

**UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA
DEPARTAMENTO ACADÊMICO DE MECÂNICA**

MICHEL DO ESPIRITO SANTO

**ANÁLISE EXPERIMENTAL DE DIFERENTES CONFIGURAÇÕES DE
TERMOSSIFÕES PARA APLICAÇÃO EM COLETOR SOLAR**

DISSERTAÇÃO

PONTA GROSSA

2017

MICHEL DO ESPIRITO SANTO

**ANÁLISE EXPERIMENTAL DE DIFERENTES CONFIGURAÇÕES DE
TERMOSSIFÕES PARA APLICAÇÃO EM COLETOR SOLAR**

Dissertação apresentada como requisito parcial para obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica pelo Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Tecnológica Federal do Paraná, *Câmpus de Ponta Grossa*. Área de Concentração: Térmica e Fluidos.

Orientador: Prof. Dr. *Thiago Antonini Alves*

Coorientador: Prof. Dr. *Paulo H. Dias dos Santos*

PONTA GROSSA

2017

Ficha catalográfica elaborada pelo Departamento de Biblioteca
da Universidade Tecnológica Federal do Paraná, Câmpus Ponta Grossa
n.05/18

E77 Espirito Santo, Michel do

Análise experimental de diferentes configurações de termossifões para aplicação
em coletor solar. / Michel do Espirito Santo. 2017.

136 f.; il. 30 cm

Orientador: Prof. Dr. Thiago Antonini Alves

Coorientador: Prof. Dr. Paulo Henrique Dias dos Santos

Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Programa de Pós-Graduação
em Engenharia Mecânica. Universidade Tecnológica Federal do Paraná, Ponta
Grossa, 2017.

1. Coletores solares. 2. Aquecimento solar. 3. Engenharia térmica. I. Alves, Thiago
Antonini. II. Santos, Paulo Henrique Dias dos. III. Universidade Tecnológica Federal do
Paraná. IV. Título.

CDD 620.1

Elson Heraldo Ribeiro Junior. CRB-9/1413. 30/01/2018.

FOLHA DE APROVAÇÃO

Título de Dissertação Nº 17/2017

**“ANÁLISE EXPERIMENTAL DE DIFERENTES CONFIGURAÇÕES DE
TERMOSSIFÕES PARA APLICAÇÃO EM COLETOR SOLAR”**

Por

Michel do Espirito Santo

Esta dissertação foi apresentada às **10 horas de 15 de dezembro de 2017** como requisito parcial para a obtenção do título de MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA, com Área de Concentração em Térmica e Fluidos, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica. O candidato foi arguido pela Banca Examinadora, composta pelos professores abaixo assinados. Após deliberação, a Banca Examinadora considerou o trabalho APROVADO.

Prof. Dr. Eduardo Tadeu Bacalhau
(UFPR)

Prof. Dr. Luiz Eduardo Melo Lima
(DAMEC-UTFPR)

Prof. Dr. Thiago Antonini Alves
(DAMEC-UTFPR) – Orientador



Visto do Coordenador:

Prof. Dr. Anderson Geraldo Marena Pukasiewicz
Coordenador do PPGEM
UTFPR – *Câmpus* Ponta Grossa

AGRADECIMENTOS

Primeiramente, agradeço a *Deus* por ter me dado a vida e a oportunidade de cursar o Mestrado.

Agradeço a minha esposa por todo amor e apoio que me deu para que eu iniciasse o mestrado e também por me dar força para seguir adiante devido várias circunstâncias adversas, como por exemplo, a distância.

Ao meu filho *Daniel*, que apenas com seu nascimento deu uma dose a mais de ânimo para concluir esse trabalho.

À minha família, por me dar todo carinho e apoio, principalmente nos momentos de dificuldade.

Ao professor Dr. *Thiago Antonini Alves*, pela orientação, apoio, carinho, paciência e confiança, principalmente por aceitar me orientar sem mesmo me conhecer anteriormente.

Ao professor Dr. *Paulo Henrique Dias dos Santos* pela coorientação deste trabalho.

Aos professores Drs. *Jhon Jairo Ramírez-Behainne*, *Luiz Eduardo Melo Lima* e *Eduardo Tadeu Bacalhau* pela disponibilidade da tarefa de avaliar esse trabalho.

A todos os amigos e colegas que adquiri durante esse período em que estive na UTFPR e no LabCT, em especial à *Larissa*, *Gabriel* e *Vinícius*, que me ajudaram em diversos pontos desse trabalho.

À Capes e UTFPR pela bolsa de auxílio financeiro.

*“Não fui eu que lhe ordenei? Seja forte e corajoso!
Não se apavore nem desanime, pois o Senhor,
o seu Deus, estará com você por onde você andar.”*

Josué 1:9

RESUMO

ESPIRITO SANTO, MICHEL DO. **Análise Experimental de Diferentes Configurações de Termossifões para Aplicação em Coletor Solar**, 2017. 115 p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica. Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Ponta Grossa.

Os coletores solares assistidos por termossifões, ou também chamados de coletores solares à vácuo, são alternativas viáveis para a utilização de aquecimento de água e atuam diretamente sobre uma parcela significativa do consumo de energia. Eles são mais eficientes, operam em temperaturas superiores e podem ser mais compactos em comparação aos coletores solares convencionais. Nesta Dissertação de Mestrado são apresentados a concepção e os testes experimentais de três diferentes configurações de termossifões aplicáveis em coletores solares, denominados de Termossifões do Tipo #1, Tipo #2 e Tipo #3, sendo o melhor entre os três tipos analisado em bancada experimental na forma de um protótipo de coletor solar assistido por sete termossifões para aplicação em aquecimento de água doméstica. Primeiramente, foi feita a análise teórica a partir dos limites operacionais dos termossifões, que indicam a máxima quantidade de energia na forma de calor que o dispositivo transfere sob certas condições de operação. Para essa determinação foi elaborado um código computacional utilizando o *software Engineering Equation Solver*TM (EESTM). A partir desta análise e de testes experimentais preliminares, identificou-se que o Termossifão do Tipo #3 foi o que demonstrou os melhores resultados de resistência térmica e temperatura de operação nas diferentes vazões e inclinações analisadas. No protótipo de coletor solar assistido por termossifões, os sete termossifões tiveram comportamentos muito próximos ao encontrado com o Termossifão do Tipo #3 analisado individualmente, comprovando que esse é o comportamento característico dessa configuração. Na análise de eficiência, o protótipo de coletor solar obteve valores entre 60% e 90%, resultados maiores que de um coletor solar convencional, que é de 30%. Após este estudo, foi possível então, identificar que a utilização de termossifões em coletores solares é uma alternativa altamente viável para a economia de energia aplicada ao aquecimento de água doméstico.

Palavras chave: Termossifão. Coletor Solar. Experimental.

ABSTRACT

ESPIRITO SANTO, MICHEL DO. **Experimental Analysis of Different Thermosyphon Configurations for Solar Collector Application**, 2017. 115 p. Dissertation (Master in Mechanical Engineering) – Post-Graduate Program in Mechanical Engineering. Federal Technology University - Paraná. Ponta Grossa.

Solar collectors assisted by thermosyphons or also called vacuum solar collectors, are viable alternatives for the use of water heating and act directly on a significant portion of the energy consumption. They are more efficient, operate at higher temperatures, and can be more compact compared to conventional solar collectors. In this Master's Dissertation are presented the design and the experimental tests of three different configurations of thermosyphons applicable in solar collectors, denominated thermosyphons of the Type # 1, Type # 2, and Type # 3. Also, the best configuration is analyzed in an experimental bench in the form of a prototype of solar collector assisted by seven thermosyphons for application in domestic water heating. Firstly, the theoretical analysis was made from the operational limits of the thermosyphons, which indicate the maximum amount of energy in the heat form that the device transfers under certain operating conditions. For this determination, a computational code was elaborated using Engineering Equation Solver (EESTM) software. From this analysis and preliminary experimental tests, it was identified that the thermosyphon of the Type # 3 was the one that demonstrated the best results of thermal resistance and operating temperature in the different flow rates and inclinations analyzed. In the prototype of the solar collector assisted by thermosyphons, the seven thermosyphons had behaviors very close to that verified in the thermosyphon Type # 3 analyzed individually, proving that this is the characteristic behavior of this configuration. In the efficiency analysis, the prototype of the solar collector obtained values between 60% and 90%, results greater than that of a conventional solar collector, which is 30%. After this study, it was possible to identify that the use of thermosyphons in solar collectors is a highly feasible alternative for the energy saving applied to domestic water heating.

Keywords: Thermosyphon. Solar Collector. Experimental.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Funcionamento do termossifão e suas regiões.....	17
Figura 2 - Forno <i>Perkins</i>	20
Figura 3 - Trocador de calor com aletas proposto por <i>F. W. Gay</i>	21
Figura 4 - Sistema de aquecimento por termossifão.....	24
Figura 5 - Seleção de fluido de trabalho em função do intervalo de temperatura de operação em °C.....	266
Figura 6 - Identificação das resistências e do circuito térmico de um termossifão.	33
Figura 7 - Montagem do termossifão usado no experimento.	41
Figura 8 - Montagem do experimento em bancada.	41
Figura 9 - Diagrama esquemático do experimento desenvolvido por Nada <i>et al.</i> (2004).	43
Figura 10 - Diagrama esquemático do experimento desenvolvido por Nada <i>et al.</i> (2004).	44
Figura 11 - Experimento construído por Azad (2012).	45
Figura 12 - Coletores solares utilizados por Azad (2012).	46
Figura 13 - Bancada experimental construída por Du <i>et al.</i> (2013).	47
Figura 14 - Posicionamento dos termopares nos termossifões em mm.....	55
Figura 15 - Diagrama esquemático do experimento.....	58

LISTA DE FOTOGRAFIAS

Fotografia 1 - <i>Thermopiles</i> aplicados na construção de uma estrutura metálica.....	22
Fotografia 2 - Termossifões aplicados em estradas.....	23
Fotografia 3 - Aplicação de termossifão na <i>Alaska Pipeline Transportation</i>	23
Fotografia 4 - Trocador de calor assistido por termossifões.	24
Fotografia 5 - Experimento construído ao ar livre.	42
Fotografia 6 - Montagem do termossifão usado no experimento de Du <i>et al.</i> (2013).....	47
Fotografia 7 - Componentes do invólucro de um termossifão.	49
Fotografia 8 - Banho ultrassônico.	50
Fotografia 9 - Processo de soldagem de um Termossifão #3.....	51
Fotografia 10 - Peça de cobre para junção de tubos com diâmetros diferentes no Termossifão #3.....	51
Fotografia 11 - Processo de evacuação de um Termossifão #1 com o auxílio de uma bomba de vácuo.....	52
Fotografia 12 - Processo de preenchimento de um termossifão.....	53
Fotografia 13 - Aparato experimental dos testes preliminares.	54
Fotografia 14 - Rotâmetro utilizado no experimento.	54
Fotografia 15 - Montagem experimental dos testes do protótipo de um coletor solar assistido por 7 termossifões.....	57
Fotografia 16 - Sistema de aquecimento simulando a irradiação solar em um coletor solar. ...	58

LISTA DE GRÁFICOS

Gráfico 1 - Figura de Mérito em função da temperatura.....	27
Gráfico 2 - Parâmetro f_1 do número de <i>Kutateladze</i>	30
Gráfico 3 - Parâmetro f_3 em função da inclinação, com número de <i>Bond</i> como parâmetro. ...	32
Gráfico 4 - Limite de arrasto para os três tipos de termossifão aplicando ângulos de inclinação de 11° e 25°.....	62
Gráfico 5 - Limite de ebulição para os três tipos de termossifão.....	64
Gráfico 6 - Limite sônico para os três tipos de termossifão.....	65
Gráfico 7 - Limite viscoso para os três tipos de termossifão.....	66
Gráfico 8 - Distribuição da temperatura de operação em função da potência dissipada para os três tipos de termossifões nas diferentes vazões, com ângulo de 11°.....	68
Gráfico 9 - Resistência térmica em função da potência dissipada para os três tipos de termossifões nas diferentes vazões, com ângulo de 11°.....	69
Gráfico 10 - Distribuição da temperatura de operação em função da potência dissipada para os três tipos de termossifões nas diferentes vazões, com ângulo de 25°.....	71
Gráfico 11 - Resistência térmica em função da potência dissipada para os três tipos de termossifões nas diferentes vazões, com ângulo de 25°.....	72
Gráfico 12 - Comparação da temperatura de operação entre os ângulos de 11° e 25° nas diferentes vazões.....	73
Gráfico 13 - Comparação da resistência térmica entre os ângulos de 11° e 25° nas diferentes vazões.....	74
Gráfico 14 - Temperatura de operação em função da potência dissipada nas diferentes vazões, com ângulo de 11°.....	76
Gráfico 15 - Resistência térmica em função da potência dissipada nas diferentes vazões, com ângulo de 11°.....	77
Gráfico 16 - Temperatura de operação em função da potência dissipada nas diferentes vazões, com ângulo de 25°.....	79
Gráfico 17 - Resistência térmica em função da potência dissipada nas diferentes vazões, com ângulo de 25°.....	80
Gráfico 18 - Eficiência do experimento nas diferentes vazões e potências aplicadas, com inclinação de 11°.....	81
Gráfico 19 - Radiação média mensal na cidade de Ponta Grossa entre os anos de 2013 e 2016.....	82
Gráfico 20 - Eficiência do experimento nas diferentes vazões e potências aplicadas, com inclinação de 25°.....	83
Gráfico 21 - Comportamento da distribuição de temperatura em função do tempo no termossifão do Tipo #1 nas diferentes vazões e com inclinação de 11°.....	99
Gráfico 22 - Comportamento da distribuição da temperatura em função do tempo no termossifão do Tipo #1 nas diferentes vazões e com inclinação de 25°.....	99
Gráfico 23 - Comportamento da distribuição da temperatura em função do tempo no termossifão do Tipo #2 nas diferentes vazões e com inclinação de 11°.....	100

Gráfico 24 - Comportamento da distribuição de temperatura em função do tempo no termossifão do Tipo #2 nas diferentes vazões e com inclinação de 25°	100
Gráfico 25 - Comportamento da distribuição da temperatura em função do tempo no termossifão do Tipo #3 nas diferentes vazões e com inclinação de 11°	101
Gráfico 26 - Comportamento da distribuição da temperatura em função do tempo no termossifão do Tipo #3 nas diferentes vazões e com inclinação de 25°	101
Gráfico 27 - Distribuição da temperatura ao longo do comprimento do termossifão do Tipo #1 nas diferentes vazões e com ângulo de 11°	102
Gráfico 28 - Distribuição da temperatura ao longo do comprimento do termossifão do Tipo #1 nas diferentes vazões e com ângulo de 25°	102
Gráfico 29 - Distribuição da temperatura ao longo do comprimento do termossifão do Tipo #2 nas diferentes vazões e com ângulo de 11°	103
Gráfico 30 - Distribuição da temperatura ao longo do comprimento do termossifão do Tipo #2 nas diferentes vazões e com ângulo de 25°	103
Gráfico 31 - Distribuição da temperatura ao longo do comprimento do termossifão do Tipo #3 nas diferentes vazões e com ângulo de 11°	104
Gráfico 32 - Distribuição da temperatura ao longo do comprimento do termossifão do Tipo #3 nas diferentes vazões e com ângulo de 25°	104
Gráfico 33 - Comportamento da temperatura em função do tempo e da carga térmica dissipada em cada termossifão considerando uma vazão de 0,50 L/min e inclinação de 11°	106
Gráfico 34 - Comportamento da temperatura em função do tempo e da carga térmica dissipada em cada termossifão considerando uma vazão de 0,75 L/min e inclinação de 11°	107
Gráfico 35 - Comportamento da temperatura em função do tempo e da carga térmica dissipada em cada termossifão considerando uma vazão de 1,00 L/min e inclinação de 11°	108
Gráfico 36 - Comportamento da temperatura em função do tempo e da carga térmica dissipada em cada termossifão considerando uma vazão de 1,25 L/min e inclinação de 11°	109
Gráfico 37 - Comportamento da temperatura em função do tempo e da carga térmica dissipada em cada termossifão considerando uma vazão de 0,50 L/min e inclinação de 25°	110
Gráfico 38 - Comportamento da temperatura em função do tempo e da carga térmica dissipada em cada termossifão considerando uma vazão de 0,75 L/min e inclinação de 25°	111
Gráfico 39 - Comportamento da temperatura em função do tempo e da carga térmica dissipada em cada termossifão considerando uma vazão de 1,00 L/min e inclinação de 25°	112
Gráfico 40 - Comportamento da temperatura em função do tempo e da carga térmica dissipada em cada termossifão considerando uma vazão de 1,25 L/min e inclinação de 25°	113

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Materiais recomendados para invólucros de termossifão em função do fluido de trabalho.....	26
Tabela 2 - Definição das resistências.....	34
Tabela 3 - Parâmetros experimentais gerais.....	42
Tabela 4 - Características dos termossifões #1, #2 e #3.....	49
Tabela 5 - Quantidade de termopares por região em cada termossifão.....	59
Tabela 6 - Limite de arrasto para os ângulos de 11° e 25°.....	62
Tabela 7 - Limite de arrasto para os ângulos de 11° e 25°.....	63
Tabela 8 - Limite sônico.....	64
Tabela 9 - Limite viscoso.....	65
Tabela 10 - Temperatura de operação para os três tipos de termossifão nas diferentes vazões e com ângulo de inclinação de 11°.....	67
Tabela 11 - Resistência térmica para os três tipos de termossifão nas diferentes vazões e com ângulo de inclinação de 11°.....	69
Tabela 12 - Temperatura de operação para os três tipos de termossifão nas diferentes vazões e com ângulo de inclinação de 25°.....	70
Tabela 13 - Resistência térmica para os três tipos de termossifão nas diferentes vazões e com ângulo de inclinação de 25°.....	72
Tabela 14 - Temperatura de operação nos sete termossifões do protótipo de um coletor solar, com ângulo de inclinação de 11°.....	75
Tabela 15 - Resistência térmica nos sete termossifões do protótipo de um coletor solar, com ângulo de inclinação de 11°.....	77
Tabela 16 - Temperatura de operação nos sete termossifões do protótipo de um coletor solar, com ângulo de inclinação de 25°.....	78
Tabela 17 - Resistência térmica nos sete termossifões do protótipo de um coletor solar, com ângulo de inclinação de 25°.....	80
Tabela 18 - Eficiência do protótipo de coletor solar com ângulo de inclinação de 11°.....	82
Tabela 19 - Eficiência do protótipo de coletor solar com ângulo de inclinação de 25°.....	83

LISTA DE SÍMBOLOS

Letras Latinas

A	Área	[m ²]
Bo	Número de <i>Bond</i>	[-]
c_p	Calor específico a pressão constante	[J/(kgK)]
d	Diâmetro	[m]
f	Parâmetros para o cálculo do limite de arrasto	[-]
g	Aceleração da gravidade	[m/s ²]
i	Corrente elétrica	[A]
h	Coefficiente de transferência de calor por convecção	[W/(m ² K)]
h_v	Calor latente de vaporização	[J/kg]
k	Condutividade térmica	[W/(m ² K)]
K_p	Parâmetros para o cálculo do limite de arrasto	[-]
K	Parâmetros de construção das figuras de mérito	[-]
L	Comprimento	[m]
M	Figura de mérito	[-]
\overline{Nu}	Número de <i>Nusselt</i> médio	[-]
Pr	Número de <i>Prandtl</i>	[-]
p	Pressão absoluta	[Pa]
q	Taxa de transferência de calor	[W]
q''	Fluxo de calor	[W/m ²]
Re	Número de <i>Reynolds</i>	[-]
U	Coefficiente global de transferência de calor	[W/(m ² K)]
Ψ	Volume	[m ³]
V	Tensão	[V]

Letras Gregas

α	Difusividade térmica	[m ² /s]
β	Inclinação	[°]
η	Eficiência	[-]
ν	Viscosidade cinemática	[m ² /s]
ρ	Massa específica	[kg/m ³]
σ	Tensão superficial	[N/m]
μ	Viscosidade dinâmica	[Pa.s]

Subscritos

<i>adiab</i>	Região Adiabática
<i>amb</i>	Ambiente
<i>ar</i>	Ar
<i>arr</i>	Arrasto
<i>cob</i>	Cobre
<i>cond</i>	Condensador, condensado
<i>conv, nat</i>	Convecção natural
<i>e</i>	Externo
<i>ebu</i>	Ebulição
<i>ec</i>	Externo ao condensador
<i>ee</i>	Externo ao evaporador
<i>ef</i>	Efetivo
<i>evap</i>	Evaporador
<i>f</i>	Fluido
<i>g</i>	Gás não condensável
<i>i</i>	Interno
<i>isol</i>	Isolamento
<i>l</i>	Líquido
<i>máx</i>	Máximo
<i>p</i>	Piscina
<i>par</i>	Parede
<i>sec</i>	Seção

<i>sat</i>	Saturação
<i>son</i>	Sônico
<i>t</i>	Térmica
<i>v</i>	Vapor
<i>vis</i>	Limite viscoso

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	17
1.1 JUSTIFICATIVA.....	18
1.2 OBJETIVOS	18
1.2.1 Objetivo Geral	18
1.2.2 Objetivos Específicos	19
1.3 DESCRIÇÃO DO TRABALHO	19
2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA.....	20
2.1 HISTÓRIA E APLICAÇÕES DOS TERMOSSIFÕES	20
2.2 COMPONENTES FUNDAMENTAIS DE UM TERMOSSIFÃO	25
2.2.1 Invólucro.....	25
2.2.2 Fluido de Trabalho.....	25
2.2.3 Compatibilidade.....	26
2.2.4 Figura de Mérito	27
2.3 LIMITES OPERACIONAIS DOS TERMOSSIFÕES.....	28
2.3.1 Limite Sônico.....	28
2.3.2 Limite Viscoso.....	29
2.3.3 Limite de Arrasto	30
2.3.4 Limite de Ebulição.....	32
2.4 DESCRIÇÃO DO PROJETO TÉRMICO DE TERMOSSIFÕES	33
2.4.1 Resistência Térmica entre o Meio Externo e a Parede do Tubo.....	34
2.4.2 Resistência Térmica de Condução Através da Parede.....	35
2.4.3 Resistência Térmica Relacionada à Condensação e Ebulição	35
2.4.4 Resistência Térmica na Interface.....	37
2.4.5 Resistência Térmica Relacionada à Queda de Temperatura.....	38
2.4.6 Resistência Térmica do Material	39
2.4.7 Metodologia para Projeto Térmico de Termossifões.....	39
2.5 REVISÃO DA LITERATURA.....	41
3 METODOLOGIA.....	48
3.1 CONSTRUÇÃO DOS TERMOSSIFÕES	48
3.1.1 Características dos Termossifões.....	48
3.1.2 Limpeza dos Componentes dos Termossifões.....	50
3.1.3 Montagem dos Termossifões.....	50
3.1.4 Teste de Estanqueidade.....	52
3.1.5 Procedimento de Evacuação	52
3.1.6 Preenchimento com Fluido de Trabalho.....	53
3.2 TESTES PRELIMINARES.....	54
3.2.1 Aparato experimental.....	54
3.2.2 Procedimento Experimental.....	56

3.3 PROTÓTIPO DE UM COLETOR SOLAR COM 7 TERMOSSIFÕES	56
3.3.1 Aparato Experimental	56
3.3.2 Análise de Incerteza	60
4 RESULTADOS E DISCUSSÃO	61
4.1 ANÁLISE TEÓRICA DOS LIMITES OPERACIONAIS DOS TERMOSSIFÕES	61
4.2 TESTES EXPERIMENTAIS DOS TRÊS TIPOS DE TERMOSSIFÃO	66
4.3 TESTES EXPERIMENTAIS DO PROTÓTIPO DE UM COLETOR SOLAR	75
5 CONCLUSÕES	85
REFERÊNCIAS	86
APÊNDICE A – CÁLCULO DAS INCERTEZAS	89
APÊNDICE B – CÓDIGOS COMPUTACIONAIS DOS LIMITES OPERACIONAIS DOS TERMOSSIFÕES	91
APÊNDICE C – DISTRIBUIÇÃO DA TEMPERATURA EM FUNÇÃO DO TEMPO E TEMPERATURA AO LONGO DO TUBO PARA TERMOSSIFÕES #1, #2 E #3	98
APÊNDICE D – TEMPERATURA EM FUNÇÃO DO TEMPO PARA O PROTÓTIPO DE COLETOR SOLAR	105
ANEXO A – DESENHO TÉCNICO DA PEÇA UTILIZADA NO TERMOSSIFÃO DO TIPO #3	114

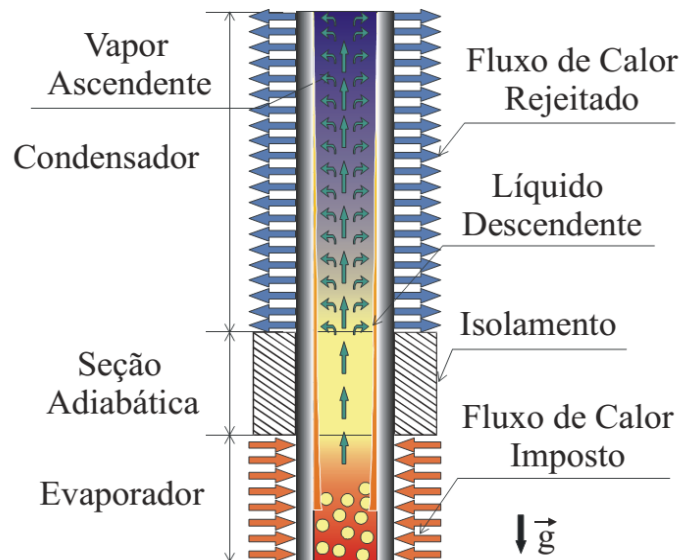
1 INTRODUÇÃO

Os coletores solares são alternativas viáveis para a utilização doméstica e atuam diretamente sobre uma parcela significativa do consumo de energia, como por exemplo o aquecimento de água.

Os termossifões são dispositivos altamente eficientes, pois operam em um ciclo bifásico fechado utilizando calor latente de vaporização para transferir calor por pequenos gradientes de temperatura. Os termossifões são constituídos por tubos metálicos evacuados e hermeticamente fechados, preenchidos por um fluido de trabalho (MANTELLI, 2009).

O termossifão é dividido em três partes: evaporador, seção adiabática e condensador, conforme ilustra a Figura 1. O funcionamento de um termossifão se inicia na região do evaporador, onde o tubo é aquecido transformando o fluido de trabalho em vapor. Devido à diferença de pressão, o vapor gerado é deslocado para as regiões mais frias do tubo, chamado de condensador, ocorrendo a dissipação de calor para o meio externo e a condensação do vapor, sendo que o vapor condensado retorna ao evaporador por efeito da gravidade, fechando o ciclo. O evaporador obrigatoriamente deve estar abaixo do condensador, pois o ciclo se completa por ação da gravidade.

Figura 1 - Funcionamento do termossifão e suas regiões.



Fonte: Mantelli (2009).

Estes dispositivos passivos de transferência de calor são uma alternativa viável para coletores solares, devido à sua relativa simplicidade de construção e ao bombeamento do fluido de trabalho realizado pela ação da gravidade em função da inclinação de trabalho da superfície do coletor solar (SANTOS *et al.*, 2017).

Os coletores solares são dispositivos que recebem irradiação solar e transferem energia para o fluido de trabalho. Eles devem ser construídos de acordo com especificações das normas da ABNT, levando-se em consideração as especificações do projeto, como faixa de temperatura, pressão e resistência de exposição à irradiação solar (SANTO *et al.*, 2017).

1.1 JUSTIFICATIVA

Os coletores solares assistidos por termossifões, ou também chamados de coletores solares à vácuo, são mais eficientes, operam em temperaturas superiores e podem ser mais compactos em comparação aos coletores solares convencionais. Estes coletores são amplamente utilizados na Europa, nos Estados Unidos da América, no Canadá e em alguns países da Ásia. No Brasil e na América Latina, estão começando a serem utilizados, porém sua tecnologia de construção é estrangeira (BATALHA *et al.*, 2017), e devido a isto, os estudos sobre a utilização de termossifões para aquecimento de água são importantes para a descoberta de novas alternativas que venham a fomentar o desenvolvimento dessa tecnologia para o nosso país.

1.2 OBJETIVOS

1.2.1 Objetivo Geral

Nesta Dissertação de Mestrado são apresentados a concepção e os testes experimentais de três diferentes configurações de termossifões aplicáveis em coletor solar, sendo o melhor entre os três, analisado em bancada experimental na forma de um protótipo de coletor solar assistido por sete termossifões, com o objetivo de encontrar uma maneira alternativa e mais viável da aplicação de termossifões em aquecimento de água doméstica, contribuindo significativamente ao desenvolvimento sustentável.

1.2.2 Objetivos Específicos

Esta Dissertação de Mestrado apresenta os seguintes objetivos específicos:

- a) Projetar e construir três tipos de termossifões, sendo dois de diferentes diâmetros e um com diâmetros mistos, sendo este com evaporador de menor diâmetro e o condensador de maior diâmetro;
- b) Realizar testes experimentais com os três tipos de termossifões variando a vazão de água de resfriamento, ângulo de inclinação e carga térmica;
- c) Comparar os resultados experimentais obtidos pelos três termossifões e definir qual obteve melhor desempenho térmico para aplicação no protótipo de coletor solar;
- d) Construir e testar experimentalmente um protótipo de coletor solar com sete termossifões em bancada.

1.3 DESCRIÇÃO DO TRABALHO

A presente Dissertação de Mestrado está dividida em seis capítulos, sendo que este primeiro apresenta uma introdução sobre o tema proposto, uma justificativa para a realização do trabalho, bem como os objetivos geral e específicos.

No Capítulo 2 é apresentada a fundamentação teórica sobre termossifões, a descrição dos métodos de cálculos que serão utilizados, bem como suas equações, gráficos e tabelas. Além disto, apresenta descrições de estudos anteriores voltados a termossifões e suas aplicações.

O Capítulo 3 apresenta a metodologia utilizada para obtenção dos resultados que envolvem a análise dos termossifões, a montagem dos termossifões e de um protótipo de coletor solar assistido por sete termossifões, além da apresentação dos equipamentos utilizados nas análises experimentais.

No Capítulo 4 são apresentados os resultados experimentais dos três tipos diferentes de termossifões e a escolha do melhor termossifão para o experimento final. Também são mostrados os resultados obtidos por um protótipo de coletor solar assistido por sete termossifões e a discussão dos resultados.

O Capítulo 5 apresenta as principais conclusões obtidas com a realização dessa Dissertação de Mestrado e as referências bibliográficas são apresentadas no Capítulo 6.

2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

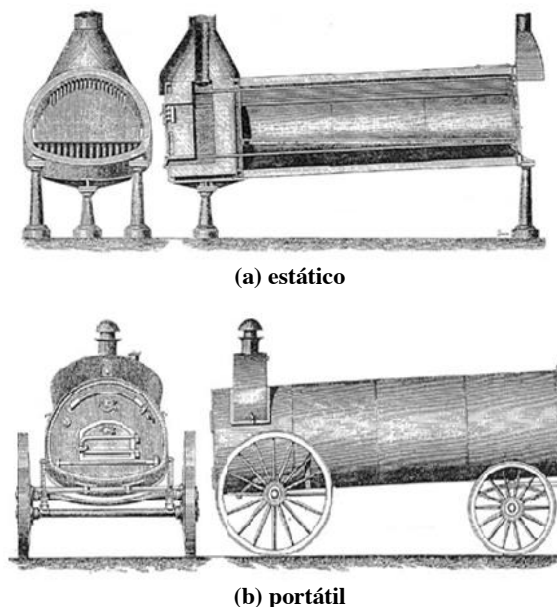
No presente capítulo é apresentada uma fundamentação teórica de termossifões e uma breve explicação de suas aplicações, funcionamento, componentes mais importantes, bem como fluido de trabalho utilizado. Além disto, é apresentada uma sucinta explicação sobre aquecedores solares e uma revisão da literatura destes dispositivos.

2.1 HISTÓRIA E APLICAÇÕES DOS TERMOSSIFÕES

A história dos termossifões teve início no Século XIX por *Angier Marco Perkins* (1799-1881) quando mudou-se dos Estados Unidos da América para a Inglaterra, onde realizou a maior parte do seu trabalho, aplicada no desenvolvimento de caldeiras e diversos sistemas de distribuição de calor. Este dispositivo bifásico é originado sob a forma de uma patente, tendo o nome de “Tubo de *Perkins*”, registrado por *Ludlow Patton Perkins*, filho de *Angier Marco Perkins*.

A principal utilização do “Tubo de *Perkins*” durante esse século foi em fornos, que ficariam conhecidos como “Forno *Perkins*”. Existiam fornos estáticos (Figura 2a) e fornos portáteis (Figura 2b), muito utilizados pelo exército britânico naquele século. As chamas transmitiam calor para a água do interior do tubo, que se transformava em vapor, condensando na extremidade do tubo que era situada no interior da câmara de cozimento, sendo o calor do vapor do tubo passado para a câmara.

Figura 2 - Forno *Perkins*.



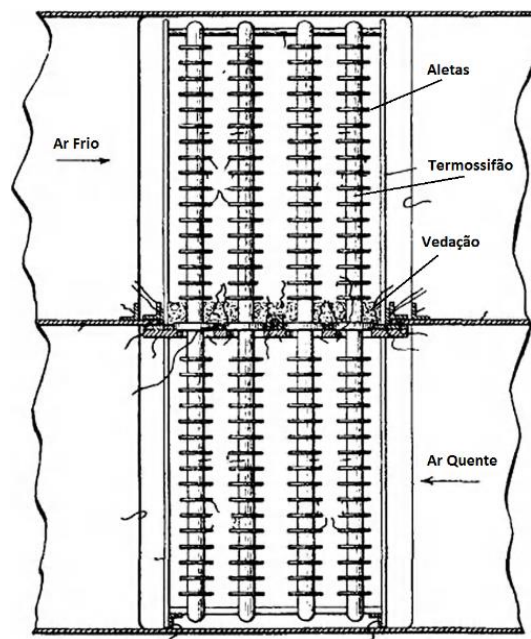
Fonte: BPHS (2017).

Em 1892, surgiu a patente UK #22272, que citava melhorias no “Tubo de *Perkins*” e concedida a *L. P. Perkins* e *W. E. Buck* como “Melhorias em Dispositivos para a Difusão ou Transferência de Calor” (REAY *et al.*, 2014). A partir dessas melhorias, o “Tubo de *Perkins*” foi utilizado em diversas atividades, como aquecimento de estufas, salas, veículos, secadores, entre outros.

Em aplicações que utilizam o escoamento de ar ou gás para aquecimento do “Tubo de *Perkins*”, o uso de aletas externas sobre os tubos é indicado para otimizar a transferência de calor para o meio externo. A Patente US #1725906, de 27 de agosto de 1929, proposta por *F. W. Gay*, apresenta estas modificações, onde os evaporadores estão localizados verticalmente abaixo dos condensadores com uma placa de vedação para evitar a mistura dos escoamentos (Figura 3). Nesta patente se propõe como fluidos de trabalho metanol, água e mercúrio, conforme as temperaturas dos gases de exaustão (REAY *et al.*, 2014).

Um trocador de calor composto por termosifões bifásicos apresenta diversas vantagens em comparação com dispositivos de pré-aquecimento de ar utilizado em caldeiras, tais como: ausência de partes móveis; redução de gastos com manutenção; ausência de problemas de vedação entre correntes de ar e gases de combustão, evitando contaminação do ar; e construção simples, reduzindo problemas com corrosão pelos gases de combustão.

Figura 3 - Trocador de calor com aletas proposto por *F. W. Gay*.



Fonte: Adaptado de Reay *et al.* (2014).

O termossifão também é utilizado na construção civil, mantendo estradas operantes no inverno, edifícios aquecidos e fundações estáveis no solo, transportando calor do solo para a superfície. Os *thermopiles* ou pilares térmicos são uma das formas de utilização na construção civil. Eles são termossifões aliados a uma carga estrutural, sendo utilizados como base para construção de casas e edifícios, além de outras estruturas que necessitem de base. Um exemplo de *thermopiles* é mostrado na Fotografia 1. Seu funcionamento ocorre pela grande capacidade de refrigeração, oriunda da transferência de calor do solo para a atmosfera, mantendo assim a temperatura do solo mais baixa, aumentando a força cisalhante e resistência à compressão do solo gelado. Eles criam temperaturas mais frias no solo, aumentando a capacidade de carga por pilar, mantendo estabilizada a *permafrost*, um tipo de solo composto por terra, gelo e rocha encontrado em regiões árticas, evitando seu degelo.

Fotografia 1 - *Thermopiles* aplicados na construção de uma estrutura metálica.



Fonte: Hollubec (2008).

A utilização de termossifões também pode ser feita em rodovias e ferrovias de regiões frias, sendo enterrados até atingirem as camadas de terra com temperaturas mais elevadas que a da superfície, aquecendo as estradas e as ferrovias e assim evitando congelamento (Fotografia 2).

Fotografia 2 - Termossifões aplicados em estradas.



Fonte: Antonini Alves (2017).

Os termossifões também são aplicados em linhas de transporte de óleos, captando calor do óleo no tubo e transferindo para o ambiente externo, reduzindo o calor que a base recebe e transfere para o solo, evitando assim o descongelamento e instabilidade da fundação (Fotografia 3).

Fotografia 3 - Aplicação de termossifão na *Alaska Pipeline Transportation*.



Fonte: U. S. Chamber (2017).

Outras utilizações dos termossifões ocorrem na área industrial, como regeneradores de calor, aquecedores de ar de combustão e trocadores de calor, apresentados na Fotografia 4.

Fotografia 4 - Trocador de calor assistido por termossifões.



Fonte: Mantelli (2009).

Nos coletores solares, os termossifões são utilizados na realização da circulação passiva ou convecção natural. A circulação de água no sistema de aquecimento solar passivo (termossifão ou convecção natural) ocorre quando o coletor aquece o fluido, neste caso água, estabelecendo uma diferença de massa específica entre a água do fundo do reservatório térmico e do coletor, gerando assim uma direção para o escoamento do fluido. Neste caso, o reservatório deverá ser localizado acima do coletor para que não haja circulação reversa quando a temperatura do coletor estiver inferior a temperatura do reservatório (Figura 4). Este processo ocorre até que haja um equilíbrio na temperatura da água (DUFFIE e BECKMAN, 2006).

Figura 4 - Sistema de aquecimento por termossifão.



Fonte: Sole (2017).

2.2 COMPONENTES FUNDAMENTAIS DE UM TERMOSSIFÃO

Os termossifões são compostos por dois componentes: invólucro e fluido de trabalho.

2.2.1 Invólucro

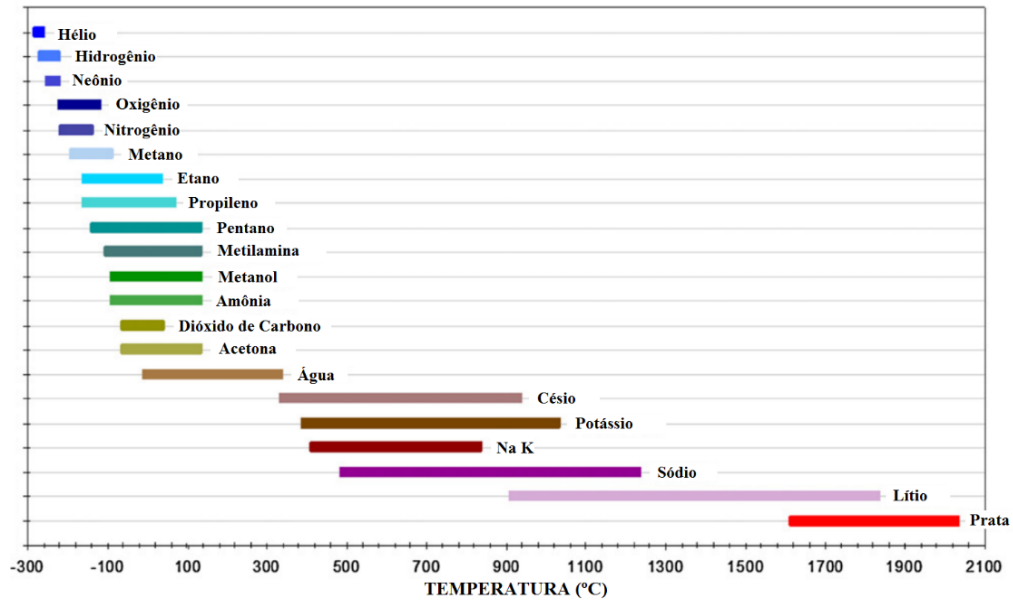
Para escolha do material que o termossifão será construído, deve ser observada a capacidade do material em resistir à pressão do vapor no interior, ter uma temperatura de fusão maior que as temperaturas operacionais e ser estável mecanicamente na faixa de trabalho das temperaturas de operação. Além destas observações, o invólucro deve apresentar alta condutividade térmica para promover uma transferência de calor eficiente entre os meios interno e externo. Outros pontos importantes a serem observados é que o material deve ter boa resistência à corrosão e ser maleável o suficiente para ser conformado quando se deseja tamanhos e formas diferentes (SHABANY, 2010).

Na escolha do fluido de trabalho é de grande importância verificar a espessura da parede do invólucro, pois fluidos de trabalho que atingem pressões de vapor maiores requerem paredes com maior espessura. No caso da água, a pressão de vapor chega a valores elevados necessitando de um invólucro com uma geometria cilíndrica mecanicamente mais rígida. Alguns dos materiais mais utilizados na fabricação de termossifões são: cobre, alumínio, titânio, aço inoxidável, superligas, ligas fundidas e carboneto de silício à nitrato.

2.2.2 Fluido de Trabalho

A seleção de um fluido de trabalho requer atenção, por se tratar de um parâmetro que influencia diretamente na funcionalidade do dispositivo. Para a escolha é importante observar a faixa de temperatura de operação, pressão de vapor, estabilidade, toxicidade, condutividade térmica e a compatibilidade química entre o fluido de trabalho e o material do invólucro do tubo. Sobre a faixa de temperatura de operação é importante a observação devido o fluido de trabalho ter como características temperaturas críticas e de estado triplo. Ele pode operar entre as temperaturas críticas e de estado triplo, acima disso o fluido de trabalho chega ao estado de plasma. Temperaturas abaixo do estado triplo fazem com que o fluido de trabalho fique entre o estado sólido e vapor. Em razão disso, as temperaturas críticas são estabelecidas para que o fluido de trabalho não chegue a temperaturas próximas a estas, trabalhando em um intervalo específico, como mostra a Figura 5.

Figura 5 - Seleção de fluido de trabalho em função do intervalo de temperatura de operação em °C.



Fonte: Nishida (2016).

2.2.3 Compatibilidade

A importância da compatibilidade química se dá principalmente para que não ocorra geração de gases não condensáveis, que por sua vez atrapalham o desempenho térmico do termossifão. Na Tabela 1, são apresentados materiais recomendados para os invólucros de termossifões, considerando diversos fluidos de trabalho.

Tabela 1 - Materiais recomendados para invólucros de termossifão em função do fluido de trabalho.

Fluidos de Trabalho	Recomendado	Não recomendado
Amônia	Alumínio	Cobre
	Aço carbono	
	Níquel	
	Aço Inoxidável	
Acetona	Cobre	-
	Sílica	
	Alumínio	
	Aço inoxidável	
Metanol	Cobre	Alumínio
	Aço inoxidável	
	Sílica	
Água	Cobre	Alumínio
	Monel	Sílica
	Aço inoxidável 347	Inconel
		Níquel
		Aço carbono
Potássio	Aço Inoxidável	Titânio
	Inconel	
Sódio	Aço Inoxidável	Titânio
	Inconel	

Fonte: Adaptado de Reay *et al.* (2014).

2.2.4 Figura de Mérito

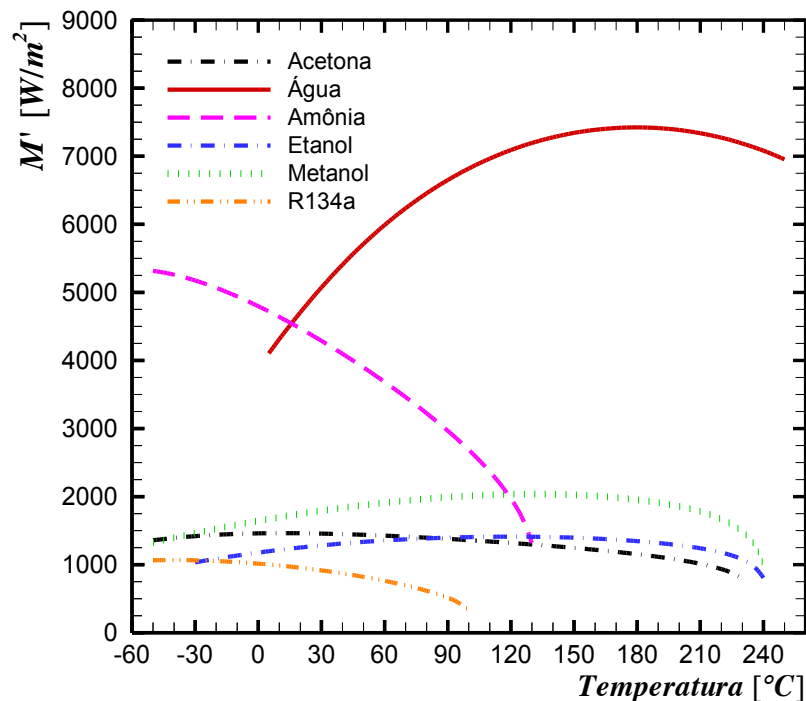
A Figura de Mérito, M' , é um parâmetro que relaciona diretamente as propriedades do fluido de trabalho para uma capacidade máxima de transporte de calor a uma determinada faixa de temperatura para termostações, e conforme Reay *et al.* (2014), é expressa por:

$$M' = \left(\frac{h_v k_l^3 \rho_l}{\mu_l} \right)^{1/4} \quad (1)$$

sendo que, h_v é o calor latente de vaporização do fluido, k_l é a condutividade térmica da fase líquida do fluido, ρ_l é a massa específica da fase líquida do fluido e μ_l a viscosidade dinâmica da fase líquida do fluido.

No Gráfico 1 expressa o comportamento da Figura de Mérito para fluidos de trabalho como água, acetona, metanol, amônia, R134a e etanol em uma faixa de temperatura de -50°C a 250°C .

Gráfico 1 - Figura de Mérito em função da temperatura.



Fonte: Aguiar (2016).

As impurezas presentes no fluido de trabalho afetam diretamente o desempenho térmico de termossifões. As mais comuns são os gases não condensáveis, que durante a operação são deslocados para a extremidade do condensador e dependendo da quantidade podem bloquear a transferência de calor no condensador, comprometendo de forma significativa a troca térmica.

Ao se projetar um termossifão é necessário conhecer profundamente as condições térmicas de operação. Estas condições são: a carga térmica que será transportada, a faixa máxima e mínima de temperatura de operação, a geometria do termossifão, o fluido de trabalho e o material do qual o termossifão será constituído.

2.3 LIMITES OPERACIONAIS DOS TERMOSSIFÕES

Mesmo com a alta eficiência que os termossifões possuem para troca de calor, existem várias limitações referentes à transferência de calor. Cada uma dessas limitações são chamadas de limites operacionais e são especificadas nos tópicos a seguir.

2.3.1 Limite Sônico

O vapor que circula no núcleo do termossifão pode acelerar, atingindo a velocidade sônica, limitando a velocidade do vapor pela velocidade do som. O limite sônico é diretamente influenciado pelo tamanho do núcleo de vapor.

Conforme Busse (1973), o limite sônico pode ser chamado de condição de onda de choque, pois no momento em que a velocidade sônica é alcançada no início de operação ou em regime permanente, o vapor é submetido a uma onda de choque, dificultando o livre acesso entre o evaporador e o condensador. Isto causa uma diminuição na temperatura do condensador e aumento da temperatura do evaporador devido ao fluxo de calor não estar compatível com o calor recebido pelo evaporador.

A determinação do limite sônico de termossifões é expressa por:

$$q_{son} = 0,474 h_{lv} A (\rho_v p_v)^{\frac{1}{2}} \quad (2)$$

sendo que, h_{lv} é a entalpia de vaporização, A_v é a área na qual o vapor escoar pelo termossifão, ρ_v é a massa específica do vapor e p_v é a pressão absoluta da fase vapor.

2.3.2 Limite Viscoso

Com as forças viscosas dominando o escoamento de vapor, a pressão de vapor no condensador pode se reduzir a zero, limitando assim o transporte de calor. O limite viscoso pode ser atingido quando a operação for realizada com pequenos gradientes de temperatura e uma baixa diferença de pressão entre a região do evaporador e condensador. Quando as forças viscosas forem maiores que o gradiente de pressão, este gradiente pode não ser suficiente para continuar com o escoamento de vapor, deste modo o vapor pode diminuir sua velocidade e até mesmo estagnar (PETERSON, 2004).

Portanto, para não ser alcançado o limite viscoso é necessário considerar um critério fundamentado na pressão mínima do condensador e no gradiente de pressão do evaporador. Conforme Busse (1973) propôs, o limite viscoso pode ser calculado por:

$$q_{visc} = d_i^2 h_{iv} A_v \frac{\rho_v P_v}{64 \mu_v l_{ef}} \quad (3)$$

sendo que, d_i é o diâmetro interno do termossifão, μ_v é a viscosidade dinâmica do vapor e l_{ef} é o comprimento efetivo do evaporador dado por:

$$l_{ef} = l_{adiab} + \frac{(l_{evap} + l_{cond})}{2} \quad (4)$$

sendo que, l_{adiab} é o comprimento da seção adiabática, l_{evap} é o comprimento da seção do evaporador e l_{cond} é o comprimento da seção do condensador.

O escoamento de vapor pode ser limitado pelo gradiente de pressão que ocorre entre a saída do evaporador e a pressão mínima existente no condensador. A Equação 5 expressa a razão entre a queda de pressão global ocorrendo na fase de vapor Δp_v e a pressão absoluta na fase de vapor, p_v , sendo usada para estabelecer um critério para evitar o limite viscoso.

$$\frac{\Delta p_v}{p_v} < 0,1 \quad (5)$$

2.3.3 Limite de Arrasto

O limite de arrasto ocorre com a força cisalhante na interface líquido-vapor, quando o retorno do fluido de trabalho para o evaporador pode ser dificultado devido à interação do escoamento contracorrente do vapor e do líquido. Com o aumento no escoamento de vapor, a velocidade do vapor também aumenta, podendo ocasionar uma instabilidade do escoamento líquido. Em alguns casos podem ser formadas ondas em que a força cisalhante se torna maior que a força de tensão superficial, formando assim um arrasto de gotículas de líquido no escoamento de vapor para o condensador, aumentando a circulação de líquido, limitando o fluxo axial de calor.

A relação entre a força cisalhante viscosa na interface líquido-vapor como escoamento contracorrente de vapor e líquido pode inibir o retorno do líquido ao evaporador. Segundo Groll e Rösler (1992), quando ocorre esta dificuldade de retorno, o termosifão atinge o limite de arrasto, que por sua vez é expresso por:

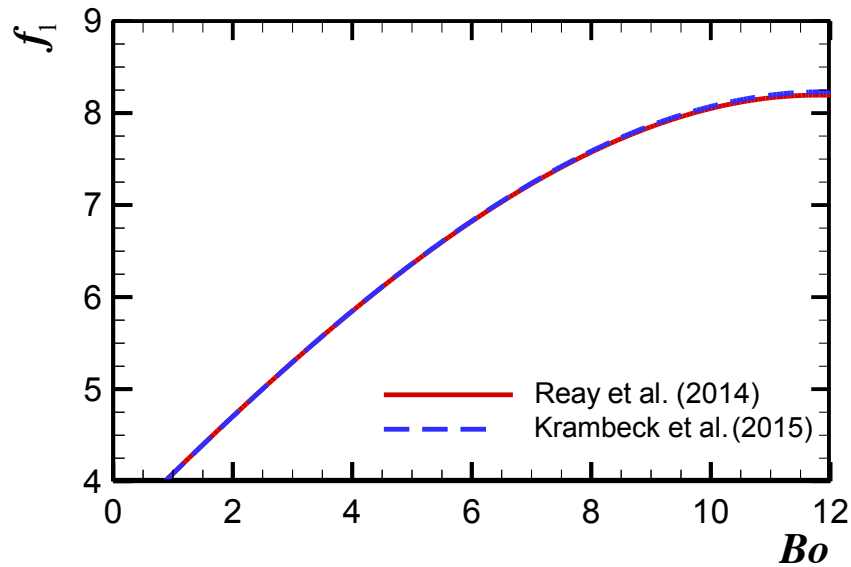
$$q_{arr} = f_1 f_2 f_3 h_v A_v \rho_v^{0.5} \left[g (\rho_l - \rho_v) \sigma \right]^{\frac{1}{4}} \quad (6)$$

sendo que, ρ_v e ρ_l são as massas específicas do vapor e do líquido respectivamente, g é a aceleração gravitacional, σ é a tensão superficial e a combinação de $f_1 f_2 f_3$ é conhecido como número de *Kutateladze*, que correlaciona as forças de arrasto com as forças de atrito.

O parâmetro f_1 é uma função do número de *Bond*, correlacionado inicialmente por Reay *et al.* (2014) pelo Gráfico 2, cuja curva de ajuste, Equação 7, foi obtida por Krambeck *et al.* (2015) no intervalo entre $1 \leq Bo < 10$ com desvios menores do que 0,82%:

$$f_1 = -0,025 Bo^2 + 0,726 Bo + 3,359 \quad (7)$$

Gráfico 2 - Parâmetro f_1 do número de Kutateladze.



Fonte: Krambeck *et al.* (2015).

O número de *Bond*, definido como a razão entre a força gravitacional e a força ligada à tensão superficial, que por sua vez é expresso por:

$$Bo = d_i \left[\frac{g(\rho_l - \rho_v)}{\sigma} \right]^{\frac{1}{2}} \quad (8)$$

O parâmetro f_2 é uma função do parâmetro adimensional K_p , expresso por:

- $f_2 = K_p^{-0,17}$ para $K_p \leq 4 \times 10^4$
- $f_2 = 0,165$ para $K_p > 4 \times 10^4$

sendo que:

$$K_p = \frac{P_v}{\left[g(\rho_l - \rho_v)\sigma \right]^{\frac{1}{2}}} \quad (9)$$

O parâmetro f_3 mostra a influência que a inclinação do termossifão tem no limite de arrasto. Na posição vertical, $f_3 = 1$, enquanto as demais posições deste parâmetro foram correlacionadas por Krambeck *et al.* (2016), sendo apresentadas no Gráfico 3, com desvios inferiores a 2,4%, por:

- $Bo = 1$:

$$f_3 = -0,00012 \beta^2 + 0,01962 \beta + 0,19110 \quad (10)$$

- $Bo = 2$:

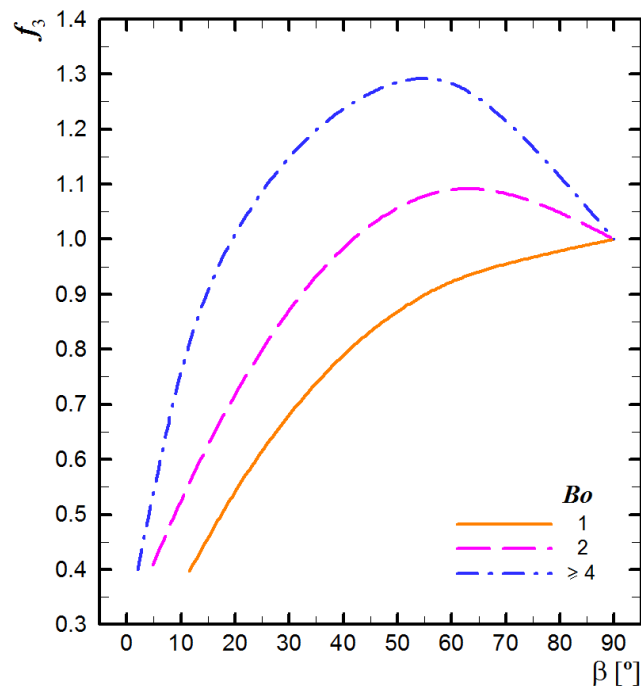
$$f_3 = -0,00019 \beta^2 + 0,02472 \beta + 0,30621 \quad (11)$$

- $Bo \geq 4$:

$$f_3 = -0,00026 \beta^2 + 0,02836 \beta + 0,52326 \quad (12)$$

sendo que, β é o ângulo de inclinação do termossifão medido em graus.

Gráfico 3 - Parâmetro f_3 em função da inclinação, com número de Bond como parâmetro.



Fonte: Krambeck *et al.* (2016).

2.3.4 Limite de Ebulição

Quando um termossifão possui quantidade de fluido e fluxo térmico no evaporador muito elevada o limite de ebulição pode ser verificado. Este limite ocorre quando a ebulição, antes nucleada na piscina de líquido, agora se forma na película de fluido, esta transição de ebulição é denominada de fluxo de calor crítico.

As bolhas de vapor que foram geradas se unem formando uma película de vapor como uma barreira, isolando termicamente a parede do tubo. Devido ao vapor ter uma baixa condutividade térmica, o calor absorvido pela parede não é dissipado, fazendo com que a temperatura da parede aumente a um nível na qual possa atingir a temperatura de fusão do material do tubo. O limite de ebulição foi descrito por Mantelli (2009) como:

$$q_{ebu} = 0,12 A_{evap} h_w \rho_v^{1/2} [g(\rho_l - \rho_v)\sigma]^{1/4} \quad (13)$$

2.4 DESCRIÇÃO DO PROJETO TÉRMICO DE TERMOSSIFÕES

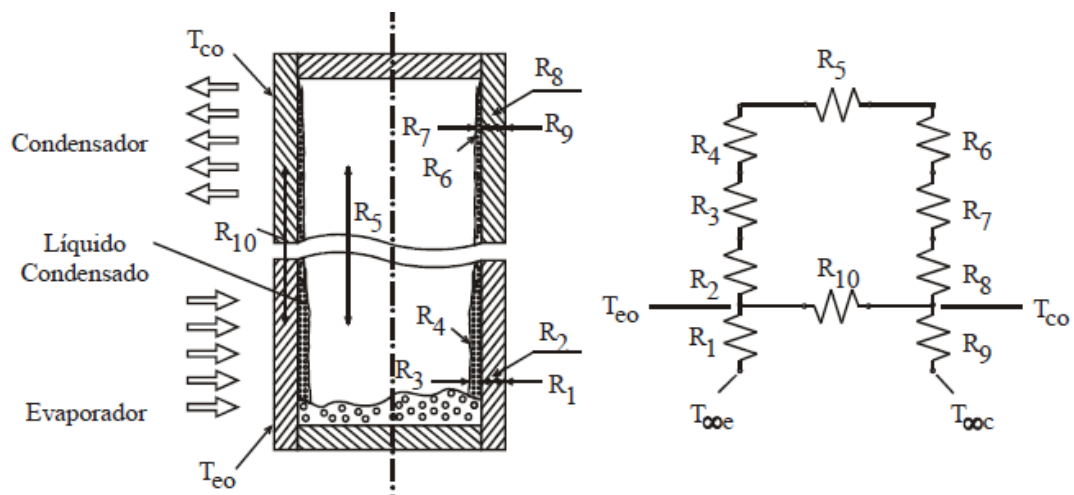
O projeto térmico dos termossifões é realizado através da modelagem de um circuito térmico levando em consideração todos os componentes do termossifão, bem como o fluido de trabalho, invólucro e ambiente externo.

A resistência térmica global e efetiva, R_t , é um dos parâmetros mais importantes em um circuito térmico, Equação (14), que relaciona a taxa de transferência, q , com a diferença de temperatura, ΔT , entre o evaporador e condensador.

$$R_t = \frac{\Delta T}{q} \quad (14)$$

Quando a operação em regime permanente se inicia no termossifão, pode ser identificada através da analogia de circuitos térmicos a presença de resistências térmicas (Figura 6).

Figura 6 - Identificação das resistências e do circuito térmico de um termossifão.



Fonte: Mantelli (2009).

A Tabela 2 apresenta as definições das resistências apresentadas na Figura 6.

Tabela 2 - Definição das resistências.

Resistência	Definição	Equação
R_1	Resistência térmica convectiva externa no evaporador	(16)
R_2	Resistência térmica de condução no evaporador	(18)
R_3	Resistência térmica de ebulição	(27)
R_4	Resistência térmica na interface da parede do evaporador	(30)
R_5	Resistência térmica associada à queda de temperatura	(33)
R_6	Resistência térmica na interface da parede do condensador	(32)
R_7	Resistência térmica de condensação	(29)
R_8	Resistência térmica de condução no evaporador	(19)
R_9	Resistência térmica convectiva externa no condensador	(17)
R_{10}	Resistência térmica axial do material	(36)

Fonte: Autoria própria.

A determinação da resistência térmica global do termosifão (R_t) pode ser encontrada através de uma associação em série e paralelo das resistências térmicas existentes conforme Equação 15.

$$R_t = R_1 + \left[(R_2 + R_3 + R_5 + R_7 + R_8)^{-1} + R_{10}^{-1} \right]^{-1} + R_9 \quad (15)$$

2.4.1 Resistência Térmica entre o Meio Externo e a Parede do Tubo

As resistências térmicas R_1 e R_9 representam a resistência térmica convectiva entre a parede do tubo e o meio externo, sendo que R_1 é a resistência térmica referente à região do evaporador, Equação 16, e R_9 é a resistência térmica referente à região do condensador, Equação 17.

$$R_1 = \frac{1}{h_{e,evap} A_{evap}} \quad (16)$$

sendo que, $h_{e,evap}$ é o coeficiente de convecção externo no evaporador e A_{evap} é a área externa do evaporador.

$$R_9 = \frac{1}{h_{e,cond} A_{cond}} \quad (17)$$

sendo que, $h_{e,cond}$ é o coeficiente de convecção externo no condensador e A_{cond} é a área externa do evaporador.

2.4.2 Resistência Térmica de Condução Através da Parede

As resistências térmicas relacionadas à transferência de calor por condução na parede do tubo são R_2 e R_8 , sendo que R_2 é a resistência térmica de condução na parede do evaporador, Equação 17, e R_8 é a resistência térmica de condução na parede do condensador, Equação 18.

$$R_2 = \frac{\ln\left(\frac{d_e}{d_i}\right)}{2\pi l_{evap} k_{par}} \quad (18)$$

$$R_8 = \frac{\ln\left(\frac{d_e}{d_i}\right)}{2\pi l_{cond} k_{par}} \quad (19)$$

sendo que, d_i é o diâmetro interno do termossifão, d_e é o diâmetro externo do termossifão e k_{par} é o coeficiente de condutividade térmica da parede.

2.4.3 Resistência Térmica Relacionada à Condensação e Ebulição

A resistência térmica, R_3 , relacionada à ebulição, no evaporador deve ser analisada em duas partes de acordo com Groll e Rösler (1992). A primeira parte é a resistência térmica referente a evaporação da película de líquido nas laterais do tubo (R_{3f}) determinada por:

$$R_{3f} = \frac{0,345 q_{est}^{\frac{1}{3}}}{d_i^{\frac{4}{3}} g^{\frac{1}{3}} l_{evap} \psi^{\frac{4}{3}}} \quad (20)$$

sendo que q_{est} é taxa de transferência de calor estimada e ψ é determinado por:

$$\psi = \left(\frac{h_{lv} k_l^3 \rho_l^2}{\mu_l} \right)^{\frac{1}{4}} \quad (21)$$

A outra parte é referente a resistência térmica da ebulição do líquido na piscina (R_{3p}), sendo determinada pelas equações propostas por Brost (1996) como:

$$R_{3p} = \frac{1}{g^{0,2} \varphi q_{est}^{0,4} (\pi d_l l_{evap})^{0,6}} \quad (22)$$

sendo que φ é determinado por:

$$\varphi = \left(\frac{\rho_l^{0,65} k_l^{0,3} c_{pl}^{0,7}}{\rho_v^{0,25} h_{lv}^{0,4} \mu_l^{0,1}} \right) \left(\frac{p_v}{p_{atm}} \right)^{0,23} \quad (23)$$

sendo que, c_{pl} é o calor específico do líquido a pressão constante, p_v é a pressão do vapor e p_{atm} é a pressão atmosférica local.

A pressão na piscina, p_p , é utilizada na obtenção das propriedades para determinar R_{3p} , Equação (24). A pressão existente na extremidade inferior do evaporador não sofre alteração quando o nível da piscina altera durante a ebulição, desta forma pode ser assumida uma temperatura de saturação que equivale à pressão na piscina.

$$p_p = p_v + (\rho_l g F l_e \text{sen} \beta) \quad (24)$$

sendo que, β é o ângulo de inclinação do termossifão.

De acordo com Mantelli (2009), considerando a temperatura no evaporador, dada por T_v , sendo maior que a temperatura da piscina de líquido, T_p , e variando linearmente com a profundidade do líquido, no evaporador a temperatura média do fluido pode ser obtida por:

$$T_m = T_v (1 - F) + \frac{T_v + T_p}{2} F \quad (25)$$

A partir da diferença de temperatura, consequentemente, a pressão hidrostática, ΔT_h , pode ser expressa por:

$$\Delta T_h = T_m - T_v = \frac{T_v - T_p}{2} F \quad (26)$$

Segundo Mantelli (2009), apesar de ΔT_h ser pequena na maioria das condições operacionais, é importante verificar o valor durante o projeto para fluidos em baixas pressões de vapor. A resistência total, resultante da evaporação do fluido pode ser obtida em duas oportunidades sendo $R_3 = R_{3p}$ se $R_{3p} < R_{3f}$ porém, caso $R_{3p} > R_{3f}$ é recomendado o uso de:

$$R_3 = R_{3p} F + R_{3f} (1 - F) \quad (27)$$

sendo que F é a razão de preenchimento e pode ser expressa por:

$$F = \frac{V_l}{V_{evap}} \quad (28)$$

sendo que V_l é o volume de líquido contido no termosifão e V_{evap} é o volume da região do evaporador.

De acordo com Groll e Rösler (1992) a resistência térmica referente a condensação da película do líquido na região do condensador, R_7 , pode ser calculada por:

$$R_7 = \frac{0,345 q_{est}^{\frac{1}{3}}}{d_i^{\frac{4}{3}} g^{\frac{1}{3}} l_{cond} \psi^{\frac{4}{3}}} \quad (29)$$

2.4.4 Resistência Térmica na Interface

As resistências referentes à interface entre o líquido e o vapor (R_4 e R_6) foram propostas por Reay *et al.* (2014), sendo que R_4 é a resistência térmica do evaporador, que é determinada por:

$$R_4 = \frac{R_{gás} \bar{T}_{evap}^2 (2\pi R_{gás} \bar{T}_{evap})^{\frac{1}{2}}}{h_{lv}^2 p_v A_{evap}} \quad (30)$$

sendo que, $R_{gás}$ é obtida pela Equação (31), na qual M é a massa molar do fluido de trabalho na forma de gás, \bar{R} é a constante universal dos gases, sendo seu valor de 8.314 J/(kmol K).

$$R_{gás} = \frac{\bar{R}}{M} \quad (31)$$

Para a resistência térmica do condensador (R_6), tem-se a seguinte expressão:

$$R_6 = \frac{R_{gás} \bar{T}_{cond}^2 (2\pi R_{gás} \bar{T}_{cond})^{\frac{1}{2}}}{h_{lv}^2 p_v A_{cond}} \quad (32)$$

Segundo Brost (1996), como normalmente os valores de R_4 e R_6 são bem pequenos, elas podem ser desprezadas.

2.4.5 Resistência Térmica Relacionada à Queda de Temperatura

De acordo com Peterson (1994), existe uma resistência térmica que está associada a uma queda da temperatura de saturação entre o evaporador e condensador (R_5), que é determinada por:

$$R_5 = \frac{T_v \Delta p_v}{h_{lv} p_v q_{est}} \quad (33)$$

sendo que, Δp_v é determinado por:

$$\Delta p_v = - \left(1 - \frac{4}{\pi} \right) \frac{\dot{m}^2}{8\rho_v r_v^4} - \frac{8\mu_v \dot{m}}{\rho\pi r_v^4} l_{adiab} \quad (34)$$

$$\dot{m} = \frac{q_{est}}{h_{lv}} \quad (35)$$

sendo que, \dot{m} é a vazão mássica do vapor e r_v é o raio do escoamento de vapor.

De acordo com Mantelli (2009), a queda de temperatura é decorrente da queda pressão no escoamento do vapor e por isso pode ser desprezada.

2.4.6 Resistência Térmica do Material

O material do tubo tem sua resistência térmica axial, (R_{10}) que pode ser representada por:

$$R_{10} = \frac{l_{adiab} + 0,5(l_l + l_{cond})}{A_{tpar} k_{par}} \quad (36)$$

sendo que, l_l é o comprimento que o líquido ocupa no termosifão e A_{tpar} é a área transversal da parede.

Brost (1996) recomenda um critério para que R_{10} possa ser desconsiderado quando o calor não é transportado de forma eficiente, que é o caso do calor conduzido axialmente pela parede do termosifão:

$$\frac{R_{10}}{R_2 + R_3 + R_5 + R_7 + R_8} > 20 \quad (37)$$

2.4.7 Metodologia para Projeto Térmico de Termossifões

Em um projeto de um termosifão, inicialmente é necessário especificar os comprimentos das regiões de evaporação, de condensação e da seção adiabática. Na sequência devem ser especificados os diâmetros interno e externo juntamente com a inclinação de operação do termosifão. Feito isso, é necessário calcular os coeficientes de convecção do condensador e evaporador.

Definido o fluido de trabalho com os comprimentos das regiões pré-estabelecidos, faz-se a escolha da razão de preenchimento, onde é definida a porcentagem de fluido de trabalho no evaporador. A condutividade térmica da parede do invólucro é obtida a partir do material que ela é fabricada. Após determinação das temperaturas da vizinhança do evaporador e do condensador, as resistências R_1 , R_2 , R_8 e R_9 podem ser determinadas. Com os valores obtidos das temperaturas e das resistências é encontrado o valor da temperatura do vapor através da expressão:

$$T_v = T_{\infty c} + \frac{R_8 + R_9}{R_1 + R_2 + R_8 + R_9} (T_{\infty e} - T_{\infty c}) \quad (38)$$

Através da temperatura do vapor, são obtidas as propriedades termofísicas e termodinâmicas do fluido de trabalho no estado de vapor. E a partir dessas propriedades, é determinada a pressão na base da piscina de líquido, encontrada pela Equação 24.

Com a pressão encontrada, é obtida a temperatura de saturação do vapor, permitindo calcular a diferença da temperatura hidrostática média pela expressão:

$$\Delta T_h = 0,5(T_p - T_v)F \quad (39)$$

A partir do valor da diferença de temperatura hidrostática, ΔT_h , é possível determinar a diferença global de temperatura pela expressão:

$$\Delta T = (T_{\infty e} - T_{\infty c}) - \Delta T_h \quad (40)$$

Este valor da diferença global de temperatura permite realizar a primeira estimativa de carga térmica.

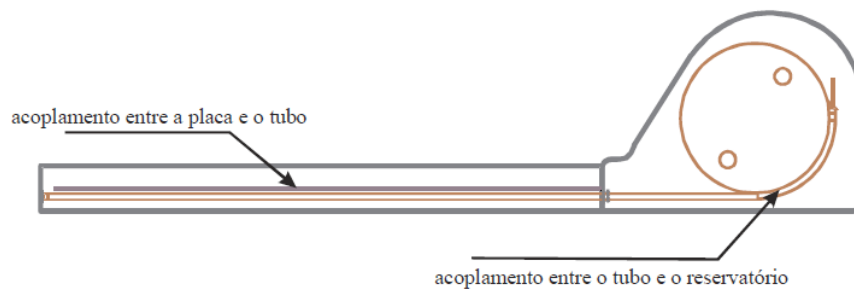
$$q_{est} = \frac{\Delta T}{(R_1 + R_2 + R_8 + R_9)} \quad (41)$$

Do cálculo das resistências R_3 e R_7 , utilizando a carga térmica anteriormente obtida, tanto a resistência global quanto a carga térmica real podem ser determinadas e comparadas pela primeira carga térmica encontrada, caso o resultado não venha a convergir o valor da carga térmica real deve ser utilizado para um novo cálculo das resistências R_3 e R_7 antes de se calcular uma nova resistência global e carga térmica real. Esse cálculo deve se repetir até os valores convergirem a um erro mínimo.

2.5 REVISÃO DA LITERATURA

Abreu (2003) desenvolveram uma forma variada de um sistema de aquecimento solar compacto utilizando termossifões, onde os tubos possuíam uma curvatura na região do evaporador acompanhando a parede do reservatório térmico. Foram utilizados tubos de cobre com 15 mm de diâmetro externo e parede de 0,7 mm. A configuração da montagem utilizada nesse experimento é mostrada na Figura 7.

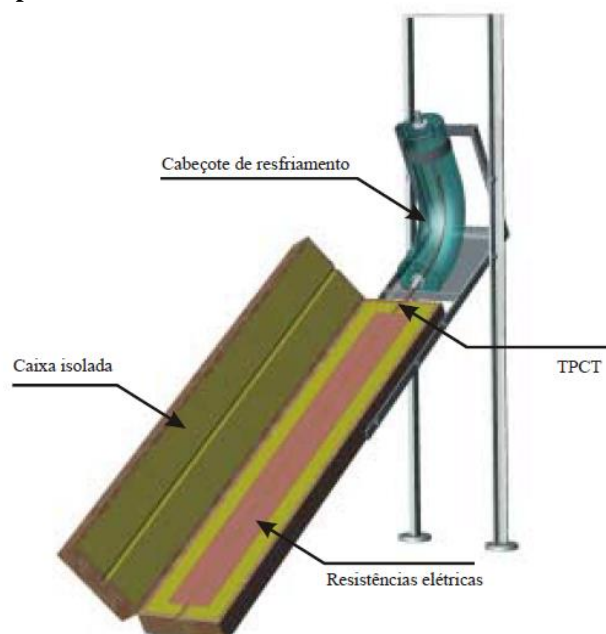
Figura 7 - Montagem do termossifão usado no experimento.



Fonte: Adaptado Abreu (2003).

Foram realizados dois experimentos, sendo que o primeiro (Figura 8) foi realizado em laboratório para observar o comportamento dos termossifões em diferentes condições operacionais e configurações construtivas. Os parâmetros experimentais utilizados nessa etapa são apresentados na Tabela 3.

Figura 8 - Montagem do experimento em bancada.



Fonte: Adaptado de Abreu (2003).

Tabela 3 - Parâmetros experimentais gerais.

Parâmetro	Nível 1	Nível 2	Nível 3	Nível 4	Nível 5
Comprimento evaporador [m]	1,00	1,35	1,50		
Inclinação [°]	30	45			
Fluxo de calor na aleta [W/m ²]	400	600	800	1.000	1.200
Razão de preenchimento [%]	60	80			
Temperatura de resfriamento [°C]	20	40			

Fonte: Adaptado de Abreu (2003).

O segundo experimento foi ao ar livre com o sistema completo de aquecimento solar desenvolvido por Abreu (2003), tendo como objetivo determinar a curva de eficiência e coletar dados para validação de um modelo de simulação. As dimensões utilizadas na bancada experimental foram as mesmas de um sistema convencional para possibilitar a comparação de ambos. A construção da bancada experimental foi feita com oito termossifões de 1.350 mm de comprimento no evaporador e a placa coletora foi pintada com tinta de absorvidade na faixa espectral solar de 0,95. O coletor convencional foi instalado ao lado do construído para os testes experimentais (Fotografia 6), trabalhando com uma inclinação inicial de 37° em Florianópolis/SC, Brasil. Os valores foram coletados a cada dez segundos com termopares do tipo T nos seguintes pontos: temperaturas da placa coletora, temperaturas no reservatório térmico, temperatura ambiente, intensidade solar na superfície do coletor e velocidade do vento.

Fotografia 5 - Experimento construído ao ar livre.

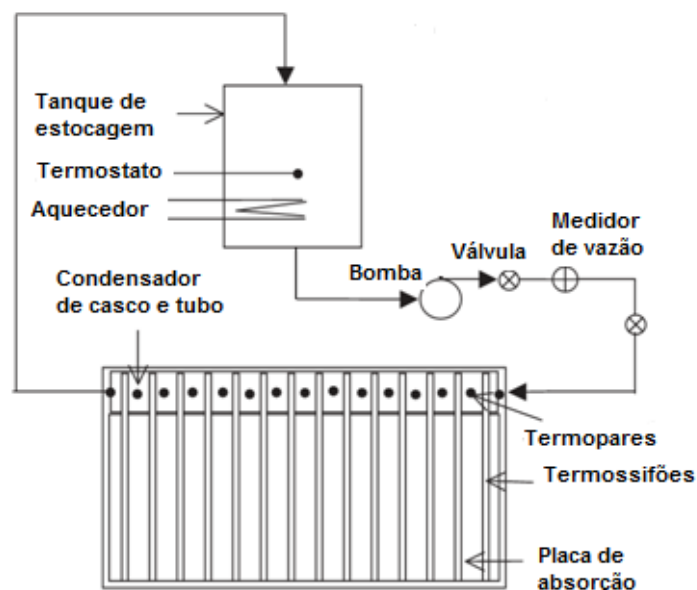
Fonte: Adaptado de Abreu (2003).

O autor conclui que o objetivo proposto foi atingido, mesmo com resultados inferiores aos coletores convencionais, como por exemplo os obtidos na eficiência, que no coletor convencional chegou a 24,3% a mais que no ponto de maior eficiência do sistema, mostrando-se economicamente viável, além de ser mais vantajoso em locais de frio intenso, onde as placas convencionais correm sérios riscos de congelamento.

Nada *et al.* (2004) desenvolveram um trabalho em um coletor solar de placa plana utilizando termossifão de cobre em sistema casco e tubos. Este trabalho foi desenvolvido no Egito, mais especificamente na cidade do Cairo. O experimento teve o objetivo de estudar o desempenho do coletor variando a vazão do fluido, diferentes temperaturas do fluido de entrada e o efeito que o número de tubos causaria ao coletor solar assistido por termossifões.

O sistema é considerado ativo, visto que é utilizada uma bomba para circulação do fluido, além de medidor de vazão para controle do escoamento de entrada de água. Para coleta das temperaturas foram utilizados termopares do tipo K. No coletor solar foram empregados 14 termossifões. As dimensões dos termossifões analisados foram de 12,7 mm de diâmetro externo e 11,7 mm para diâmetro interno, além de 920 mm de comprimento. As dimensões do coletor são 1.000 mm de comprimento, 1.960 mm de largura e 100 mm de altura. O fluido de trabalho dos termossifões foi a água. Na Figura 9 é mostrado um diagrama esquemático do experimento desenvolvido por Nada *et al.* (2004).

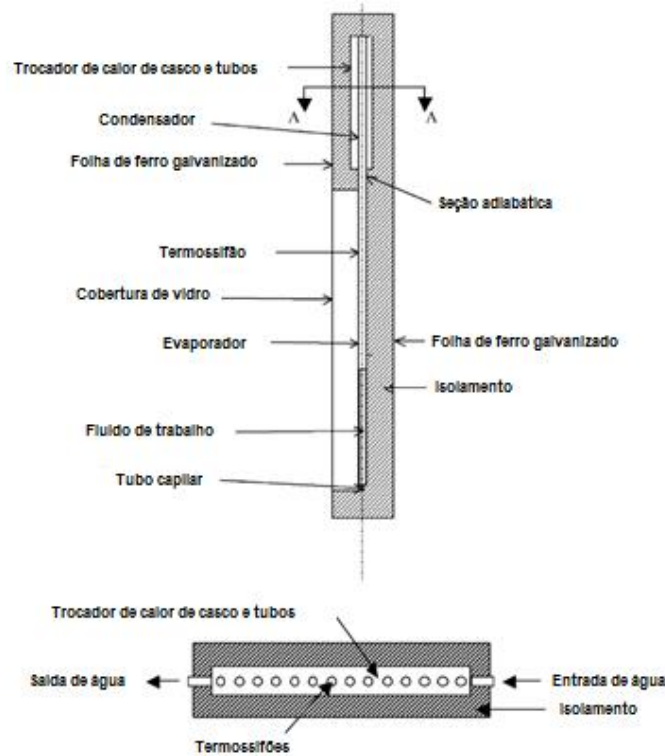
Figura 9 - Diagrama esquemático do experimento desenvolvido por Nada *et al.* (2004).



Fonte: Adaptado de Nada *et al.* (2004).

A região do condensador nos termossifões foi confeccionada como um trocador de calor de casco e tubos tendo área reduzida nos espaços vazios entre a parede do coletor e o tubo para um aproveitamento maior da troca de calor (Figura 10).

Figura 10 - Diagrama esquemático do experimento desenvolvido por Nada *et al.* (2004).



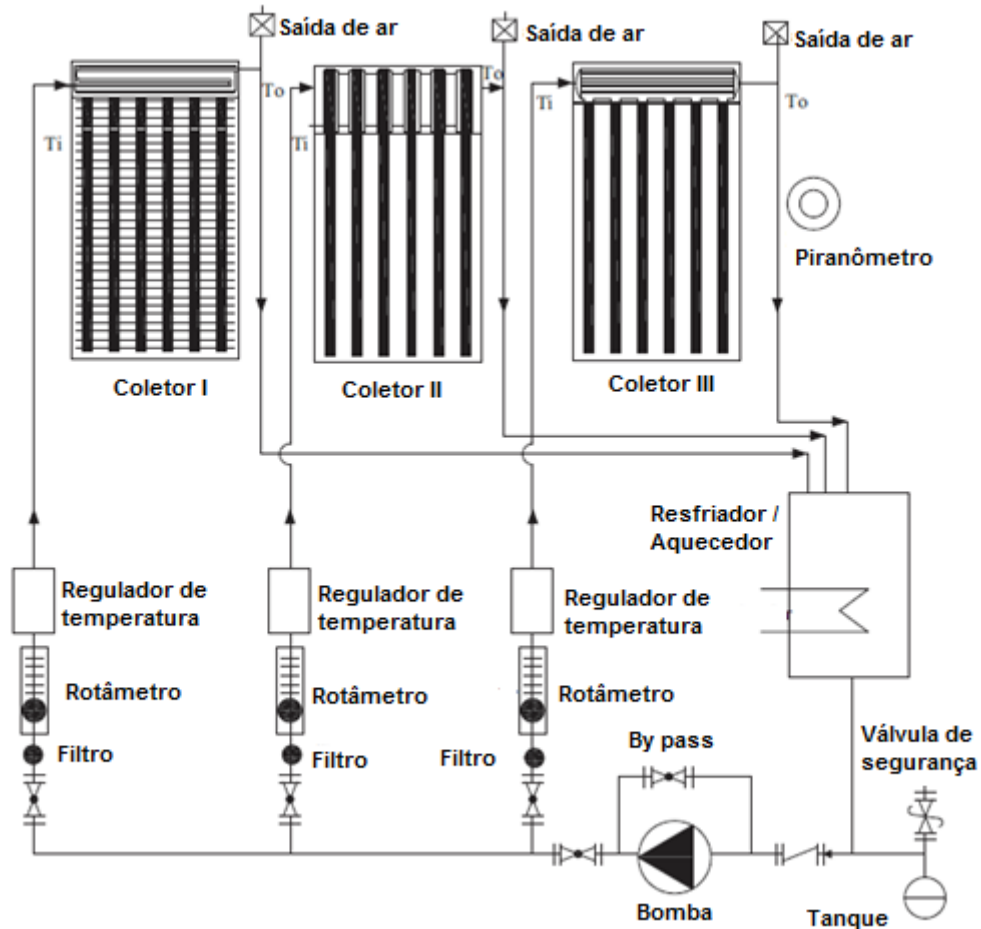
Fonte: Adaptado de Nada *et al.* (2004).

Os parâmetros analisados no experimento foram vazão e temperatura de entrada e saída de água, incidência de radiação solar e temperatura ambiente. As variações na vazão mássica foram de 0,0125 kg/s; 0,0292 kg/s; 0,0458 kg/s e 0,0625 kg/s. O período de realização dos testes, que foram ao ar livre, se deram das 8h às 18h. A quantidade de termossifões analisados no coletor solar foram de 8, 10, 12 e 14. Como conclusão, Nada *et al.* (2004) verificaram que a eficiência maior do coletor solar analisando a quantidade de termossifões, foi de 12 tubos, com um desempenho superior ao teste com 14 tubos, que ficou na segunda colocação entre os mais eficientes. O pior resultado foi com 8 tubos. Nas variações de vazão, a melhor eficiência foi atingido com 0,0292 kg/s, seguido pelo de 0,0458 kg/s. O pior resultado foi com vazão de 0,0125 kg/s.

Azad (2012) realizou testes comparativos com três diferentes tipos de coletores solares montados com tubos de calor com tela metálica de aço inox com *mesh* #100 e etanol como fluido de trabalho. Em cada um deles foram utilizadas as mesmas condições de trabalho e

testados ao mesmo tempo ao ar livre, em Teerã no Iraque. Com o ângulo de inclinação dos coletores sendo o mesmo da latitude da cidade onde foram realizados os testes ($35,7^\circ$), voltados para o hemisfério sul. A circulação da água foi realizada de forma mecânica por uma bomba centrífuga. A Figura 11 mostra um esboço de como foi montado o experimento de Azad (2012).

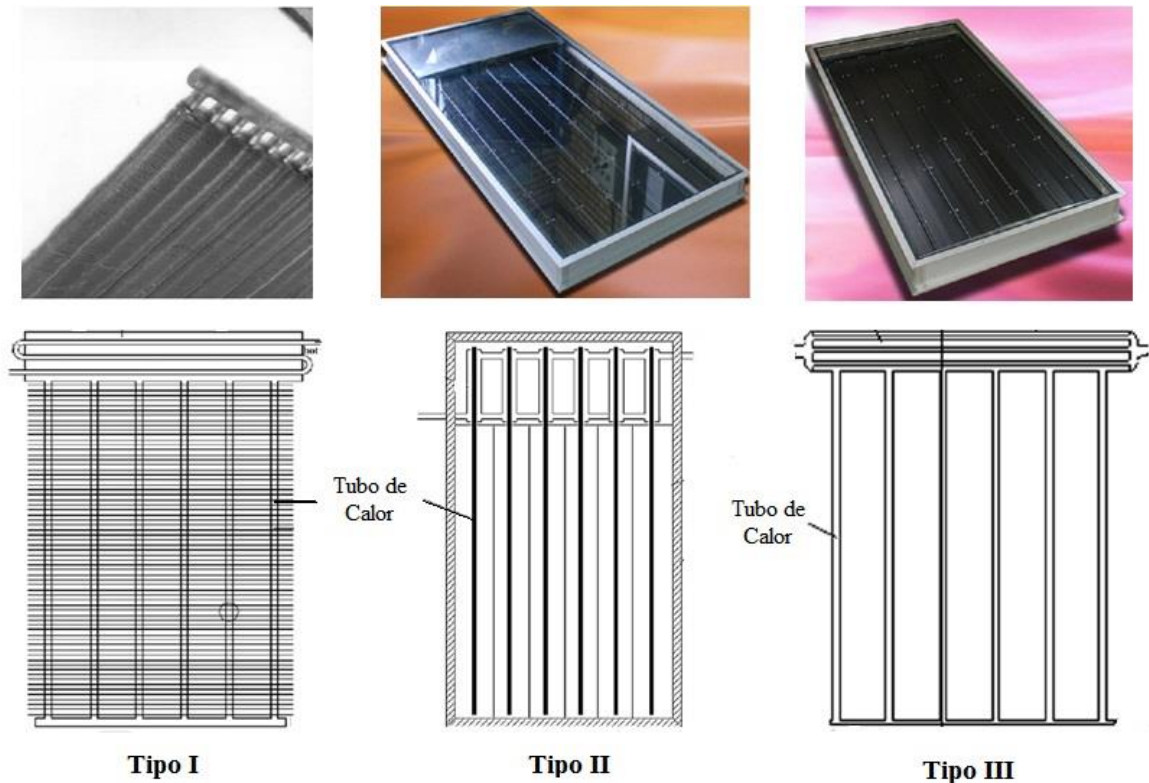
Figura 11 - Experimento construído por Azad (2012).



Fonte: Adaptado de Azad (2012).

O condensador do coletor solar do Tipo I foi construído em forma de um trocador de calor de casco e tubo. O comprimento total dos tubos de calor foram de 1.900 mm e o evaporador tinha o comprimento de 1.700 mm. O coletor solar do Tipo II foi construído no formato de um trocador de calor de tubos concêntricos, sendo o comprimento total do tubo de 1.850 mm e o evaporador de 1.550 mm. O coletor solar Tipo III também foi construído na forma de um trocador de calor aletado, sendo o comprimento total de 1.800 mm e o evaporador de 1.700 mm. Os três tipos de coletores são mostrados na Figura 12.

Figura 12 - Coletores solares utilizados por Azad (2012).

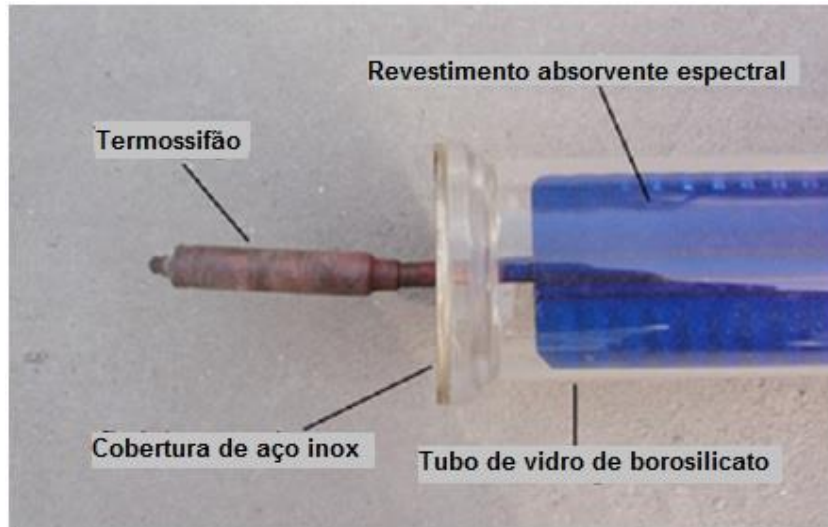


Fonte: Adaptado de Azad (2012).

Como resultado, Azad (2012) constatou para o coletor solar do Tipo I uma eficiência variando entre 20 e 60%, para o coletor solar do Tipo II variando entre 15% e 67% e para o coletor solar Tipo III entre 16% e 68%. Ele considerou que todos os resultados foram satisfatórios com cada um dos coletores tendo suas vantagens e desvantagens. Entretanto, o coletor solar do Tipo I, apresentou uma leve vantagem, tendo uma melhor eficiência devido a forma de construção da sua placa.

Du *et al.* (2013) realizaram uma investigação experimental de um coletor solar composto por vinte termossifões, trabalhando com uma inclinação de 35° em relação do solo, referente à latitude da cidade de Nanquim, na China ($32,09^\circ$), onde os testes foram realizados ao ar livre. Os termossifões foram construídos com evaporador de 1.660 mm de comprimento e 8 mm de diâmetro externo, condensador de 83 mm de comprimento e 14 mm de diâmetro, tendo ambos parede de 1 mm de espessura. Cada um dos termossifões foram inseridos em tubos de vidro de borossilicato, sendo realizado vácuo entre o vidro e o termossifão. As dimensões do vidro são 1.730 mm de comprimento e 70 mm de diâmetro. A montagem do tubo com o vidro é mostrada na Fotografia 6.

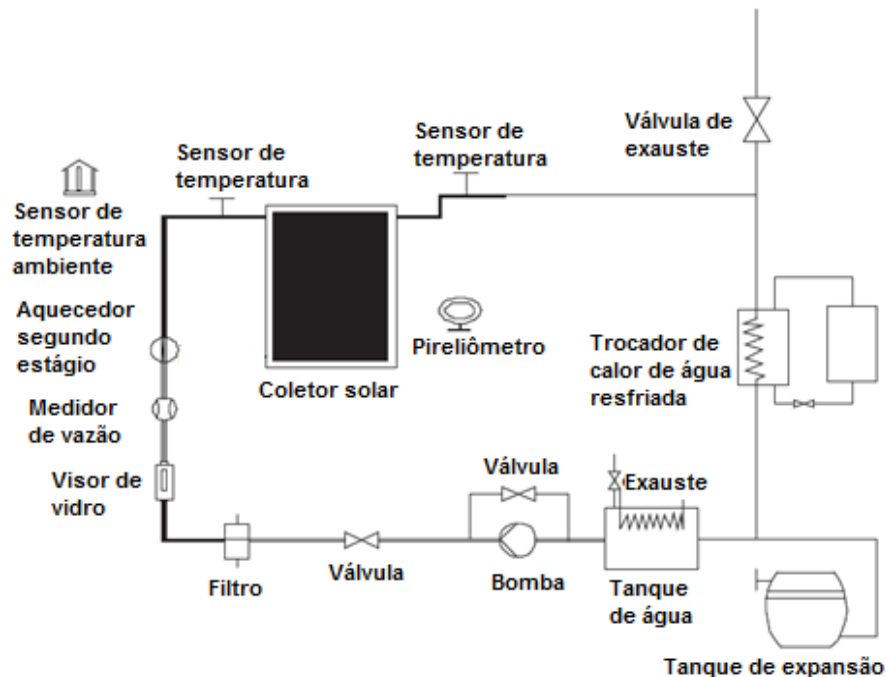
Fotografia 6 - Montagem do termossifão usado no experimento de Du *et al.* (2013).



Fonte: Adaptado de Du *et al.* (2013).

Um piranômetro e um pireliômetro foram utilizados para medição do fluxo de calor solar e para medição das temperaturas do fluido foram utilizados termopares do tipo PT100. Um esquema da bancada experimental utilizada por Du *et al.* (2013) é mostrado na Figura 13.

Figura 13 - Bancada experimental construída por Du *et al.* (2013).



Fonte: Adaptado de Du *et al.* (2013).

Como resultado, Du *et al.* (2013) concluíram que houve 55% de eficiência no coletor solar, além disso, verificaram que os resultados dos cálculos foram bem próximos aos valores obtidos experimentalmente.

3 METODOLOGIA

No presente capítulo são apresentadas as características e os procedimentos de construção, montagem e coleta de dados dos três termossifões testados para utilização no protótipo de um coletor solar. Também são mostrados os procedimentos de montagem dos aparatos experimentais.

Os termossifões e os aparatos experimentais utilizados nesta Dissertação de Mestrado foram construídos e testados experimentalmente no Laboratório de Controle Térmico (LabCT), vinculado ao Programa de Pós-Graduação (Mestrado) em Engenharia Mecânica, do Departamento Acadêmico de Mecânica (DAMEC) da Universidade Tecnológica Federal do Paraná (UTFPR)/*Câmpus* Ponta Grossa.

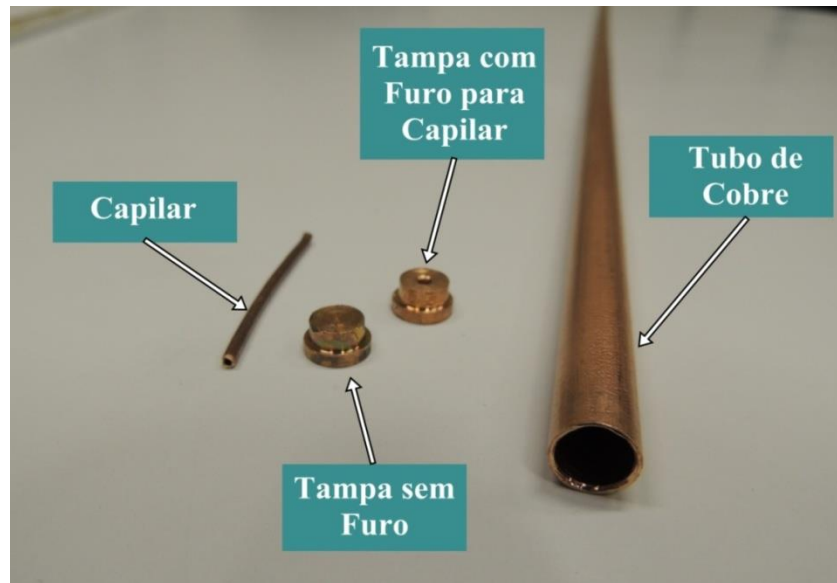
3.1 CONSTRUÇÃO DOS TERMOSSIFÕES

A metodologia empregada na construção dos termossifões (preparação, limpeza, montagem, teste de estanqueidade, procedimento de evacuação e preenchimento com fluido de trabalho) foi baseada nas informações fornecidas em Nishida (2016), Krambeck (2016) e Aguiar (2016). Estes termossifões foram construídos após uma análise teórica que será apresentada na Seção 4.1.

3.1.1 Características dos Termossifões

Os termossifões foram fabricados a partir de tubos retos (sem costura) de cobre ASTM B75 liga 122 com 950 mm de comprimento, tendo diâmetros internos de 7,75 mm ou 11,12 mm e diâmetros externos de 9,45 mm ou 12,7 mm. As tampas foram feitas de cobre ASTM B75 liga 122 e foram usinadas em um torno mecânico a partir de barras maciças com o mesmo diâmetro externo dos tubos. Também foi utilizado um tubo capilar de cobre ASTM B75 liga 122 com diâmetro externo de 1,07mm e aproximadamente 30 mm de comprimento. Cada um dos componentes dos termossifões são mostrados na Fotografia 7.

Fotografia 7 - Componentes do invólucro de um termossifão.



Fonte: Autoria própria.

Os três tipos de termossifões fabricados e testados apresentam um evaporador de 800 mm de comprimento, uma região adiabática de 40 mm de comprimento e um condensador de 110 mm de comprimento. O fluido de trabalho utilizado foi água destilada, com razão de preenchimento de 50% do volume do evaporador. Na Tabela 4 são apresentadas as principais características dos termossifões analisados.

Tabela 4. Características dos termossifões #1, #2 e #3.

Características dos Termossifões	#1	#2	#3
Diâmetro interno do evaporador [mm]	7,75	11,91	7,75
Diâmetro externo do evaporador [mm]	9,45	12,70	9,45
Diâmetro interno do condensador [mm]	7,75	11,91	11,91
Diâmetro externo do condensador [mm]	9,45	12,70	12,70
Comprimento do Evaporador [mm]	800	800	800
Comprimento da Seção Adiabática [mm]	40	40	40
Comprimento do Condensador [mm]	110	110	110
Razão de Preenchimento [%]	50	50	50
Volume do fluido [mL]	18,86	44,56	18,86

Fonte: Autoria própria.

3.1.2 Limpeza dos Componentes dos Termossifões

A limpeza dos componentes dos termossifões é extremamente importante, pois garante a molhabilidade do fluido de trabalho, a eliminação de impurezas e a melhoria na qualidade do vácuo (KRAMBECK, 2016). Desta forma, todos os componentes dos termossifões foram limpos primeiramente com álcool absoluto visando retirar as sujidades maiores. Na sequência, estes componentes foram limpos com uma solução de ácido sulfúrico com concentração de 10% em volume (H_2SO_4 de 0,1 M), visando a eliminação das sujidades ainda presentes. Finalmente, para evitar a oxidação do cobre devido ao contato com ácido sulfúrico, estes componentes foram levados a um banho ultrassônico *Kondentech*TM, permanecendo mergulhados em acetona, para que sejam completamente limpos, durante 30 minutos.

Fotografia 8 - Banho ultrassônico.



Fonte: Autoria própria.

3.1.3 Montagem dos Termossifões

Após a realização da limpeza de seus componentes, os termossifões podem ser adequadamente montados. As tampas de fechamento e os capilares foram soldados nas extremidades dos termossifões. O processo de soldagem foi efetuado com o auxílio de um ferro de soldar *Hikari*TMPower 300 e as peças foram brasadas utilizando uma liga de estanho como material de adição. A Fotografia 9 mostra esse procedimento durante a construção de um Termossifão #3.

Fotografia 9 - Processo de soldagem de um Termossifão #3.



Autoria própria.

Para a montagem do Termossifão #3 (com área de seção transversal variável), foi elaborada uma peça a partir de uma barra de cobre para junção das duas partes de tubos (tubo de diâmetro maior com a de diâmetro menor), conforme mostrado na Fotografia 10. Esta peça tem uma leve inclinação em sua parede interior para facilitar o escoamento do condensado. O desenho técnico com as especificações da peça é apresentado no Anexo A desta Dissertação de Mestrado.

Fotografia 10 - Peça de cobre para junção de tubos com diâmetros diferentes no Termossifão #3.



Fonte: Autoria própria.

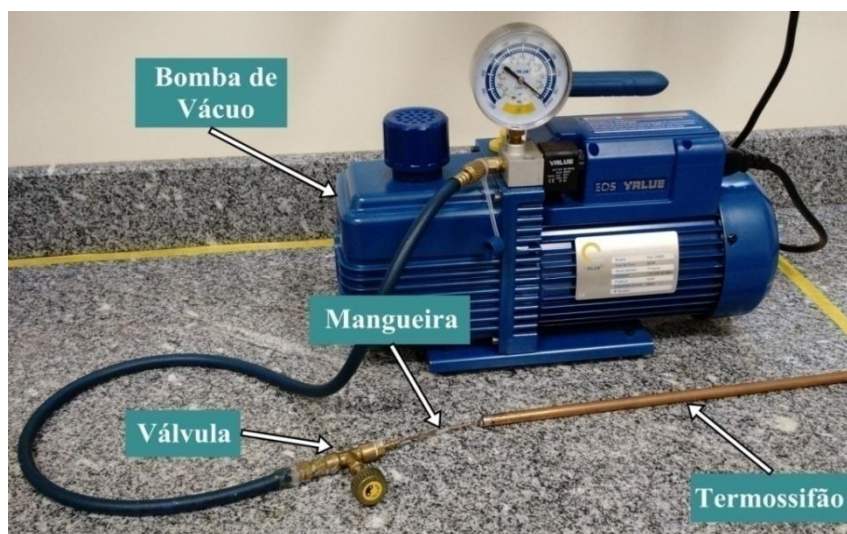
3.1.4 Teste de Estanqueidade

Para verificar se não houve falha no processo de soldagem, foi realizado um teste de estanqueidade utilizando uma bomba de deslocamento positivo manual, um recipiente com água e uma conexão para ligar a bomba ao capilar. Para tal, os termossifões foram inseridos dentro do recipiente contendo água e, com a bomba de deslocamento positivo foi bombeado ar para dentro dos tubos. Se houvesse alguma falha, surgiriam bolhas na água, demonstrando que existiam falhas na soldagem. Caso ocorresse o surgimento de bolhas, o(s) termossifão(ões) defeituoso(s) deveria(m) ser desmontado(s), limpo(s), soldado(s) e testado(s) para a correção da falha na soldagem.

3.1.5 Procedimento de Evacuação

Para realizar o preenchimento dos termossifões com o fluido de trabalho, primeiramente foi necessário a criação de vácuo no interior do tubo. Como processo de evacuação inicial, com o intuito de remover principalmente o líquido remanescente do processo de limpeza, os termossifões foram acoplados a uma bomba de vácuo *LAB1000™* através dos capilares por 2 (duas) horas. Feito isso, o termossifões foram acoplados a uma bomba de vácuo *EOS Value™ i260SV* – Fotografia 11. Para a garantia do vácuo, é recomendado que esse processo tenha a duração de, pelo menos, 8 (oito) horas. O processo de evacuação ocasiona uma pressão interna de 90 mbar (9 kPa) e uma temperatura de saturação da água de aproximadamente 43,74°C.

Fotografia 11 - Processo de evacuação de um Termossifão #1 com o auxílio de uma bomba de vácuo.



Fonte: Autoria própria.

3.1.6 Preenchimento com Fluido de Trabalho

Finalizado o processo de evacuação, pode ser realizado o preenchimento dos termossifões com a quantidade apropriada de fluido de trabalho. Para o procedimento de preenchimento foi desenvolvida uma estação de preenchimento contendo suporte universal com garra, bureta graduada *Global Glass*TM com escala de 0,1 mL e capacidade de 50mL e um *fórceps*. Os termossifões evacuados foram acoplados à bureta a partir de uma mangueira polimérica anteriormente preenchida com o fluido de trabalho, retirando qualquer vestígio de bolha de ar. A bureta então é preenchida com fluido de trabalho, abrindo cuidadosamente a válvula da bureta. Para iniciar o processo de preenchimento dos termossifões, o *fórceps* foi aberto cuidadosamente, deixando escoar lentamente o fluido de trabalho para dentro do termossifão até chegar ao volume desejado equivalente a 50% do evaporador. Ao chegar na quantidade correta do fluido de trabalho inserido nos termossifões, foi fechado o *fórceps*, sendo o capilar de cobre clipado com um alicate de pressão para evitar entrada de ar para o interior, sendo posteriormente realizado o preenchimento do capilar com estanho, finalizando dessa forma a vedação dos termossifões.

Fotografia 12 - Processo de preenchimento de um termossifão.



Fonte: Autoria própria.

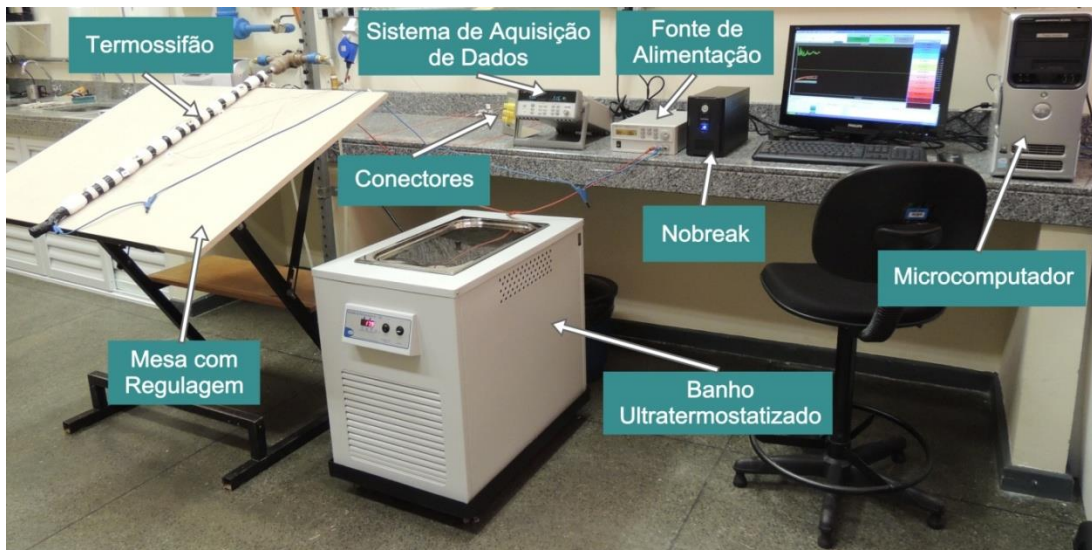
3.2 TESTES PRELIMINARES

Os testes experimentais preliminares consistem na determinação da melhor configuração dos termossifões que serão utilizados no protótipo de um coletor solar.

3.2.1 Aparato experimental

O aparato experimental utilizado para os testes preliminares, mostrado na Fotografia 13, é composto por uma fonte de alimentação *Agilent*TM U8002A, um sistema de aquisição de dados *Agilent*TM 34970A com um multiplexador com 20 canais, um banho ultratermostatizado *SOLAB*TM SL130, um microcomputador *Dell*TM, um *nobreak* *NHS*TM de 1200VA, uma mesa de inclinação variável e um rotâmetro de área variável *Omega Engineering*TM FL-2051 com válvula reguladora (Fotografia 14).

Fotografia 13 - Aparato experimental dos testes preliminares.



Fonte: Autoria própria.

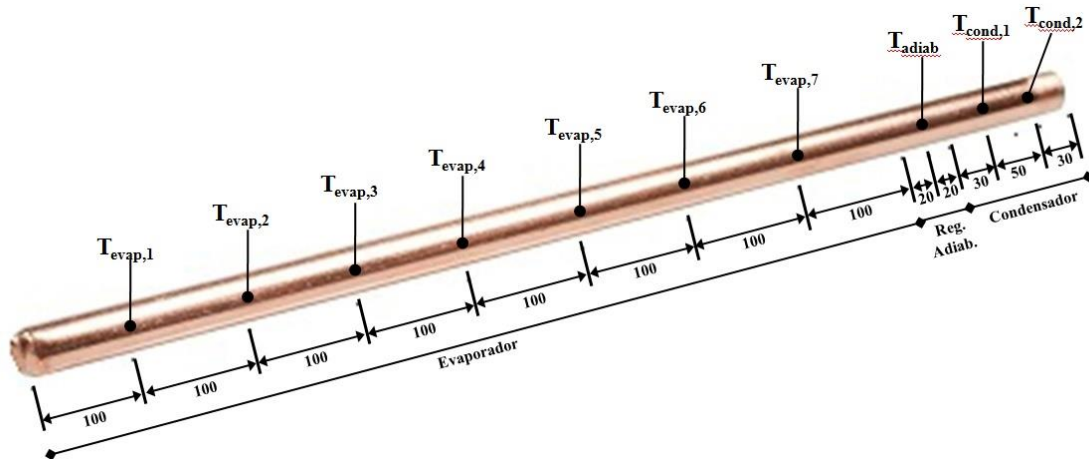
Fotografia 14 - Rotâmetro utilizado no experimento.



Fonte: Autoria própria.

Para avaliação do comportamento térmico dos termossifões foram utilizados termopares *Omega Engineering*TM do tipo K. Estes termopares foram fixados na superfície externa dos termossifões com uma fita termosensível *Kapton*TM. O posicionamento de cada um dos termopares nos termossifões é mostrado na Figura 14.

Figura 14 - Posicionamento dos termopares nos termossifões em mm.



Fonte: Autoria própria.

O aquecimento do evaporador foi realizado a partir da dissipação de potência oriunda da passagem de corrente elétrica por uma fita resistiva (*Omega Engineering*TM) de 0,1 mm de espessura e 3,5 mm de largura, feita de liga níquel-cromo, enrolada ao longo do termossifão, sendo ela fixada por fita adesiva termosensível *Kapton*TM.

A superfície externa do termossifão foi protegida com fita adesiva termosensível, para evitar que a fita resistiva e os termopares tenham contato direto com o tubo de cobre. Os termopares foram fixados em locais marcados previamente entre as voltas da fita resistiva para que não ocorra contato direto entre elas. Na região do evaporador foi utilizado um isolamento térmico aeronáutico e uma camada de polietileno, prevenindo a perda de calor para o ambiente e desta forma garantir que todo o calor gerado pelo efeito *Joule* seja transferido ao evaporador. Para isolamento da seção adiabática foi utilizado fita de fibra de vidro como isolante térmico.

O sistema de resfriamento do condensador do termossifão consistiu do escoamento cruzado forçado de água proveniente de um banho ultratermostatizado em uma tubulação de PVC.

3.2.2 Procedimento Experimental

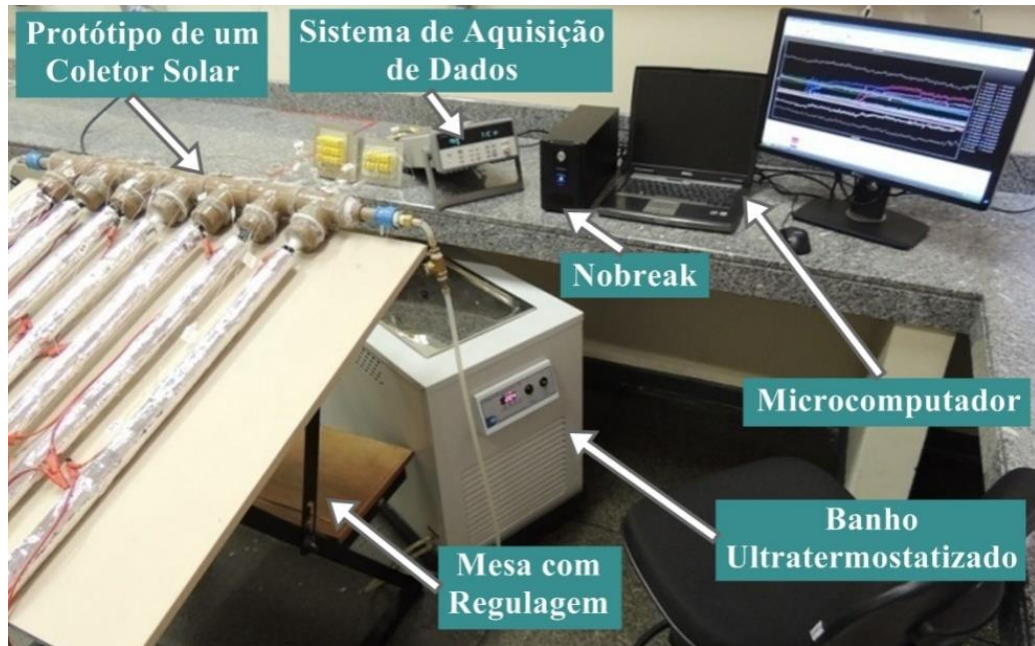
Para dar início aos testes experimentais, a temperatura ambiente foi mantida por um sistema de ar condicionado *Carrier*TM em $18^{\circ}\text{C} \pm 1^{\circ}\text{C}$, buscando igualar a temperatura do banho ultratermostatizado, que também se manteve em $18^{\circ}\text{C} \pm 1^{\circ}\text{C}$. Os termossifões foram apoiados em uma mesa com ajuste de ângulo de inclinação, sendo testados nos ângulos de 11° e 25° . A escolha do ângulo de inclinação se deve à latitude da cidade de Ponta Grossa – PR ($25^{\circ}13'$ S), pois de acordo com Bezerra (1990), em um sistema de circulação forçada (utilizando bomba para circulação da água), o ângulo de inclinação pode ser igual ao da latitude do local. A análise dos termossifões com cada um desses ângulos também foi realizada em diferentes vazões, com 0,5 L/min, 0,75 L/min, 1,00 L/min e 1,25 L/min através do controle de vazão mássica utilizando a válvula reguladora do medidor de vazão. Os testes experimentais foram realizados com cargas térmicas de 10W, 20W e 40W. Cada carga térmica foi mantida por 60 (sessenta) minutos. Os dados foram registrados a cada 10 (dez) segundos pelo sistema de aquisição de dados e salvos pelo *software Agilent*TM *Benchlink Data Logger 3*. Posteriormente, os dados foram tratados para avaliação do desempenho térmico dos termossifões.

3.3 PROTÓTIPO DE UM COLETOR SOLAR COM 7 TERMOSSIFÕES

3.3.1 Aparato Experimental

O aparato utilizado nos testes experimentais, Fotografia 15, foi composto por um protótipo de um coletor solar assistido por sete Termossifões #3, um sistema de aquisição de dados *Agilent*TM34970A com dois multiplexadores com 20 canais cada um, quatro fontes de alimentação (uma fonte de alimentação *Agilent*TM U8002A, uma fonte de alimentação *Politerm*TM POL 16B e duas fontes de alimentação *Instrutherm*TM FA-3050), um banho ultratermostatizado *SOLAB*TM SL130, um rotâmetro de área variável *Omega Engineering*TM FL-2051 com válvula reguladora, um computador portátil *Dell*TM, um monitor 27" *Dell*TM, um *nobreak NHS*TM de 1200 VA e uma mesa com regulagem.

Fotografia 15 - Montagem experimental dos testes do protótipo de um coletor solar assistido por 7 termossifões.

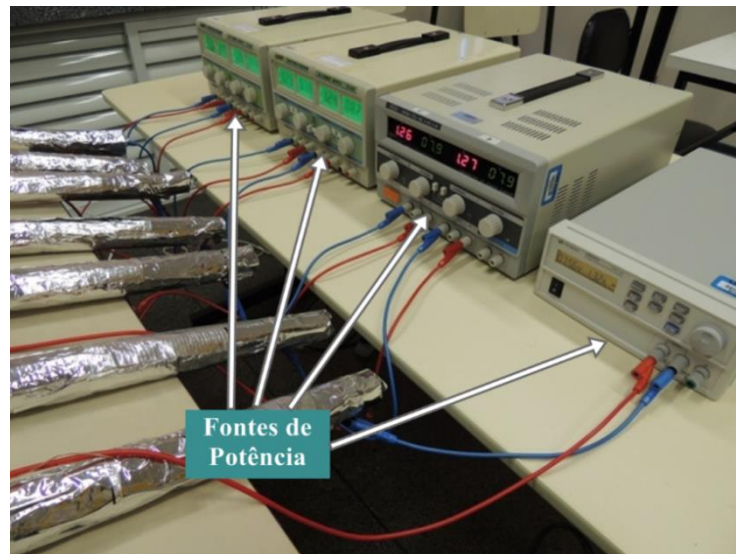


Fonte: Autoria própria.

Para avaliação do comportamento térmico do protótipo de um coletor solar assistido por termossifões foram utilizados termopares *Omega Engineering*TM do tipo K que foram fixados, com fita adesiva termosensível *Kapton*TM na superfície externa dos termossifões (nos evaporadores, nas regiões adiabáticas e nos condensadores) e na entrada e na saída da água para aquecimento.

Nesta Dissertação de Mestrado, o sistema de aquecimento na região do evaporador, Fotografia 16, simulando a irradiação solar em um coletor solar, foi realizado pela passagem de corrente elétrica (fornecida por uma fonte de alimentação) em uma fita resistiva de liga de níquel-cromo *Omega Engineering*TM enrolada nos evaporadores de cada termossifão. Um isolamento térmico aeronáutico e uma camada de polietileno foram aplicados em cada evaporador para garantir que o calor gerado por efeito *Joule* fosse transmitido aos evaporadores dos termossifões.

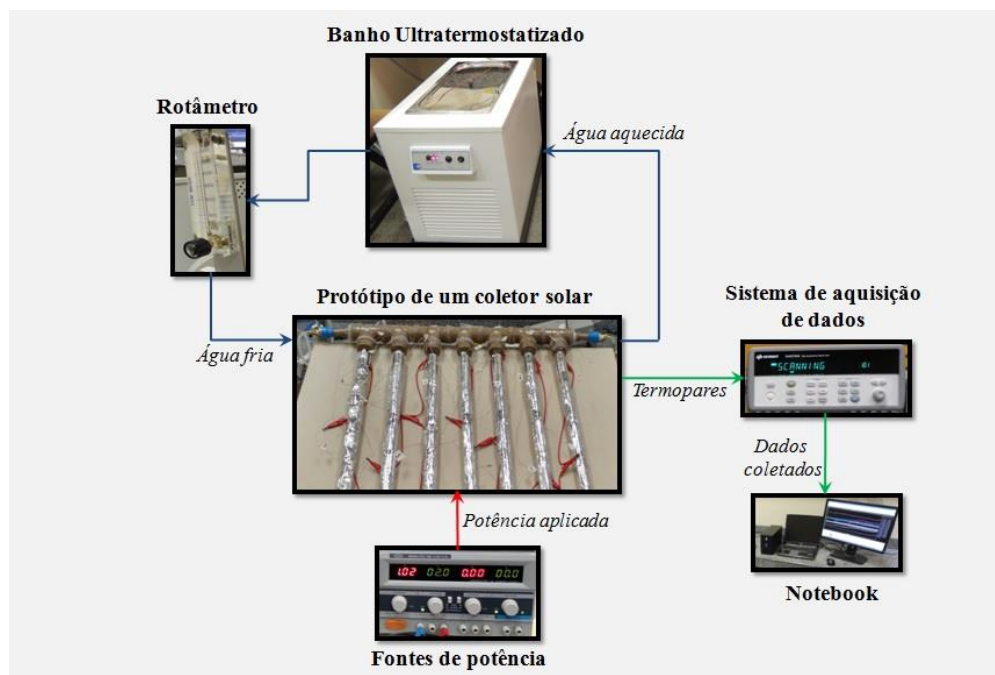
Fotografia 16 - Sistema de aquecimento simulando a irradiação solar em um coletor solar.



Fonte: Autoria própria.

Os condensadores dos termossifões foram resfriados por convecção forçada em escoamento cruzado de água a temperatura de $18^{\circ}\text{C} \pm 1^{\circ}\text{C}$ com vazão variando entre 0,50 L/min a 1,25 L/min através de um circuito fechado composto pelo banho ultratermostatizado, pelo rotâmetro de área variável com válvula reguladora, pelas conexões, por tubulações e acessórios em PVC e pelas mangueiras de silicone. Um diagrama esquemático da montagem experimental é apresentado na Figura 15.

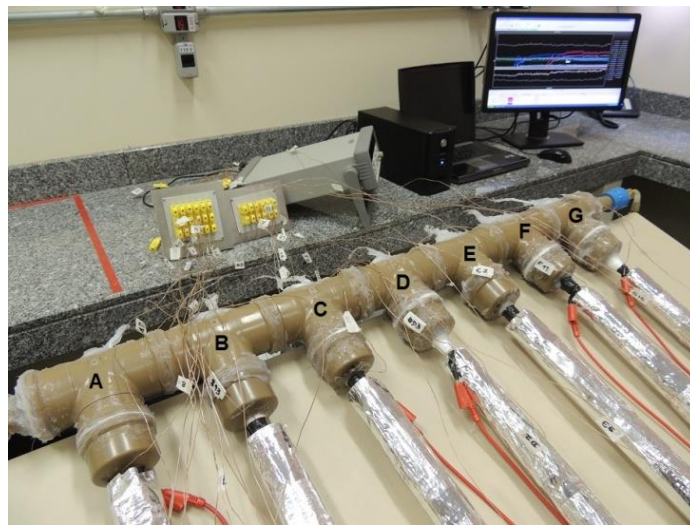
Figura 15 - Diagrama esquemático do experimento.



Fonte: Autoria própria.

Os testes experimentais foram executados sob cargas térmicas crescentes, variando entre 10 W, 20 W e 40 W em cada termossifão. Para garantia do regime *quasi* permanente, a aplicação de cada dissipação de potência durou 60 (sessenta) minutos. Os dados foram registrados a cada 10 (dez) segundos pelo sistema de aquisição de dados e gravados no computador através do *software Agilent™ Benchlink Data Logger 3*. Posteriormente, os dados foram tratados para avaliação do desempenho térmico dos termossifões e do protótipo de um coletor solar assistido por termossifões. Na Fotografia 17, é apresentada a nomenclatura utilizada para cada um dos sete termossifões existentes no protótipo de um coletor solar.

Fotografia 17 - Nomenclatura dos termossifões utilizados no experimento.



Fonte: Autoria própria.

Na Tabela 5 é apresentada a quantidade de termopares do tipo K instalados em cada região dos sete termossifões.

Tabela 5 - Quantidade de termopares por região em cada termossifão.

Termossifão	Evaporador	Seção Adiabática	Condensador
A	7	1	2
B	2	1	1
C	2	1	1
D	2	1	1
E	2	1	1
F	2	1	1
G	3	1	2

Fonte: Autoria própria.

3.3.2 Análise de Incerteza

As incertezas experimentais estão associadas às incertezas dos sensores de temperatura (termopares *Omega Engineering*TM do tipo K), ao sistema de aquisição de dados e à fonte de alimentação e são apresentadas concomitantemente com os resultados obtidos. Para a determinação das incertezas experimentais foi utilizado o Método de Propagação de Erros descrito por Holman (2011). O Apêndice A apresenta estes cálculos.

4 RESULTADOS E DISCUSSÃO

No presente capítulo são apresentados e discutidos os resultados experimentais encontrados nos testes de desempenho térmico dos Termossifões #1, #2 e #3 e do protótipo de coletor solar assistido por termossifões. Esses testes experimentais foram feitos para duas diferentes inclinações de operação, 11° e 25°, em relação à horizontal, variando as vazões volumétricas entre 0,5 L/min e 1,25 L/min. Além disso, os testes experimentais foram executados sob cargas térmicas crescentes, variando entre 10 W, 20 W e 40 W em cada termossifão. Para garantia do regime *quasi* permanente, a aplicação de cada dissipação de potência durou 60 (sessenta) minutos. A temperatura ambiente foi mantida em $18\text{ °C} \pm 1\text{ °C}$. As incertezas experimentais de temperatura foram estimadas em aproximadamente $\pm 1,27\text{ °C}$ e de carga térmica foram $\pm 1\%$. Uma determinada tensão e corrente foi aplicada ao resistor elétrico por meio da fonte de alimentação visando simular a incidência de irradiação solar no evaporador dos termossifões. Para o sistema de resfriamento do condensador foi utilizada convecção forçada em escoamento cruzado de água.

4.1 ANÁLISE TEÓRICA DOS LIMITES OPERACIONAIS DOS TERMOSSIFÕES

Nesta seção são apresentados os valores obtidos para os limites operacionais dos diferentes termossifões analisados. Os limites operacionais dos termossifões indicam a máxima quantidade de energia na forma de calor que o dispositivo transfere sob certas condições de operação. O menor dos limites de operação indica a máxima potência que o dispositivo transfere sem falhar naquelas condições.

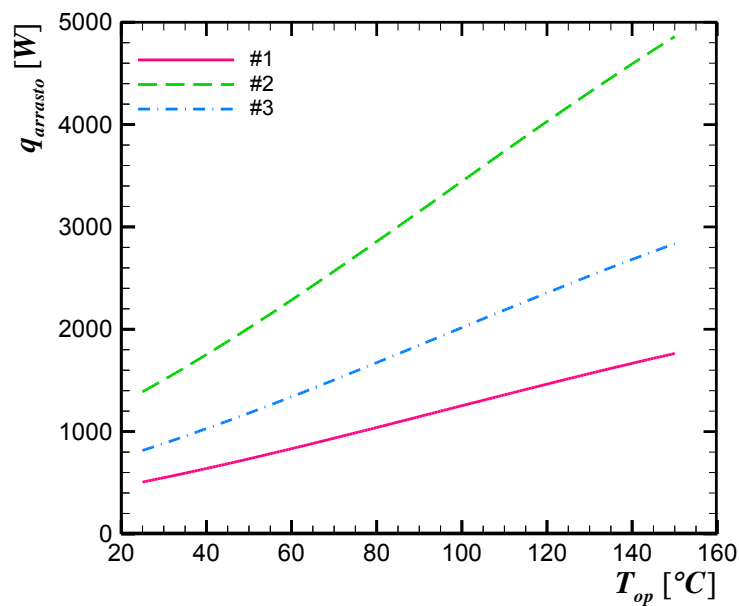
Para a determinação dos limites operacionais, foi utilizado o *software Engineering Equation SolverTM (EESTM)*, devido sua grande biblioteca com propriedades termofísicas do fluido de trabalho e dos materiais que compõem os termossifões. O código computacional utilizado para calcular teoricamente os limites operacionais está apresentado no Apêndice B e foram baseados em Aguiar (2016). Os resultados encontrados para os limites de arrasto, de ebulição, sônico e viscoso são apresentados nos Gráficos 4 a 7 e nas Tabelas 6 a 9, respectivamente. O limite de arrasto é o único limite operacional que é influenciado pela inclinação do termossifão, sendo calculado para 11° e 25°.

Tabela 6 - Limite de arrasto [W] para os ângulos de inclinação de 11° e 25°.

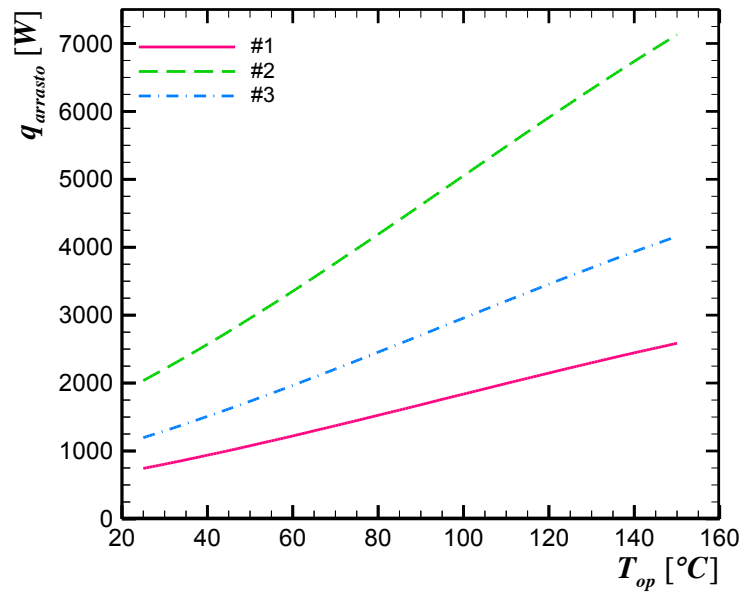
Temperatura de operação [°C]	Inclinação de 11°			Inclinação de 25°		
	#1	#2	#3	#1	#2	#3
25	507	1.389	816	744	2.037	1.196
30	550	1.506	884	806	2.209	1.297
35	594	1.627	955	871	2.387	1.401
40	639	1.753	1.029	938	2.570	1.509
45	686	1.881	1.104	1.006	2.759	1.619
50	734	2.013	1.181	1.077	2.953	1.732
55	783	2.148	1.260	1.149	3.151	1.848
60	833	2.286	1.340	1.222	3.352	1.966
65	884	2.426	1.422	1.297	3.558	2.086
70	936	2.568	1.505	1.372	3.766	2.207
75	988	2.711	1.589	1.449	3.977	2.330
80	1.040	2.857	1.674	1.526	4.190	2.455

Fonte: Autoria própria.

Gráfico 4 - Limite de arrasto para os três tipos de termossifão aplicando ângulos de inclinação de 11° e 25°.



(a) Inclinação de 11°



(b) Inclinação de 25°

Fonte: Autoria própria.

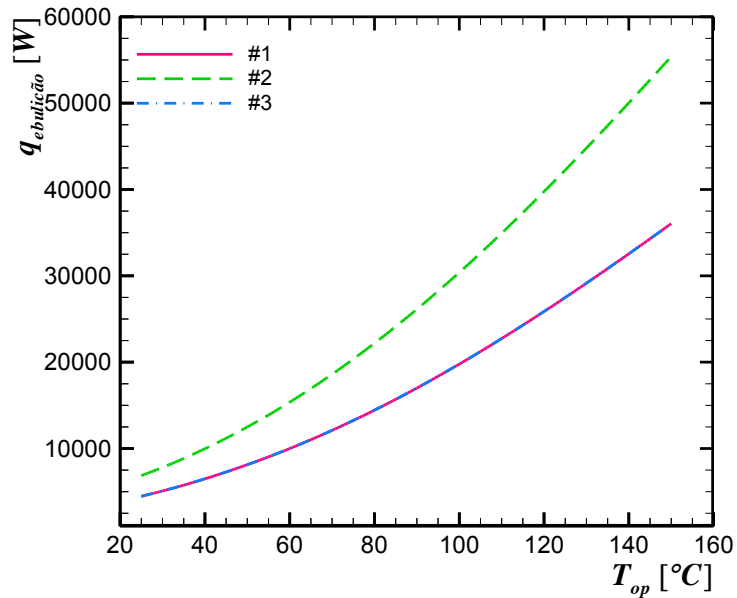
O limite de arrasto $q_{arrasto}$ apresentou valores bem altos. Sendo assim, ele não foi atingido pelos três tipos de termossifões, demonstrando que os três estão em plena condição de serem utilizados no experimento.

Tabela 7 - Limite de ebulição [W].

Temperatura de operação	#1	#2	#3
25	4.464	6.860	4.464
30	5.084	7.813	5.084
35	5.759	8.851	5.759
40	6.491	9.976	6.491
45	7.280	11.188	7.280
50	8.128	12.491	8.128
55	9.034	13.884	9.034
60	10.000	15.367	10.000
65	11.024	16.941	11.024
70	12.106	18.605	12.106
75	13.247	20.357	13.247
80	14.444	22.197	14.444

Fonte: Autoria própria.

Gráfico 5 - Limite de ebulição para os três tipos de termossifões.



Fonte: Autoria própria.

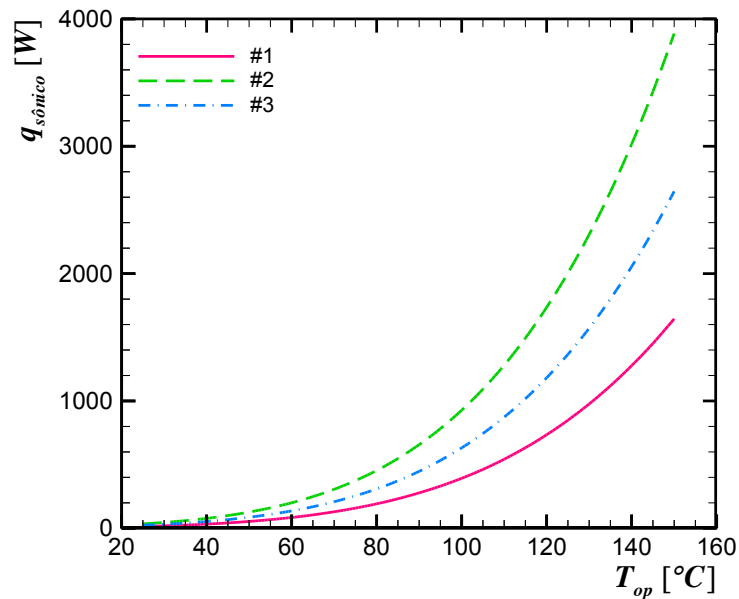
Da mesma forma que o limite de arrasto, os valores do limite de ebulição, $q_{ebulição}$, foram bem altos, mostrando que os três termossifões estão aptos neste quesito para serem utilizados no experimento.

Tabela 8 - Limite sônico [W].

Temperatura de operação	#1	#2	#3
25	14,8	34,9	23,7
30	19,5	46,1	31,4
35	25,5	60,3	41,1
40	33,1	78,1	53,2
45	42,4	100,2	68,3
50	53,9	127,4	86,8
55	68,0	160,5	109,4
60	85,0	200,6	136,7
65	105,0	248,8	169,5
70	129,7	306,3	208,6
75	158,5	374,3	255
80	192,4	454,4	309,5

Fonte: Autoria própria.

Gráfico 6 - Limite sônico para os três tipos de termossifão.



Fonte: Autoria própria.

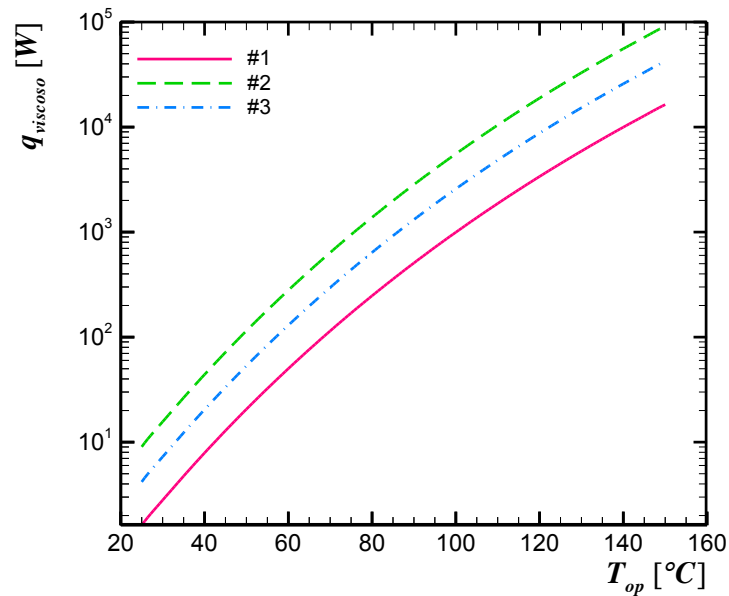
Para o limite sônico, $q_{sônico}$, os valores encontrados ficaram muito próximos de atingirem o limite, principalmente o Tipo #1, que teve o resultado mais baixo entre os três tipos, tendo dessa forma sua capacidade de dissipar potência mais reduzida, ou seja, atinge potências mais baixas a temperaturas mais altas, o que não é interessante para o sistema por ser ideal trabalhar com temperaturas de operação mais baixas.

Tabela 9 - Limite viscoso [W].

Temperatura de operação	#1	#2	#3
25	1,6	9,0	4,2
30	2,8	15,6	7,3
35	4,8	26,5	12,3
40	7,9	44,0	20,4
45	12,9	71,7	33,3
50	20,6	114,8	53,3
55	32,4	180,5	83,8
60	50,1	279,4	129,6
65	76,3	425,6	197,5
70	114,5	638,7	296,4
75	169,5	945,3	438,7
80	247,5	1.380,0	640,5

Fonte: Autoria própria.

Gráfico 7 - Limite viscoso para os três tipos de termossifão



Fonte: Autoria própria.

Os resultados encontrados no Gráfico 7 e na Tabela 9 para o limite viscoso, $q_{viscoso}$, mostram o termossifão do Tipo #1 com valores muito baixos nas primeiras temperaturas, tendo grande possibilidade de extrapolar o limite viscoso e causar um colapso no sistema. Dessa forma, o termossifão do Tipo #1 é o termossifão com mais possibilidades de ter problemas nos testes experimentais.

4.2 TESTES EXPERIMENTAIS DOS TRÊS TIPOS DE TERMOSSIFÃO

Esta seção apresenta os resultados experimentais obtidos nos testes preliminares dos Termossifões Tipo #1, Tipo #2 e Tipo #3, além de comparações entre eles e a escolha do melhor termossifão para a montagem do protótipo de um coletor solar assistido por sete termossifões.

O comportamento da distribuição da temperatura em função do tempo para os três tipos de termossifão e os gráficos da distribuição da temperatura ao longo do comprimento dos termossifões são apresentados no Apêndice C deste trabalho.

Outros pontos a serem observados e que tem enorme importância na análise de termossifões é a temperatura da região adiabática (temperatura de operação) e resistência térmica. As temperaturas de operação são apresentadas no Gráfico 8 e Tabela 10 para inclinação de 11° e Gráfico 10 e Tabela 12 para inclinação de 25° , sendo o ideal deste parâmetro manter uma temperatura baixa e constante. As resistências térmicas são apresentadas no Gráfico 9 e Tabela 11 para inclinação de 11° e Gráfico 11 e Tabela 13 para

inclinação de 25°, onde seu resultado ideal também deve ser o mais baixo possível. Para os cálculos da resistência térmica foi utilizada a Equação (14), sendo que o gradiente de temperatura foi calculado entre a temperatura média do evaporador e do condensador. Para ambos os gráficos, os dados coletados foram a temperatura média das últimas 50 medições em cada região a partir da última temperatura medida em cada carga térmica dissipada para cada tipo de termossifão nas diferentes vazões e ângulos especificados anteriormente.

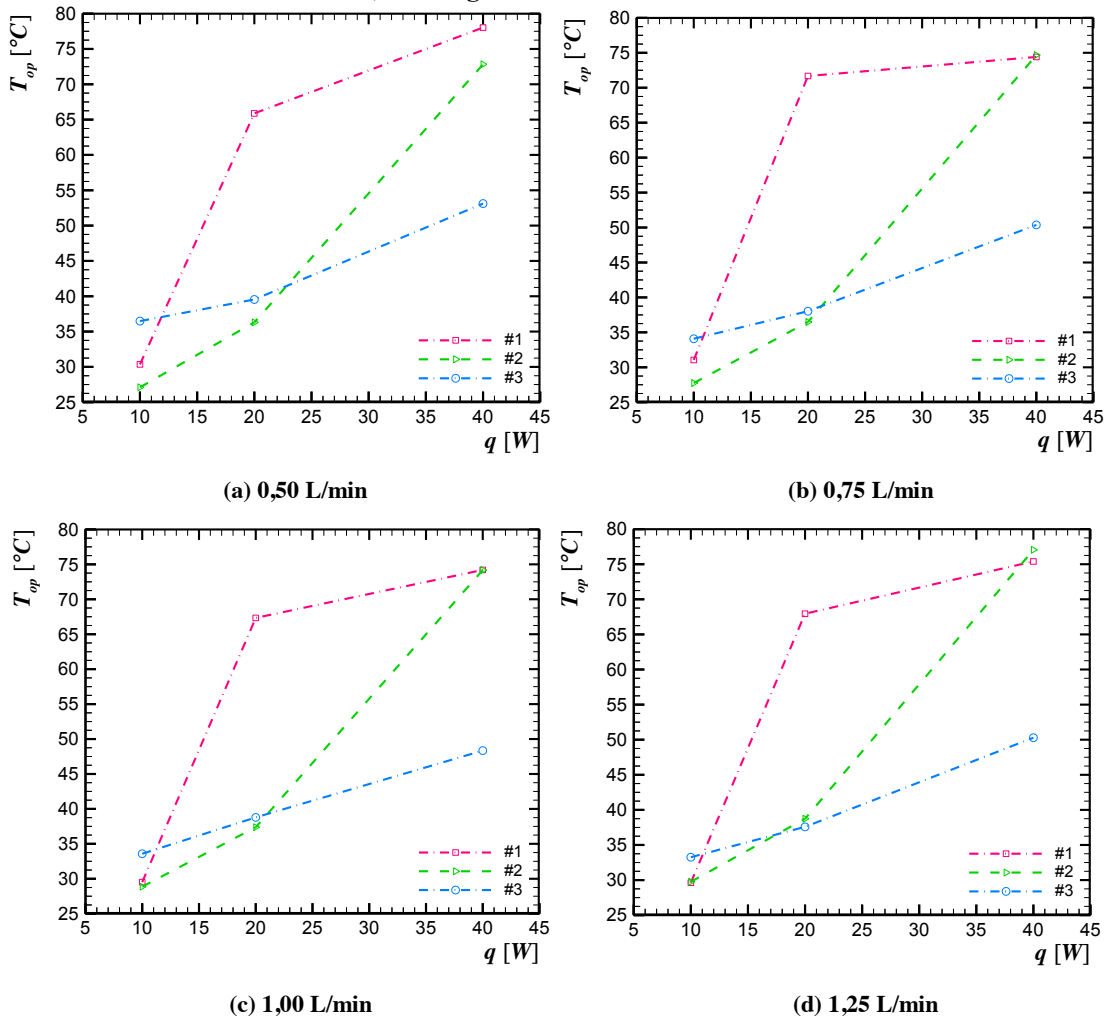
Na Tabela 10 e Gráfico 8 pode ser observado que na potência inicial (10 W) o termossifão do Tipo #3 se mostra com uma temperatura um pouco mais elevada que os outros tipos para todas vazões volumétricas, sendo essa diferença considerável normal, visto que ainda está muito próxima dos demais tipos. Na potência de 20 W os termossifões do Tipo #2 e do Tipo #3 ficam com as temperaturas bem próximas, sendo que o termossifão do Tipo #1 tem uma grande elevação da temperatura, tornando este inviável para aplicação na próxima etapa do experimento devido a esta grande variação. Após aplicar a potência de 40 W pode-se concluir que o termossifão do Tipo #3 obteve o melhor resultado com a temperatura de operação, principalmente por observar o comportamento do Tipo #2, que nessa potência acaba elevando sua temperatura chegando próximo do valor encontrado para o termossifão do Tipo #1. Essa elevação pode ser ocasionada por um volume maior de vapor gerado, não sendo seu resfriamento na região do condensador suficiente, causando essa instabilidade no sistema.

Tabela 10 - Temperatura de operação [°C] para os três tipos de termossifão nas diferentes vazões e com ângulo de inclinação de 11°.

Vazão	Potência	Tipo #1	Tipo #2	Tipo #3
0,50 L/min	10 W	30,4	27,1	36,5
	20 W	65,9	36,3	39,5
	40 W	78,0	72,8	53,1
0,75 L/min	10 W	31,1	27,8	34,1
	20 W	71,7	36,5	38,0
	40 W	74,4	74,7	50,4
1,00 L/min	10 W	29,5	28,9	33,6
	20 W	67,3	37,4	38,8
	40 W	74,2	74,2	48,3
1,25 L/min	10 W	29,6	29,8	33,3
	20 W	68,0	38,7	37,6
	40 W	75,4	77,1	50,3

Fonte: Autoria própria.

Gráfico 8 - Distribuição da temperatura de operação em função da potência dissipada para os três tipos de termossifões nas diferentes vazões, com ângulo de 11°.



Fonte: Autoria própria.

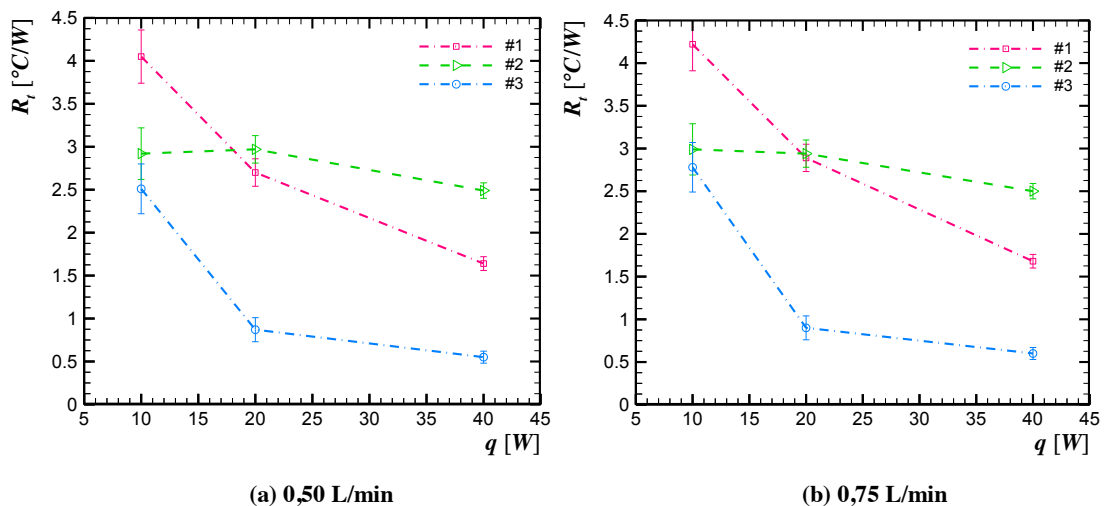
A partir dos resultados observados na Tabela 11 e no Gráfico 9, pode ser notado que em todas as vazões o termossifão do Tipo #3 obteve um melhor comportamento, com uma resistência térmica bem abaixo dos Termossifões Tipo #1 e Tipo #2. Para o Tipo #2 observa-se que para as potências aplicadas de 10 W e 20 W os valores de resistência praticamente se mantiveram constantes. Possivelmente, essa proximidade entre os valores das potências se dá devido ao maior volume do fluido interno em comparação aos outros dois tipos, que no caso do Tipo #2 necessita de uma maior potência para evaporar o fluido. Também ocorre um leve aumento da resistência na potência de 10 W a partir do aumento da vazão do fluido de resfriamento, que em comparação a potência de 20 W acaba sendo maior devido ao pouco vapor gerado pelo sistema, elevando o gradiente de temperatura e consequentemente a resistência térmica.

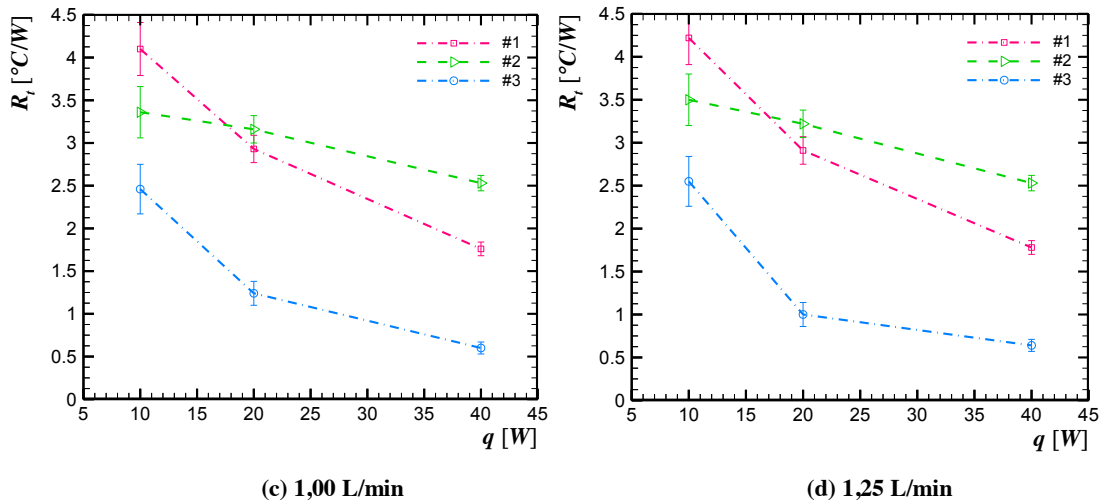
Tabela 11 - Resistência térmica [$^{\circ}\text{C}/\text{W}$] para os três tipos de termossifão nas diferentes vazões e com ângulo de inclinação de 11° .

Vazão	Potência	Tipo #1	Tipo #2	Tipo #3
0,50 L/min	10 W	$4,05 \pm 0,31$	$2,92 \pm 0,30$	$2,51 \pm 0,29$
	20 W	$2,70 \pm 0,16$	$2,97 \pm 0,16$	$0,87 \pm 0,14$
	40 W	$1,64 \pm 0,08$	$2,49 \pm 0,09$	$0,55 \pm 0,07$
0,75 L/min	10 W	$4,22 \pm 0,31$	$2,99 \pm 0,30$	$2,78 \pm 0,29$
	20 W	$2,89 \pm 0,16$	$2,94 \pm 0,16$	$0,90 \pm 0,14$
	40 W	$1,68 \pm 0,08$	$2,50 \pm 0,09$	$0,60 \pm 0,07$
1,00 L/min	10 W	$4,10 \pm 0,31$	$3,36 \pm 0,30$	$2,46 \pm 0,29$
	20 W	$2,93 \pm 0,16$	$3,16 \pm 0,16$	$1,24 \pm 0,14$
	40 W	$1,76 \pm 0,08$	$2,53 \pm 0,09$	$0,60 \pm 0,07$
1,25 L/min	10 W	$4,22 \pm 0,31$	$3,50 \pm 0,30$	$2,55 \pm 0,29$
	20 W	$2,91 \pm 0,16$	$3,22 \pm 0,16$	$1,00 \pm 0,14$
	40 W	$1,78 \pm 0,08$	$2,53 \pm 0,09$	$0,64 \pm 0,07$ </tr

Fonte: Autoria própria.

Gráfico 9 - Resistência térmica em função da potência dissipada para os três tipos de termossifões nas diferentes vazões, com ângulo de 11° .





Fonte: Autoria própria.

Na Tabela 12 e no Gráfico 10, tem-se um comportamento muito próximo dos resultados obtidos com ângulo de inclinação de 11° , sendo o termosifão do Tipo #3 o que obteve um melhor resultado, pelas temperaturas mais baixas e comportamento linear. O termosifão do Tipo #1 novamente teve a sua temperatura bruscamente elevada quando aumentada a potência para 20 W. Possivelmente essa elevação se deve ao termosifão atingir o limite viscoso, causando distúrbio no sistema e conseqüentemente grande elevação na temperatura de operação.

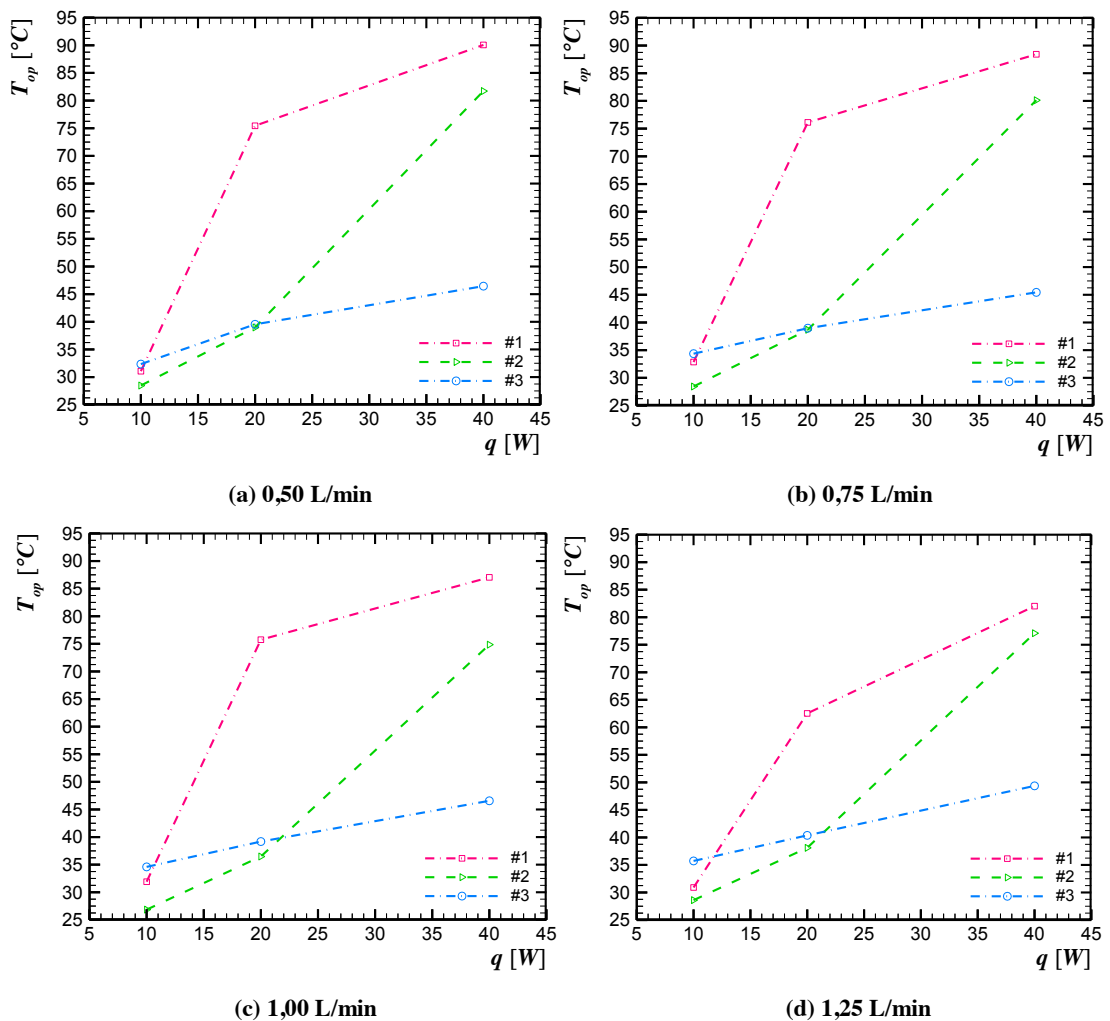
Tabela 12 - Temperatura de operação [$^\circ\text{C}$] para os três tipos de termosifão nas diferentes vazões e com ângulo de inclinação de 25°

Vazão	Potência	Tipo #1	Tipo #2	Tipo #3
0,50 L/min	10 W	31,1	28,5	32,3
	20 W	75,4	39,0	39,6
	40 W	90,1	81,7	46,5
0,75 L/min	10 W	32,9	28,4	34,4
	20 W	76,1	38,7	39,0
	40 W	88,4	80,1	45,4
1,00 L/min	10 W	31,9	26,9	34,6
	20 W	75,8	36,5	39,2
	40 W	87,0	74,8	46,6
1,25 L/min	10 W	30,9	28,6	35,8
	20 W	62,5	38,1	40,4
	40 W	82,0	77,1	49,4

Fonte: Autoria própria.

Outra diferença encontrada foi no comportamento do termossifão do Tipo #3, que na inclinação de 25° obteve uma temperatura mais baixa, principalmente na potência aplicada de 40 W enquanto os demais termossifões chegaram a uma temperatura maior com ângulo de 25°. Essa estabilidade pode ser ocasionada devido a região do condensador ser de diâmetro maior, aumentando sua área de troca térmica, trazendo um resfriamento maior e por consequência a estabilidade do sistema.

Gráfico 10 - Distribuição da temperatura de operação em função da potência dissipada para os três tipos de termossifões nas diferentes vazões, com ângulo de 25°.



Fonte: Autoria própria.

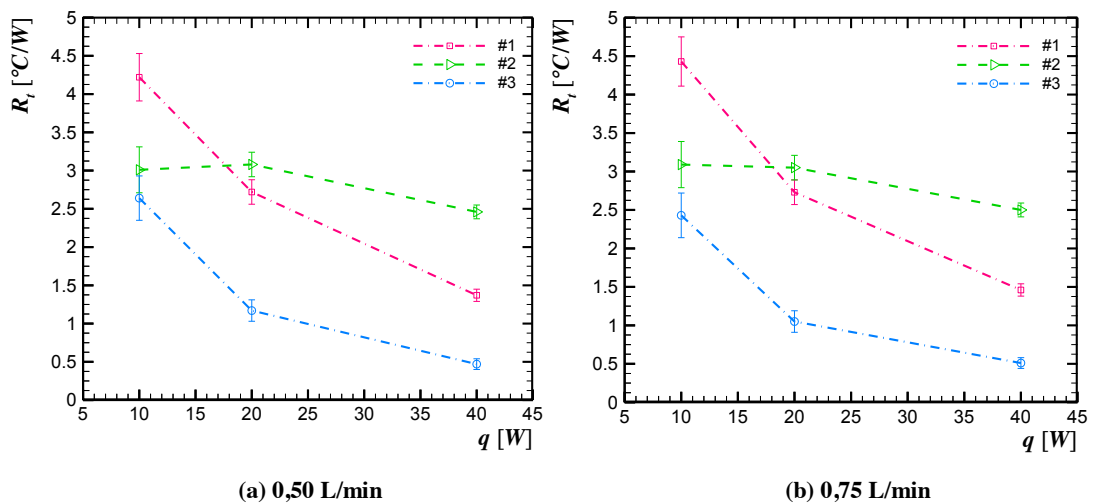
Como no caso da temperatura de operação, também nos resultados experimentais da resistência térmica dos termossifões apresentados no Gráfico 11 e na Tabela 13, podem ser encontrados os melhores resultados para o termossifão do Tipo #3, mas com uma pequena diferença nos valores de resistência térmica com a potência de 10 W em relação ao ângulo de inclinação de 11°, onde os resultados ficaram um pouco mais altos nessa potência aplicada.

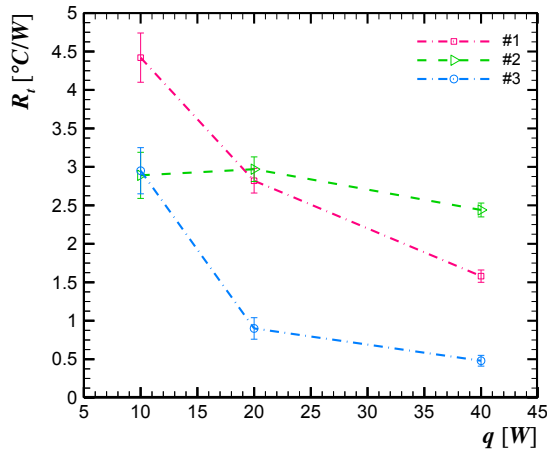
Tabela 13 - Resistência térmica [$^{\circ}\text{C}/\text{W}$] para os três tipos de termossifão nas diferentes vazões e com ângulo de inclinação de 25° .

Vazão	Potência	Tipo #1	Tipo #2	Tipo #3
0,50 L/min	10 W	$4,22 \pm 0,31$	$3,01 \pm 0,30$	$2,64 \pm 0,29$
	20 W	$2,72 \pm 0,16$	$3,08 \pm 0,16$	$1,17 \pm 0,14$
	40 W	$1,37 \pm 0,08$	$2,46 \pm 0,09$	$0,47 \pm 0,07$
0,75 L/min	10 W	$4,43 \pm 0,32$	$3,09 \pm 0,30$	$2,43 \pm 0,29$
	20 W	$2,73 \pm 0,16$	$3,05 \pm 0,16$	$1,05 \pm 0,14$
	40 W	$1,46 \pm 0,08$	$2,50 \pm 0,09$	$0,51 \pm 0,07$
1,00 L/min	10 W	$4,42 \pm 0,32$	$2,89 \pm 0,30$	$2,95 \pm 0,30$
	20 W	$2,82 \pm 0,16$	$2,97 \pm 0,16$	$0,90 \pm 0,14$
	40 W	$1,58 \pm 0,08$	$2,44 \pm 0,09$	$0,48 \pm 0,07$
1,25 L/min	10 W	$4,28 \pm 0,32$	$3,24 \pm 0,30$	$2,95 \pm 0,30$
	20 W	$2,81 \pm 0,16$	$3,08 \pm 0,16$	$1,32 \pm 0,14$
	40 W	$1,66 \pm 0,08$	$2,48 \pm 0,09$	$0,56 \pm 0,07$

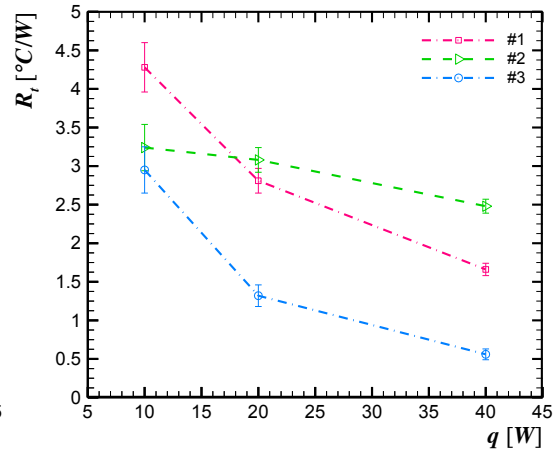
Fonte: Autoria própria.

Gráfico 11 - Resistência térmica em função da potência dissipada para os três tipos de termossifões nas diferentes vazões, com ângulo de 25° .





(c) 1,00 L/min



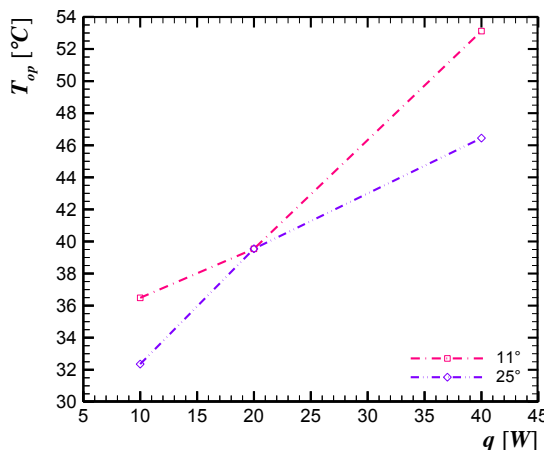
(d) 1,25 L/min

Fonte: Autoria própria.

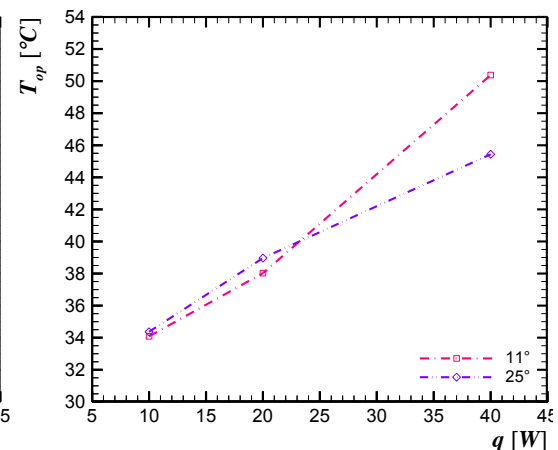
A partir de todos os resultados, pode ser verificado que o termostato do Tipo #3 teve um melhor comportamento nos ângulos de 11° e 25° nas diferentes vazões, principalmente por manter sua temperatura de operação em uma elevação pequena e constante. Na análise da resistência térmica o objetivo era encontrar o termostato com menor valor e, analisando os Gráficos nota-se que em todas as variações de inclinação de trabalho, vazão volumétrica e potência dissipada, o termostato do Tipo #3 apresenta os resultados bem abaixo dos demais tipos de termostato, mostrando que a análise realizada é suficiente para escolha do termostato do Tipo #3 para aplicação na fase seguinte desta Dissertação de Mestrado, que é a aplicação de sete termostatos, simulando um coletor solar assistido por termostatos.

Com essa escolha, foi realizado um comparativo individual do termostato Tipo #3, mostrando seu comportamento quanto à temperatura de operação (Gráfico 12) e resistência térmica (Gráfico 13) nas diferentes vazões e inclinações de trabalho.

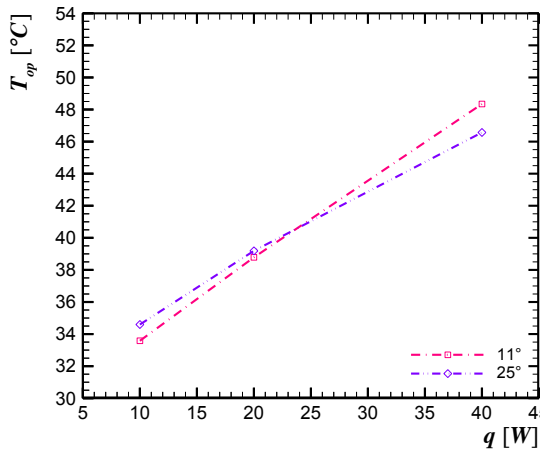
Gráfico 12 - Comparação da temperatura de operação entre os ângulos de 11° e 25° nas diferentes vazões.



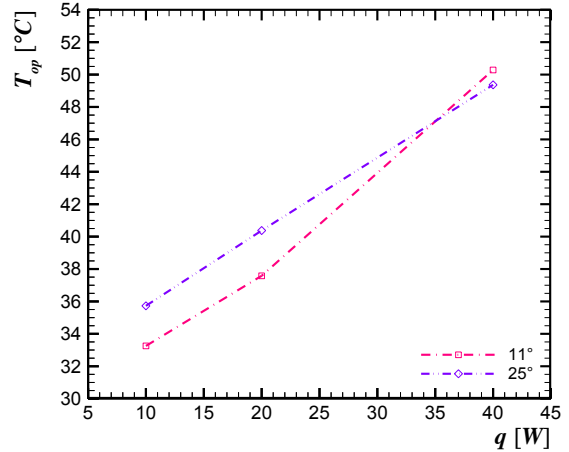
(a) 0,50 L/min



(b) 0,75 L/min



(c) 1,00 L/min

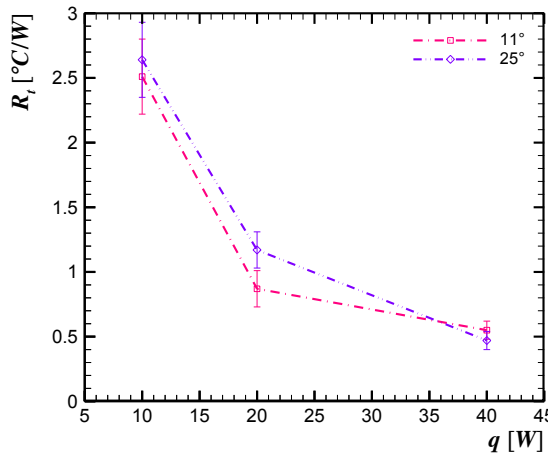


(d) 1,25 L/min

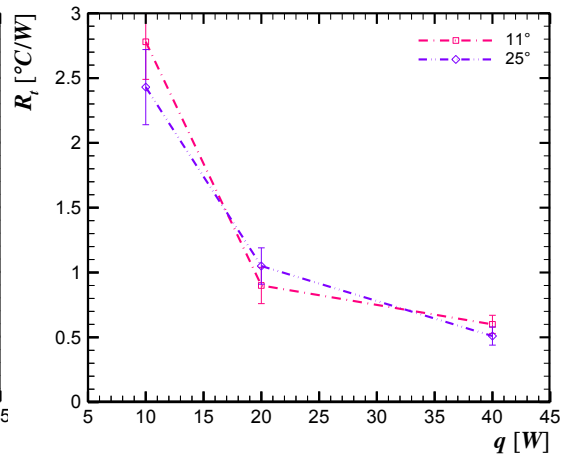
Fonte: Autoria própria.

A partir do Gráfico 12 pode ser observado que o termosifão do Tipo #3 tem um comportamento melhor com vazão menor. Essa situação se inverte com o aumento da vazão, onde a menor temperatura de operação fica com o ângulo de 11°.

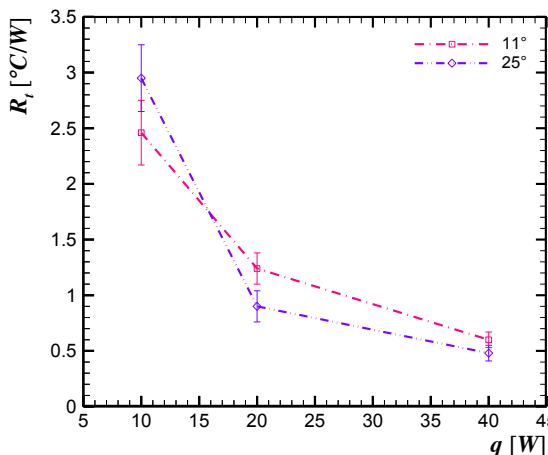
Gráfico 13 - Comparação da resistência térmica entre os ângulos de 11° e 25° nas diferentes vazões.



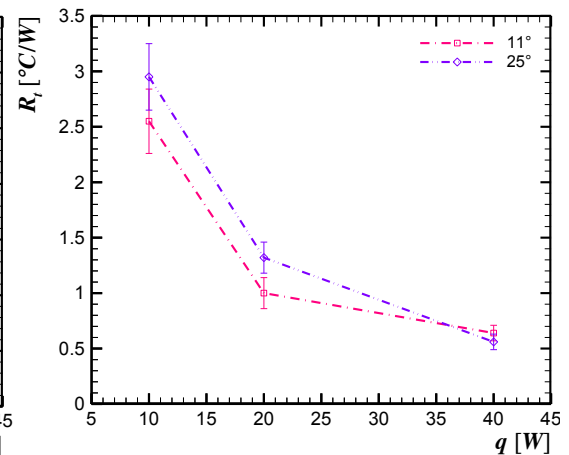
(a) 0,50 L/min



(b) 0,75 L/min



(c) 1,00 L/min



(d) 1,25 L/min

Fonte: Autoria própria.

No Gráfico 13 pode ser notado valores de resistência térmica muito próximos para os dois ângulos, porém com uma leve vantagem para o ângulo de inclinação de 11°, que obteve os valores um pouco abaixo dos encontrados no ângulo de 25°.

4.3 TESTES EXPERIMENTAIS DO PROTÓTIPO DE UM COLETOR SOLAR

Nesta seção são apresentados os resultados experimentais obtidos nos testes com o protótipo de sete termossifões do Tipo #3 colocados em série, simulando um coletor solar assistido por termossifões. Os gráficos com a distribuição de temperatura em função do tempo para todos os ângulos e vazões analisados no trabalho são apresentados no Apêndice D desta Dissertação de Mestrado.

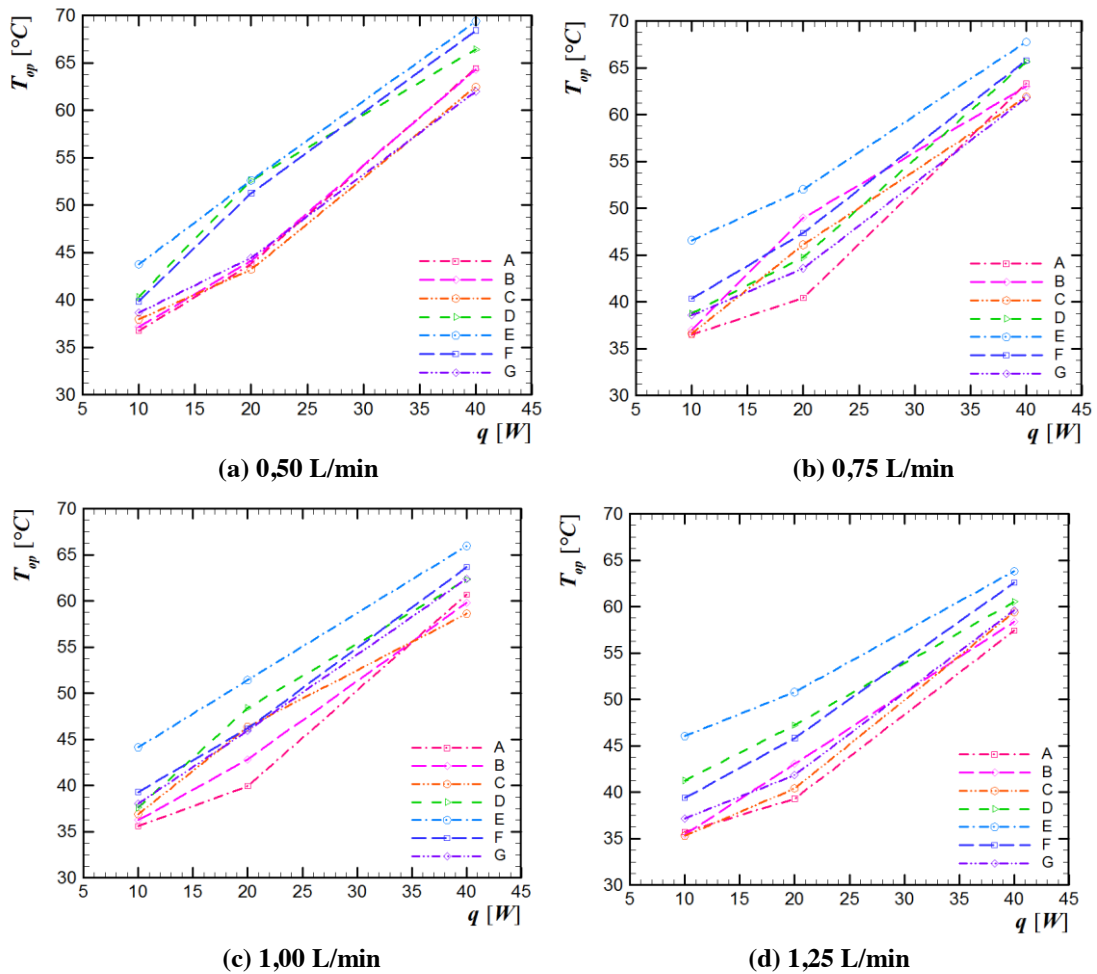
A temperatura de operação para a inclinação de 11° para as diferentes vazões é mostrada na Tabela 14 e Gráfico 14. Observa-se que o comportamento dos termossifões está como esperado, aumentando sua temperatura à medida que se aumenta a potência aplicada. Também é observado pelos gráficos que o aumento das vazões causa a queda das temperaturas de operação, onde encontram-se temperaturas próximas a 70 °C com vazão de 0,5 L/min e com vazão de 1,25 L/min as temperaturas chegam próximas de 65 °C, provando que o resfriamento do condensador afeta, mesmo que pouco, o comportamento da região adiabática.

Tabela 14 - Temperatura de operação [°C] nos sete termossifões do protótipo de um coletor solar, com ângulo de inclinação de 11°

Vazão	Potência Total	A	B	C	D	E	F	G
0,50 L/min	10 W	36,8	37,2	38,0	40,3	43,8	39,9	38,7
	20 W	43,8	44,1	43,2	52,6	52,6	51,3	44,5
	40 W	64,4	64,3	62,5	66,4	69,4	68,4	62,0
0,75 L/min	10 W	36,5	37,0	36,6	38,8	46,6	40,4	38,6
	20 W	40,4	49,0	46,1	44,8	52,0	47,4	43,6
	40 W	63,3	63,0	61,9	65,6	67,8	65,8	61,8
1,00 L/min	10 W	35,6	36,3	36,9	37,6	44,1	39,3	38,0
	20 W	39,9	42,8	46,4	48,4	51,4	46,2	46,0
	40 W	60,7	59,8	58,6	62,3	66,0	63,7	62,4
1,25 L/min	10 W	35,7	35,5	35,3	41,3	46,0	39,4	37,2
	20 W	39,3	43,1	40,4	47,2	50,8	45,8	41,9
	40 W	57,4	58,4	59,4	60,5	63,8	62,6	59,6

Fonte: Autoria própria.

Gráfico 14 - Temperatura de operação em função da potência dissipada nas diferentes vazões, com ângulo de 11°.



Fonte: Autoria própria.

Na Tabela 15 e Gráfico 15 observa-se o comportamento da resistência térmica em cada termossifão, onde nota-se com clareza a queda da resistência a partir do aumento da potência aplicada. Apenas o Termossifão “C” teve um pequeno aumento de valores na vazão de 1,25 L/min quando a energia aplicada foi de 40 W.

Outro ponto a ser destacado é o comportamento do Termossifão “E”, sendo o termossifão com a resistência térmica mais alta em todas as vazões. Esse resultado pode ser comprovado a partir da observação do comportamento do perfil de temperatura pelo tempo do evaporador, mostrados no Apêndice D, sendo mais altas que as temperaturas dos demais termossifões, e também do condensador, sendo mais baixas.

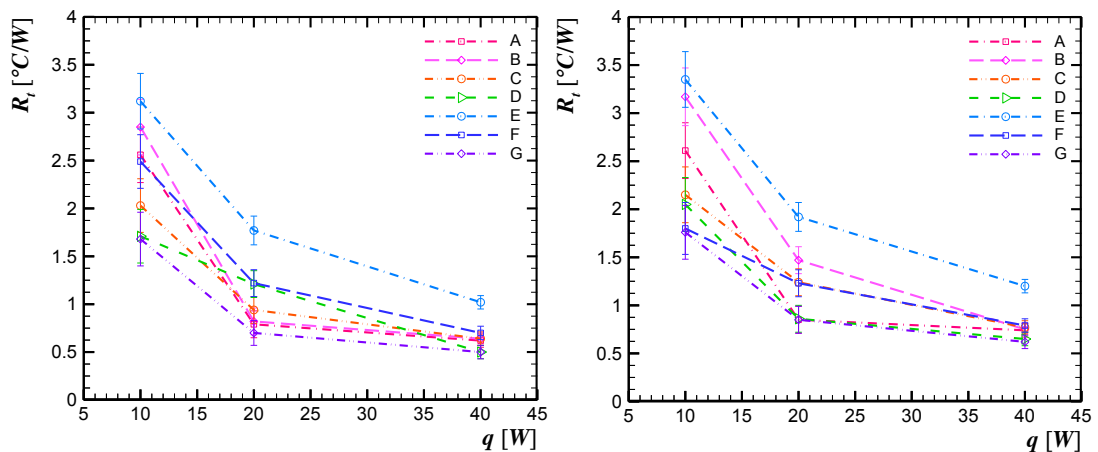
O Termossifão “A” também teve um comportamento pouco diferente dos demais quando a potência aplicada foi de 10 W, tendo um valor mais alto, próximo do encontrado no Termossifão “E”, porém que acaba baixando com as potências de 20 W e 40 W, ficando bem próxima das demais.

Tabela 15 - Resistência térmica [$^{\circ}\text{C}/\text{W}$] nos sete termosifões do protótipo de um coletor solar, com ângulo de inclinação de 11°

Vazão	Potência	A	B	C	D	E	F	G
0,50 L/min	10 W	2,56±	2,85±	2,03±	1,71±	3,12±	2,49±	1,68±
		0,29	0,29	0,28	0,28	0,29	0,28	0,28
	20 W	0,79±	0,82±	0,94±	1,21±	1,77±	1,22±	0,70±
		0,14	0,14	0,14	0,14	0,15	0,14	0,13
	40 W	0,62±	0,64±	0,64±	0,50±	1,02±	0,70±	0,50±
		0,07	0,07	0,07	0,07	0,07	0,07	0,07
0,75 L/min	10 W	2,61±	3,17±	2,15±	2,05±	3,35±	1,80±	1,76±
		0,29	0,30	0,29	0,28	0,29	0,27	0,28
	20 W	0,85±	1,47±	1,24±	0,86±	1,92±	1,23±	0,85±
		0,14	0,14	0,14	0,14	0,15	0,14	0,14
	40 W	0,74±	0,75±	0,77±	0,65±	1,20±	0,79±	0,62±
		0,07	0,07	0,07	0,07	0,07	0,07	0,07
1,00 L/min	10 W	2,75±	3,43±	2,07±	2,06±	3,34±	1,93±	1,89±
		0,29	0,30	0,29	0,28	0,29	0,28	0,28
	20 W	1,39±	1,34±	1,68±	1,60±	2,01±	1,28±	1,33±
		0,14	0,14	0,15	0,14	0,15	0,14	0,14
	40 W	0,85±	0,99±	0,85±	0,75±	1,27±	0,86±	0,78±
		0,07	0,07	0,07	0,07	0,08	0,07	0,07
1,25 L/min	10 W	2,68±	3,38±	2,36±	2,57±	3,45±	1,99±	2,00±
		0,29	0,30	0,29	0,29	0,29	0,28	0,28
	20 W	0,94±	1,38±	1,15±	1,72±	2,01±	1,26±	0,97±
		0,14	0,14	0,14	0,15	0,15	0,14	0,14
	40 W	0,87±	1,15±	1,58±	0,87±	1,28±	0,88±	0,77±
		0,07	0,07	0,08	0,07	0,08	0,07	0,07

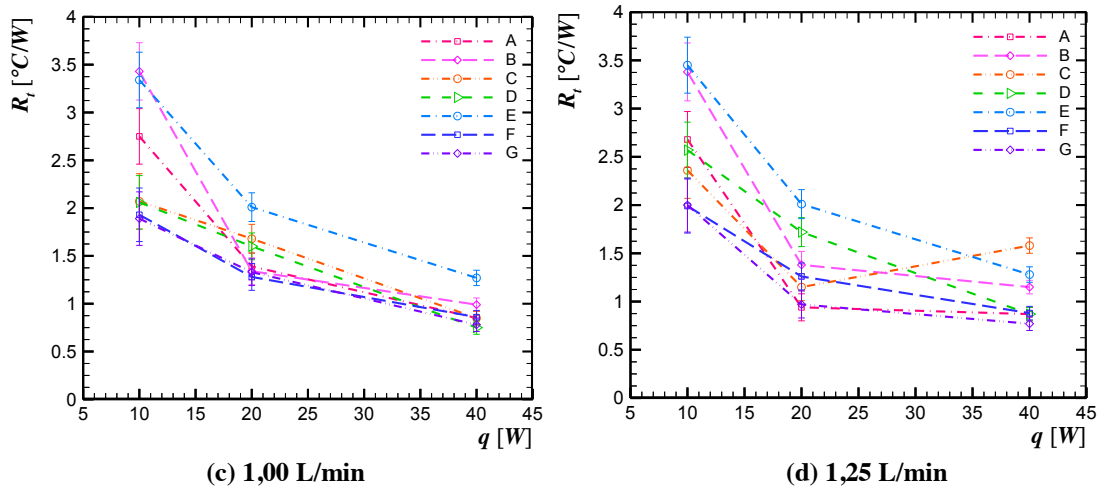
Fonte: Autoria própria.

Gráfico 15 - Resistência térmica em função da potência dissipada nas diferentes vazões, com ângulo de 11° .



(a) 0,50 L/min

(b) 0,75 L/min



Fonte: Autoria própria.

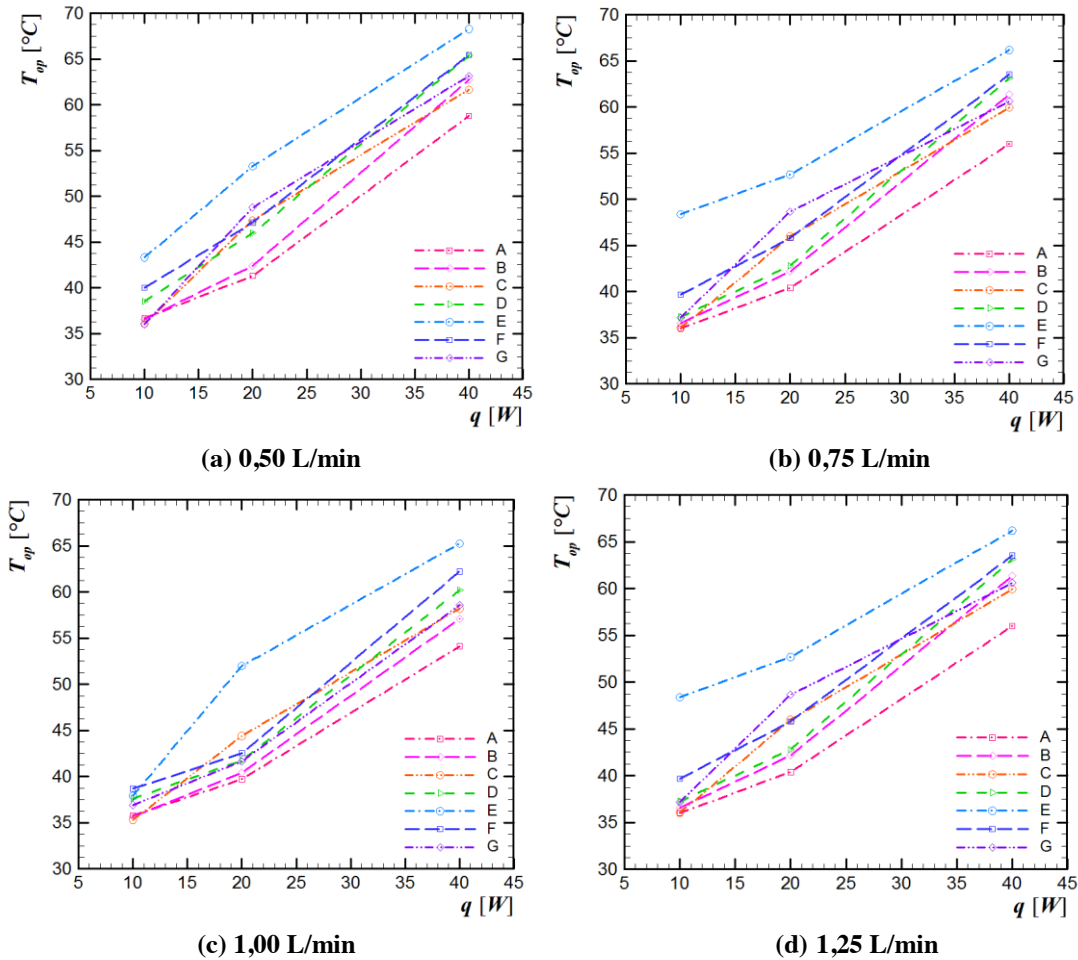
Para inclinação de 25° (Gráfico 16) nota-se que o comportamento de alguns termosifões foi um pouco diferente do encontrado na inclinação de 11° com potência aplicada de 40 W. A maioria deles atingiu uma temperatura mais baixa com 25° de inclinação nas vazões maiores, principalmente com 1,00 L/min. Quanto ao Termossifão “E”, novamente teve um comportamento diferente dos demais, pouco maior que na inclinação de 11°.

Tabela 16 - Temperatura de operação [°C] nos sete termosifões do protótipo de um coletor solar, com ângulo de inclinação de 25°.

Vazão	Potência	A	B	C	D	E	F	G
0,50 L/min	10 W	36,7	36,6	36,1	38,5	43,3	40,0	36,0
	20 W	41,3	42,4	47,4	46,0	53,3	47,1	48,8
	40 W	58,8	62,7	61,6	65,4	68,3	65,4	63,1
0,75 L/min	10 W	36,0	36,6	36,1	37,3	48,4	39,7	37,2
	20 W	40,4	42,2	46,0	42,8	52,7	45,8	48,7
	40 W	56,0	61,3	59,9	63,1	66,2	63,5	60,6
1,00 L/min	10 W	35,8	35,6	35,3	37,6	37,9	38,7	36,9
	20 W	39,7	40,4	44,4	41,7	52,0	42,5	41,7
	40 W	54,1	57,1	58,2	60,2	65,2	62,2	58,5
1,25 L/min	10 W	36,0	36,6	36,1	37,3	48,4	39,7	37,2
	20 W	40,4	42,2	46,0	42,8	52,7	45,8	48,7
	40 W	56,0	61,3	59,9	63,1	66,2	63,5	60,6

Fonte: Autoria própria.

Gráfico 16 - Temperatura de operação em função da potência dissipada nas diferentes vazões, com ângulo de 25°.



Fonte: Autoria própria.

O Gráfico 17 apresenta o comportamento da resistência térmica dos termossifões com aplicação da inclinação de 25°. Como é possível observar, há um comportamento bem aproximado do encontrado na inclinação de 11°, ocorrendo as mesmas variações em “A” e “E”. O Termossifão “C”, que na inclinação de 11° com vazão de 1,25 L/min teve sua resistência aumentada com potência de 40 W, na inclinação de 25° caiu, chegando próximo das demais.

Como pode ser verificado nos gráficos e tabelas apresentados, o aumento da potência aplicada diminui o valor das incertezas, provando que esta variável é a que mais causa influência na estabilidade do sistema, se sobressaindo à variação influenciada pela vazão do fluido de resfriamento.

Pode-se observar também a partir dos Gráficos 14, 15, 16 e 17 que tanto para a temperatura de operação, quanto para resistência térmica, os sete termossifões tiveram comportamentos muito próximos ao encontrado com o termossifão do Tipo #3 analisado

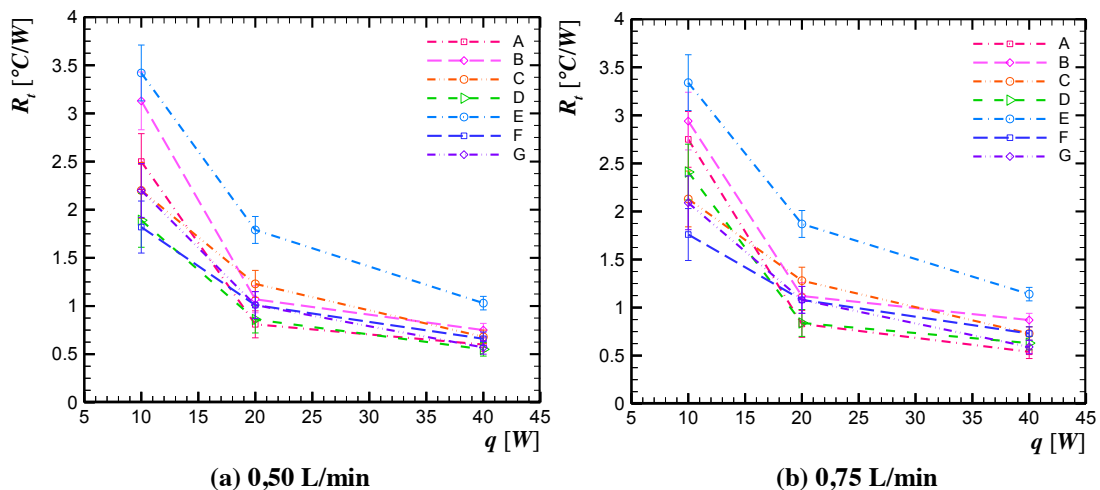
individualmente, e dessa forma, comprovando que esse comportamento é mesmo o característico dessa configuração.

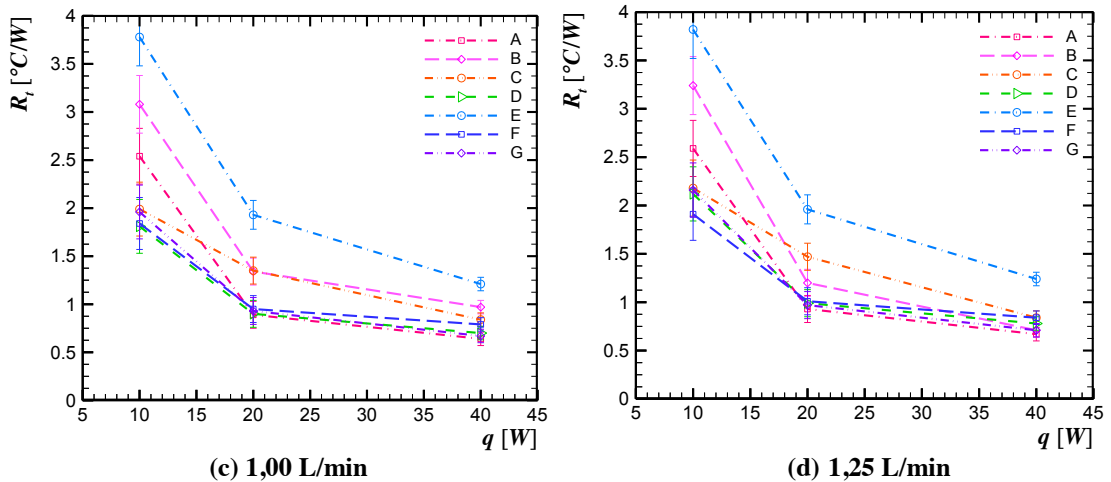
Tabela 17 - Resistência térmica [$^{\circ}\text{C}/\text{W}$] nos sete termosifões do protótipo de um coletor solar, com ângulo de inclinação de 25° .

Vazão	Potência	A	B	C	D	E	F	G
0,50 L/min	10 W	2,50±	3,13±	2,20±	1,89±	3,42±	1,82±	2,20±
		0,29	0,30	0,29	0,28	0,29	0,27	0,28
	20 W	0,81±	1,07±	1,23±	0,86±	1,79±	1,01±	1,01±
		0,14	0,14	0,14	0,14	0,14	0,14	0,14
	40 W	0,60±	0,75±	0,68±	0,55±	1,03±	0,66±	0,57±
		0,07	0,07	0,07	0,07	0,07	0,07	0,07
0,75 L/min	10 W	2,75±	2,94±	2,13±	2,41±	3,34±	1,76±	2,09±
		0,29	0,30	0,29	0,29	0,29	0,27	0,28
	20 W	0,83±	1,12±	1,28±	0,84±	1,87±	1,08±	1,08±
		0,14	0,14	0,14	0,14	0,14	0,14	0,14
	40 W	0,54±	0,87±	0,73±	0,63±	1,14±	0,73±	0,59±
		0,07	0,07	0,07	0,07	0,07	0,07	0,07
1,00 L/min	10 W	2,54±	3,08±	1,99±	1,81±	3,78±	1,84±	1,96±
		0,29	0,30	0,28	0,28	0,30	0,27	0,28
	20 W	0,89±	1,34±	1,35±	0,90±	1,93±	0,95±	0,93±
		0,14	0,14	0,14	0,14	0,15	0,14	0,14
	40 W	0,64±	0,97±	0,84±	0,70±	1,21±	0,79±	0,67±
		0,07	0,07	0,07	0,07	0,07	0,07	0,07
1,25 L/min	10 W	2,59±	3,24±	2,18±	2,12±	3,82±	1,91±	2,16±
		0,29	0,30	0,29	0,28	0,30	0,27	0,28
	20 W	0,93±	1,20±	1,47±	0,99±	1,96±	1,01±	0,97±
		0,14	0,14	0,14	0,14	0,15	0,14	0,14
	40 W	0,67±	0,71±	0,84±	0,78±	1,24±	0,84±	0,71±
		0,07	0,07	0,07	0,07	0,07	0,07	0,07

Fonte: Autoria própria.

Gráfico 17 - Resistência térmica em função da potência dissipada nas diferentes vazões, com ângulo de 25° .





Fonte: Autoria própria.

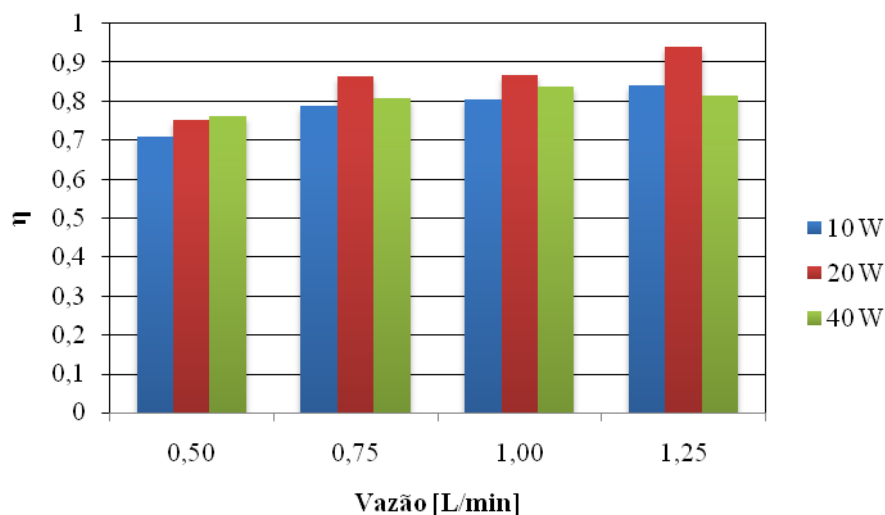
Os resultados experimentais encontrados para a eficiência térmica do protótipo de um coletor solar assistido por termossifões são apresentados a seguir. Para tal, a eficiência (de Primeira Lei da Termodinâmica), η_1 , foi definida como:

$$\eta_1 = \frac{\dot{m} c_p (T_{sai} - T_{ent})}{q} \quad (42)$$

sendo que, \dot{m} é a vazão mássica da água de resfriamento dos condensadores dos termossifões, e T_{sai} e T_{ent} são as temperaturas de saída e entrada da água, respectivamente.

Os resultados experimentais encontrados para a eficiência térmica do protótipo de coletor solar assistido por termossifões, em função das vazões volumétricas e das potências dissipadas, são apresentados no Gráfico 18 e na Tabela 18 para inclinação de 11° e no Gráfico 20 e na Tabela 19 para inclinação 25° , respectivamente.

Gráfico 18 - Eficiência do experimento nas diferentes vazões e potências aplicadas, com inclinação de 11° .



Fonte: Autoria própria.

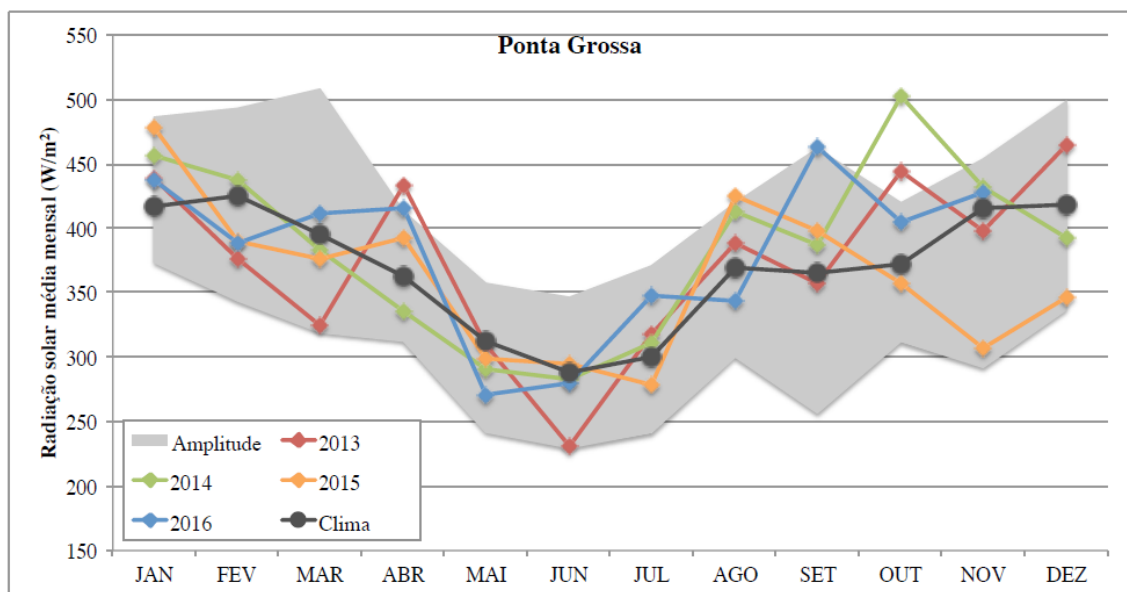
Tabela 18 - Eficiência do protótipo de coletor solar com ângulo de inclinação de 11°.

Vazão	Potência	Eficiência
0,50 L/min	10 W	0,71
	20 W	0,75
	40 W	0,76
0,75 L/min	10 W	0,79
	20 W	0,86
	40 W	0,81
1,00 L/min	10 W	0,81
	20 W	0,87
	40 W	0,84
1,25 L/min	10 W	0,84
	20 W	0,94
	40 W	0,82

Fonte: Autoria própria.

É possível identificar no Gráfico 18 que quanto mais se aumenta a vazão, maior é a eficiência do protótipo de coletor solar. Pode ser também observado que a potência aplicada de 20 W teve o melhor comportamento nas maiores vazões, o que indica que para as dimensões aplicadas ao experimento, esse potência é suficiente, pois de acordo com Breda *et al.* (2016), a média da radiação solar incidente anual na cidade de Ponta Grossa/PR é de 370 W/m². O Gráfico 19 mostra o comportamento mensal da radiação solar na cidade de Ponta Grossa entre os anos de 2013 e 2016.

Gráfico 19 - Radiação média mensal na cidade de Ponta Grossa/PR entre os anos de 2013 e 2016.



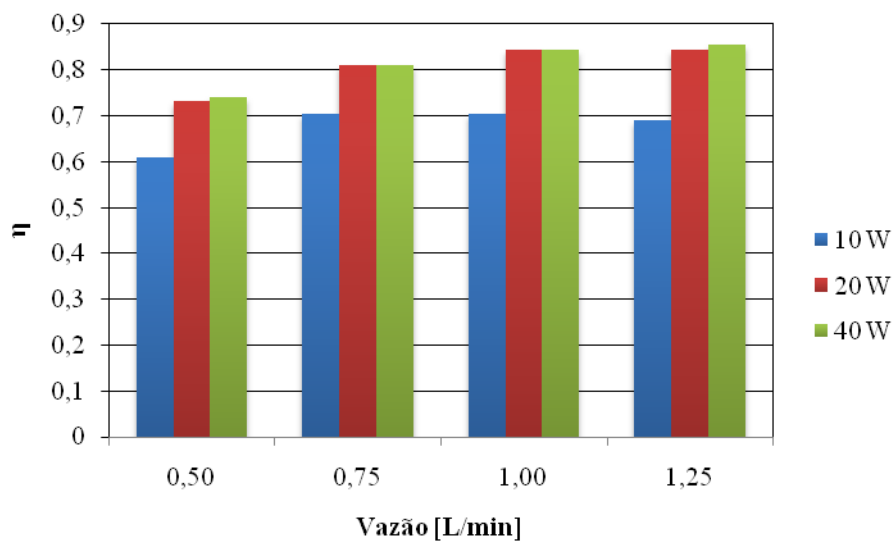
Fonte: Breda *et al.* (2016).

Utilizando o valor médio da radiação, a partir da Equação (42) pode-se encontrar a radiação solar incidente no experimento.

$$P_{ab} = I_T \cdot A_C \quad (42)$$

sendo que, P_{ab} é a potência absorvida pelo coletor solar [W], I_T é a radiação solar incidente [W/m^2] e A_C é a área do coletor solar, que neste caso foi considerada a área somada do evaporador dos sete termosifões.

Gráfico 20 - Eficiência do experimento nas diferentes vazões e potências aplicadas, com inclinação de 25°.



Fonte: Autoria própria.

Tabela 19 - Eficiência do protótipo de coletor solar com ângulo de inclinação de 25°.

Vazão	Potência	Eficiência
0,50 L/min	10 W	0,61
	20 W	0,73
	40 W	0,74
0,75 L/min	10 W	0,70
	20 W	0,81
	40 W	0,81
1,00 L/min	10 W	0,70
	20 W	0,84
	40 W	0,84
1,25 L/min	10 W	0,69
	20 W	0,84
	40 W	0,85

Fonte: Autoria própria.

No Gráfico 20, é possível notar na inclinação de 25° um comportamento diferente do encontrado na inclinação de 11°, onde as potências de 20 W e 40 W seguiram com praticamente a mesma eficiência em todas as vazões volumétricas, porém, a eficiência esteve um pouco abaixo em todas as vazões comparada com a inclinação de 11°.

Pela Equação (42), a potência absorvida pelo protótipo de coletor solar assistido por termossifões é de 65,7 W, o que dá aproximadamente 9,4 W para cada termossifão, sendo utilizado no cálculo o valor médio anual da radiação solar incidente em Ponta Grossa. Considerando que na primavera e no verão, de acordo com Breda *et al.* (2012), durante o dia a região consegue atingir valores de máxima acima de 1.000 W/m², se os termossifões do Tipo #3 fossem aplicados a um coletor solar assistido, eles chegariam sem dificuldades à potência de 20 W, pois a radiação solar incidente para o termossifão atingir essa potência é de 788 W/m².

De acordo com Pereira *et al.* (2002), a eficiência de coletores solares convencionais é de ~30%. Du *et al.* (2013) encontraram 55% de eficiência em seu experimento, enquanto Azad (2012) obteve em seus experimentos eficiências entre 15% e 68%. Então, conclui-se que foram bons os resultados obtidos pelo presente protótipo de coletor solar assistido por sete termossifões, pois com a menor potência aplicada (10 W), que se aproxima muito com a potência média anual que cada termossifão pode receber (9,4 W), a eficiência foi de aproximadamente 60%, tendo grande possibilidade de obter êxito na aplicação em coletores solares.

5 CONCLUSÕES

Na presente Dissertação de Mestrado foram apresentados a montagem e os resultados experimentais de três diferentes configurações de termossifões para posteriormente aplicação do termossifão de melhor resultado em um protótipo de um coletor solar assistido por sete termossifões.

Primeiramente foi feita uma análise teórica a partir dos limites operacionais dos termossifões, que indicam a máxima quantidade de energia na forma de calor que o dispositivo poderia transferir sob certas condições de operação. Para essa determinação foi elaborado um código computacional utilizado o *software Engineering Equation Solver*TM (EESTM).

Nos testes preliminares, o termossifão do Tipo #3 foi o que demonstrou os melhores resultados de resistência térmica e temperatura de operação nas diferentes vazões e inclinações analisadas, provando que a peça elaborada para junção dos tubos de diferentes diâmetros atingiu o objetivo esperado. Para temperatura de operação, o termossifão do Tipo #3 manteve os valores mais baixos e com um comportamento linear, enquanto que para resistência térmica também obteve valores baixos, o que é mais esperado em um termossifão para que ocorra uma melhor troca térmica.

No protótipo de coletor solar assistido por sete termossifões, os termossifões tiveram comportamentos muito próximos ao encontrado com o termossifão do Tipo #3 analisado individualmente, comprovando que esse comportamento é característico dessa configuração. Na análise de eficiência, o protótipo de coletor solar obteve valores entre 60% e 90%, resultados estes maiores que de um coletor solar convencional, que é de 30%, tendo seus melhores resultados na inclinação de 11° com vazão de 1,25 L/min.

Neste contexto, os termossifões operaram satisfatoriamente, visto que as potências aplicadas no experimento estão próximas da média anual que cada termossifão pode receber através da radiação solar incidente, que é de 9,4 W, podendo passar dos 20 W no verão em dias ensolarados.

Com os objetivos atingidos e resultados bastante satisfatórios, conclui-se que esta Dissertação de Mestrado pode trazer enorme contribuição para o desenvolvimento sustentável, mostrando que a utilização de termossifões em coletores solares é uma alternativa altamente viável para a economia de energia aplicada a aquecimento de fluidos.

REFERÊNCIAS

- ABREU, S. L. **Desenvolvimento de um Sistema de Aquecimento Solar Compacto Utilizando Termossifões Bifásicos.** Tese de Doutorado em Engenharia Mecânica. Universidade Federal de Santa Catarina. Florianópolis, 2003.
- AGUIAR, V. M. **Influência da Razão de Preenchimento e da Inclinação no Desempenho Térmico de Termossifões.** Trabalho de Conclusão de Curso (Bacharelado em Engenharia Mecânica) - Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Ponta Grossa, 2016.
- AZAD, E. **Assessment of Tree Types of Heat Pipe Solar Collectors.** Renewable and Sustainable Energy Reviews, 16.2833.2838. 2012.
- BATALHA, L.E.B.; AMARAL, M.C.; ARAÚJO, M.R.D.G. **Estudo teórico e experimental de um coletor solar assistido por termossifões.** Trabalho de Conclusão de Curso (Engenharia Mecânica) - Universidade Tecnológica Federal do Paraná, Curitiba, 2017.
- BEZERRA, A. M. **Energia Solar – Aquecedor Solar.** São Paulo, Livraria Nobel S.A. 1990.
- BPHS. **A History of the Development of the Baker Perkins Group.** Acesso em: Jul/2017. Disponível em: < <http://www.bphs.net/> >
- BREDA, A.; MOREIRA, I. A. **Relatório semestral climatológico na região da UHE Mauá.** Instituto Tecnológico Simepar. Curitiba-PR. Jun/Nov, 2012.
- BREDA, A.; MOREIRA, I. A. **Relatório de Consolidação do Programa de Acompanhamento Climatológico na Região da UHE Mauá.** Instituto Tecnológico Simepar. Curitiba-PR. Jun/Nov, 2012.
- BROST, O. **Closed Two Phase Thermosyphons, Class Notes.** EMC/UFSC Florianópolis, Brazil (1996).
- BUSSE, C.A. **Theory of the Ultimate Heat Transfer Limit of Cylindrical Heat Pipes.** International Journal of Heat and Mass Transfer, 16, 169–186 (1973).
- CARVALHO, F.R.; SIONEK, M.C. **Análise da eficiência de um coletor solar plano.** Trabalho de Conclusão de Curso (Engenharia Mecânica) - Universidade Tecnológica Federal do Paraná, Curitiba, 2015.
- DU, B.; HU, E.; KOLHE, M. **An experimental platform for heat pipe solar collector testing.** Renewable and Sustainable Energy Reviews 17.119–125, 2013.
- DUFFIE, J. A; BECKMAN, W. A. **Solar engineering of thermal processes.** 3. Ed. New York: John Wiley, 2006.
- DUNN, P. D.; REAY, D.A. **Heat Pipes.** 4th Edition, Pergamon, Oxford, England (1994)

GROLL, M.; RÖSLER, S. **Operation Principles and Performance of Heat Pipes and Closed Two-Phase Thermosyphons**. *Journal of Non-Equilibrium Thermodynamics*, 17, 91–151 (1992)

HOLETZ, M.G. **Análise experimental dos limites operacionais de um termossifão para aplicações em coletores solares**. Trabalho de Conclusão de Curso (Engenharia Mecânica) - Universidade Tecnológica Federal do Paraná, Ponta Grossa, 2014.

HOLMAN, J.P. **Experimental Methods for Engineers**, New York: McGraw-Hill, 2011.

KALOGIROU, S. A. **Solar thermal collectors and applications**. *Progress in Energy and Combustion Science*, 2004.231-295.

KRAMBECK, L.; VANAT, K.J.; SANTOS, P.H.D.; ANTONINI ALVES, T. **Uma Correlação do Número de Kutateladze Para Termossifões Verticais**. Anais do XXII Congresso Nacional de Estudantes de Engenharia Mecânica, CREEM 2015, 2015.

KRAMBECK, L. **Investigação Experimental do Desempenho Térmico de Telas Metálicas em Tubos de Calor**. 2016. 90 p. Trabalho de Conclusão de Curso (Bacharelado em Engenharia Mecânica) - Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Ponta Grossa, 2016.

LIMA, J. B. A. **Otimização de Sistema de Aquecimento Solar de Água em Edificações Residenciais Unifamiliares Utilizando o Programa Trnsys**. Dissertação de Mestrado em Engenharia Civil. Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. São Paulo, 2003.

MANTELLI, M. B. H. Notas de Aula: **Tubos de calor e Termossifões**. UFSC, Florianópolis, 2009.

MANTELLI, M.H.B. **Thermosyphon Technology for Industrial Applications**. In: L.L. Vasiliev & S. Kakaç (Eds.), *Heat Pipes and Solid Sorption Transformations: Fundamentals and Practical Applications*, Chapter 11, New York, USA: CRC Press, 2013.

MARQUARDT, L.S.; BORGES, V.Y.S. **Desenvolvimento de um coletor solar assistido por termossifões**. Trabalho de Conclusão de Curso (Engenharia Mecânica) - Universidade Tecnológica Federal do Paraná, Curitiba, 2015.

NADA, S.A.; EL-GHETANY, H. H.; HUSSEIN, H. M. S. **Performance of a two-phase closed thermosyphon solar collector with a shell and tube heat exchanger**. *Applied Thermal Engineering* 24. 1959–1968. 2004.

NISHIDA, F. B. **Desenvolvimento de Tubos De Calor com Microranhuras Fabricadas por Eletroerosão a Frio**. 2016. 158 p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Ponta Grossa, 2016.

PEREIRA, A. B.; VRISMAN, A. L.; GALVANI, E. **Estimativa da radiação solar global diária em função do potencial de energia solar na superfície do solo**. *Scientia Agrícola*, v.59, n.2, p.211-216. Abr/Jun, 2002.

PETERSON, G. P. **An Introduction to Heat Pipes: Modeling, Testing and Application**. New York, NY, USA: John Wiley & Sons, 1994.

REAY, D.; KEW, P.; MCGLEN, R. **Heat Pipes Theory, Design and applications**. 6. ed. Butterworth-Heubnabm. 2014.

SANTO, M. E.; KRAMBECK, L.; MAIA JUNIOR, G. N.; SANTOS, P. H. D.; ANTONINI ALVES, T. **Coletor Solar Compacto Assistido por Termossifões: Uma Alternativa Sustentável**. 1er. Congreso Latinoamericano de Ingeniería. Entre Ríos, Argentina, 2017.

SANTOS, P.H.D.; REIS, L.S.; MARQUARDT, L.S.; VICENTE, K.A.T.; ANTONINI ALVES, T. **“Modeling and experimental tests of a copper thermosyphon”**, *Acta Scientiarum*. Technology, vol. 39, pp. 59-68, 2017.

SIQUEIRA, A. M. **Desenvolvimento de um programa de simulação computacional de sistemas de aquecimento solar para água**. Tese de doutorado. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica. Universidade Federal do Rio Grande Do Sul. Porto Alegre, 2003.

SOLE. **Thermosiphon solar water heaters**. Acessado em: ago/2017. Disponível em: < http://img.archiexpo.com/images_ae/photo-g/108545-4691003.jpg>

U. S. CHAMBER. **This Experiment Could Mean Big Things for Oil in Alaska**. Abr/2017. Acessado em: ago/2017. Disponível em: < <https://www.uschamber.com/series/above-the-fold/experiment-could-mean-big-things-oil-alaska>>

APÊNDICE A – CÁLCULO DAS INCERTEZAS

Os resultados obtidos em um experimento estão sujeitos a erros, sempre trazendo uma diferença entre o valor medido e o valor verdadeiro. As incertezas das medidas experimentais foram obtidas segundo procedimento descrito por Holman (2011).

A.1 Incerteza da Resistência Térmica

No experimento, a resistência térmica total é dada pela razão entre a diferença das temperaturas médias encontradas no evaporador e condensador e a potência aplicada nos termosifões. Considerando as perdas térmicas na região do evaporador desprezíveis, a resistência térmica total é calculada da seguinte forma:

$$R_{total} = \frac{T_{med,evap} - T_{med,cond}}{q_{total}} \quad (A.1)$$

Para o cálculo da incerteza de medição da resistência térmica equivalente é utilizada a seguinte equação:

$$\delta R_{total} = \left[\left(\frac{\partial R_{total}}{\partial T_{med,evap}} \delta T_{med,evap} \right)^2 + \left(\frac{\partial R_{total}}{\partial T_{med,cond}} \delta T_{med,cond} \right)^2 + \left(\frac{\partial R_{total}}{\partial q_{total}} \delta q_{total} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (A.2)$$

sendo que,

$$\delta R_{total} = \left[\left(\frac{1}{\partial q_{total}} \delta T_{med,evap} \right)^2 + \left(\frac{1}{\partial q_{total}} \delta T_{med,cond} \right)^2 + \left(\frac{T_{med,evap} - T_{med,cond}}{q_{total}} \delta q_{total} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (A.3)$$

A.2 Incerteza das Temperaturas

Foram utilizados para esta Dissertação de Mestrado termopares *Omega Engineering*TM do Tipo K (cromel-alumel). A repetitividade deste sensor de temperatura é de 2,2 °C ou 0,75 % do valor da leitura, sendo os valores das incertezas relacionados ao erro sistemático:

$$\delta T_{média,evap} = \delta T_{média,cond} = \delta T_{amb} = \left(\frac{2,2^2}{\sqrt{3}} \right) = 1,27^\circ C \quad (A.4)$$

**APÊNDICE B – CÓDIGOS COMPUTACIONAIS DOS LIMITES
OPERACIONAIS DOS TERMOSSIFÕES**

Este apêndice apresenta os códigos computacionais para a determinação dos limites operacionais dos três tipos de termossifões analisados nesta Dissertação de Mestrado, utilizado no *software Engineering Equation SolverTM (EESTM)*.

Termossifão do Tipo #1

```
procedure Bond(Bo:f1)
if Bo>=10 then
f1=8,2
else
f1=-0,025*Bo^2+0,726*Bo+3,359
endif
end
```

```
procedure Kp(K_p:f2)
if K_p <=4E4 then
f2=K_p^(-0,17)
else
f2=0,165
endif
end
```

"LIMITES OPERACIONAIS DE UM TERMOSSIFÃO"
"Michel do Espírito Santo"

"Características geométricas do termossifão"

```
l_evap=0,8 [m]
l_cond=0,11 [m]
l_adiab=0,04 [m]
l_total=(l_evap+l_cond+l_adiab)

l_ef=l_adiab+(l_evap+l_cond)/2

d_j=0,00775 [m]
d_e=0,00945 [m]

d_evap=d_j
d_cond=d_j
d_adiab=d_j

A_evap=pi#*d_evap*l_evap
A_cond=pi#*d_cond*l_cond
A_adiab=pi#*d_adiab*l_adiab

Vol_evap=pi#*d_evap^2*l_evap/4
Vol_cond=pi#*d_cond^2*l_cond/4
Vol_adiab=pi#*d_adiab^2*l_adiab/4
Vol_total=pi#*d_j^2*l_total/4
```

"razão de preenchimento"
F=0,5

D_v=d_j

$$r_v = D_v / 2$$

$$A_v = \pi \cdot r_v^2 / 4$$

$$\text{Beta} = 11 \text{ [degree]}$$

"Propriedades do fluido de trabalho"

fluido\$='Water'
T=T_v

x_l=0
x_v=1

h_lv=Enthalpy_vaporization(fluido\$;T=T_v)
p_v=P_sat(fluido\$;T=T_v)
sigma=SurfaceTension(fluido\$;T=T_v)

rho_l=Density(fluido\$;T=T_v;x=x_l)
rho_v=Density(fluido\$;T=T_v;x=x_v)
mu_l=Viscosity(fluido\$;T=T_v;x=x_l)
mu_v=Viscosity(fluido\$;T=T_v;x=x_v)
k_l=Conductivity(fluido\$;T=T_v;x=x_l)
k_v=Conductivity(fluido\$;T=T_v;x=x_v)

"!LIMITE SÔNICO"

$$q_{\text{son}} = 0,474 \cdot h_{\text{lv}} \cdot A_v \cdot ((\rho_v \cdot p_v)^{0,5})$$

"!LIMITE VISCOSO"

$$q_{\text{vis}} = r_v^2 \cdot h_{\text{lv}} \cdot A_v \cdot \rho_v \cdot p_v / (16 \cdot \mu_v \cdot l_{\text{ef}})$$

"!LIMITE DE ARRASTO"

$$q_{\text{arr}} = f_1 \cdot f_2 \cdot f_3 \cdot A_v \cdot h_{\text{lv}} \cdot \rho_v^{0,5} \cdot (g \cdot (\rho_l - \rho_v) \cdot \sigma)^{0,25}$$

"f_1 parâmetro em função do número de Bo (Bond)"

$$Bo = d_i \cdot (g \cdot (\rho_l - \rho_v) / \sigma)^{1/2}$$

call Bond(Bo:f1)

"f_2 parâmetro não dimensional de K_p"

$$K_p = p_v / ((g \cdot \sigma \cdot (\rho_l - \rho_v))^{1/2})$$

call Kp(K_p:f2)

f3=0,75
"f3=1,1"

"Termossifão Inclinado (11°)"
"Termossifão Horizontal (25°)"

"!LIMITE DE EBULIÇÃO"

"Calor maximo de ebulição"

$$q_{\text{ebu}} = 0,12 \cdot h_{\text{lv}} \cdot A_{\text{evap}} \cdot \rho_v^{0,5} \cdot (g \cdot \sigma \cdot (\rho_l - \rho_v))^{0,25}$$

Termossifão do Tipo #2

```

procedure Bond(Bo:f1)
if Bo>=10 then
f1=8,2
else
f1=-0,025*Bo^2+0,726*Bo+3,359
endif
end

```

```

procedure Kp(K_p:f2)
if K_p <=4E4 then
f2=K_p^(-0,17)
else
f2=0,165
endif
end

```

"LIMITES OPERACIONAIS DE UM TERMOSSIFÃO – Tipo #2"

"Características geométricas do termossifão"

```

l_evap=0,8 [m]
l_cond=0,11 [m]
l_adiab=0,04 [m]
l_total=(l_evap+l_cond+l_adiab)

l_ef=l_adiab+(l_evap+l_cond)/2

d_i=0,01191 [m]
d_e=0,0127 [m]

d_evap=d_i
d_cond=d_i
d_adiab=d_i

A_evap=pi#*d_evap*l_evap
A_cond=pi#*d_cond*l_cond
A_adiab=pi#*d_adiab*l_adiab

Vol_evap=pi#*d_evap^2*l_evap/4
Vol_cond=pi#*d_cond^2*l_cond/4
Vol_adiab=pi#*d_adiab^2*l_adiab/4
Vol_total=pi#*d_i^2*l_total/4

```

"razão de preenchimento"

```

F=0,5

D_v=d_i
r_v=D_v/2
A_v=pi#*D_v^2/4

Beta=11 [degree]

```

"Propriedades do fluido de trabalho"

fluido\$='Water'
T=T_v

x_l=0
x_v=1

h_lv=Enthalpy_vaporization(fluido\$;T=T_v)
p_v=P_sat(fluido\$;T=T_v)
sigma=SurfaceTension(fluido\$;T=T_v)

rho_l=Density(fluido\$;T=T_v;x=x_l)
rho_v=Density(fluido\$;T=T_v;x=x_v)
mu_l=Viscosity(fluido\$;T=T_v;x=x_l)
mu_v=Viscosity(fluido\$;T=T_v;x=x_v)
k_l=Conductivity(fluido\$;T=T_v;x=x_l)
k_v=Conductivity(fluido\$;T=T_v;x=x_v)

"!LIMITE SÔNICO"

q_son=0,474*h_lv*A_v*((rho_v*p_v)^0,5)

"!LIMITE VISCOSO"

q_vis=r_v^2*h_lv*A_v*rho_v*p_v/(16*mu_v*l_ef)

"!LIMITE DE ARRASTO"

q_arr=f1*f2*f3*A_v*h_lv*rho_v^0,5*(g#*(rho_l-rho_v)*sigma)^0,25

"f_1 parâmetro em função do número de Bo (Bond)"

Bo=d_i*(g#*(rho_l-rho_v)/sigma)^(1/2)
call Bond(Bo:f1)

"f_2 parâmetro não dimensional de K_p"

K_p=p_v/((g#*sigma*(rho_l-rho_v))^(1/2))
call Kp(K_p:f2)

f3=0,75
"f3=1,1"

"Termossifão Inclinado (11°)"
"Termossifão Horizontal (25°)"

"!LIMITE DE EBULIÇÃO"**"Calor maximo de ebulição"**

q_ebu=0,12*h_lv*A_evap*rho_v^0,5*(g#*sigma*(rho_l-rho_v))^0,25

Termossifão do Tipo #3

```

procedure Bond(Bo:f1)
if Bo>=10 then
f1=8,2
else
f1=-0,025*Bo^2+0,726*Bo+3,359
endif
end

```

```

procedure Kp(K_p:f2)
if K_p <=4E4 then
f2=K_p^(-0,17)
else
f2=0,165
endif
end

```

"LIMITES OPERACIONAIS DE UM TERMOSSIFÃO – Tipo #3"

"Características geométricas do termossifão"

```

l_evap=0,80 [m]
l_cond=0,11 [m]
l_adiab=0,04 [m]
l_total=(l_evap+l_cond+l_adiab)

l_ef=l_adiab+(l_evap+l_cond)/2

d_ie=0,00775 [m]
d_ee=0,00945 [m]
d_ic=0,01191 [m]
d_ec=0,0127 [m]
d_it=(d_ie+d_ic)/2

d_evap=d_ie
d_cond=d_ic
d_adiab=d_ic

A_evap=pi#*d_evap*l_evap
A_cond=pi#*d_cond*l_cond
A_adiab=pi#*d_adiab*l_adiab

Vol_evap=pi#*d_evap^2*l_evap/4
Vol_cond=pi#*d_cond^2*l_cond/4
Vol_adiab=pi#*d_adiab^2*l_adiab/4
Vol_total=Vol_evap+Vol_cond+Vol_adiab

```

"razão de preenchimento"

F=0,5

```

D_v=(d_ie+d_ic)/2
r_v=D_v/2
A_v=pi#*D_v^2/4

```

Beta=11 [degree]

"Propriedades do fluido de trabalho"

fluido\$='Water'

T=T_v

x_l=0

x_v=1

h_lv=Enthalpy_vaporization(fluido\$;T=T_v)

p_v=P_sat(fluido\$;T=T_v)

sigma=SurfaceTension(fluido\$;T=T_v)

rho_l=Density(fluido\$;T=T_v;x=x_l)

rho_v=Density(fluido\$;T=T_v;x=x_v)

mu_l=Viscosity(fluido\$;T=T_v;x=x_l)

mu_v=Viscosity(fluido\$;T=T_v;x=x_v)

k_l=Conductivity(fluido\$;T=T_v;x=x_l)

k_v=Conductivity(fluido\$;T=T_v;x=x_v)

"!LIMITE SÔNICO"

q_son=0,474*h_lv*A_v*((rho_v*p_v)^0,5)

"!LIMITE VISCOSO"

q_vis=r_v^2*h_lv*A_v*rho_v*p_v/(16*mu_v*l_ef)

"!LIMITE DE ARRASTO"

q_arr=f1*f2*f3*A_v*h_lv*rho_v^0,5*(g#*(rho_l-rho_v)*sigma)^0,25

"f_1 parâmetro em função do número de Bo (Bond)"

Bo=d_ie*(g#*(rho_l-rho_v)/sigma)^(1/2)

call Bond(Bo:f1)

"f_2 parâmetro não dimensional de K_p"

K_p=p_v/((g#*sigma*(rho_l-rho_v))^(1/2))

call Kp(K_p:f2)

f3=0,75

"f3=1,1"

"Termossifão Inclinado (11°)"

"Termossifão Horizontal (25°)"

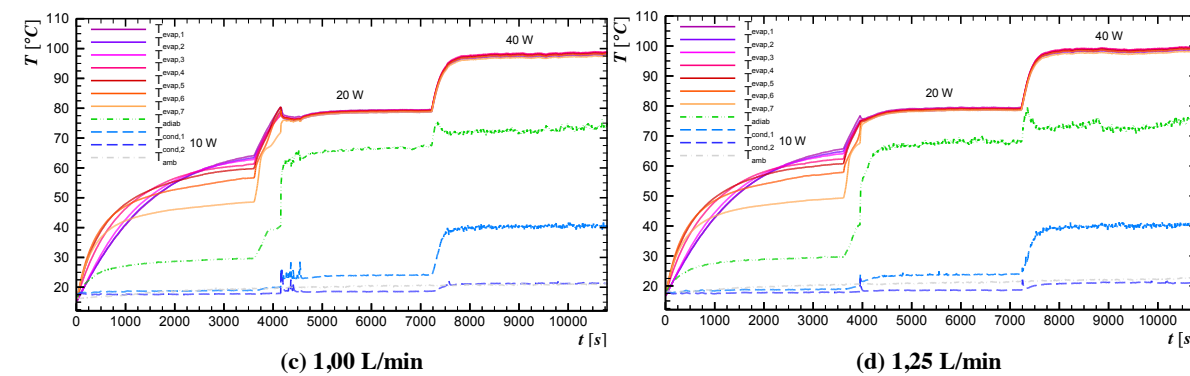
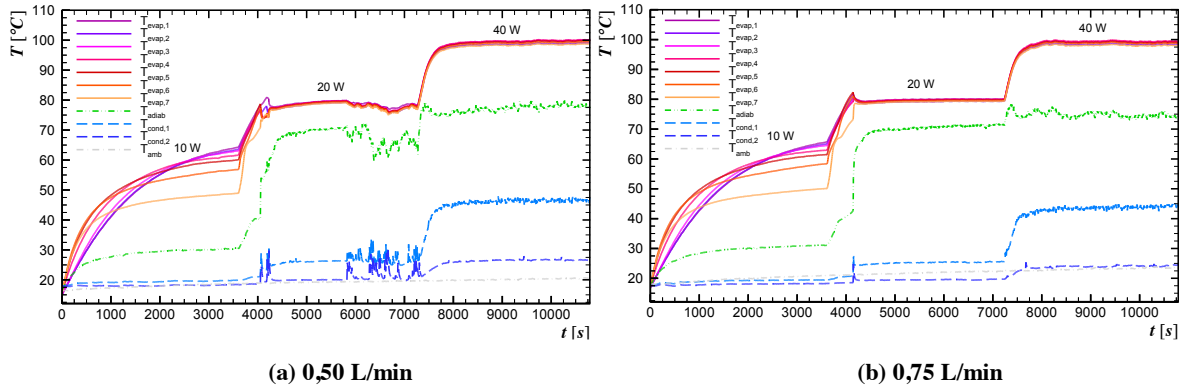
"!LIMITE DE EBULIÇÃO"

"Calor máximo de ebulição"

q_ebu=0,12*h_lv*A_evap*rho_v^0,5*(g#*sigma*(rho_l-rho_v))^0,25

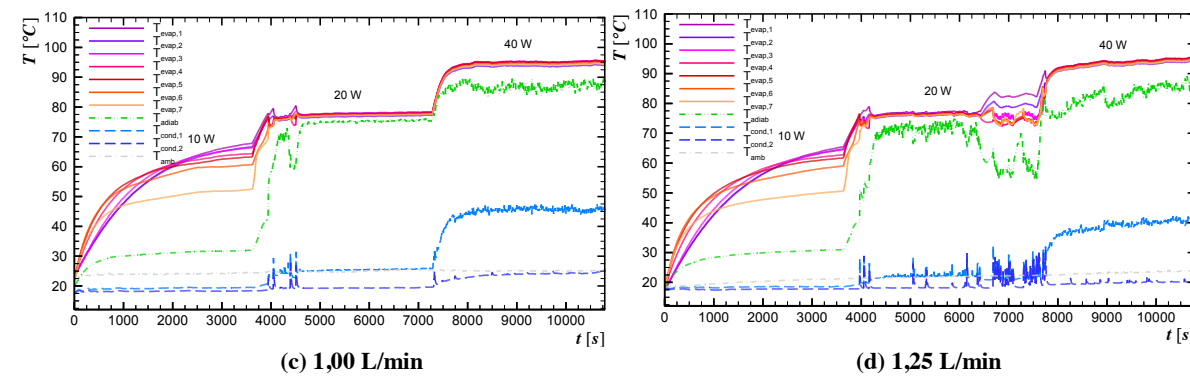
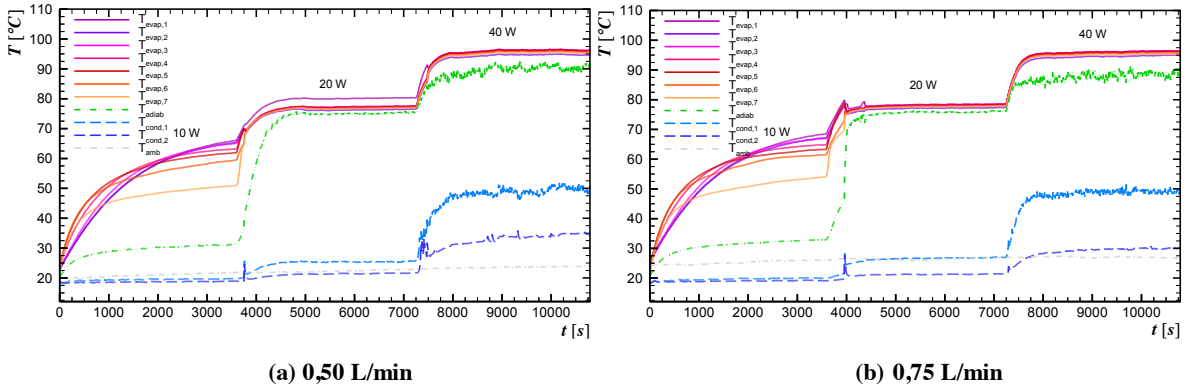
**APÊNDICE C – DISTRIBUIÇÃO DA TEMPERATURA EM FUNÇÃO DO TEMPO E
TEMPERATURA AO LONGO DO TUBO PARA OS TERMOSSIFÕES #1, #2 E #3**

Gráfico 21 - Comportamento da distribuição de temperatura em função do tempo no termosifão do Tipo #1 nas diferentes vazões e com inclinação de 11°.



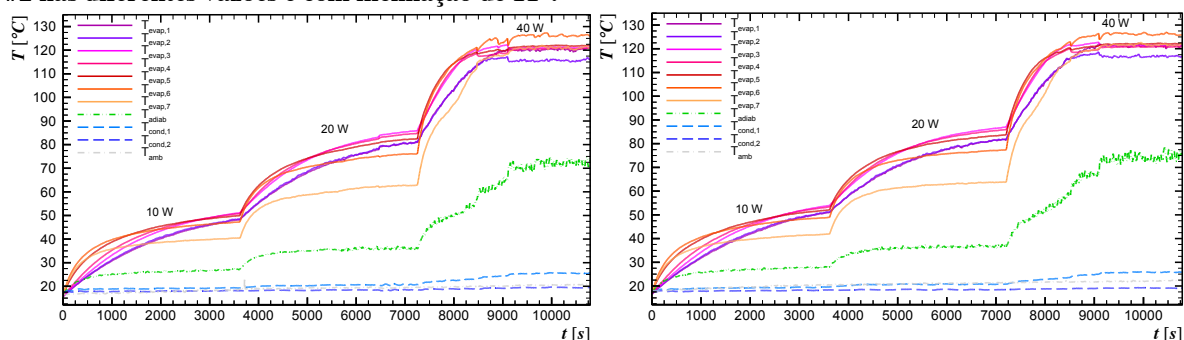
Fonte: autoria própria.

Gráfico 22 - Comportamento da distribuição da temperatura em função do tempo no termosifão do Tipo #1 nas diferentes vazões e com inclinação de 25°.



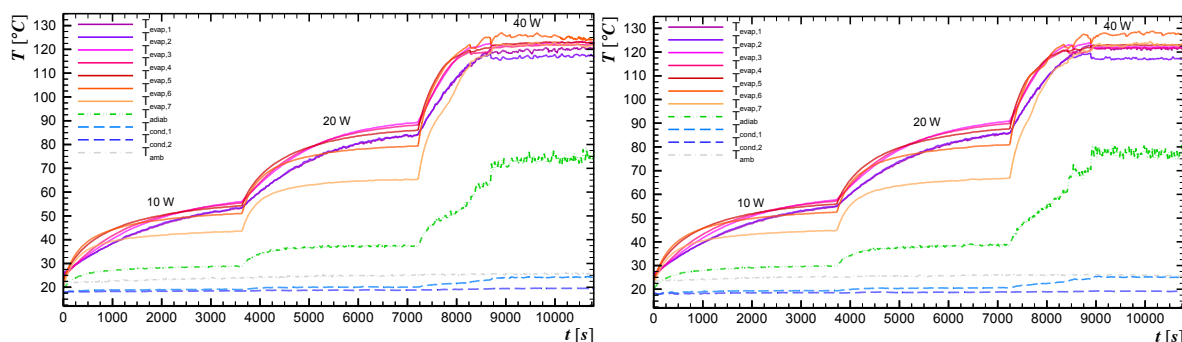
Fonte: autoria própria.

Gráfico 23 - Comportamento da distribuição da temperatura em função do tempo no termostifão do Tipo #2 nas diferentes vazões e com inclinação de 11°.



(a) 0,50 L/min

(b) 0,75 L/min

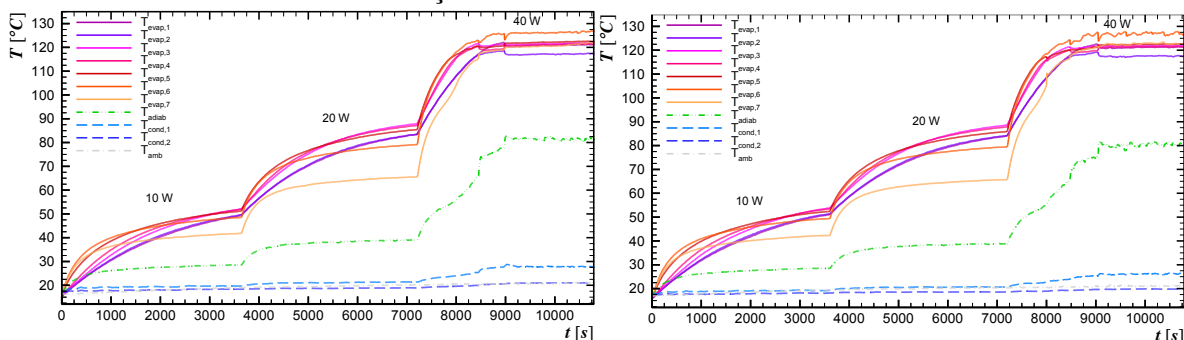


(c) 1,00 L/min

(d) 1,25 L/min

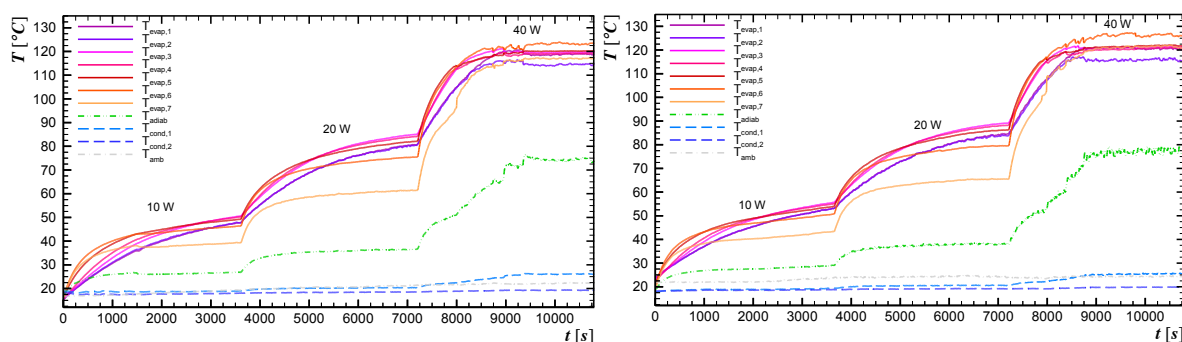
Fonte: autoria própria.

Gráfico 24 - Comportamento da distribuição de temperatura em função do tempo no termostifão do Tipo #2 nas diferentes vazões e com inclinação de 25°.



(a) 0,50 L/min

(b) 0,75 L/min

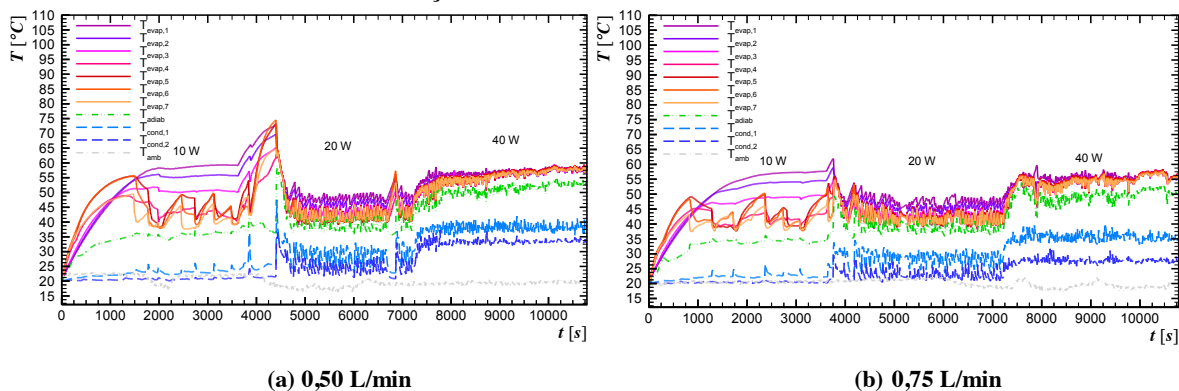


(c) 1,00 L/min

(d) 1,25 L/min

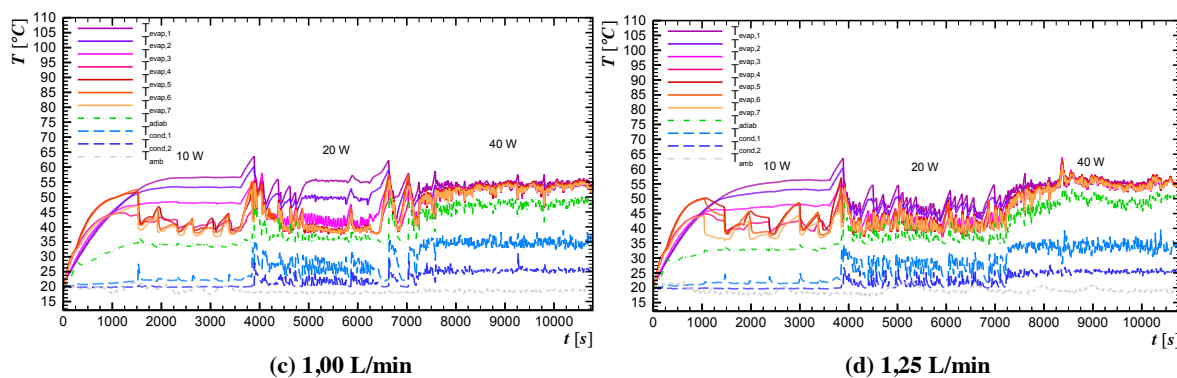
Fonte: autoria própria.

Gráfico 25 - Comportamento da distribuição da temperatura em função do tempo no termosifão do Tipo #3 nas diferentes vazões e com inclinação de 11°.



(a) 0,50 L/min

(b) 0,75 L/min

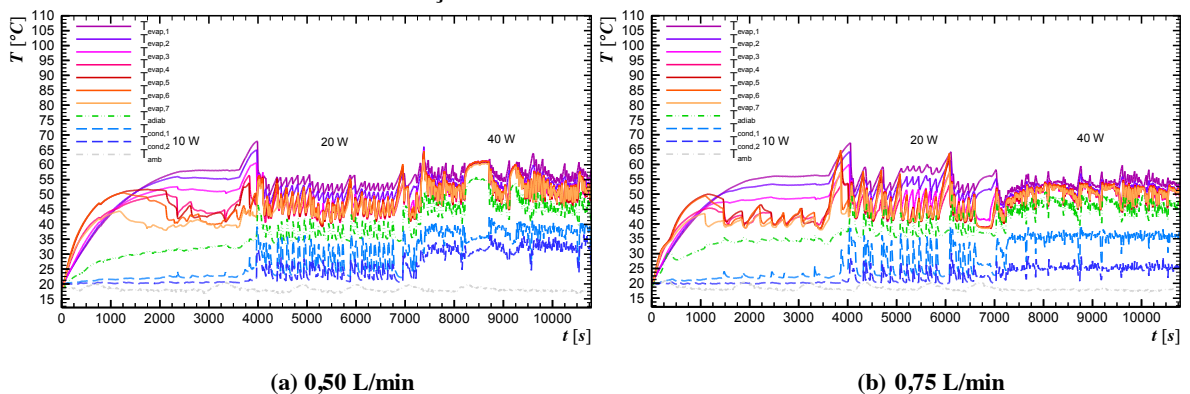


(c) 1,00 L/min

(d) 1,25 L/min

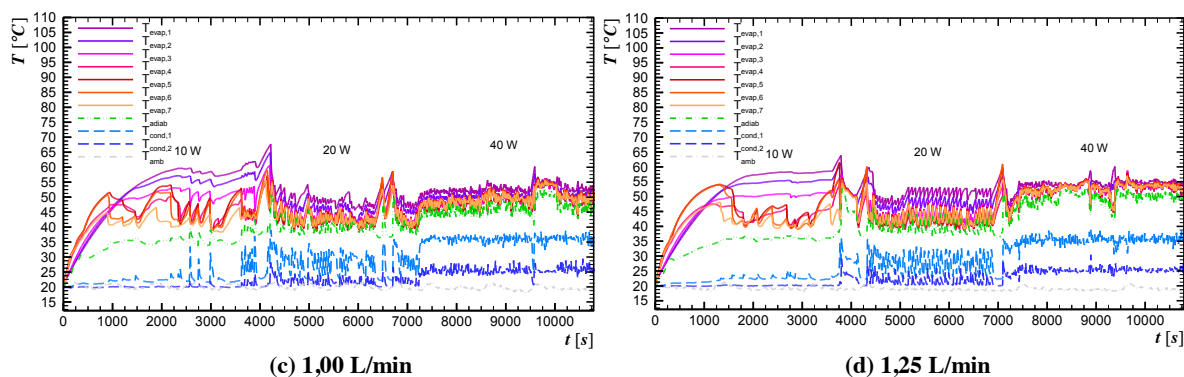
Fonte: autoria própria.

Gráfico 26 - Comportamento da distribuição da temperatura em função do tempo no termosifão do Tipo #3 nas diferentes vazões e com inclinação de 25°.



(a) 0,50 L/min

(b) 0,75 L/min

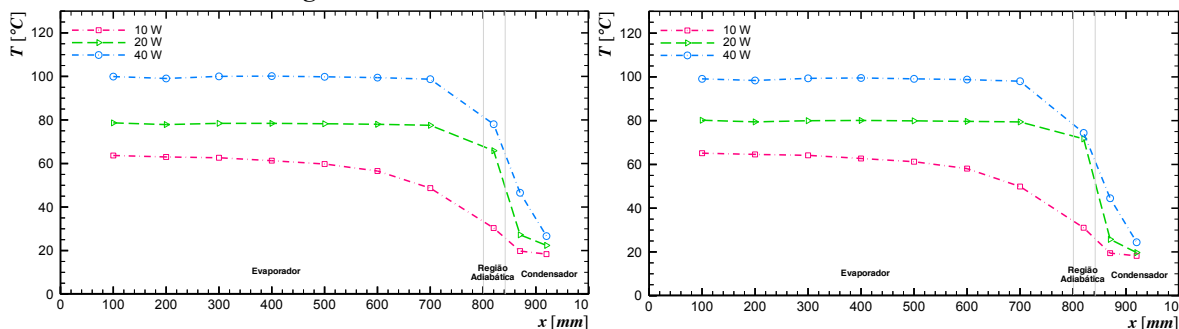


(c) 1,00 L/min

(d) 1,25 L/min

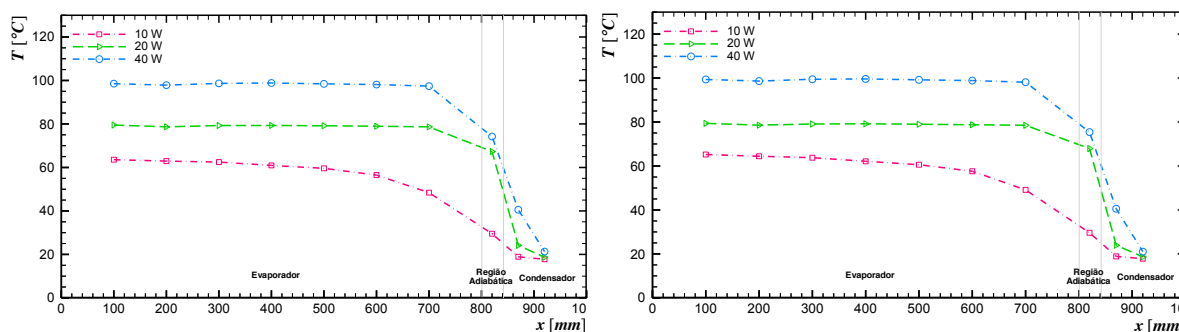
Fonte: autoria própria.

Gráfico 27 - Distribuição da temperatura ao longo do comprimento do termostifão do Tipo #1 nas diferentes vazões e com ângulo de 11°.



(a) 0,50 L/min

(b) 0,75 L/min

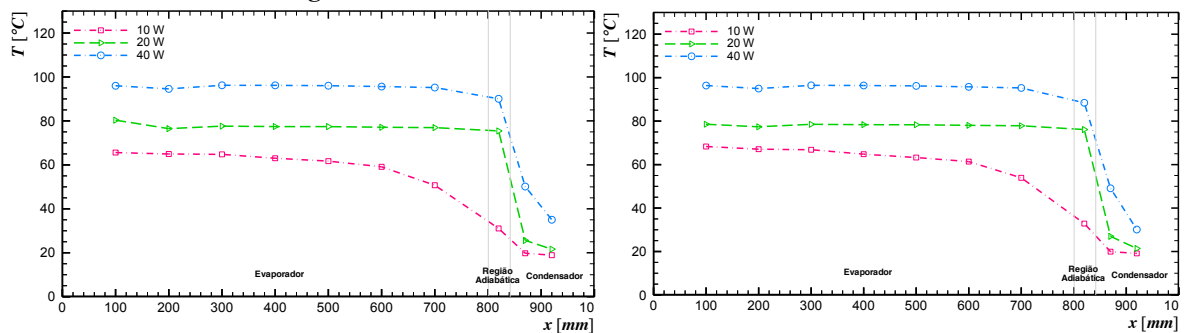


(c) 1,00 L/min

(d) 1,25 L/min

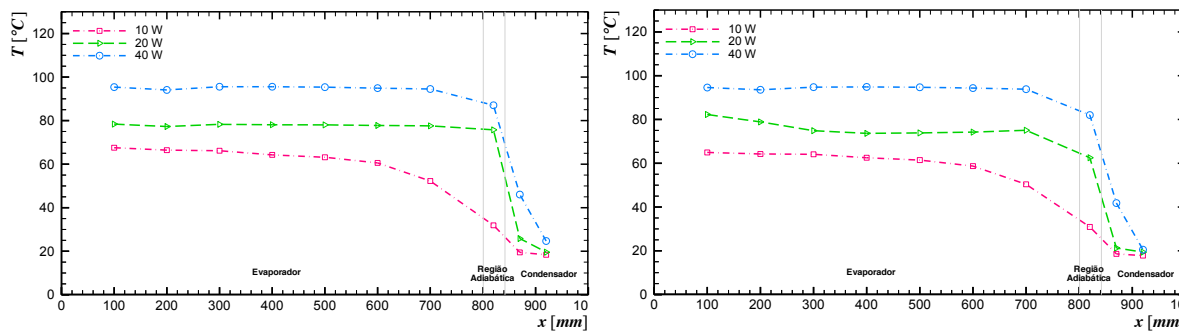
Fonte: Autoria própria.

Gráfico 28 - Distribuição da temperatura ao longo do comprimento do termostifão do Tipo #1 nas diferentes vazões e com ângulo de 25°.



(a) 0,50 L/min

(b) 0,75 L/min

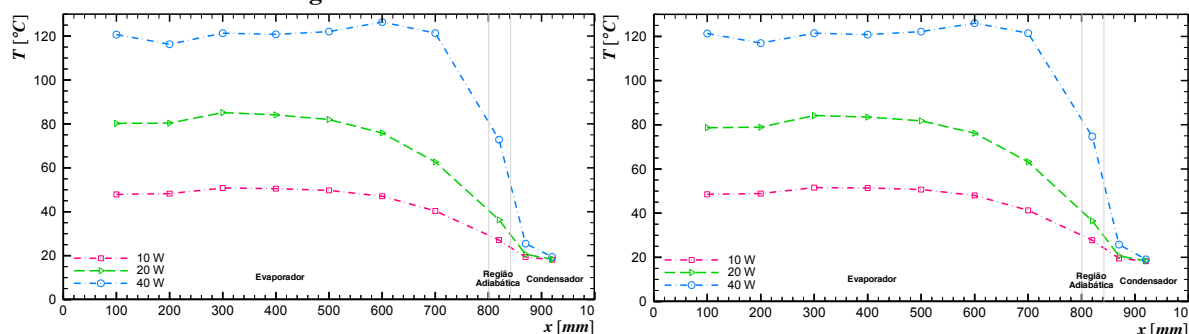


(c) 1,00 L/min

(d) 1,25 L/min

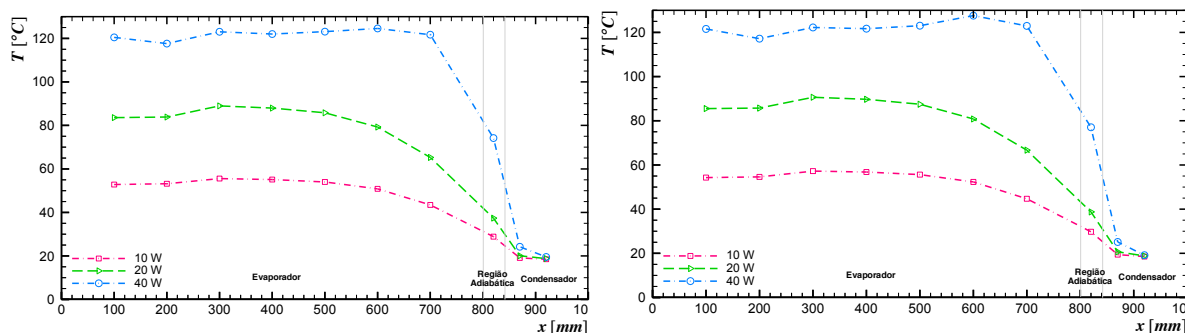
Fonte: Autoria própria.

Gráfico 29 - Distribuição da temperatura ao longo do comprimento do termostifão do Tipo #2 nas diferentes vazões e com ângulo de 11° .



(a) 0,50 L/min

(b) 0,75 L/min

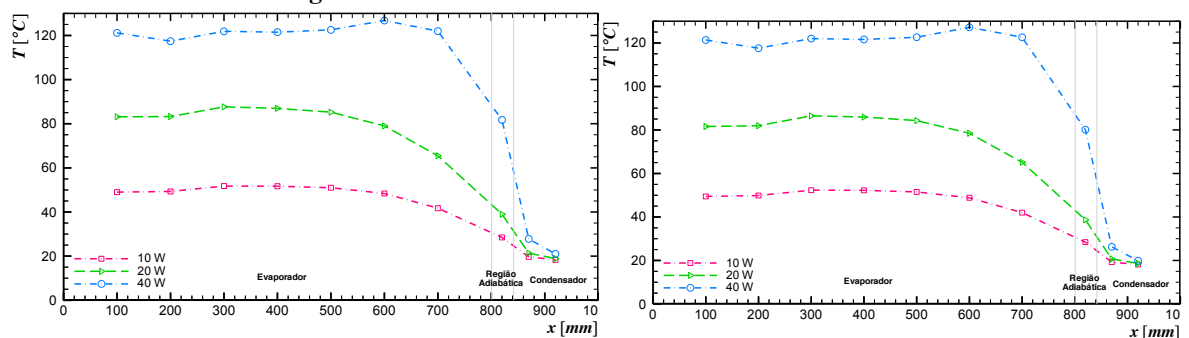


(c) 1,00 L/min

(d) 1,25 L/min

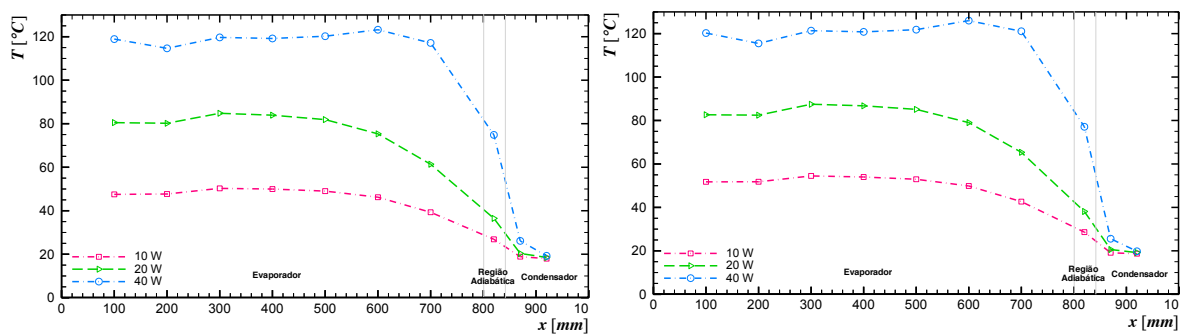
Fonte: Autoria própria.

Gráfico 30 - Distribuição da temperatura ao longo do comprimento do termostifão do Tipo #2 nas diferentes vazões e com ângulo de 25° .



(a) 0,50 L/min

(b) 0,75 L/min

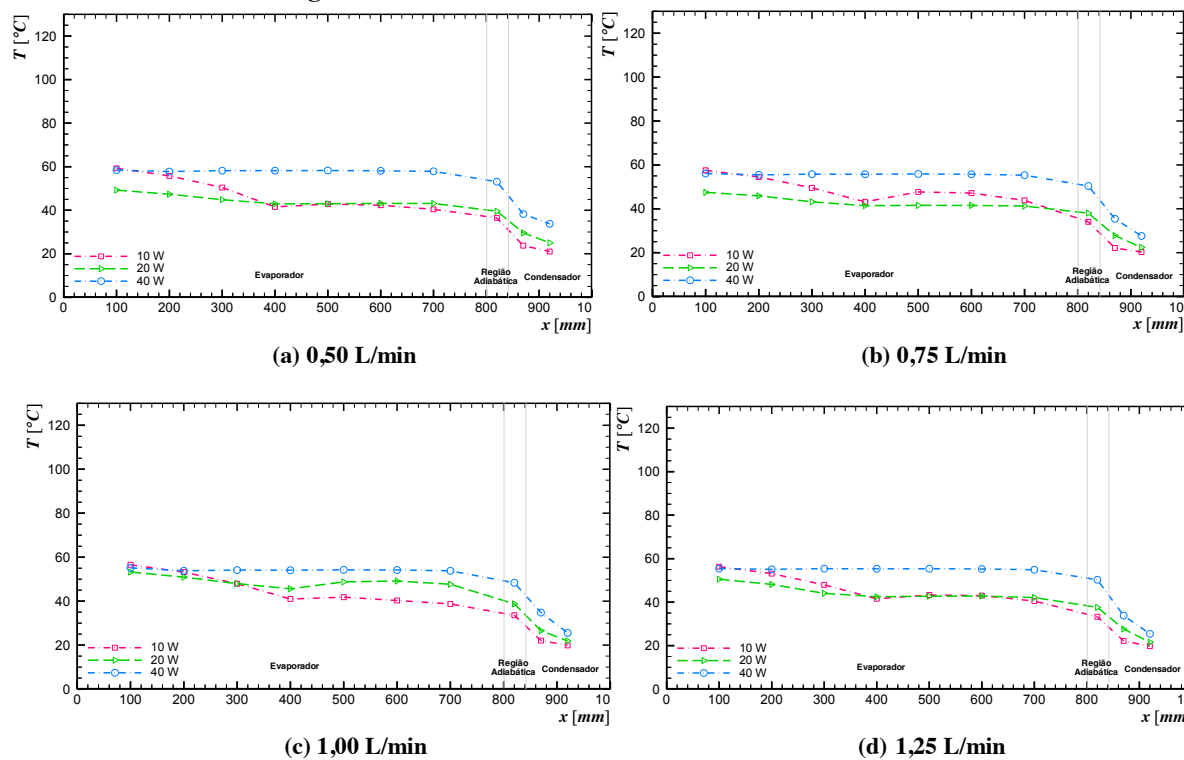


(c) 1,00 L/min

(d) 1,25 L/min

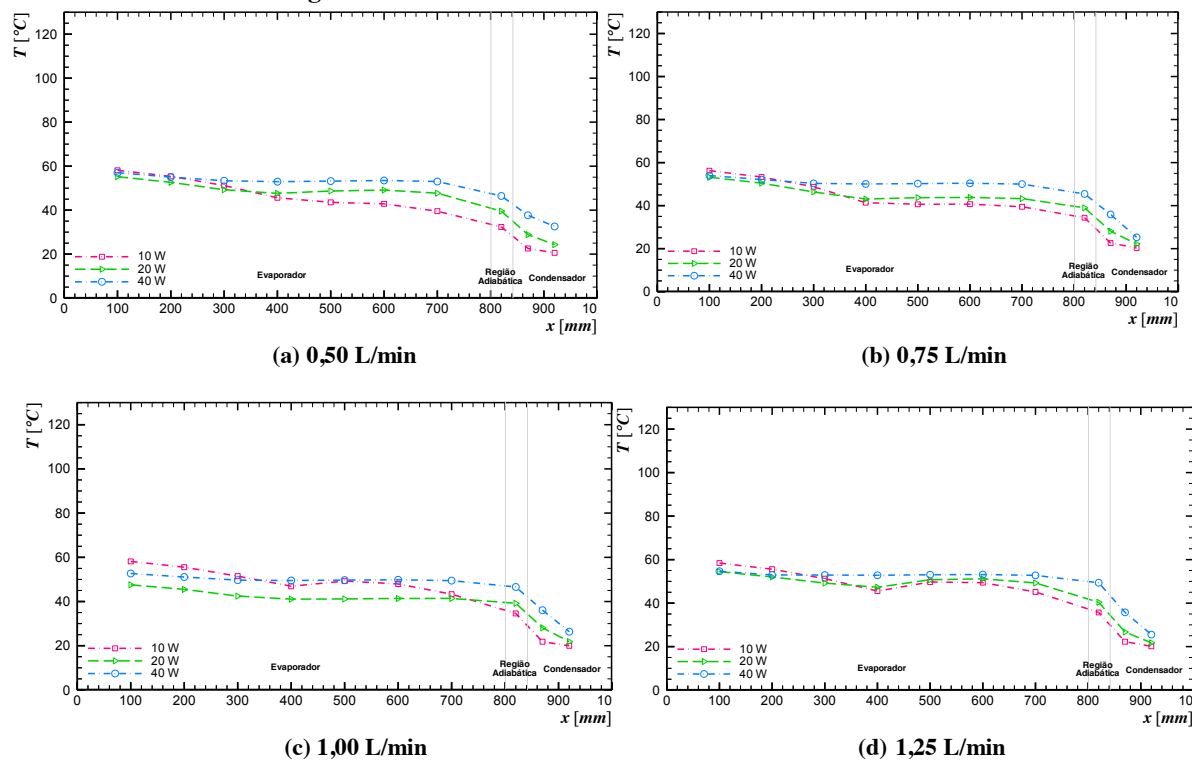
Fonte: Autoria própria.

Gráfico 31 - Distribuição da temperatura ao longo do comprimento do termostifão do Tipo #3 nas diferentes vazões e com ângulo de 11°.



Fonte: Autoria própria.

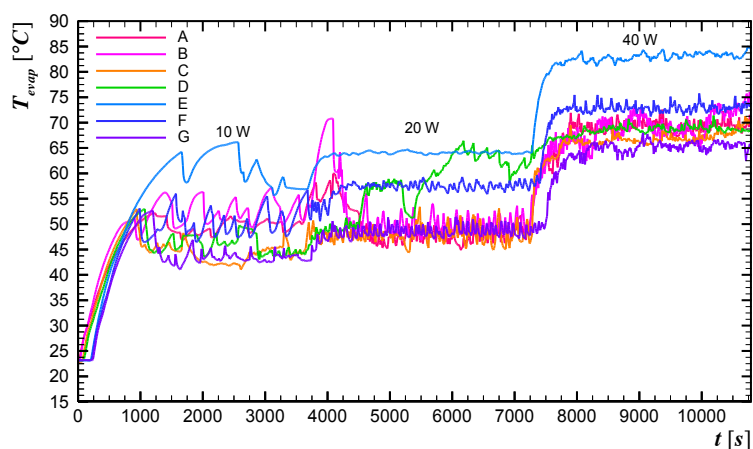
Gráfico 32 - Distribuição da temperatura ao longo do comprimento do termostifão do Tipo #3 nas diferentes vazões e com ângulo de 25°.



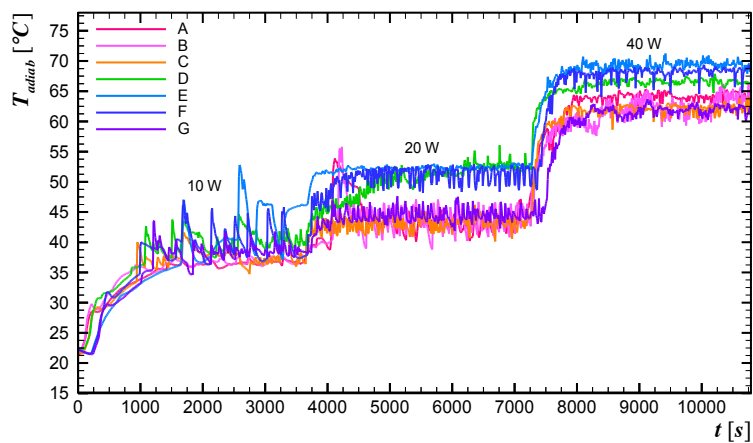
Fonte: Autoria própria.

**APÊNDICE D – TEMPERATURA EM FUNÇÃO DO TEMPO PARA O PROTÓTIPO
DE COLETOR SOLAR**

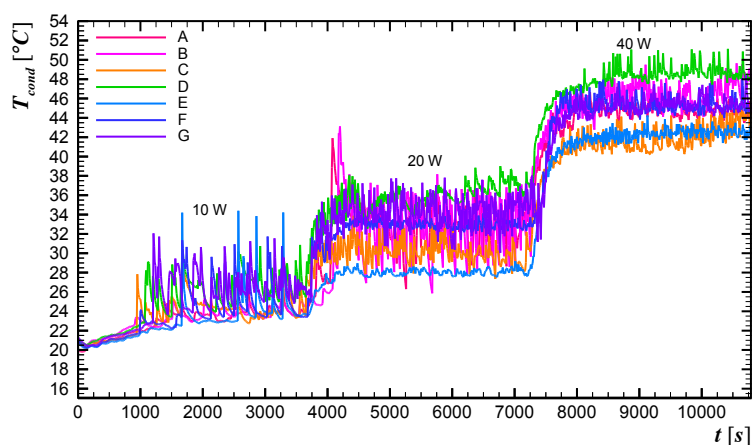
Gráfico 33 - Comportamento da temperatura em função do tempo e da carga térmica dissipada em cada termosifão considerando uma vazão de 0,50 L/min e inclinação de 11°.



(a) temperatura do evaporador



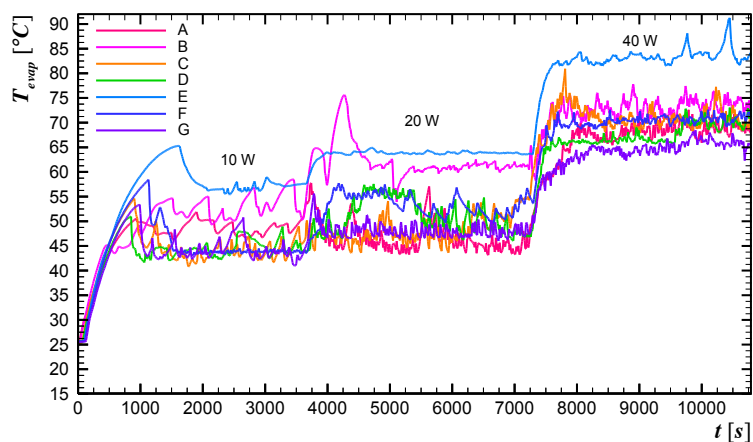
(b) temperatura da seção adiabática (temperatura de operação)



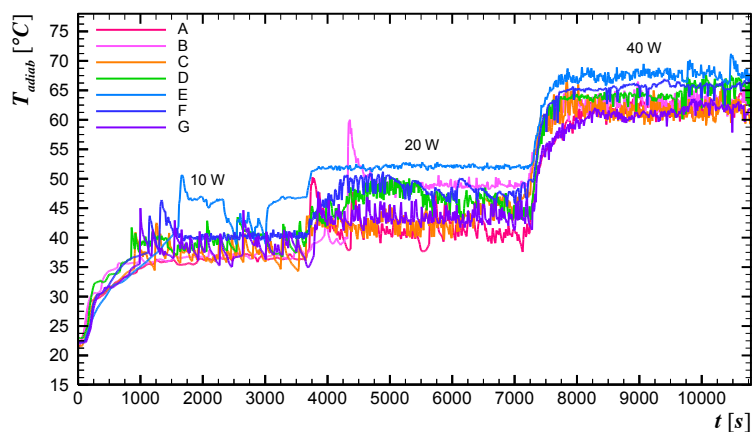
(c) temperatura do condensador

Fonte: autoria própria.

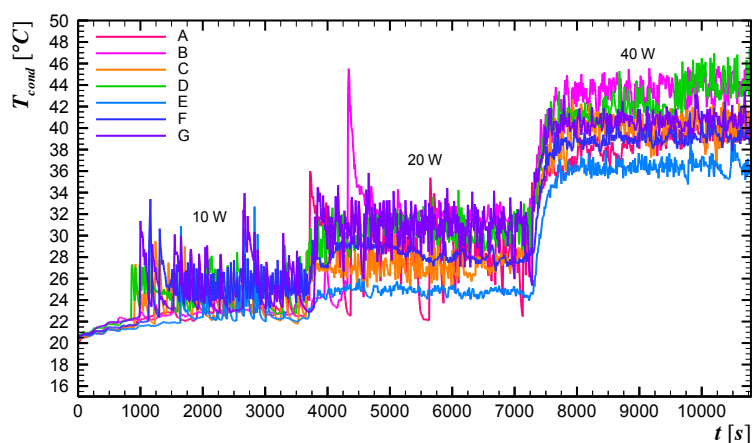
Gráfico 34 - Comportamento da temperatura em função do tempo e da carga térmica dissipada em cada termostato considerando uma vazão de 0,75 L/min e inclinação de 11°.



(a) temperatura do evaporador



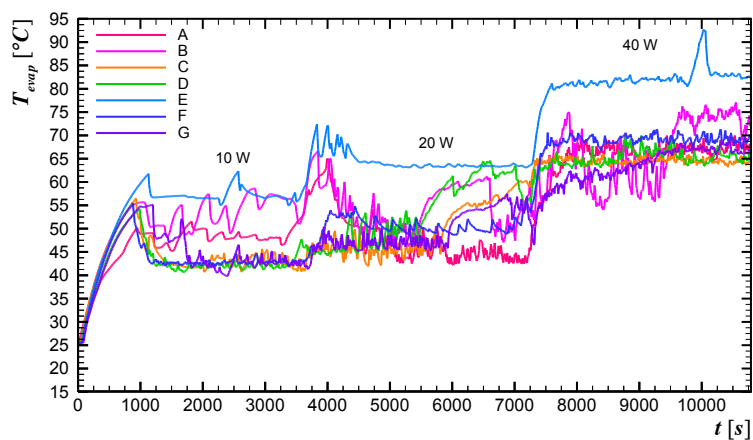
(b) temperatura da seção adiabática (temperatura de operação)



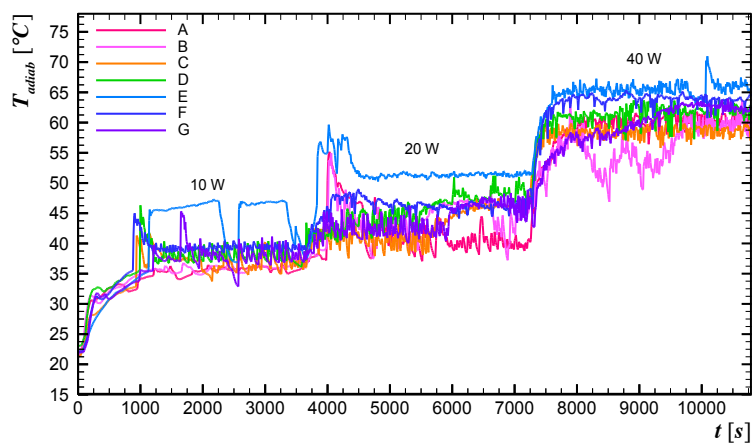
(c) temperatura do condensador

Fonte: autoria própria.

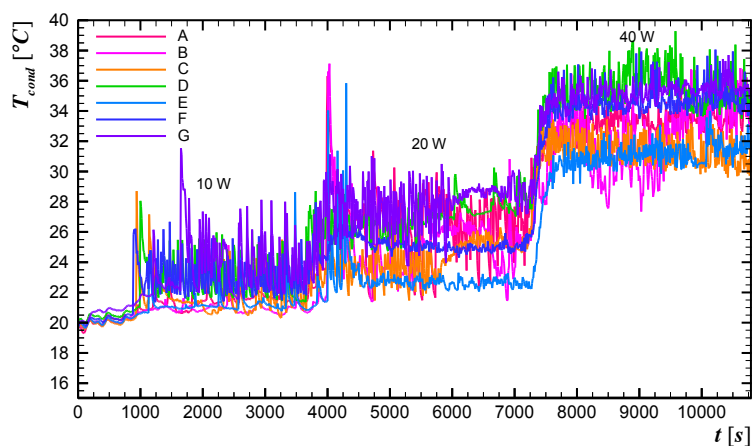
Gráfico 35 - Comportamento da temperatura em função do tempo e da carga térmica dissipada em cada termostato considerando uma vazão de 1,00 L/min e inclinação de 11°.



(a) temperatura do evaporador



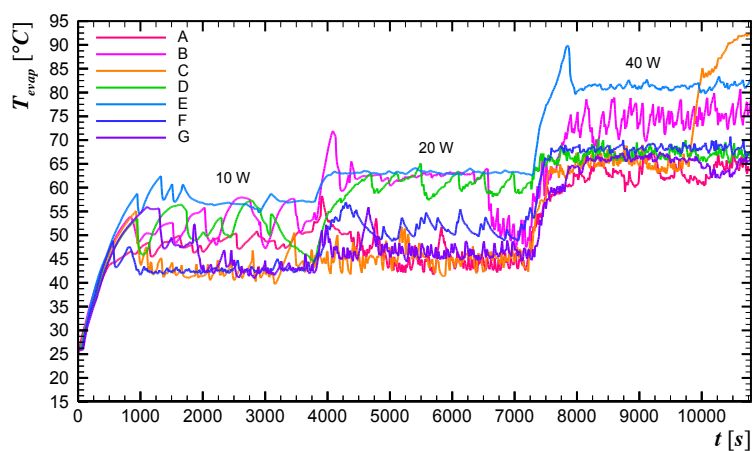
(b) temperatura da seção adiabática (temperatura de operação)



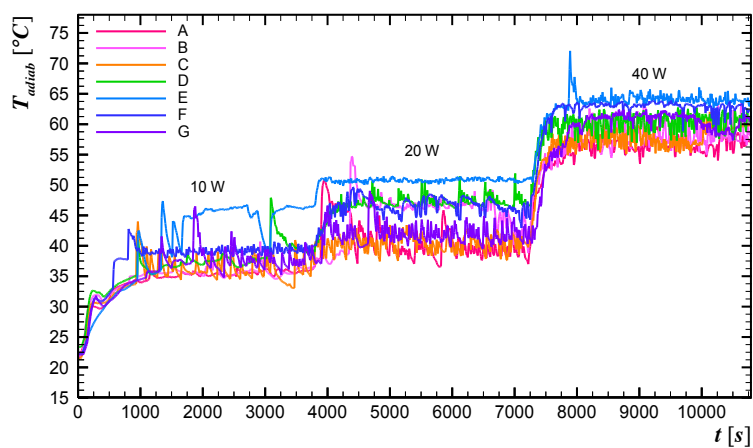
(c) temperatura do condensador

Fonte: autoria própria.

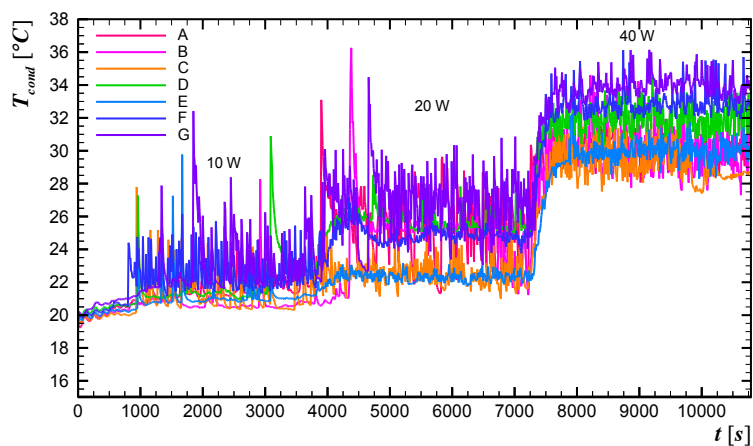
Gráfico 36 - Comportamento da temperatura em função do tempo e da carga térmica dissipada em cada termostato considerando uma vazão de 1,25 L/min e inclinação de 11°.



(a) temperatura do evaporador



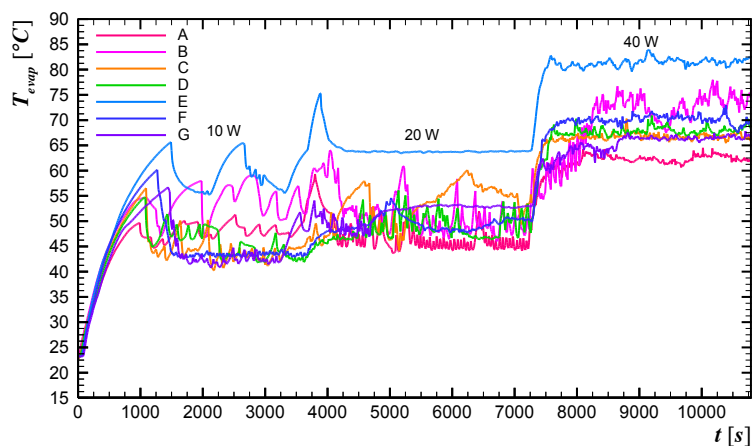
(b) temperatura da seção adiabática (temperatura de operação)



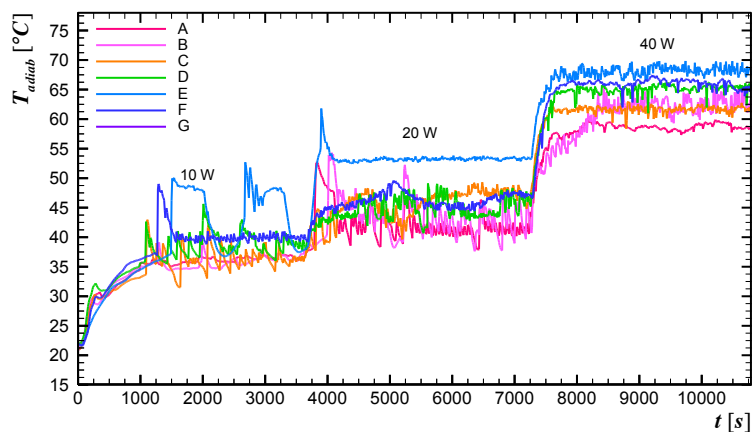
(c) temperatura do condensador

Fonte: autoria própria.

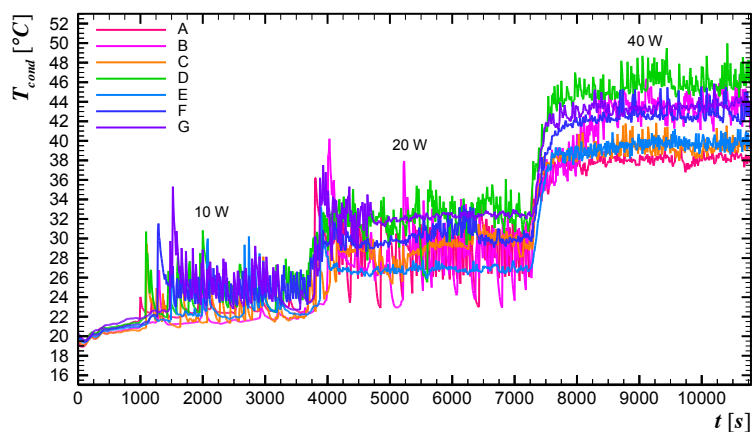
Gráfico 37 - Comportamento da temperatura em função do tempo e da carga térmica dissipada em cada termostifão considerando uma vazão de 0,50 L/min e inclinação de 25°.



(a) temperatura do evaporador



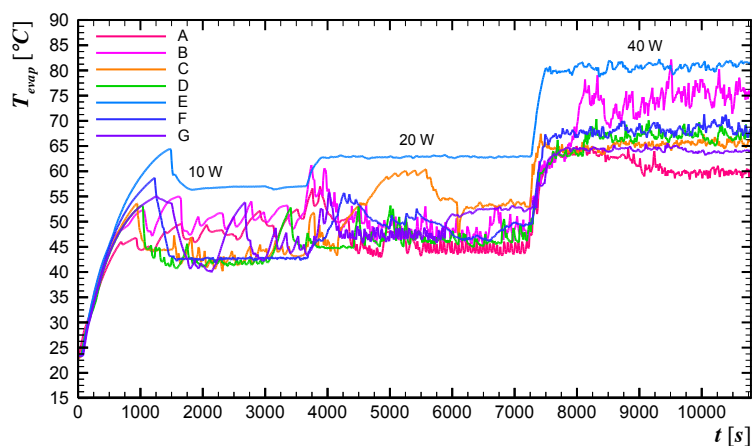
(b) temperatura da seção adiabática (temperatura de operação)



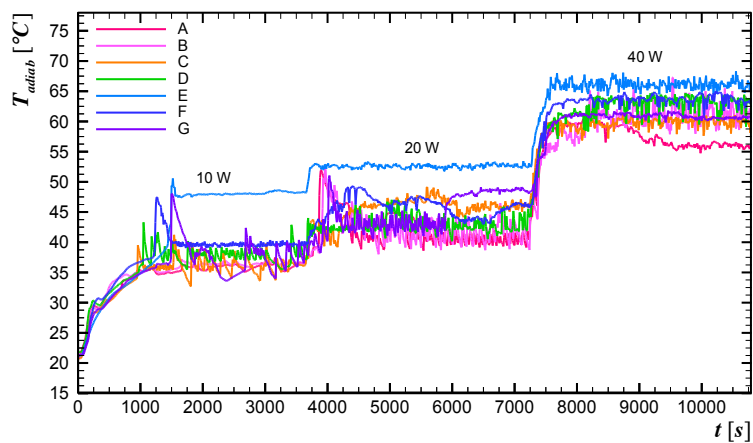
(c) temperatura do condensador

Fonte: autoria própria.

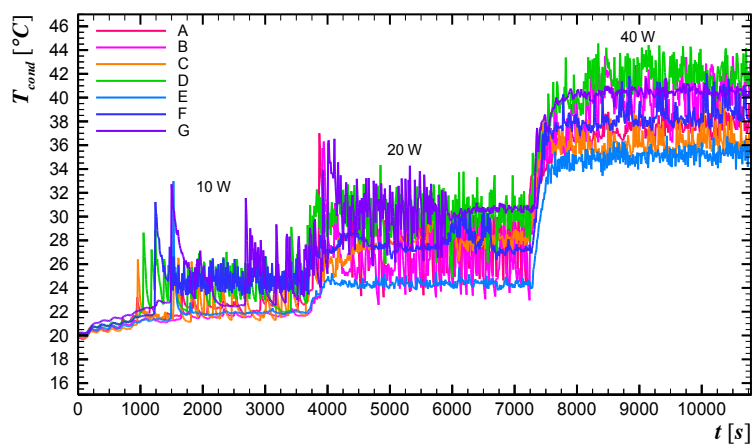
Gráfico 38 - Comportamento da temperatura em função do tempo e da carga térmica dissipada em cada termostato considerando uma vazão de 0,75 L/min e inclinação de 25°.



(a) temperatura do evaporador



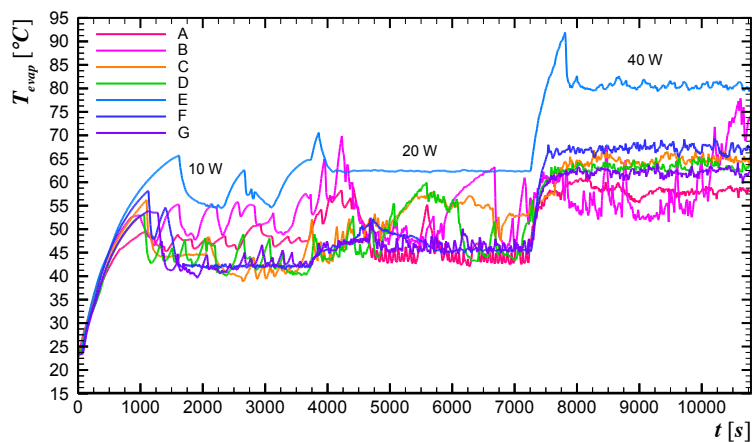
(b) temperatura da seção adiabática (temperatura de operação)



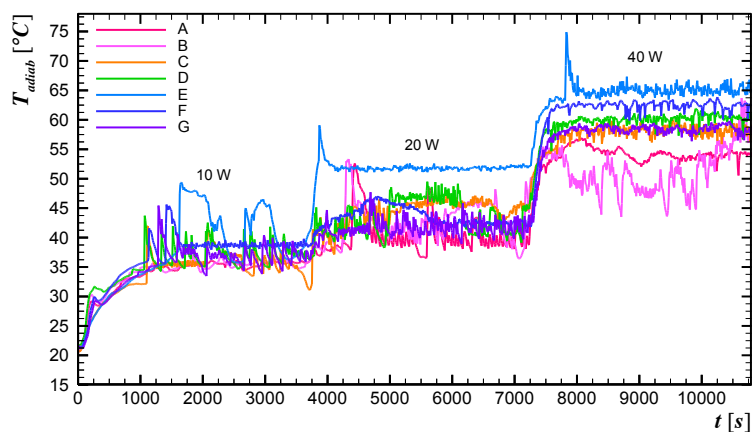
(c) temperatura do condensador

Fonte: autoria própria.

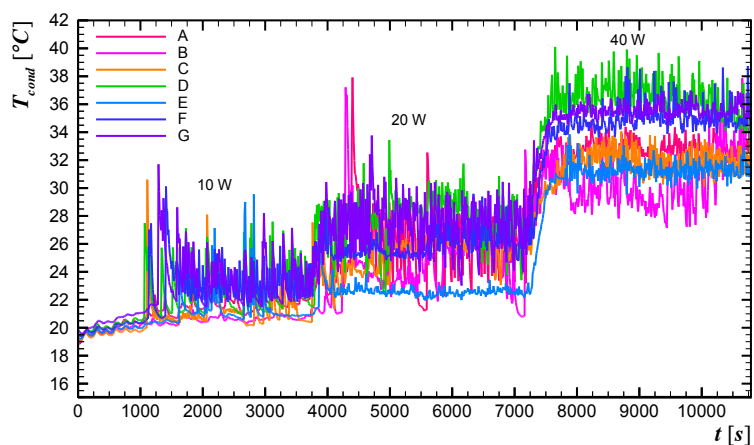
Gráfico 39 - Comportamento da temperatura em função do tempo e da carga térmica dissipada em cada termostifão considerando uma vazão de 1,00 L/min e inclinação de 25°.



(a) temperatura do evaporador



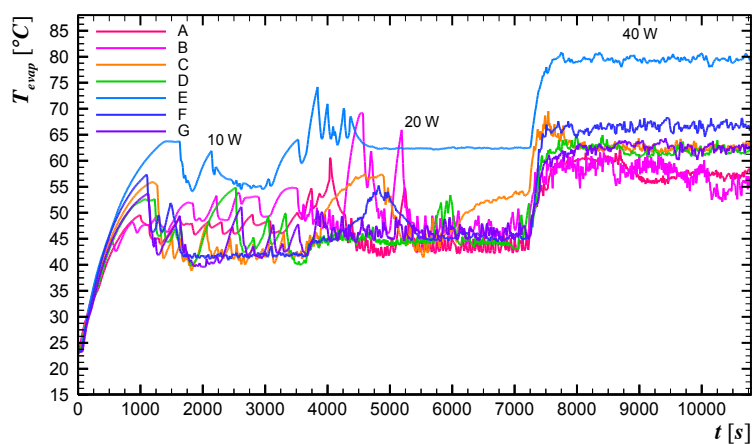
(b) temperatura da seção adiabática (temperatura de operação)



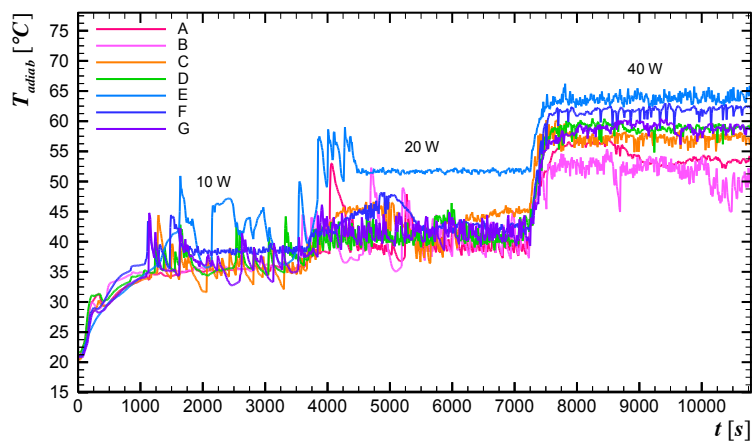
(c) temperatura do condensador

Fonte: autoria própria.

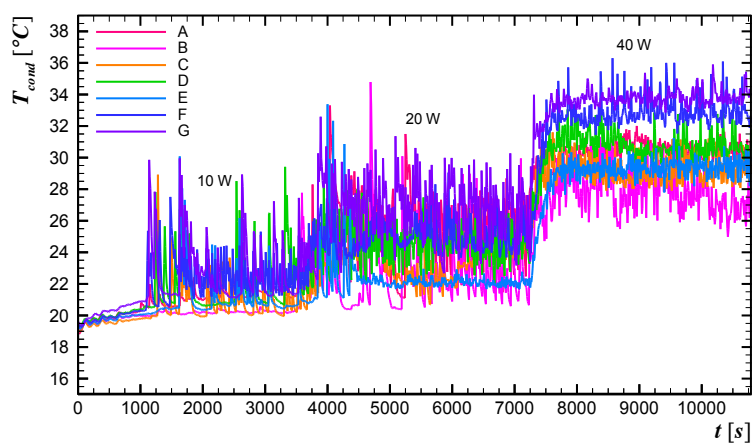
Gráfico 40 - Comportamento da temperatura em função do tempo e da carga térmica dissipada em cada termosifão considerando uma vazão de 1,25 L/min e inclinação de 25°.



(a) temperatura do evaporador



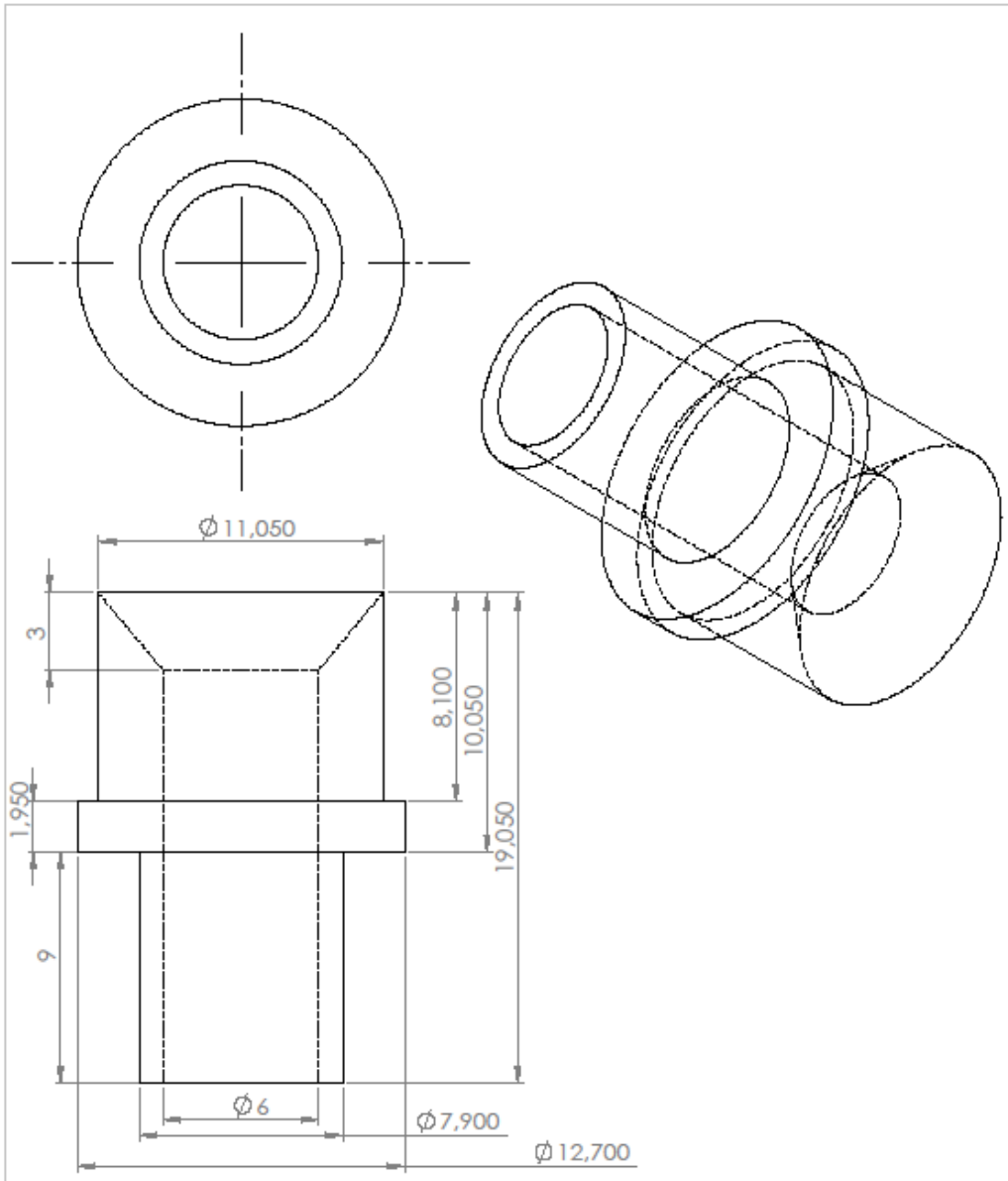
(b) temperatura da seção adiabática (temperatura de operação)



(c) temperatura do condensador

Fonte: autoria própria.

**ANEXO A – DESENHO TÉCNICO DA PEÇA UTILIZADA NO TERMOSSIFÃO DO
TIPO #3**



UNLESS OTHERWISE SPECIFIED: DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS SURFACE FINISH: TOLERANCES: LINEAR: ANGULAR:				FINISH:	DESUR AND BREAK SHARP EDGES	DO NOT SCALE DRAWING	REVISION
DRAWN	NAME	SIGNATURE	DATE			TITLE:	
CHKD							
APPVD							
MFG							
QA					MATERIAL:	DWG NO.	A4
					WEIGHT:	SCALE:2:1	SHEET 1 OF 1
						Peca Michel	