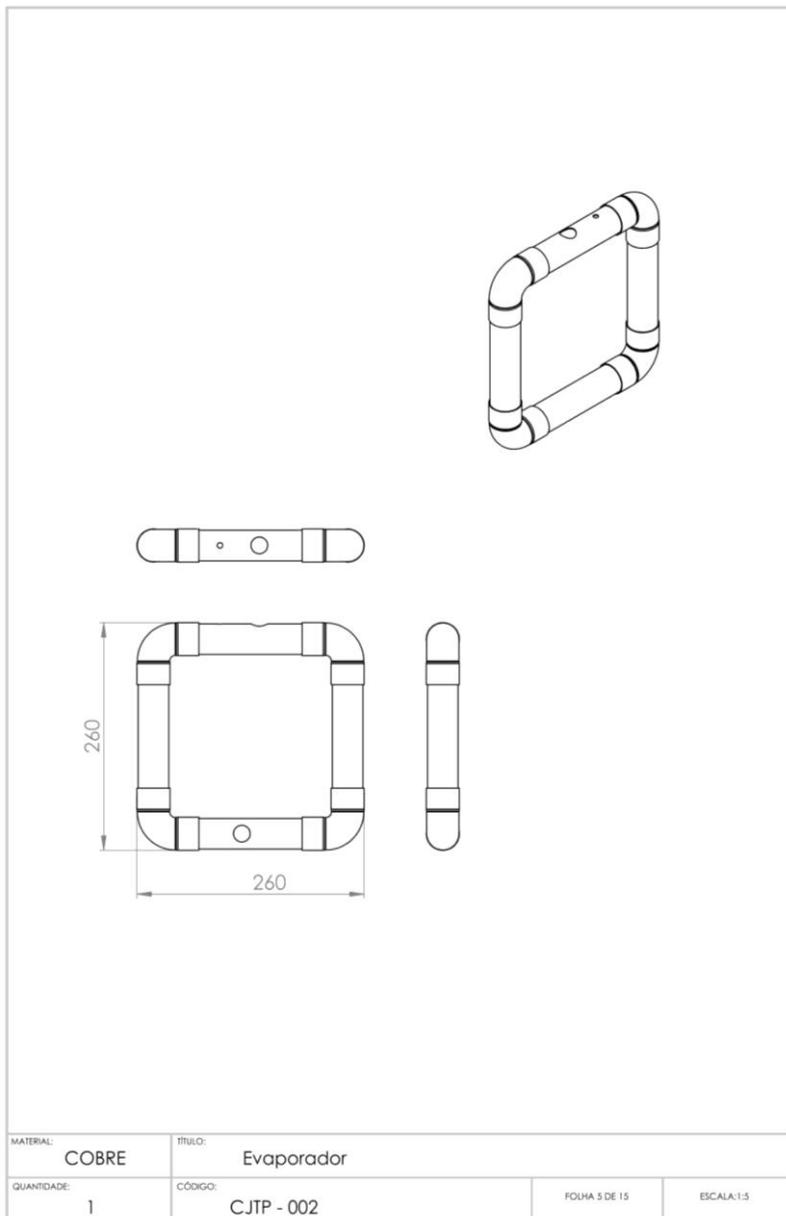
**APÊNDICE A – Projetos do termossifão de parede.**

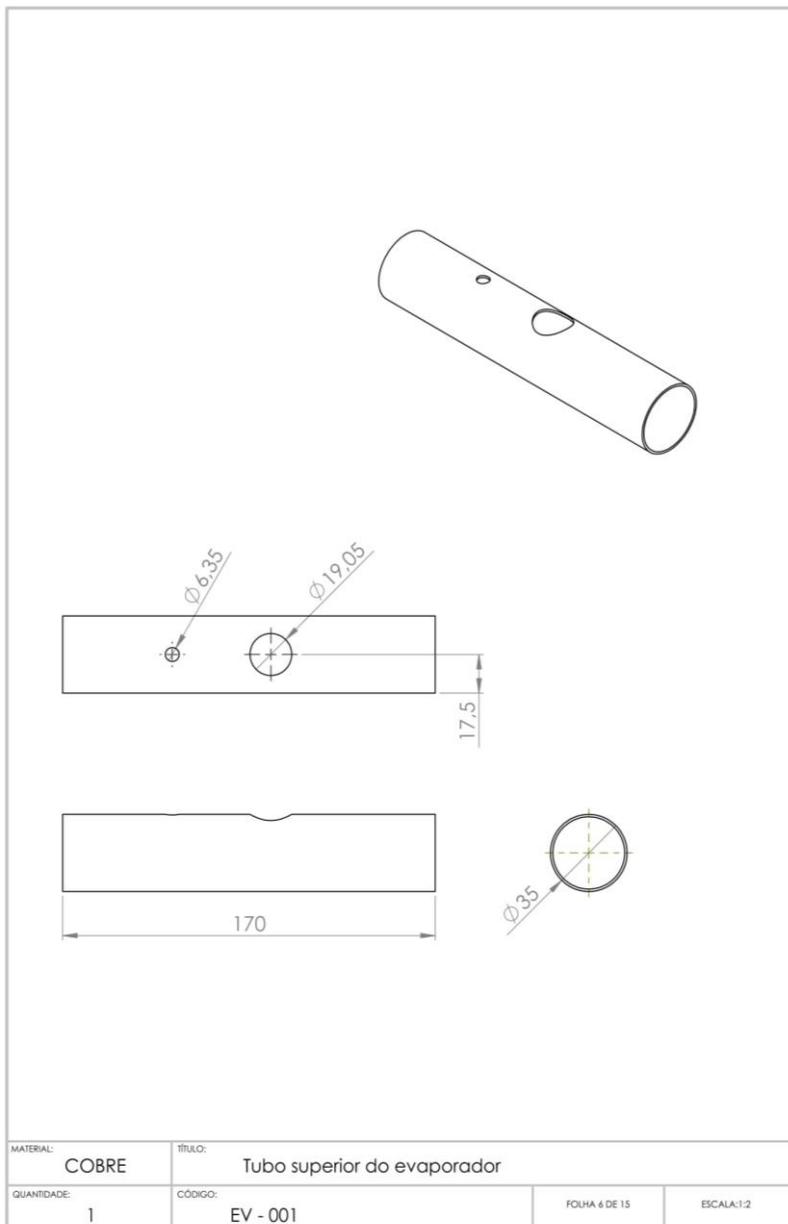


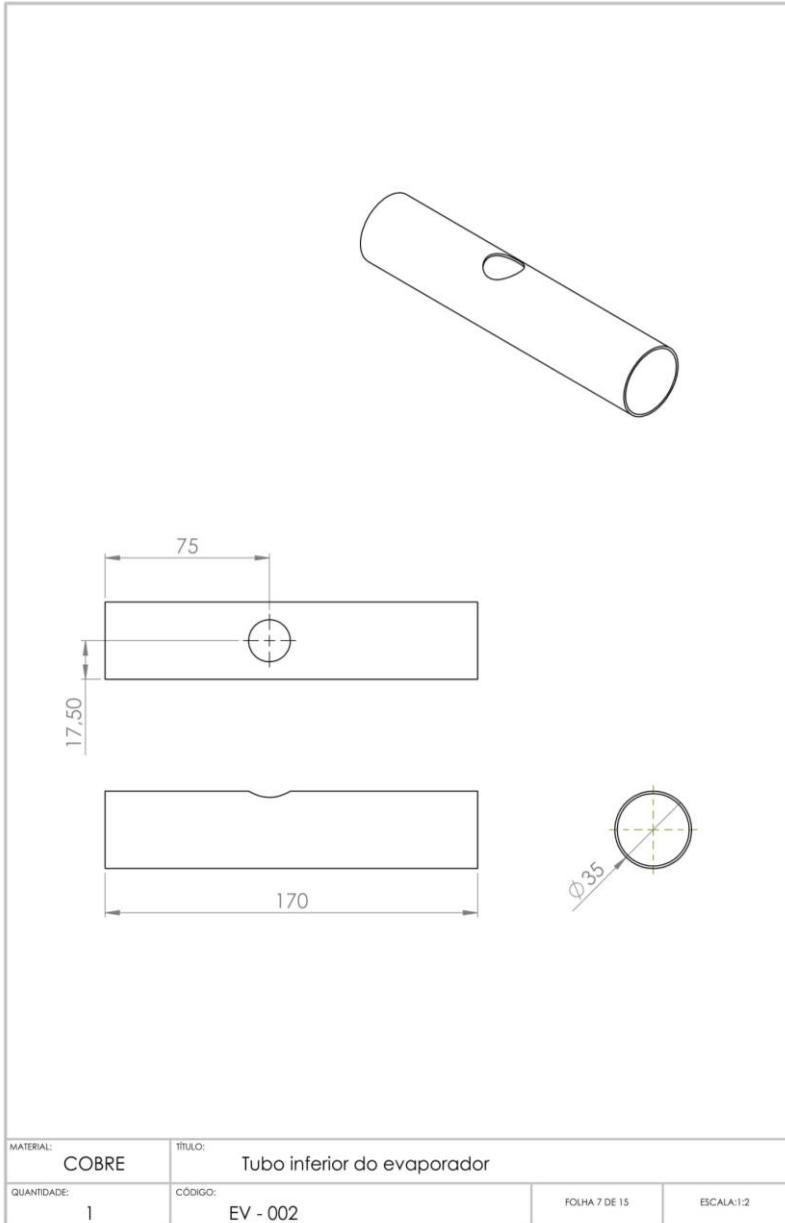


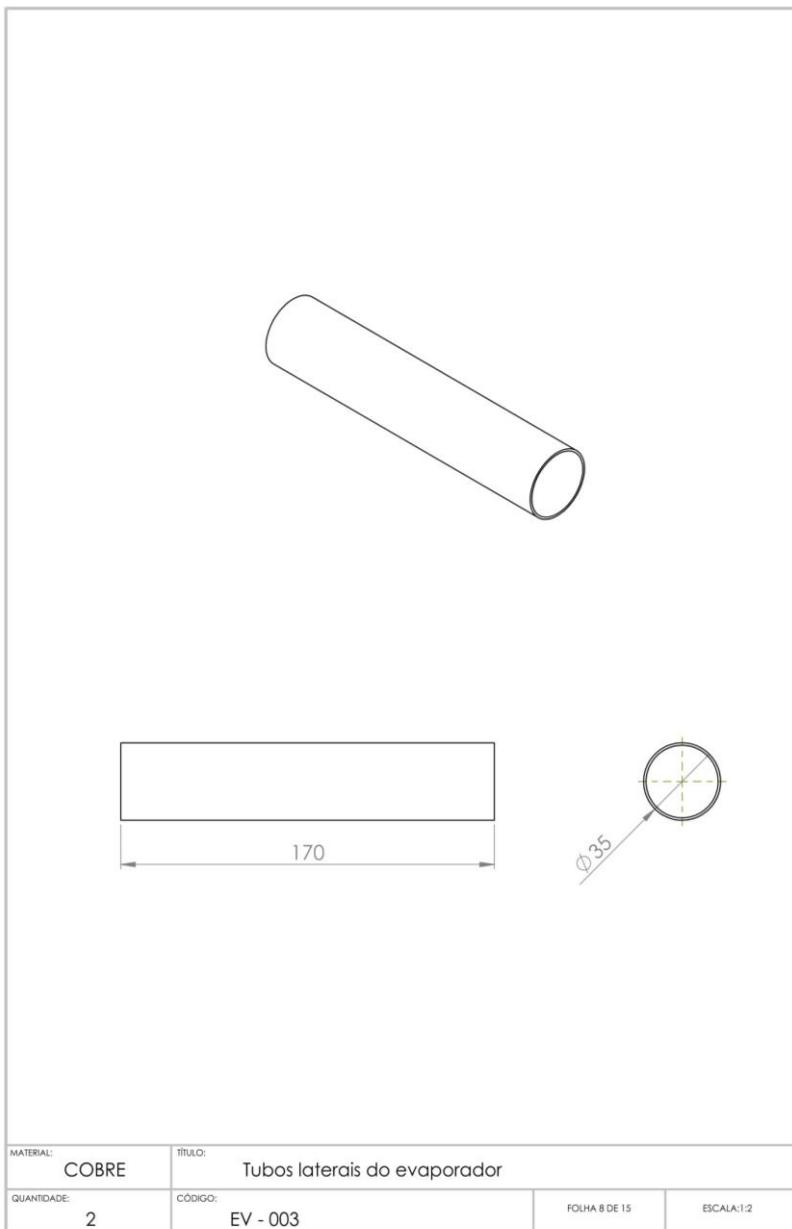


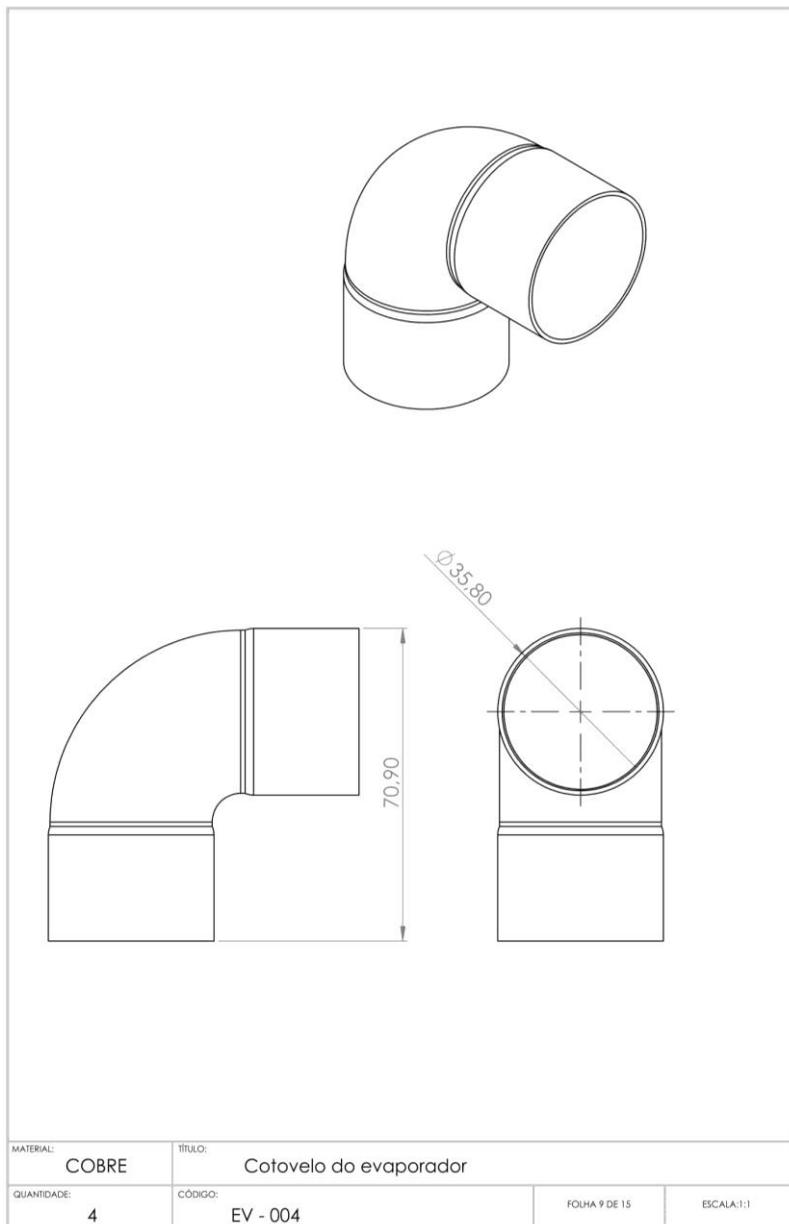


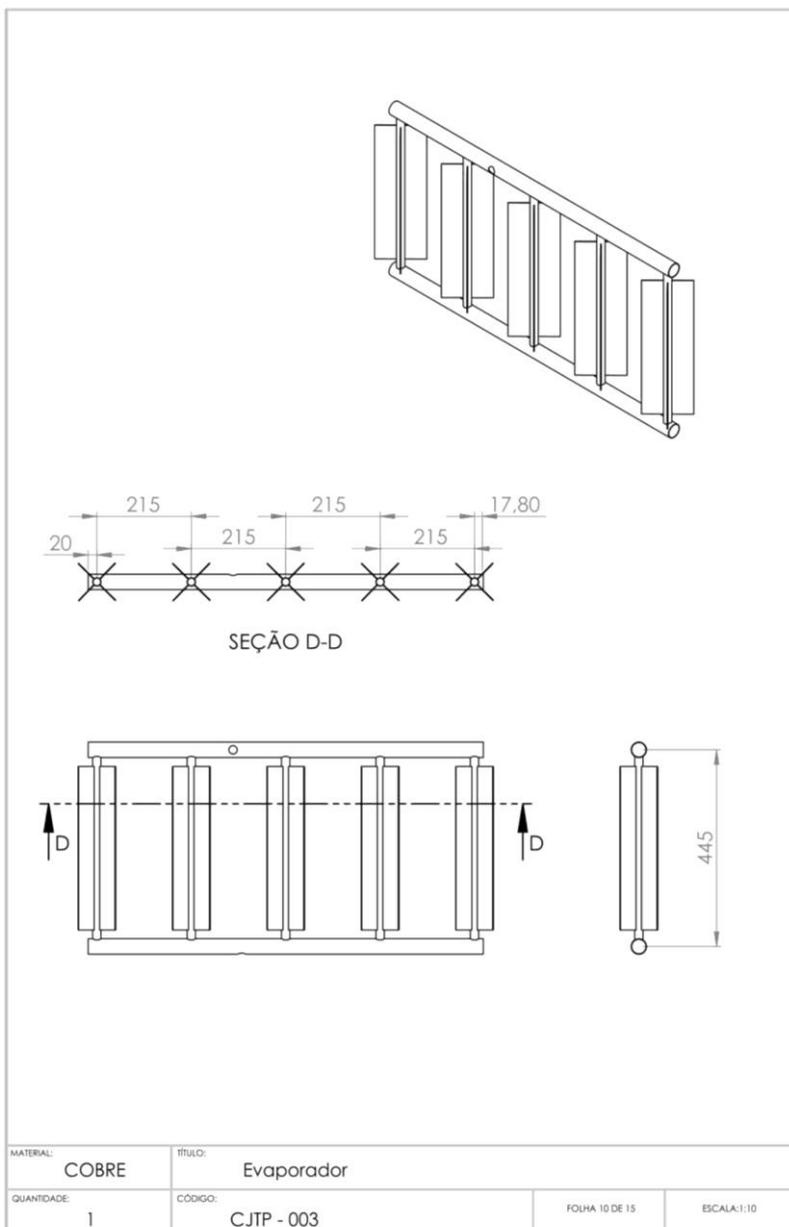


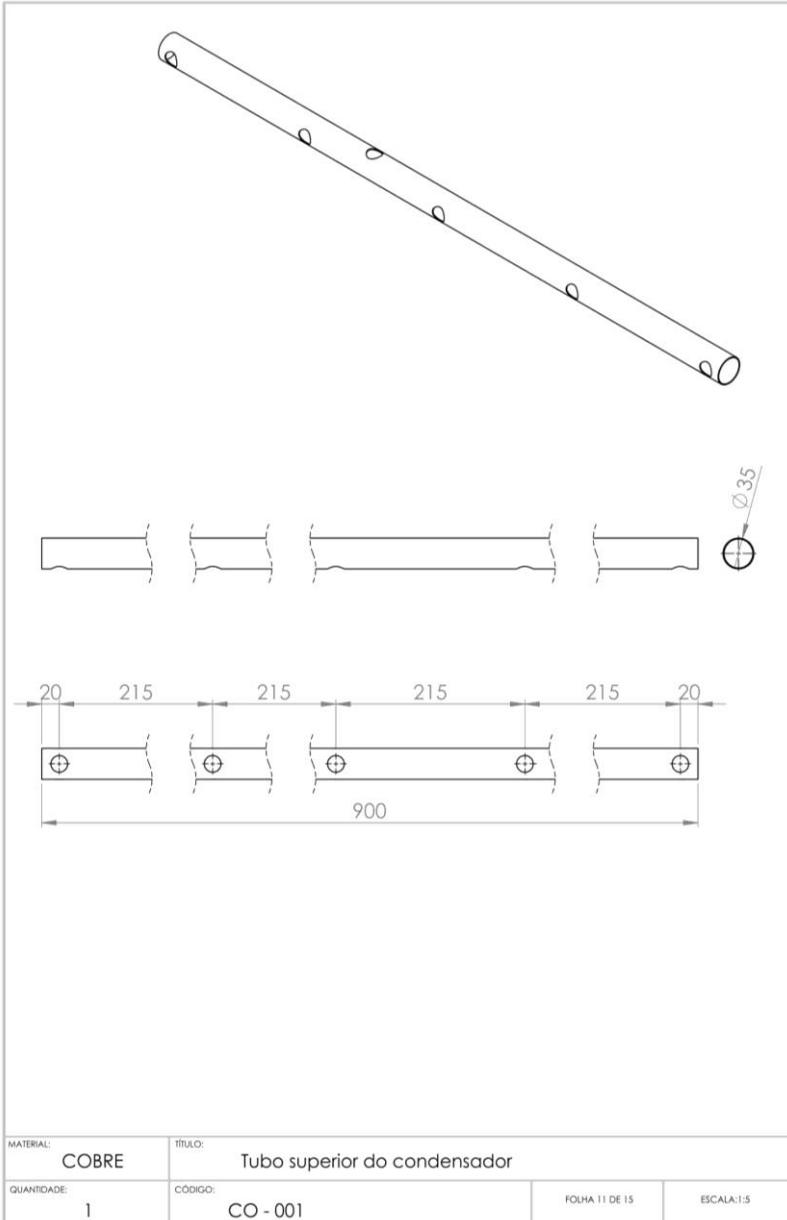


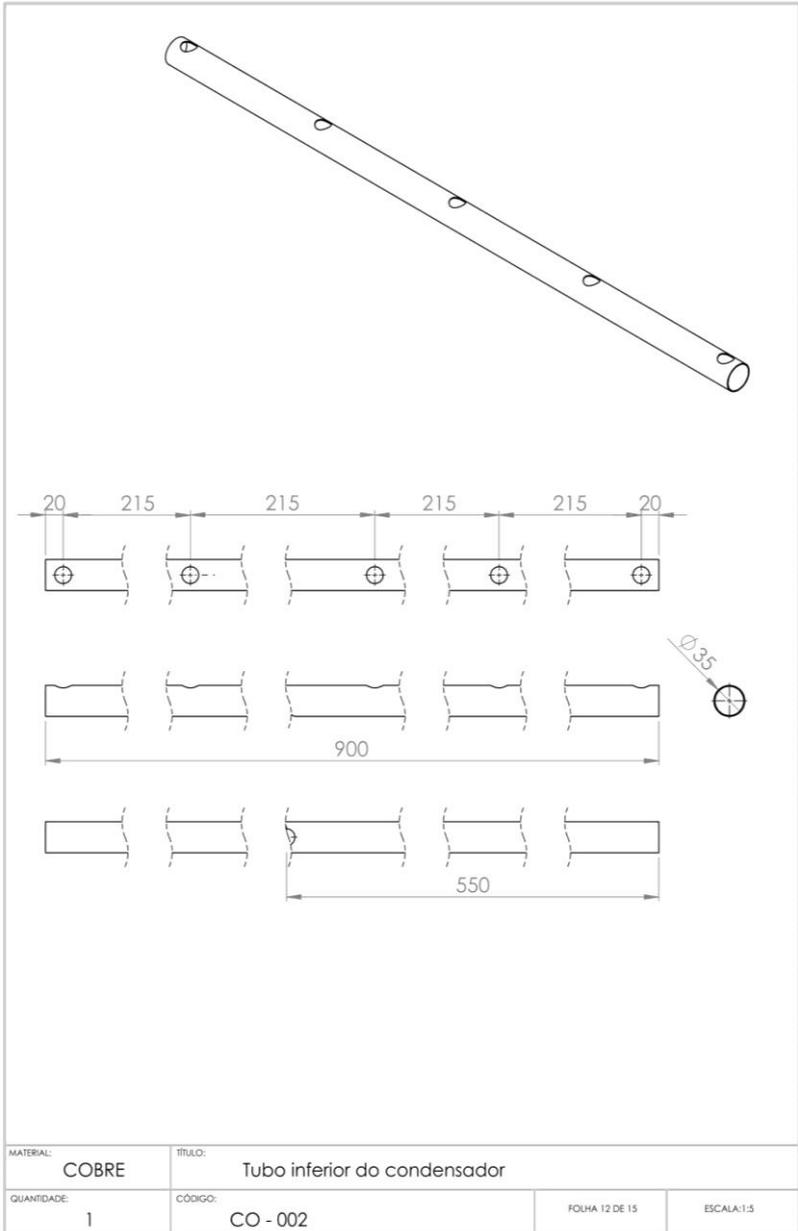


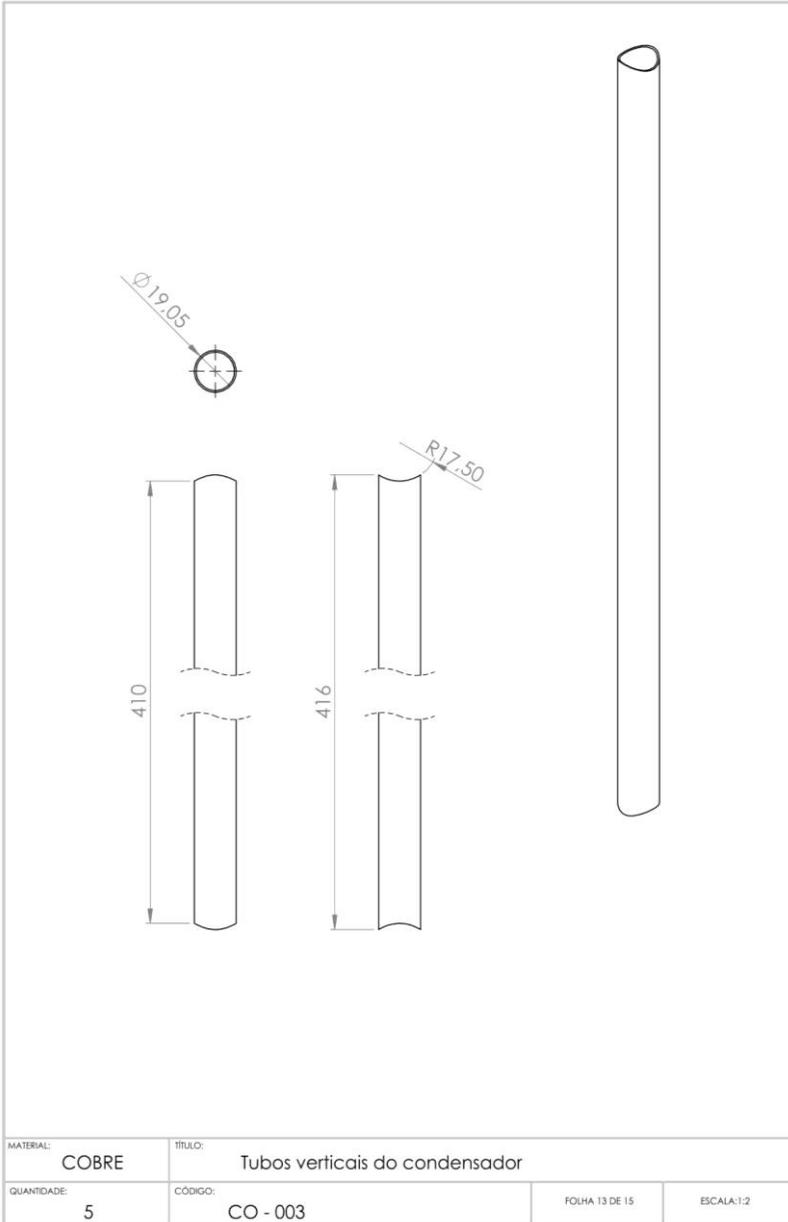


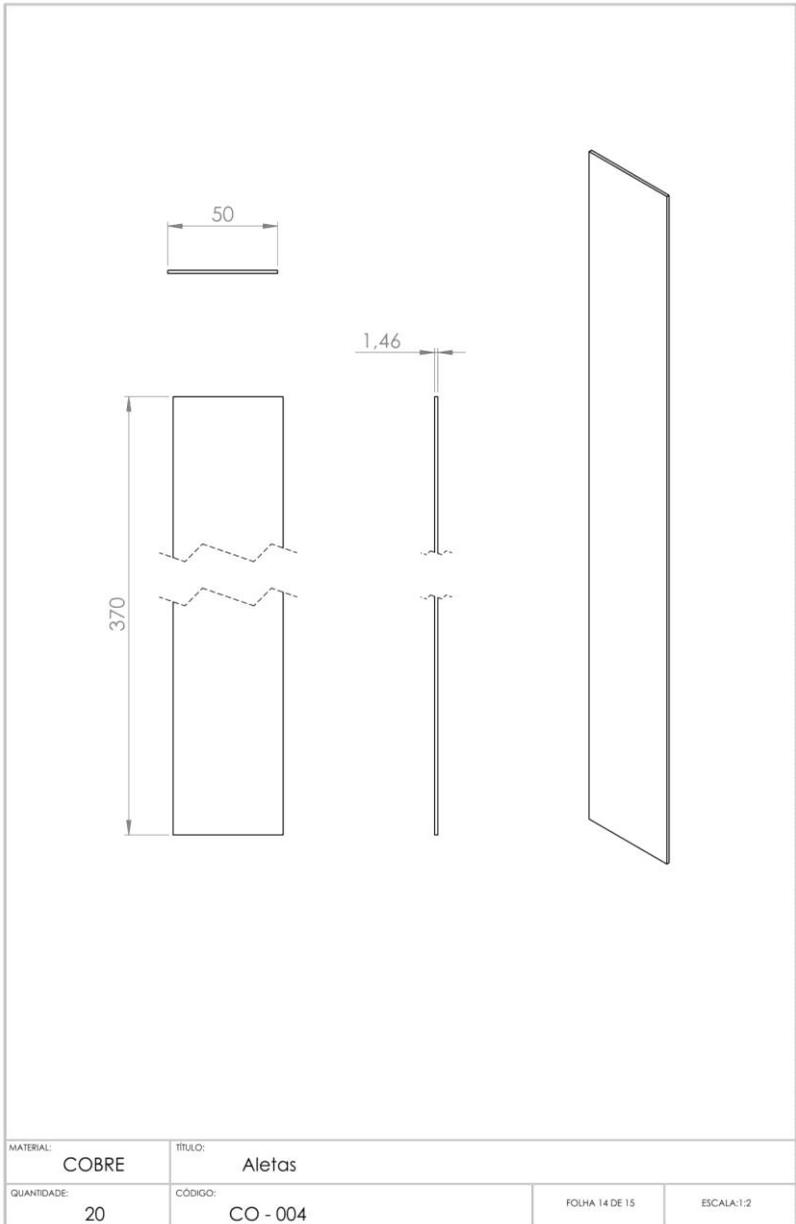


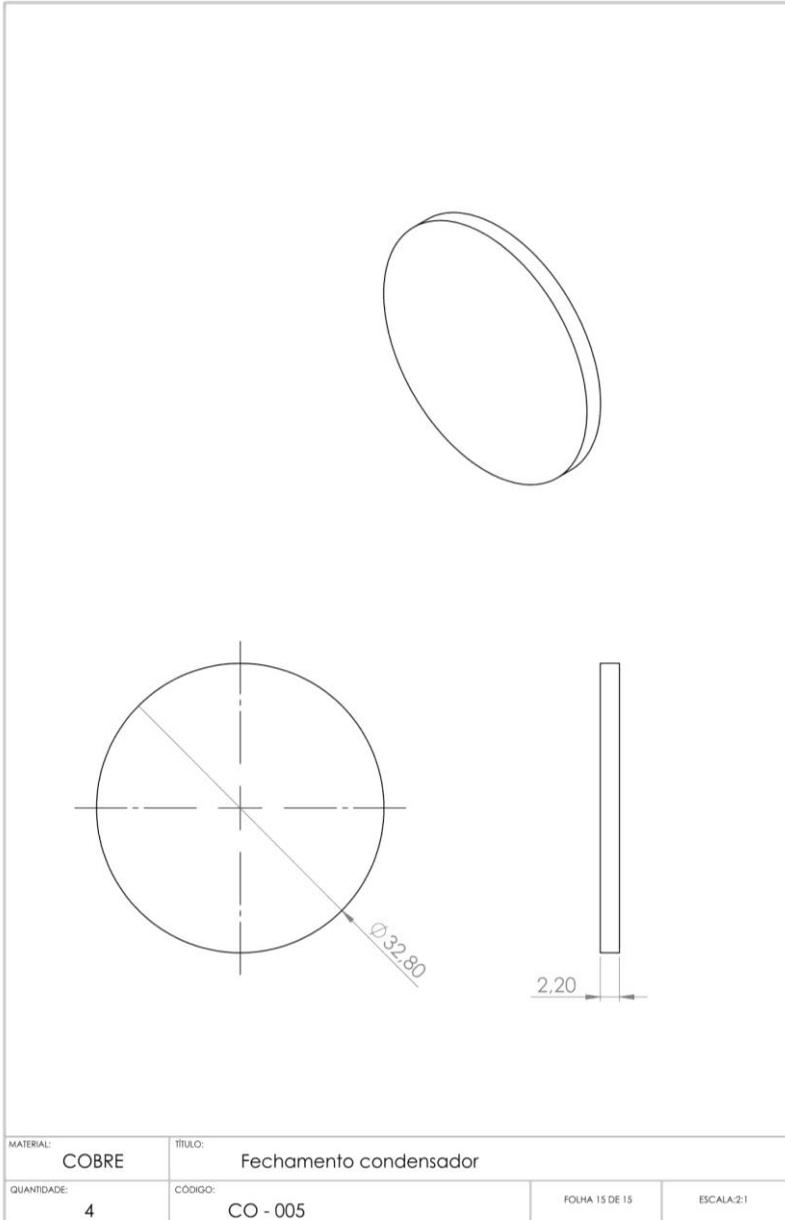












## **APÊNDICE B – Análise das incertezas experimentais.**

Quando se deseja determinar o valor numérico de um mensurando, se faz necessário um sistema de medição para indicar este valor. Entretanto o valor verdadeiro do mensurando será diferente do valor indicado pelo sistema de medição, e esta diferença está associada aos erros envolvidos na medição.

Conforme Albertazzi e De Sousa (2008) o erro de medição pode ser composto por duas parcelas:

- Erro sistemático: corresponde ao valor médio do erro de medição, e tende a se manter constante caso as condições em que as medições forem realizadas se mantenham iguais;
- Erro aleatório: corresponde à parcela imprevisível do erro de medição, responsável pelas variações encontradas em medições repetidas.

A análise das incertezas experimentais envolvidas nesta dissertação seguiu o procedimento descrito em Holman (2012) e está separada em incertezas relacionadas a:

- B.1: Temperatura;
- B.2: Diferença das médias de temperatura;
- B.3: Tensão e corrente;
- B.4: Potência;
- B.5: Resistência térmica total do protótipo;
- B.6: Resistências térmicas de condensação e ebulição.

### **B.1 Incertezas nas medições de temperatura.**

O procedimento utilizado para determinar as incertezas nas medições de temperaturas consistiu em calibrar os termopares, juntamente com o sistema de aquisição. Para isso todos os termopares foram isolados com uma fina camada de látex e inseridos em um Becker contendo água destilada, juntamente com um termômetro de bulbo com menor escala de divisão de  $0,1^{\circ}\text{C}$  e um misturador utilizado para acelerar o processo de homogeneização da temperatura. Este Becker vez foi inserido em um banho térmico.

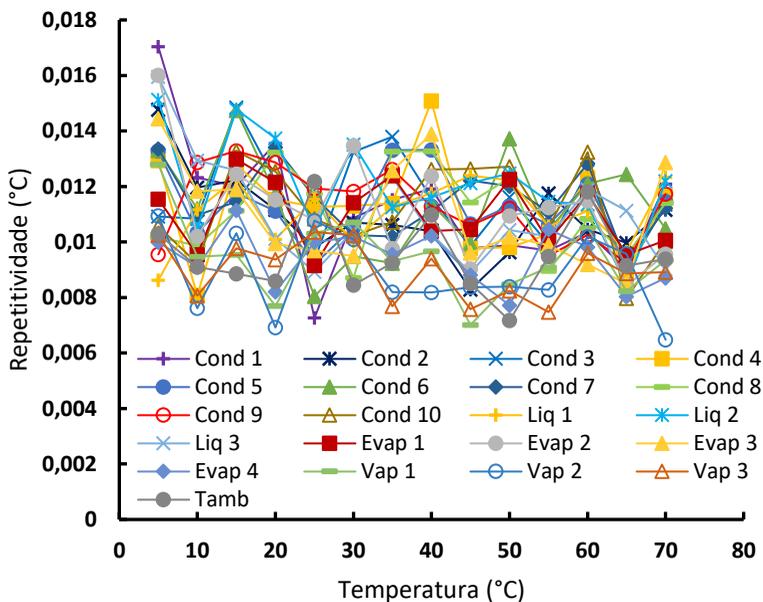
A faixa de temperaturas utilizada para realizar a calibragem foi de 5 a  $70^{\circ}\text{C}$ , iniciando em  $5^{\circ}\text{C}$  e variando a temperatura de 5 em  $5^{\circ}\text{C}$  em intervalos de 20 minutos. Os termopares foram aferidos diretamente nos



A repetitividade define a faixa dentro da qual, para uma dada probabilidade, o erro aleatório é esperado. Este parâmetro pode ser estimado, multiplicando-se o desvio padrão pelo coeficiente “t” de Student correspondente ao número de graus de liberdade e para o nível de probabilidade escolhido. O desvio padrão indica a dispersão dos dados obtidos em relação à média dos mesmos e é calculado através da função DESVPAD.A do Excel.

Como foram utilizados 41 dados para calcular as médias, têm-se um número de graus de liberdade igual a 40 graus, assim para 95,45% de probabilidade, tem-se  $t = 2,064$ . A repetitividade para cada termopar/canal é ilustrada através da Figura B.2.

Figura B.2 – Repetitividade para cada termopar/canal.



De posse da tendência e da repetitividade dos termopares é possível determinar a curva de erros e conseqüentemente o erro máximo. As Figuras B.3 e B.4 representam o limite superior ( $T_d+R_e$ ) e inferior ( $T_d-R_e$ ) da curva de erros respectivamente

Figura B.3 – Curva de erros Td+Re.

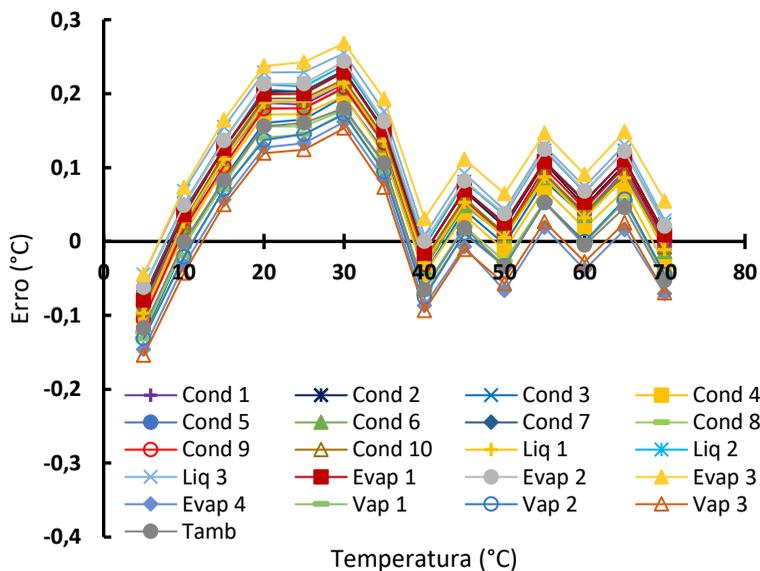
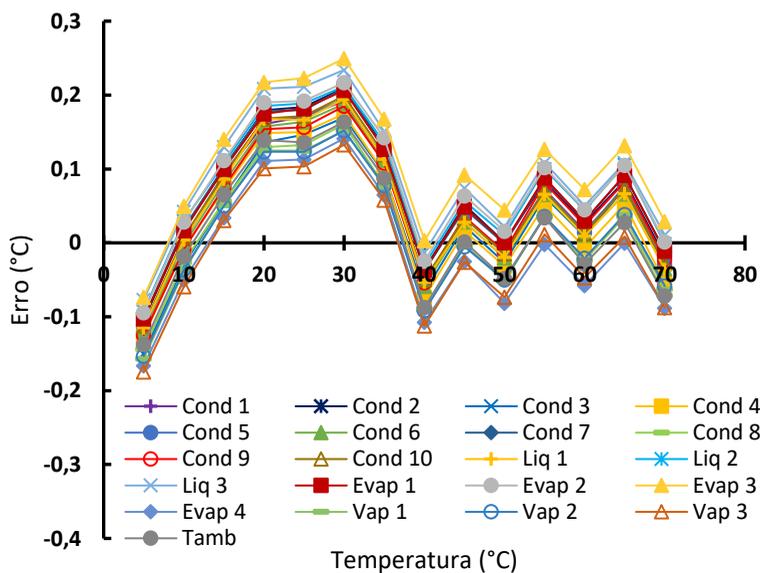


Figura B.4 – Curva de erros Td-Re.



O maior valor de erro encontrado refere-se ao termopar Evap3 na temperatura de 30°C e é igual a +0,27°C. Assim, o erro máximo de medição de temperatura é igual a  $\pm 0,27^\circ\text{C}$ .

## B.2 Incerteza relacionada a diferença das médias de temperatura.

A diferença das médias das temperaturas ao longo do termostato são expressas por:

$$\Delta T = \bar{T}_n - \bar{T}_m \quad (\text{B.1})$$

onde  $\bar{T}_n$  e  $\bar{T}_m$  representam as médias das temperaturas,  $n_{T_n}$  e  $n_{T_m}$  referem-se ao número de termopares presentes na composição da média. Os sobrescritos  $n$  e  $m$  podem se referir à:

- Evaporador e linha adiabática de vapor respectivamente;
- Linha adiabática de vapor e condensador respectivamente;
- Evaporador e condensador respectivamente.

A incerteza referente a diferença de temperatura é dada pela seguinte equação:

$$\delta(\Delta T) = \sqrt{\left(\frac{\partial \Delta T}{\partial \bar{T}_n} \frac{\delta \bar{T}_n}{n_{T_n}}\right)^2 + \left(\frac{\partial \Delta T}{\partial \bar{T}_m} \frac{\delta \bar{T}_m}{n_{T_m}}\right)^2} \quad (\text{B.2})$$

Resolvendo as derivadas parciais da Equação B.2 e reescrevendo a mesma têm-se:

$$\delta(\Delta T) = \sqrt{\left(\frac{\delta \bar{T}_n}{n_{T_n}}\right)^2 + \left(-\frac{\delta \bar{T}_m}{n_{T_m}}\right)^2} \quad (\text{B.3})$$

A incerteza da média das temperaturas em apenas uma região, isto é: evaporador, seção adiabática ou condensador, é calculada através da Equação B.2, considerando apenas o primeiro termo da raiz.

### B.3 Incertezas relacionadas a medições de tensão e de corrente.

As incertezas referentes a medições de tensão e de corrente, apresentadas no monitor da fonte foram consideradas como sendo metade da menor escala do *display*, o qual é ilustrado na Figura B.5.

As incertezas são:

- $\delta i = 0,005A$ ;
- $\delta U = 0,05V$ .

Figura B.5 – *Display* da fonte de potência Heinzinger PTN 125-10.



### B.4 Incerteza relacionada à potência.

A potência elétrica imposta pela fonte e dissipada pela resistência elétrica é determinada através da seguinte equação:

$$Q = Ui \quad (B.4)$$

Portanto, a incerteza relacionada a essa potência é a combinação das incertezas da tensão e da corrente é expressa por:

$$\delta(Q) = \sqrt{\left(\frac{\partial Q}{\partial U} \delta U\right)^2 + \left(\frac{\partial Q}{\partial i} \delta i\right)^2} = \sqrt{(i \delta U)^2 + (U \delta i)^2} \quad (B.5)$$

Devido a potência ser um produto da corrente e da tensão e ambas apresentarem incertezas próprias, a incerteza da potência varia ao longo de sua faixa. Através da Equação B.5, a Tabela B.1 apresenta a incerteza relativa à potência.

Tabela B.1 – Incerteza relacionada a potência elétrica.

Potência [W]	Tensão [V]	Corrente [A]	Incerteza [W]	Incerteza relativa (%)
5	12,2	0,41	0,06435	1,287
10	17,3	0,58	0,09123	0,909
15	21,2	0,71	0,1118	0,743
20	24,5	0,82	0,1292	0,643
25	27,5	0,91	0,1448	0,579
30	30	1	0,1581	0,527
50	38,9	1,29	0,2049	0,408
75	47,8	1,57	0,2516	0,335
100	55,2	1,81	0,2905	0,291
125	61,9	2,02	0,3256	0,260
150	67,8	2,21	0,3566	0,238
175	73,5	2,39	0,3864	0,220
200	78,7	2,55	0,4136	0,206

### B.5 Incerteza relacionada à resistência térmica experimental.

A resistência térmica total do protótipo é determinada através da seguinte equação:

$$R = \frac{\bar{T}_e - \bar{T}_c}{Q} \quad (\text{B.6})$$

Assim como a incerteza relacionada a potência, a incerteza relacionada a resistência térmica é uma combinação de incertezas. Neste caso, as incertezas combinadas são: da temperatura média do evaporador, da temperatura média do condensador e da potência. Portanto, tem-se que:

$$\delta(R) = \sqrt{\left(\frac{\partial R}{\partial \bar{T}_e} \frac{\delta \bar{T}_e}{n_{T_e}}\right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial \bar{T}_c} \frac{\delta \bar{T}_c}{n_{T_c}}\right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial Q} \delta Q\right)^2} \quad (\text{B.7})$$

onde:  $n_{T_e}$  é o número de termopares do evaporador e  $n_{T_c}$  o número de termopares do condensador.

Reescrevendo a Equação B.7 tem-se:

$$\delta(R) = \sqrt{\left(\frac{1}{Q} \frac{\delta \bar{T}_e}{n_{T_e}}\right)^2 + \left(\frac{1}{Q} \frac{\delta \bar{T}_c}{n_{T_c}}\right)^2 + \left(\frac{1}{Q^2} (\bar{T}_c - \bar{T}_e) \delta Q\right)^2} \quad (\text{B.8})$$

Na Tabela B.2 são apresentados os dados de incerteza relacionadas às maiores resistências encontradas para de cada patamar de potência testada.

Tabela B.2 – Incerteza relacionada a resistência térmica experimental.

Potência [W]	$\bar{T}_e - \bar{T}_c$ [°C]	Resistência [°C/W]	Incerteza [°C/W]	Incerteza relativa (%)
5	5,20	1,0400	0,0180	1,73
10	8,24	0,8215	0,0096	1,16
15	10,88	0,7228	0,0067	0,93
20	12,36	0,6147	0,0050	0,81
25	14,22	0,5682	0,0041	0,72
30	13,21	0,4402	0,0031	0,70
50	3,94	0,0785	0,0012	1,53
75	4,04	0,0538	0,0008	1,49
100	4,51	0,0451	0,0006	1,33
125	4,72	0,0378	0,0005	1,32
150	5,16	0,0344	0,0004	1,16
175	5,32	0,0303	0,0004	1,32
200	5,68	0,0283	0,0003	1,06

## B.6 Incerteza relacionada as resistências térmicas de condensação e ebulição.

As resistências térmicas de condensação e ebulição são determinadas, respectivamente, através das seguintes equações:

$$R_c = \frac{\bar{T}_a - \bar{T}_c}{Q} \quad (\text{B.9})$$

$$R_e = \frac{\bar{T}_e - \bar{T}_a}{Q} \quad (\text{B.10})$$

Seguindo o mesmo procedimento adotado para a resistência térmica total, têm-se:

$$\delta(R_c) = \sqrt{\left(\frac{\partial R_c}{\partial \bar{T}_a} \frac{\delta \bar{T}_a}{n_{Ta}}\right)^2 + \left(\frac{\partial R_c}{\partial \bar{T}_c} \frac{\delta \bar{T}_c}{n_{Tc}}\right)^2 + \left(\frac{\partial R_c}{\partial Q} \delta Q\right)^2} \quad (\text{B.11})$$

e,

$$\delta(R_e) = \sqrt{\left(\frac{\partial R_e}{\partial \bar{T}_e} \frac{\delta \bar{T}_e}{n_{Te}}\right)^2 + \left(\frac{\partial R_e}{\partial \bar{T}_a} \frac{\delta \bar{T}_a}{n_{Ta}}\right)^2 + \left(\frac{\partial R_e}{\partial Q} \delta Q\right)^2} \quad (\text{B.12})$$

onde:  $n_{Ta}$  é o número de termopares da linha adiabática.

Reescrevendo as equações B.11 e B.12 têm-se as incertezas relacionadas a resistência térmica de condensação:

$$\delta(R_c) = \sqrt{\left(\frac{1}{Q} \frac{\delta \bar{T}_a}{n_{Ta}}\right)^2 + \left(\frac{1}{Q} \frac{\delta \bar{T}_c}{n_{Tc}}\right)^2 + \left(\frac{1}{Q^2} (\bar{T}_a - \bar{T}_c) \delta Q\right)^2} \quad (\text{B.13})$$

e de ebulição:

$$\delta(R_e) = \sqrt{\left(\frac{1}{Q} \frac{\delta \bar{T}_e}{n_{Te}}\right)^2 + \left(\frac{1}{Q} \frac{\delta \bar{T}_a}{n_{Ta}}\right)^2 + \left(\frac{1}{Q^2} (\bar{T}_e - \bar{T}_a) \delta Q\right)^2} \quad (\text{B.14})$$

As Tabelas B.3 e B.4 apresentam as incertezas para as resistências térmicas de condensação e de ebulição, respectivamente.

Tabela B.3 – Incerteza relacionada à resistência térmica de condensação.

Potência [W]	$\bar{T}_a - \bar{T}_e$ [°C]	Resistência [°C/W]	Incerteza [°C/W]
5	4,06	0,8112	0,0215
10	6,28	0,6276	0,0110
15	8,06	0,5373	0,0074
20	3,73	0,1866	0,0048
25	4,94	0,1978	0,0039
30	3,83	0,1277	0,0032
50	2,37	0,0474	0,0019
75	2,27	0,0303	0,0013
100	2,28	0,0228	0,0009
125	2,29	0,0183	0,0008
150	2,29	0,0153	0,0006
175	2,29	0,0131	0,0005
200	2,26	0,0113	0,0005

Tabela B.4 – Incerteza relacionada à resistência térmica de ebulição.

Potência [W]	$\bar{T}_e - \bar{T}_a$ [°C]	Resistência [°C/W]	Incerteza [°C/W]
5	2,47	0,4944	0,0219
10	4,82	0,4824	0,0113
15	6,77	0,4514	0,0077
20	8,63	0,4316	0,0059
25	10,89	0,4356	0,0049
30	11,57	0,3857	0,0040
50	1,57	0,0314	0,0021
75	1,84	0,0245	0,0014
100	2,25	0,0225	0,0011
125	2,43	0,0194	0,0008
150	2,94	0,0196	0,0007
175	3,04	0,0174	0,0006
200	3,52	0,0176	0,0005