

UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ
DEPARTAMENTO ACADÊMICO DE MECÂNICA
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA

LARA ELISIA BUCHWEITZ BATALHA
MARCOS CENSI DO AMARAL
MILLENE RIZZETTO DUARTE GOMES ARAUJO

**DESENVOLVIMENTO DE UM MODELO MATEMÁTICO PARA O
DIMENSIONAMENTO DE COLETORES SOLARES ASSISTIDOS POR
TERMOSSIFÕES**

TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO
(TCC 2)

CURITIBA
2017

LARA ELISIA BUCHWEITZ BATALHA
MARCOS CENSI DO AMARAL
MILLENE RIZZETTO DUARTE GOMES ARAUJO

**DESENVOLVIMENTO DE UM MODELO MATEMÁTICO PARA O
DIMENSIONAMENTO DE COLETORES SOLARES ASSISTIDOS POR
TERMOSSIFÕES**

Monografia de Projeto de Pesquisa apresentada à disciplina de Trabalho de Conclusão de Curso 2 do curso de Engenharia Mecânica da Universidade Tecnológica Federal do Paraná, como requisito parcial para aprovação na disciplina.

Orientador: Prof. Dr. Paulo Henrique Dias dos Santos

CURITIBA
2017

TERMO DE ENCAMINHAMENTO

Venho, por meio deste termo, encaminhar para apresentação a Proposta do Projeto de Pesquisa “DESENVOLVIMENTO DE UM MODELO MATEMÁTICO PARA O DIMENSIONAMENTO DE COLETORES SOLARES ASSISTIDOS POR TERMOSSIFÕES”, realizada pelos alunos LARA ELISIA BUCHWEITZ BATALHA, MARCOS CENSI DO AMARAL e MILLENE RIZZETTO DUARTE GOMES ARAUJO, como requisito parcial para aprovação na disciplina de Trabalho de Conclusão de Curso 2 do curso de Engenharia Mecânica da Universidade Tecnológica Federal do Paraná.

Orientador: Prof. Dr. Paulo Henrique Dias dos Santos
UTFPR - DAMEC

Curitiba, 15 de Novembro de 2017

TERMO DE APROVAÇÃO

Por meio deste termo, aprovamos a monografia do Projeto de Pesquisa “DESENVOLVIMENTO DE UM MODELO MATEMÁTICO PARA O DIMENSIONAMENTO DE COLETORES SOLARES ASSISTIDOS POR TERMOSSIFÕES”, realizado pelos alunos LARA ELISIA BUCHWEITZ BATALHA, MARCOS CENSI DO AMARAL e MILLENE RIZZETTO DUARTE GOMES ARAUJO, como requisito para aprovação na disciplina de Trabalho de Conclusão de Curso 2, do curso de Engenharia Mecânica da Universidade Tecnológica Federal do Paraná.

Prof. Dr. Paulo Henrique Dias dos Santos

UTFPR, DAMEC

Orientador

Prof. Dr. Thiago Antonini Alves

UTFPR, DAMEC

Avaliador

Prof. Dr. Silvio Luiz de Mello Junqueira

DAMEC, UTFPR

Avaliador

Curitiba, 05 de Dezembro de 2017

AGRADECIMENTOS

Lara Elisia Buchweitz Batalha

Em primeiro lugar, e acima de tudo, agradeço a Deus por toda a luz e força depositada em meu caminho ao longo da vida.

Aos meus pais, Ana Elisia de Azevedo Buchweitz Batalha e Donizete Antonio Batalha, por todo o amor e incentivo e por terem me proporcionado tantas oportunidades, inclusive a de finalizar um curso superior.

Agradeço ao nosso orientador, Prof. Dr. Paulo Henrique Dias dos Santos, por toda a sua dedicação e paciência. Seus ensinamentos serão levados como exemplos durante todo o exercício de minha profissão.

À minha irmã, Lisiane Buchweitz Batalha, pela amizade de uma vida.

Aos senhores Alessandro Cantoni, Gianluca Cantoni e à sra. Maria Grazia Sofritti Cantoni, pelo encorajamento e todo o apoio.

Por fim, aos meus amigos, Millene e Marcos, também autores deste projeto, por terem me acolhido com tanto carinho e permitido que me unisse a vocês para realizarmos este trabalho. Obrigada pela dedicação e esforço ao longo destes últimos semestres.

AGRADECIMENTOS

Marcos Censi Do Amaral

Agradeço em primeiro lugar a Deus, o Caminho que me leva a todas as conquistas, a Verdade que aprendi a amar e a Vida que dá sentido a todos os sacrifícios.

Agradeço a Maria Santíssima, Mãe de Deus e Nossa Mãe, a São Judas Tadeu e São José de Cupertino por acolherem minhas orações e intercederem em meu favor.

Agradeço a minha família por me proporcionar todo o apoio necessário à realização do curso, especialmente a minha mãe, Sônia Censi do Amaral, por todo o carinho e pelos esforços extraordinários dedicados a mim.

Agradeço ao orientador deste trabalho, Prof. Dr. Paulo Henrique Dias dos Santos, e a todos os professores que fizeram parte da minha formação durante o curso, em especial aqueles dedicados às disciplinas da área de ciências térmicas: Prof. Dr. Luciano Fernando Dos Santos Rossi (Termodinâmica), Prof. Dr. Admilson Teixeira Franco (Transferência de Calor e Mecânica dos Fluidos), Prof. Dr. Rigoberto Eleazar Melgarejo Morales (Mecânica dos Fluidos), Prof. Dr. Silvio Luiz de Mello Junqueira (Transferência de Calor e membro da banca de TCC), Prof. Dr. Moisés Alves Marcelino Neto (Motores de Combustão Interna e Máquinas de Fluxo), Prof. Dr. Dalton Bertoldi (Sistemas de Potência a Vapor), Prof. Dr. Eduardo Matos Germer (Métodos Numéricos), Prof. Dr. Cesar Otaviano Ribeiro Negrão (Refrigeração e Ar Condicionado) e Prof. Dr. Thiago Antonini Alves (membro da banca de TCC), por despertarem em mim o interesse por esta área do conhecimento e pelos ensinamentos e conselhos fornecidos em favor deste trabalho e de minha formação acadêmica e profissional.

Agradeço as minhas colegas, Lara e Millene, que corajosamente aceitaram os desafios propostos deste trabalho e os enfrentaram com paciência e dedicação. A elas desejo sucesso e realização em todos os âmbitos humanos. Minha sincera gratidão, meninas.

Além, agradeço aos meus amigos e colegas que me acompanharam durante o curso de engenharia pelo companheirismo, amor e solidariedade.

AGRADECIMENTOS

Millene Rizzetto Duarte Gomes Araujo

Serei eternamente grata a meu pai, Antonio Gomes de Araujo, pelo exemplo profissional e companheirismo, sem você eu não seria metade de quem eu sou.

Aos meus irmãos Rafael Rizzetto Duarte Gomes Araujo e Gustavo Rizzetto Duarte Gomes Araujo pela honra de ser a primogênita e toda a confiança em mim depositada.

À minha querida e saudosa mãe, Miriam Rizzetto Duarte Araujo, por ter me ensinado a ter coragem acima de tudo.

Ao Bob e seu amor incondicional. As madrugadas acordadas não teriam sido as mesmas sem você do meu lado.

Agradeço ao nosso orientador, Prof. Dr. Paulo Henrique Dias dos Santos, que, com sua infinita paciência, soube guiar nossos passos tão sabiamente.

Finalmente, agradeço aos meus colegas também autores deste projeto, pelo apoio e incentivo. Marcos, tua fé foi nossa base. Lara, sem você eu não teria conseguido. Obrigada por terem se mantido firmes ao encarar esse desafio.

RESUMO

BATALHA, Lara E. B.; AMARAL, Marcos C.; ARAUJO, Millene D. G. Desenvolvimento de um modelo matemático para o dimensionamento de coletores solares assistidos por termossifões. 2017. 93p. Trabalho de conclusão de curso (Graduação em Engenharia Mecânica) – Departamento Acadêmico de Mecânica, Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Curitiba, 2017.

Os aquecedores solares podem ser utilizados para o aquecimento de água doméstico e industrial. Dentre as variações de aquecedores solares, o coletor assistido por termossifões destaca-se por sua eficiência, pois pode trabalhar em temperaturas superiores aos coletores convencionais, visto que seu princípio de funcionamento é baseado na mudança de fase do fluido de trabalho. Neste projeto de conclusão de curso, foi realizado um estudo teórico e experimental sobre coletores solares assistidos por termossifões. Primeiramente, dois termossifões de cobre, de diâmetros de 12,6mm e 9,45mm, foram construídos e testados com diferentes razões de preenchimento - de 60% e 80% em relação ao comprimento do evaporador. Uma bancada experimental foi desenvolvida, para realização de testes em diferentes angulações com relação ao plano horizontal. Em seguida, um modelo matemático foi desenvolvido com base no método da efetividade-NUT para trocadores de calor. O modelo foi inicialmente proposto para um único termossifão, e após expandido para uma matriz de termossifões. Ele foi implementado no software *EES*, e sua validação deu-se a partir dos dados experimentais obtidos por testes do termossifão supracitado. Por fim, o modelo foi avaliado para diferentes diâmetros, comprimentos de evaporador e condensador e diferentes irradiações. A ferramenta desenvolvida se mostrou suficiente para auxiliar o projeto de coletores solares assistidos por termossifões.

Palavras-chaves: **Coletor Solar, Termossifões, Desenvolvimento Experimental, Modelo Matemático.**

ABSTRACT

BATALHA, Lara E. B.; AMARAL, Marcos C.; ARAUJO, Millene D. G. Development of a mathematical model for projects of heat pipe solar collectors. 2017. 93p. Trabalho de conclusão de curso (Graduação em Engenharia Mecânica) – Departamento Acadêmico de Mecânica, Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Curitiba, 2017.

Solar heaters may be utilized to heat water for domestic and industrial use. Among the variations of solar heaters, the evacuated tube heat pipe collector stands out due to his efficiency, because it is able to operate in higher temperatures than conventional collectors, since its operational principle is based on the working fluid phase change. In the present work, a theoretical and experimental study of evacuated tube heat pipe collectors was developed. First, two copper heat pipes, with diameters of 12,6mm and 9,45mm, were built and tested with different fill rates – 60% and 80% of the evaporator length. An experimental bench was developed to perform the tests in varied angulation compared to the horizontal plane. After, a mathematical model was developed based on the effectiveness-NTU method for heat exchangers. The model was initially proposed for one heat pipe, and after extended for the heat pipe array. It was implemented on the software *EES*, and its validation arose through the experimental data obtained by testing the aforementioned heat pipe. Finally, the model was evaluated for varied diameters, evaporator and condenser lengths and irradiation. The developed tool was able to assist projects of heat pipe solar collectors.

Key-words: **Solar Collector, Heat Pipes, Experimental Development, Mathematical Model.**

LISTA DE FIGURAS

Figura 1: Média anual de radiação solar no Brasil.	10
Figura 2: Seções do termossifão.	16
Figura 3: Layout do aparato experimental utilizado por Ismail e Abogderah (1998).	18
Figura 4: Região de estagnação observada durante análise numérica.	19
Figura 5: Aparato experimental desenvolvido para medir a velocidade interna de um termossifão.	20
Figura 6: Aparato experimental utilizado por Azad (2008).	21
Figura 7: Bancada de testes	22
Figura 8: Bancada para análise experimental do coletor solar plano.	24
Figura 9: Coletor solar assistido por termossifões composto por cinco termossifões e duas partes metálicas.	25
Figura 10: Aparato experimental utilizado por Daghigh e Shafieian.	26
Figura 11: Comparação entre um termossifão comum e o proposto.	27
Figura 12: Diferença entre o divisor de fluxo normal (A) e proposto pelos autores (B).	28
Figura 13: Vistas frontal e posterior dos coletores solares montados para teste.	28
Figura 14: Coletores solares utilizados por Ersoz.	30
Figura 15: Componentes de um termossifão.	32
Figura 16: Partes superior e inferior do termossifão. Em destaque, o tubo capilar.	33
Figura 17: Detalhamento da brasagem com liga de Zn-Cu, realizada na extremidade do evaporador de ambos termossifões.	34
Figura 18: Componentes da bancada experimental.	36
Figura 19: Sistema de arrefecimento desenvolvido. As setas indicam a entrada e saída de água no sistema.	37
Figura 20: Posicionamento dos termopares no evaporador.	38
Figura 21: Posicionamento dos termopares de entrada e saída do arrefecedor.	39
Figura 22: Termopares colocados externamente ao isolamento.	39
Figura 23: Localização das temperaturas no termossifão.	42
Figura 24: Resistências térmicas do termossifão.	43
Figura 25: Fluxo da água no trocador de calor.	46
Figura 26: Irradiação solar no absorvedor do termossifão.	49
Figura 27: Arranjo da matriz de termossifões.	56
Figura 28: Sequenciamento de temperaturas na matriz.	57
Figura 29: Comportamento das temperaturas em função da carga aplicada do termossifão de 12,6mm de diâmetro e com razão de preenchimento 60% e angulação 30°.	59
Figura 30: Comportamento das temperaturas em função da carga aplicada do termossifão de 9,45mm de diâmetro, com razão de preenchimento de 60% e inclinação de 30°.	59
Figura 31: Comportamento das temperaturas em função da carga aplicada para o termossifão de 12,6mm de diâmetro e razão de preenchimento de 60% e angulação de 45°.	60
Figura 32: Comportamento das temperaturas em função da carga aplicada para o termossifão de 9,45mm de diâmetro e razão de preenchimento de 60% e angulação de 45°.	61
Figura 33: Comportamento das temperaturas em função da carga aplicada para o termossifão de diâmetro 12,46mm e razão de preenchimento 60% e angulação de 90°.	62

Figura 34: Comportamento das temperaturas em função da carga aplicada para o termossifão de 9,45mm de diâmetro e razão de preenchimento de 60% e angulação de 90°	62
Figura 35: Comportamento das temperaturas pela carga aplicada para o termossifão de 12,46mm de diâmetro e razão de preenchimento de 80% e angulação de 30°	63
Figura 36: Comportamento das temperaturas pela carga aplicada para o termossifão de diâmetro 9,45mm e razão de preenchimento de 80% e angulação de 30°	64
Figura 37: Comportamento das temperaturas pela carga aplicada para o termossifão de 12,46mm de diâmetro de razão de preenchimento de 80% e inclinação de 45°	65
Figura 38: Comportamento das temperaturas pela carga aplicada para o termossifão de 9,45mm de diâmetro e razão de preenchimento de 80% e angulação de 45°	65
Figura 39: Comportamento das temperaturas em função da carga aplicada para o termossifão de 12,46mm de diâmetro e razão de preenchimento de 80% e inclinação de 90°.....	66
Figura 40: Comportamento das temperaturas em função da carga aplicada para o termossifão de 12,46mm de diâmetro e razão de preenchimento de 80% e inclinação de 90°	66
Figura 41: Verificação do modelo matemático.	69
Figura 42: Teste dos diâmetros.....	71
Figura 43: Comportamento do sistema para cada comprimento do condensador.	72
Figura 44: Comportamento do sistema para cada comprimento de evaporador.	73
Figura 45: Comportamento do sistema para diferentes irradiações.	75

LISTA DE TABELAS

Tabela 1: Volume de fluido de trabalho para diferentes razões de preenchimento.....	36
Tabela 2: Espessuras dos isolamentos do evaporador.....	38
Tabela 3: Resistências térmicas dos elementos.....	43
Tabela 4: Resistências térmicas do absorvedor.....	50
Tabela 5: Dados de entrada no modelo para verificação.....	68
Tabela 6: Dados de entrada para o teste dos diâmetros.....	70
Tabela 7: Dados de entrada para o teste de variação da irradiação.....	74

LISTA DE SÍMBOLOS E ACRÔNIMOS

Símbolos romanos

A	Área	[m ²]
c_p	Calor específico a pressão constante	[J/kgK]
d	Diâmetro	[m]
D_h	Diâmetro hidráulico	[m]
EES	<i>Engineering Equation Solver</i>	[-]
F'	Fator de eficiência do coletor	[-]
g	Aceleração da gravidade	[m/s ²]
i	Incerteza	[-]
I	Irradiação	[W/m ²]
i_T	Incerteza total	[-]
h	Coefficiente de transferência de calor por convecção	[W/m ² K]
h_{lv}	Calor latente de vaporização	[J/kg]
k	Condutividade térmica	[W/mK]
L	Comprimento	[m]
\dot{m}	Vazão mássica	[kg/s]
n	Número de termosifões	[-]
Nu	Número de Nusselt	[-]
\overline{Nu}	Número de Nusselt médio	[-]
NUT	Número de unidades de transferência	[-]
Pr	Número de Prandtl	[-]
p	Pressão absoluta	[N/m ²]

q	Taxa de transferência de calor	[W]
R	Resistência térmica	[K/W]
r	Razão de preenchimento	[-]
Ra	Número de Rayleigh	[-]
T	Temperatura	[K]
U	Coefficiente global de transferência de calor	[W/m ² K]

Símbolos gregos

α	Absortividade	[-]
ϵ	Eficiência	[-]
ρ	Densidade	[kg/m ³]
τ	Transmissividade	[-]
μ	Viscosidade dinâmica	[Pa-s]

Subscritos

l	Referente ao termosifão 1
A	Água
Aq	Aquecimento
Adb	Referente à região adiabática
Amb	Ambiente
C	Condensador
CN	Convecção natural
E	Externo, evaporador

<i>Ef</i>	Efetivo
<i>F</i>	Filme
<i>I</i>	Interno
<i>Isol</i>	Isolamento
<i>P</i>	Parede
SA	Sistema de aquisição
T	Termossifão
Trab	Fluido de trabalho
<i>V</i>	Vapor
<i>vi</i>	Camada de vidro interna do absorvedor
<i>vo</i>	Camada de vidro externa do absorvedor

Sobrescritos

<i>C</i>	Condensador
<i>E</i>	Evaporador
<i>Ent</i>	Entrada
<i>Sai</i>	Saída
<i>TC</i>	Trocador de Calor
<i>Total</i>	Total

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO.....	10
1.1 Objetivos	13
1.1.1 Objetivo geral	13
1.1.2 Objetivo específico.....	13
1.2 Justificativa	13
2. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	15
2.1 O termossifão	15
2.2 Exergia	16
2.3 Revisão bibliográfica	17
3. METODOLOGIA EXPERIMENTAL	32
3.1 Usinagem	32
3.2 Limpeza.....	33
3.3 Soldagem.....	33
3.4 Teste de estanqueidade.....	34
3.5 Procedimento de evacuação	34
3.6 Preenchimento.....	35
3.7 Bancada experimental	35
3.8 O teste	35
3.9 Incertezas experimentais	39
4. MODELAGEM MATEMÁTICA	41
4.1 Modelagem de um termossifão	41
5. RESULTADOS	58
5.1 Resultados experimentais.....	58
5.2 Resultados do modelo	67
5.2.1 Verificação do modelo	67
5.2.2 Variações do diâmetro.....	69
5.2.3 Variação do comprimento do condensador	71
5.2.4 Variação do comprimento do evaporador	72
5.2.5 Variação da irradiação.....	74
6. CONCLUSÕES	76
REFERÊNCIAS	78
APÊNDICE A – INCERTEZAS EXPERIMENTAIS	81

APÊNDICE B – PROPRIEDADES TERMOFÍSICAS DE ENTRADA NO MODELO 83

1. INTRODUÇÃO

O Brasil é um dos maiores países do mundo em extensão territorial e, devido a sua posição geográfica, apresenta uma grande taxa de irradiação solar. Justamente por isso, apresenta um grande potencial de aproveitamento energético proveniente da energia solar (CHIGUERO, 2000). Além disso, a variação de incidência solar ao longo do ano é pequena. A Figura 1 ilustra a média anual de radiação solar no país.

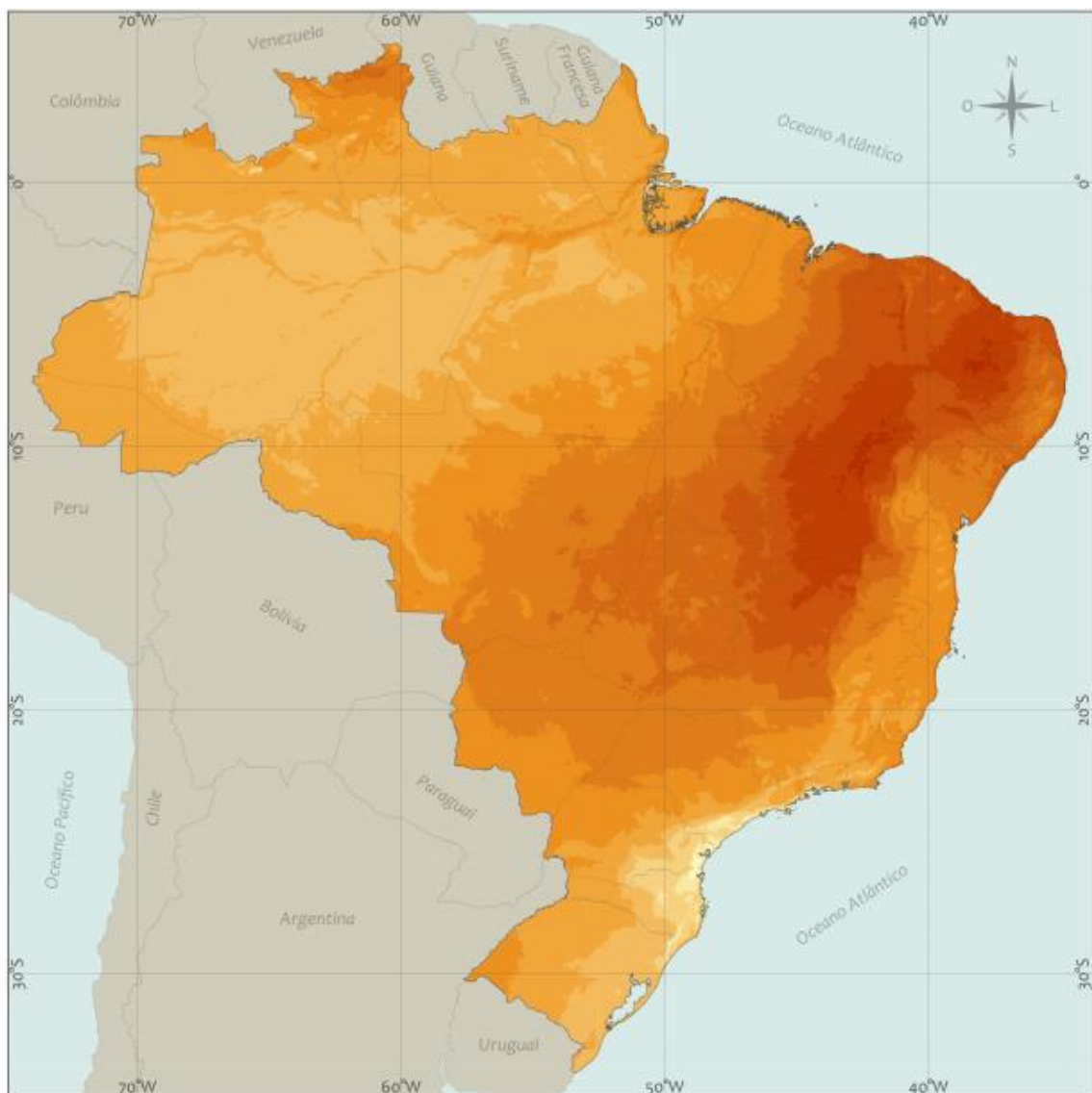


Figura 1: Média anual de radiação solar no Brasil.

Fonte: Atlas Brasileiro de Energia Solar, 2017.

Pereira et al. (2006) apresentam aplicações para a utilização do potencial energético brasileiro. Considerando o uso fotovoltaico, o potencial pode ser utilizado tanto em sistemas híbridos Diesel-Fotovoltaico, bem como em sistemas interligados à rede elétrica. Ademais, há também a possibilidade do aquecimento solar para uso doméstico. No Brasil, ele está presente somente em 250.000 residências, o que representa 0,6% do total dos lares. Em sua grande maioria, as residências ainda utilizam eletricidade para o aquecimento de água, representando 25% do total da energia elétrica consumida no país, totalizando um consumo da ordem de 20 bilhões de kWh (PEREIRA et al., 2006). Fato que acaba por sobrecarregar o sistema de abastecimento de energia em determinados momentos do dia, gerando um pico de demanda que poderia ser substituído pelo uso de aquecedores solares sem prejuízos de ordem econômica e ambiental.

Os aquecedores ou coletores solares são dispositivos capazes de absorver a radiação solar através de uma superfície coletora, aquecendo a água pela incidência solar. Entretanto, é possível instalar um sistema auxiliar de aquecimento elétrico ou a gás para dias em que a radiação solar não é suficiente para aquecer a água até determinada temperatura.

Há duas variações fundamentais de coletores solares: os não-concentradores e os concentradores. A diferença entre os dois está na área na qual ocorre a absorção de energia. Enquanto no primeiro a absorção ocorre em toda a área, no segundo há uma região específica para absorção.

Além dessas duas variações, os coletores solares são classificados de acordo com três categorias: estacionários, parabólicos compostos e com concentração solar de rastreamento. Os coletores estacionários são assim nomeados pois não acompanham a variação da radiação solar. Nesta categoria, encontram-se os coletores de placa plana, o coletor parabólico estacionário composto e o coletor de tubos evacuados, também conhecido por coletor assistido por termossifões.

A segunda classificação é dada a coletores parabólicos compostos. Estes possuem um amplo limite de interceptação de raios solares, que podem ser refletidos para o absorvedor, além de poderem trabalhar em uma grande variedade de ângulos. Por fim, a última categoria é de coletores com concentração solar de rastreamento, que possuem uma ampla variedade de formas. Neles, a energia solar é concentrada antes de atingir o interceptador, por meio de espelhos ou lentes. (CARVALHO E SIONEK, 2015)

Para o aquecimento de água, os coletores solares de placas planas apresentam-se como os mais populares de uso doméstico no Brasil. Estes são compostos de uma caixa coberta de vidro e acompanhada de uma placa absorvedora metálica, que contém tubos internos para a passagem de água. O fluxo de calor proveniente da irradiação solar incide nesta placa e aquece a água que flui internamente aos tubos.

Os coletores solares assistidos por termossifões (coletores de tubos evacuados) também podem ser utilizados para aquecimento da água. Entretanto, esses coletores são pouco conhecidos no Brasil devido ao seu elevado custo e a não existência de tecnologia nacional para o desenvolvimento deles.

Os coletores assistidos são constituídos por termossifões envolvidos por um tubo selado a vácuo, assim operando em temperaturas maiores do que coletores de placas planas (CARVALHO E SIONEK, 2015). Segundo Morrison et al. (2004), eles têm desempenho melhor que coletores planos (em torno de 10% a mais), especialmente em operações de alta temperatura, além de poderem operar em variadas condições climáticas. Seu uso vem cada vez mais sendo ampliado principalmente na China, onde só em 2001 foram produzidos mais de 20 milhões de unidades.

Ainda de acordo com Morrison et al. (2004), suas características construtivas trazem vantagens expressivas: a superfície que absorve a irradiação solar é envolta em vácuo, o que minimiza as perdas por convecção; e as perdas por radiação também são minimizadas usando um absorvedor de baixa emissividade. Embora haja variações construtivas, essas propriedades se mantêm para essa categoria de tubos de calor.

O primeiro passo a ser dado na concepção de uma tecnologia nacional para esse tipo de coletor solar consiste em desenvolver um modelo matemático que seja capaz de simular computacionalmente condições, de forma aproximada, do funcionamento real do coletor. Essa modelagem servirá como ferramenta de projeto para coletores solares assistidos por termossifões.

A transferência de calor de coletores solares assistidos por termossifões pode ser modelada de acordo com alguns modelos já conhecidos na literatura. Até o conhecimento dos autores, os modelos mais conhecidos são os desenvolvidos por Abogderah e Ismail (1998) e Azad (2008). O modelo desenvolvido por Abogderah e Ismail (1998) se baseia no método de Duffie e Beckman (1980), o qual foi modificado para a condição de utilização de termossifões

para a transferência de calor. Já o modelo de Azad (2008) utiliza-se do método efetividade-NUT, além de balanços de massa e energia.

1.1 Objetivos

1.1.1 Objetivo geral

O objetivo geral deste trabalho é desenvolver um modelo matemático para a análise de um coletor solar assistido por termossifões baseado em dados experimentais.

1.1.2 Objetivo específico

Os objetivos específicos para a realização do presente trabalho são:

- a) Desenvolver, construir e testar experimentalmente um termossifão de cobre com diâmetros de 9,45 e 12,6mm e razões de preenchimento de 60 e 80%;
- b) Obter dados experimentais para a estimativa das resistências térmicas para um termossifão;
- c) Utilizar os dados experimentais como parâmetros de entrada no modelo matemático;
- d) Implementar o modelo matemático no *software EES (Engineering Equation Solver)*;
- e) Simular e avaliar a eficiência térmica de um coletor solar para diferentes condições de diâmetros, comprimentos de evaporador e condensador e irradiações.

1.2 Justificativa

Em seu relatório anual, a organização British Petroleum (2014) divulgou um estudo que prevê um aumento de cerca de 34% do consumo de energia globalmente até o ano de 2035, efeito tanto do crescimento da economia global, como da população mundial, que está projetada para chegar a 8,8 bilhões de pessoas no referido ano.

Neste cenário, o desenvolvimento de fontes renováveis, como a energia solar, torna-se imprescindível para que a demanda não ultrapasse a produção de energia. Os coletores solares, portanto, são alternativas viáveis para a utilização doméstica, e atuam diretamente sobre uma parcela significativa do consumo de energia, o aquecimento de água.

Os coletores solares assistidos por termossifões são mais eficientes e podem ser mais compactos em comparação aos coletores solares de placa plana, pois trabalham com mudanças de fases. Por isso, a transferência de calor é mais intensa, quando comparados aos coletores convencionais. Além disso, eles podem operar com temperaturas superiores.

Ademais, o desenvolvimento de um modelo matemático que possa prever o funcionamento de coletores solares assistidos por termossifões permitiria o dimensionamento destes coletores e contribuiria para o desenvolvimento desta tecnologia no Brasil.

2. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

A fundamentação teórica compreende a revisão bibliográfica acerca de estudos experimentais e teóricos sobre coletores solares assistidos por termossifões, conceitos que versam sobre o termossifão em si, e os princípios e fenômenos que regem o seu funcionamento.

2.1 O termossifão

O termossifão é um dispositivo derivado de um tubo de calor. Tubos de calor são dispositivos de alta condutividade térmica. A principal diferença entre um termossifão e um tubo de calor é o fato do termossifão não utilizar uma estrutura porosa interna para a transferência do fluido de trabalho por capilaridade. No termossifão, o escoamento interno de retorno do líquido condensado é promovido pela ação do campo gravitacional.

O termossifão pode ser dividido em três partes: o evaporador, na região inferior do tubo; o condensador, na região superior; e entre as duas regiões, a seção adiabática. A identificação das regiões componentes de um termossifão estão apresentadas na Figura 2.

Segundo Reay e Kew (2006), o termossifão opera em um ciclo fechado de duas fases, utilizando o calor latente de vaporização para transferir calor. Assim, no evaporador, o fluido evapora devido à elevação de sua temperatura. Tal elevação se dá pelo aquecimento gerado por um fluxo de calor oriundo de uma fonte térmica. Na sequência, o vapor escoar em direção ao condensador, onde tem sua temperatura diminuída devido a um processo de perda de calor. Com isso, o vapor retorna à forma líquida e, pela ação da força da gravidade, volta para a região do evaporador para que se realize o ciclo novamente. A Figura 2 é uma representação esquemática de um termossifão.

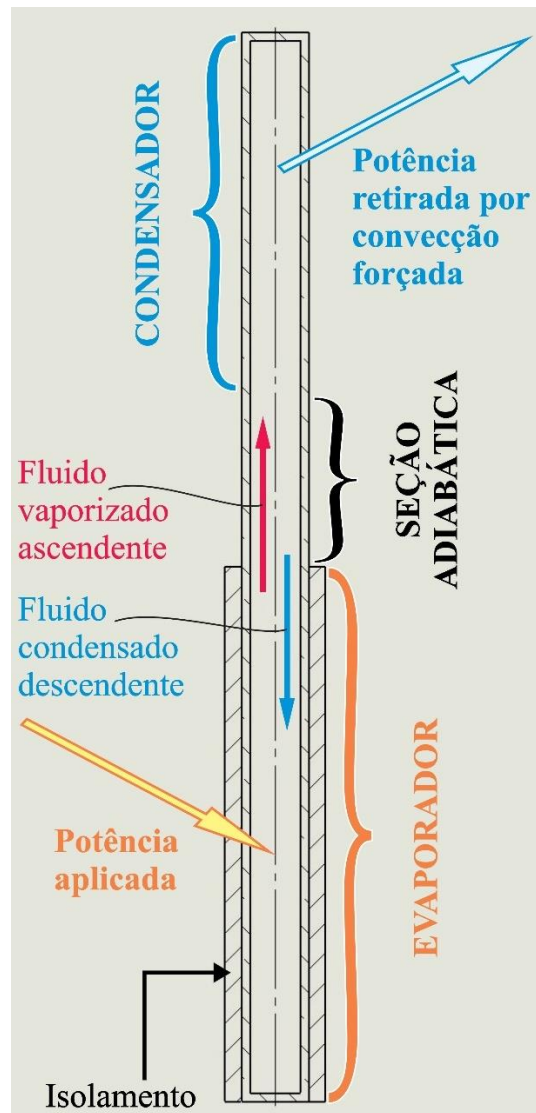


Figura 2: Seções do termossifão.

Fonte: Autoria própria¹.

2.2 Exergia

Segundo Moran et al. (2000), exergia é o máximo trabalho teórico possível de ser obtido a partir de um sistema global, composto pelo sistema e seu ambiente, conforme ambos entrem em equilíbrio.

Para entrar em equilíbrio, são analisadas todas as trocas realizadas pelo sistema com o meio, podendo estas ser energias interna, cinética e potencial, realização de trabalho e variação de volume.

¹No decorrer do trabalho, as figuras sem fontes de referência são de autoria própria.

2.3 Revisão bibliográfica

Ismail e Abogderah (1998) realizaram um trabalho comparativo entre predições teóricas e resultados experimentais para um coletor solar plano com termossifões. Para a formulação teórica e análise numérica, foram verificados os limites de operação do coletor solar: limite de arrasto, sônico, viscoso e de ebulição.

Para o desenvolvimento do modelo teórico, a hipótese de que todo o calor entregue pelo evaporador era retirado pelo condensador foi adotada. O modelo por eles utilizado consistia no cálculo das resistências térmicas do coletor solar. As resistências consideradas eram da parede do evaporador e do condensador, além das resistências equivalentes do fluido de trabalho e da malha no condensador.

Ismail e Abogderah (1998) utilizaram na parte experimental um coletor solar com o absorvedor feito em alumínio e os termossifões em cobre, com o arranjo feito, conforme Figura 3. Cada termossifão tinha um evaporador de 2 m de comprimento, diâmetro externo de 15 mm e diâmetro interno de 13 mm; o condensador tinha 40 cm de comprimento, diâmetro externo de 12 mm e interno de 11 mm. Os termossifões foram preenchidos com metanol e arranjados em um circuito hidráulico em paralelo. O coletor solar possuía uma cobertura de vidro com 30 mm de espessura e uma camada de PVC ao redor.

Um outro coletor solar convencional foi utilizado para comparação. Este possuía 22 tubos de cobre e uma área efetiva de 2 m². Ambos foram testados em Campinas, Brasil, durante o inverno, com inclinação de 33°. Ismail e Abogderah (1998) afirmaram que o modelo produz resultados similares aos obtidos experimentalmente, especialmente no horário do meio do dia. Além disso, ambos sistemas tiveram desempenho semelhante, com vantagem do coletor convencional nos horários de menor incidência solar, nas primeiras horas da manhã e últimas da tarde. O desempenho do coletor assistido por termossifões pôde ser melhorado com diminuição na distância entre os tubos, pela troca do PVC por vidro e utilizando-se um outro fluido de trabalho com temperatura de ebulição inferior ao que estava sendo utilizado.

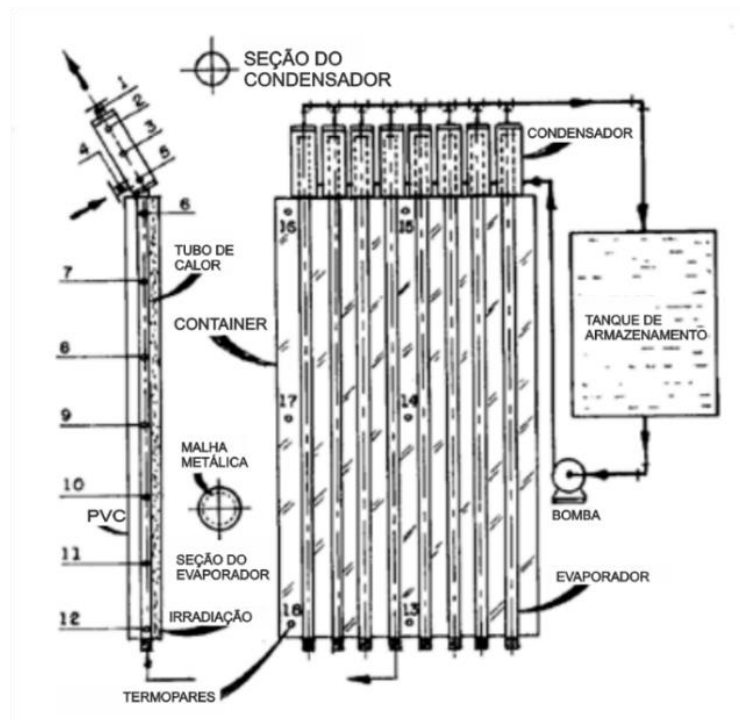


Figura 3: Layout do aparato experimental utilizado por Ismail e Abogderah (1998).

Fonte: Adaptado de Ismail e Abogderah, 1998.

Morrison et. al (2004) realizaram uma investigação experimental do desempenho de um termossifão de acordo com a ISO 9459-2. O sistema consistia de 21 tubos evacuados conectados diretamente ao tanque, com diâmetro externo e interno de 47 e 37 mm, respectivamente. O sistema operou ao longo de todo o dia, nos dias de testes. Os tubos tinham uma distância de 1,49 diâmetros entre si, e estavam inclinados em 45°.

Após a fase experimental, foi realizada a análise numérica através do *software* ANSYS/FLUENT. Morrison et al. (2004) utilizaram duas condições de contorno: aquecimento uniforme e variável ao longo da parede do tubo no sentido longitudinal. Esta última condição foi escolhida para aproximar a simulação de situações reais de campo.

Como resultado numérico, conforme mostrado na Figura 4, duas correntes principais coexistiram de forma estável divididas por uma camada de cisalhamento: uma corrente fria descendente e a segunda quente ascendente. Para as duas situações foi observada uma região de estagnação do fluido na parte inferior do tubo para baixos valores do número de Rayleigh. Também foi observado que, para fluxo de calor constante ou variado, houve formação de região de estagnação.

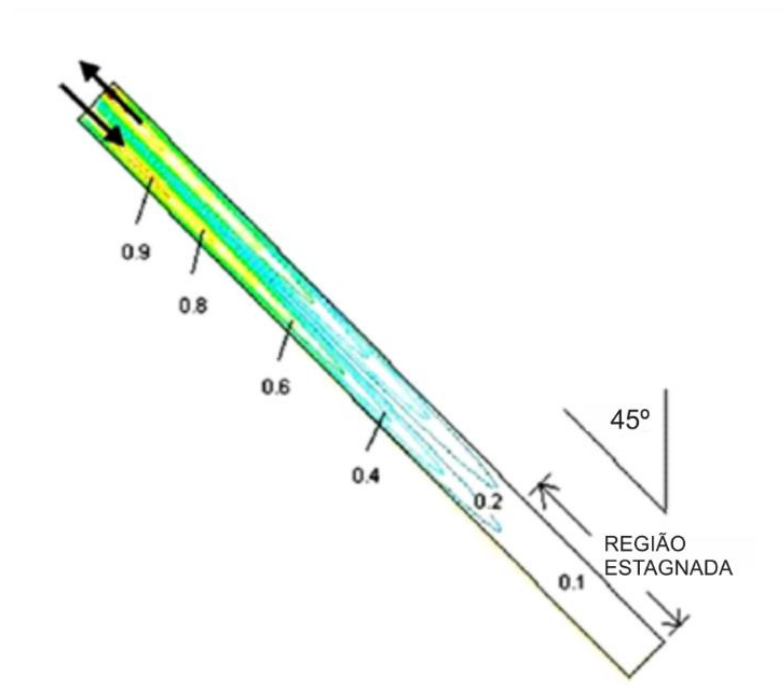


Figura 4: Região de estagnação observada durante análise numérica.

Fonte: Adaptado de Morrison et al., 2004.

Morrison et al. (2005) avaliaram experimentalmente e numericamente as características de coletores solares assistidos por termossifões. O coletor por eles utilizado era composto por 21 tubos, com 1,42 m de comprimento, e diâmetro externo de 37 mm. Os resultados desse sistema foram simulados em computadores, para permitir a predição da performance em outras condições, cargas e temperaturas.

Para a simulação numérica, foi modelado um tubo com uma extremidade selada e outra aberta. Na extremidade aberta, a pressão foi considerada constante, enquanto a extremidade selada foi assumida adiabática. Para a validação do modelo numérico, foi desenvolvido um aparato experimental de um tubo selado em uma das extremidades, com aquecimento elétrico e uma câmera para monitorar a velocidade dentro do tubo, como ilustrado na Figura 5. O fluxo de calor ao redor do tubo foi controlado para que situações de diferentes fluxos pudessem ser produzidas e suas temperaturas de saída monitoradas.

Os autores Morrison et al. (2005) concluíram que os resultados medidos e a simulação estavam em concordância nos seguintes parâmetros: magnitude e local da velocidade de pico e estrutura de escoamento do fluido aquecido. A validação do modelo promoveu a utilização da análise por CFD com confiança para estudos paramétricos.

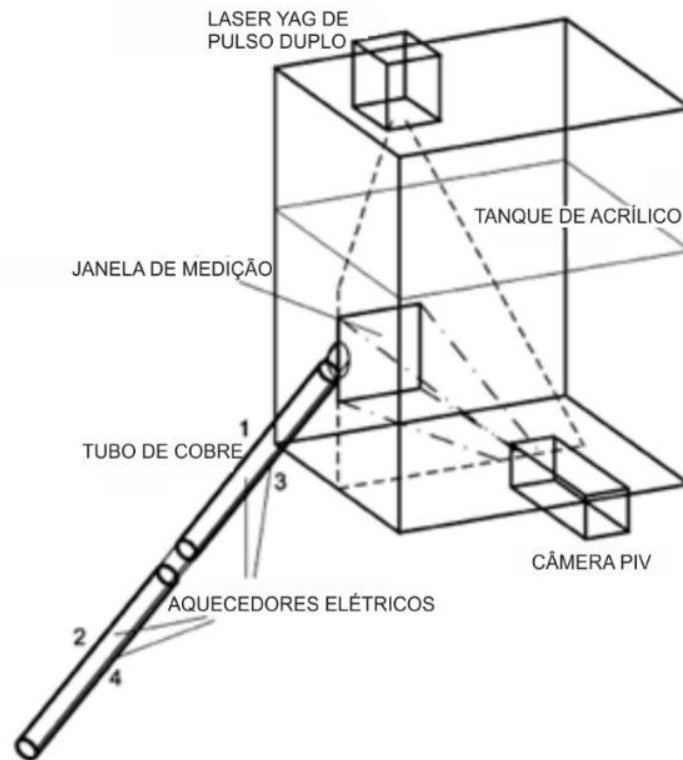


Figura 5: Aparato experimental desenvolvido para medir a velocidade interna de um termossifão.

Fonte: Adaptado de Morrison et al., 2005.

Azad (2008) realizou um estudo teórico e experimental de um coletor solar assistido por tubos de calor. A modelagem matemática foi realizada para o regime permanente. O gradiente de temperatura longitudinal foi desprezado, foi considerado que o trocador de calor absorveu todo o calor cedido pelo evaporador, o coeficiente de transferência de calor entre o coletor e o meio foi considerado constante e a perda de calor entre o trocador de calor e o meio foi desprezada. Para a modelagem teórica, o método da efetividade-NUT foi utilizado.

O coletor solar, ilustrado esquematicamente na Figura 6, consistia de 6 tubos de calor de cobre, no qual cada um tinha um diâmetro externo de 12,7 mm e um comprimento de 1850 mm, com uma malha de aço na região interna do evaporador (*mesh* 100). Cada tubo de calor foi lavado com acetona e enxaguado com água desmineralizada para a realização do vácuo, seguido do preenchimento com etanol como fluido de trabalho.

A validação do modelo foi obtida a partir de dados experimentais. O coletor foi instalado e testado em condições externas na cidade de Teerã, no Irã. As temperaturas de entrada e saída do trocador de calor, a temperatura ambiente, a taxa de circulação de água e a irradiação solar foram medidas. Em seus resultados, Azad apresentou a melhor relação de razão de

comprimentos entre evaporador e condensador, que foi de 8,25. Ou seja, o comprimento do evaporador deveria ser aproximadamente oito vezes maior do que o comprimento do condensador. Por fim, o modelo foi capaz de prever a temperatura média nas regiões do termossifão, a temperatura de saída da água, a eficiência e energia útil absorvida.

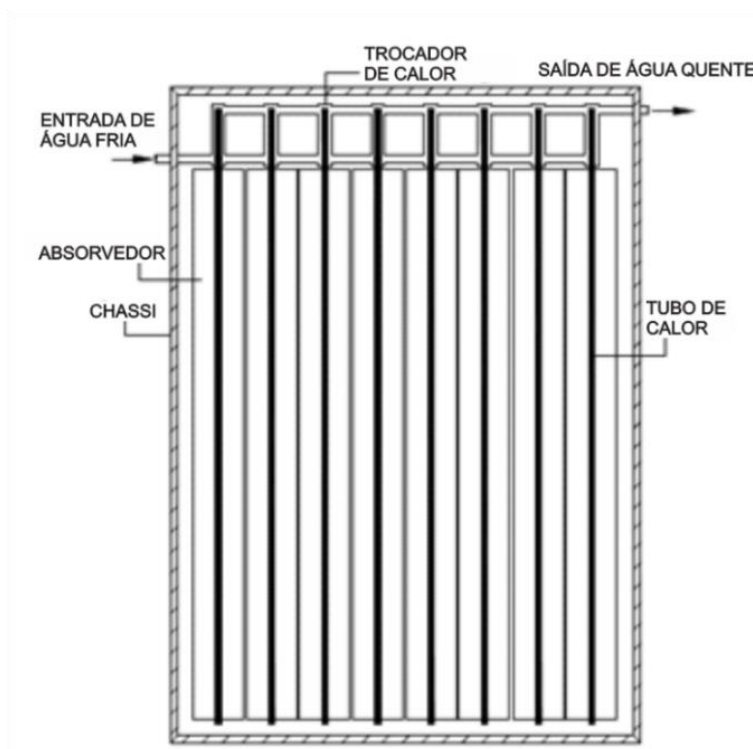


Figura 6: Aparato experimental utilizado por Azad (2008).

Fonte: Adaptado de Azad, 2008.

Reis e Vicente (2014) realizaram a modelagem teórica e experimental de dois termossifões para serem utilizados em coletores solares compactos. Para a modelagem matemática, as autoras basearam-se na avaliação das resistências térmicas de um termossifão para a determinação da temperatura de operação e a taxa de transferência de calor de um termossifão, tendo os cálculos sido realizados com o auxílio do *software EES*.

Uma vez calculada matematicamente, a taxa de transferência de calor foi então comparada com a obtida por cada limite operacional: limites de arrasto, sônico, viscoso e de ebulição.

Visando a obtenção de dados para a comparação com o modelo teórico, na análise experimental, as autoras utilizaram de dois termossifões de cobre com 21 e 50 cm de comprimento que foram desenvolvidos e testados. Para ambos termossifões, variaram-se os

comprimentos do evaporador e condensador, bem como os diâmetros externos e internos. De modo a realizar testes, uma bancada de testes foi desenvolvida, conforme ilustra a Figura 7.



a)



b)

Figura 7: Bancada de testes

Fonte: Reis e Vicente, 2014.

Como conclusão, Reis e Vicente (2014) afirmaram que, baseadas na análise experimental, para obter uma variação de 40°C entre a entrada e saída da água a ser aquecida é necessário que o coletor solar tenha, no mínimo, 8 termossifões.

Sabiha et al. (2015) realizaram uma revisão da literatura relativa a coletores solares assistidos por termossifão, justificando sua utilização bem como apresentando os tipos de coletores existentes. Eles versaram acerca do crescimento da demanda energética mundial e apresentaram como alternativa o uso de coletores solares, uma vez que a energia solar é disponível e abundante. Sobre os coletores solares já existentes, Sabiha et al. (2015) afirmaram que estes podem ser divididos em duas categorias: estacionários e de rastreamento solar.

Além disso, eles também podem ser classificados de acordo com suas configurações, sendo estes coletores solares de placas planas e coletores solares assistidos por termossifões.

Segundo Sabiha et al. (2015), coletores solares de placas planas são os mais populares por seu projeto simples e de fácil manutenção, mas operam com baixa eficiência. Já os coletores solares assistidos por termossifões têm menores perdas de calor e maior faixa de operação, tendo assim uma maior aplicabilidade.

Sabiha et al. (2015) citam os trabalhos de Tang (2011), que estudou a influência do ângulo de inclinação no desempenho de coletores solares assistidos por termossifões para aquecimento de água. Para isso dois sistemas diferentes foram comparados, um com 22° e outro 46° de inclinação em relação a horizontal. Os resultados do experimento mostraram que a remoção de calor para o reservatório era independente do ângulo, mas ao mesmo tempo poderia influenciar na exposição diária do sistema à irradiação solar. O estudo também comprovou que os sistemas evacuados são imunes às intempéries. A conclusão foi de que o ângulo de inclinação deveria ser tal que maximizasse a exposição anual de irradiação, consequentemente maximizando o ganho de calor para a água.

Gao et al. (2013) também são apresentados por Sabiha et al. (2015). Eles realizaram experimentos a fim de investigar os efeitos da circulação forçada usando dois tipos diferentes de coletores evacuados. O primeiro com água em contato direto com o vidro e o segundo com tubos em rede U. Os resultados mostraram que o sistema de tubos U armazenavam de 25 a 35% a mais de energia. Além disso, foi notado que o desempenho na coleta de calor diminuía para fluxos maiores da circulação forçada.

Carvalho e Sionek (2015) por sua vez, apresentam uma metodologia teórica e experimental para a determinação da eficiência térmica de um coletor solar plano.

Para o modelo matemático, os autores fizeram uso de uma ferramenta de análise de da eficiência de um coletor solar plano através da energia útil, podendo esta ser encontrada por intermédio das resistências térmicas equivalentes. O modelo então foi aplicado utilizando-se o *software EES*.

Uma bancada de testes foi desenvolvida para a análise experimental do coletor solar plano, conforme apresenta a Figura 8. Um coletor solar de placas planas foi montado e os dados de temperatura média da placa, irradiação, temperaturas de entrada e saída da água a ser aquecida e vazão volumétrica foram todos monitorados através de sensores e armazenados no

computador. Os dados experimentais serviram como variáveis de entrada para o modelo matemático computacional.

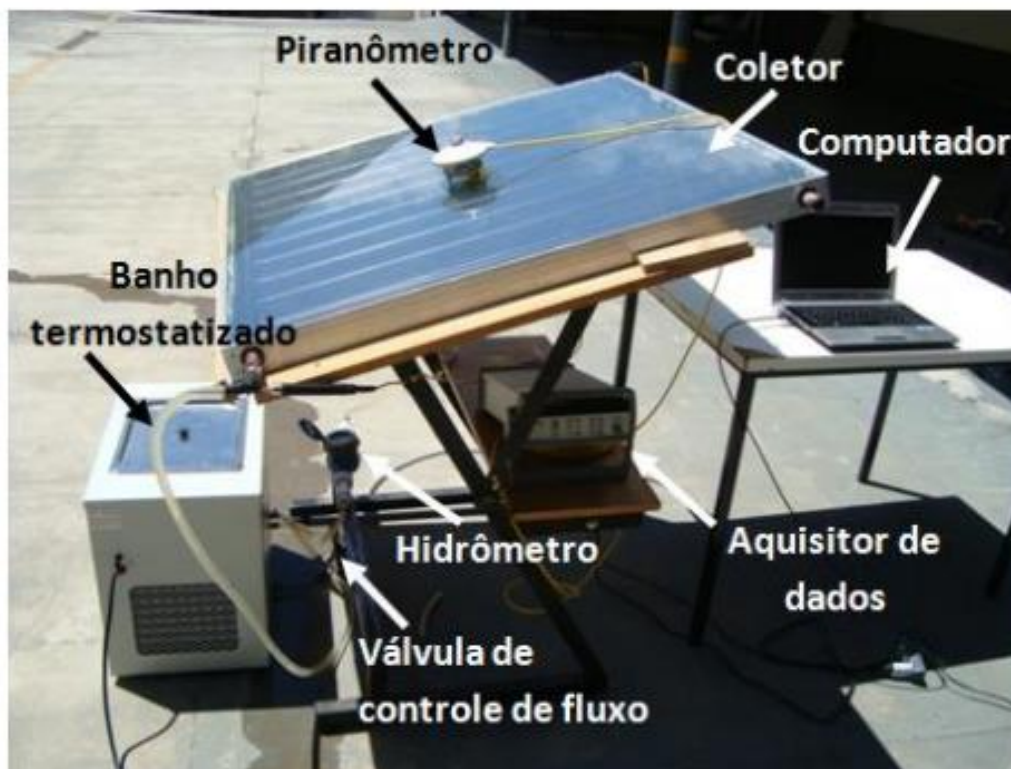


Figura 8: Bancada para análise experimental do coletor solar plano.

Fonte: Carvalho e Sionek, 2015.

Através da implantação do modelo matemáticos, foram construídos gráficos que levaram em consideração a variação da velocidade do vento, temperatura média da placa absorvedora e o ângulo de inclinação do coletor solar. Pela análise teórica foi possível observar que, conforme as temperaturas da placa aumentavam, as perdas para o ambiente aumentavam na mesma proporção, reduzindo a eficiência do coletor.

Os autores afirmaram que houve uma boa aproximação entre os valores obtidos teórica e experimentalmente, obtendo uma variação de 5% entre ambos resultados apresentados.

Marquardt e Borges (2015) realizaram uma metodologia para o desenvolvimento e testes de coletores solares assistidos por termossifões. Primeiramente, foi apresentada a metodologia para a fabricação de cinco termossifões de cobre de 50 e 70 cm de comprimento cada. As etapas de fabricação incluíam procedimentos de usinagem, soldagem, limpeza dos componentes, preenchimento com fluido de trabalho e montagem da bancada experimental.

Cada termossifão desenvolvido foi testado individualmente em uma bancada de testes experimentais, tendo a razão de preenchimento e ângulo de inclinação como parâmetros variados. Duas condições de arrefecimento foram também testadas: convecção forçada a ar e a água. Termopares foram instalados ao longo do comprimento dos termossifões durante a realização de testes de modo a coletar dados das temperaturas.

As autoras então testaram também um coletor solar assistido por termossifões composto de cinco termossifões e duas partes metálicas, conforme mostra a Figura 9.

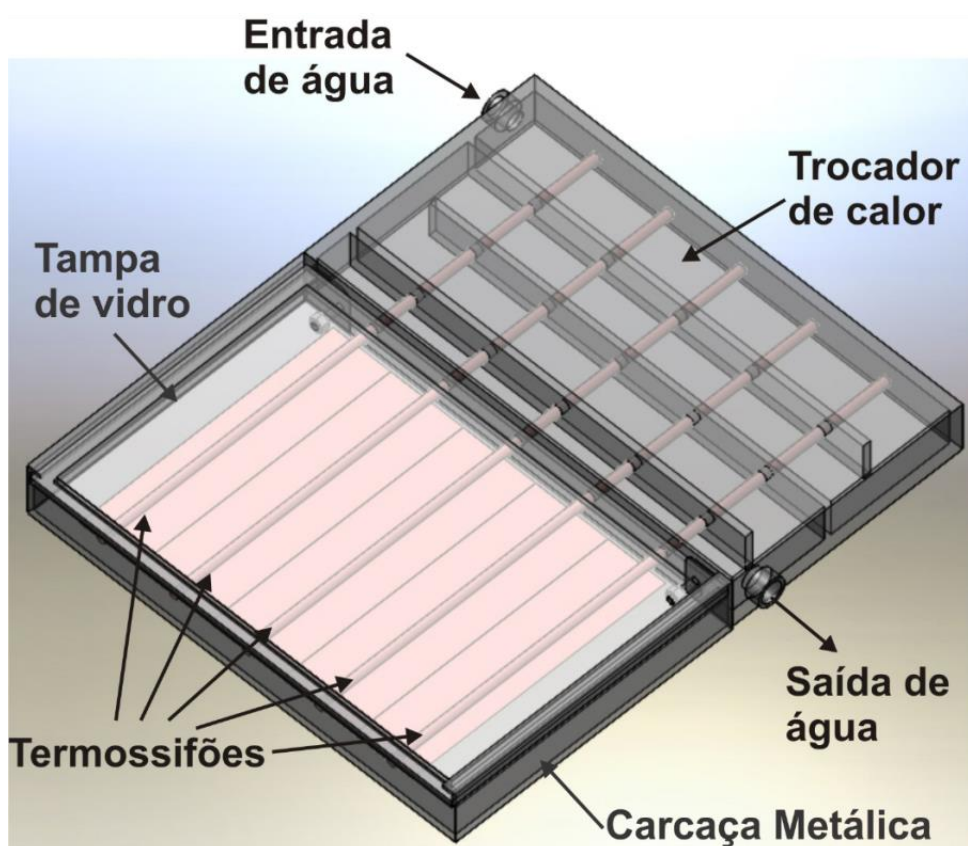


Figura 9: Coletor solar assistido por termossifões composto por cinco termossifões e duas partes metálicas.

Fonte: Marquadt e Borges, 2015.

Marquardt e Borges (2015) concluíram que a metodologia utilizada para a fabricação dos termossifões é satisfatória uma vez que os termossifões fabricados apresentaram um bom funcionamento tanto individualmente quanto quando montados em um coletor solar. Ainda, as autoras afirmaram que o coletor solar assistido por termossifões apresenta uma maior eficiência de funcionamento quando comparado à um coletor solar de placas planas.

Daghigh e Shafieian (2016) realizaram um estudo teórico e experimental sobre um sistema de aquecimento solar assistido por termossifões. O problema foi por eles validado numericamente baseado em balanços de energia e exergia, através do uso do *software MatLab*.

O experimento era composto de um conjunto conforme ilustrado na Figura 10. Os raios solares incidiam no coletor solar, fazendo com que o fluido de trabalho do interior do termossifão evaporasse e escoasse até a região do condensador, onde encontrou um fluido de arrefecimento sendo bombeado de modo a refrigerar esta parte do termossifão. Esse bombeamento teve seu funcionamento baseado em dois sensores de temperatura localizados na saída do coletor solar e no tanque de armazenamento. O fluido de arrefecimento retirou energia do fluido de trabalho aquecido pela irradiação solar, aumentando assim, sua própria temperatura, sendo conduzido a um tanque onde trocou calor com a água armazenada para ser aquecida e posteriormente, bombeada conforme necessidade.

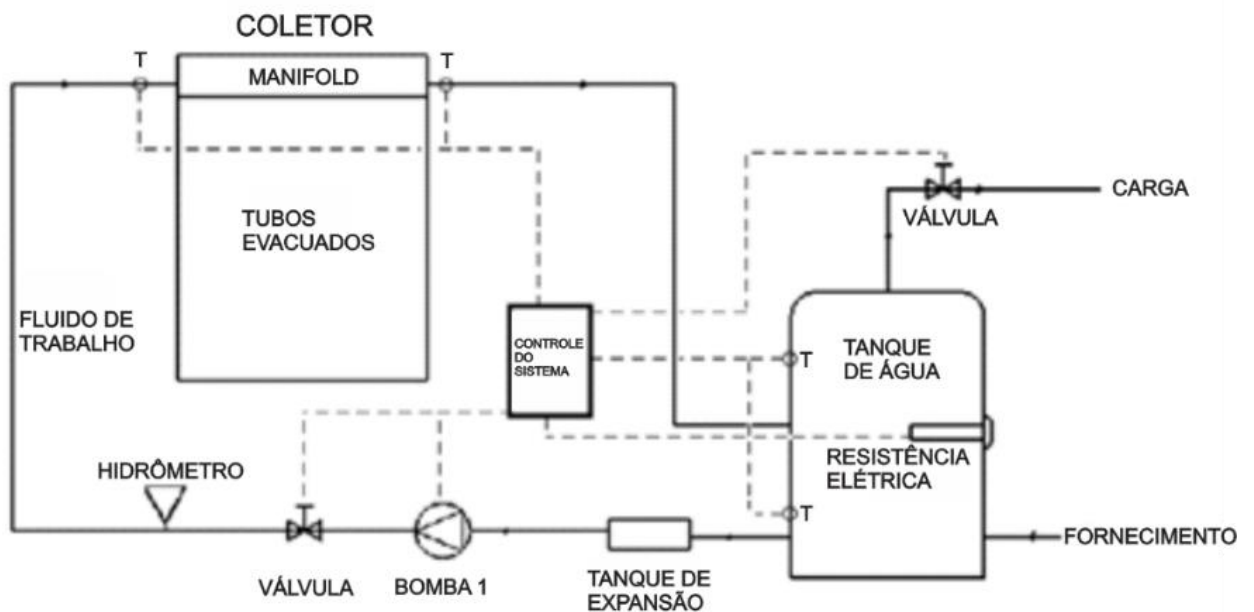


Figura 10: Aparato experimental utilizado por Daghigh e Shafieian.

Fonte: Adaptado de Daghigh e Shafieian, 2016.

A superfície externa do coletor solar utilizado era de $1,1 \text{ m}^2$ e, de modo a evitar maiores perdas de calor, um isolamento térmico com 50 mm de espessura também foi utilizado. O material dos termossifões era cobre e todos continham diâmetros externos e internos de 0,0162 e 0,0158 metros, respectivamente. O número de termossifões a ser utilizados no coletor solar em questão era algo a ser determinado. Para definir qual o número de termossifões ideal a ser utilizado no coletor solar, foi apresentado um gráfico da distribuição de temperaturas de fluido

de arrefecimento em função do número de termossifões. A distribuição de temperaturas teve um visível aumento até o sistema conter 15 termossifões, ponto a partir do qual não houve mais mudanças significativas. O sistema apresentado foi testado em campo na cidade de Sanandaj, Irã. Daghigh e Shafieian (2016) concluíram que o modelo por eles utilizado é apropriado uma vez que os erros entre os valores calculados e medidos não foram superiores a 8,4%.

Rybár et al. (2016) realizaram um estudo comparativo da energia térmica gerada por dois coletores solares assistidos por termossifões já existente no mercado internacional da marca *SUNDA SOLAR*. O primeiro continha um distribuidor de fluxo normal e o segundo um distribuidor de fluxo como elemento estrutural de espuma metálica por eles desenvolvido.

O divisor de fluxo por eles criado, conforme ilustrado na Figura 11, possuía uma espuma metálica e blocos de espuma de fibra de vidro internos que atuavam como câmaras de troca de calor. Essas câmaras proporcionaram a mudança do fluxo de massa de série para paralelo, uma condição na qual a eficiência na troca de calor é aumentada. O escoamento passou a ser turbulento, havendo assim uma maior troca térmica devido à maior interação das camadas limites. A Figura 12 ilustra as diferenças entre o distribuidor de fluxo normal e o proposto pelos autores.

Ambos coletores solares foram testados sob os mesmos aspectos físicos tais como fluxo de massa e condições climáticas, na cidade de Kosice, Eslováquia. Os coletores solares eram idênticos e compostos de 8 termossifões com a parte exterior feita em borosilicato de vidro com diâmetro externo de 140 mm, comprimento total de 1980 mm e espessura de 2,2 mm.



Figura 11: Comparação entre um termossifão comum e o proposto.

Fonte: Adaptado de Rybár et al., 2016.

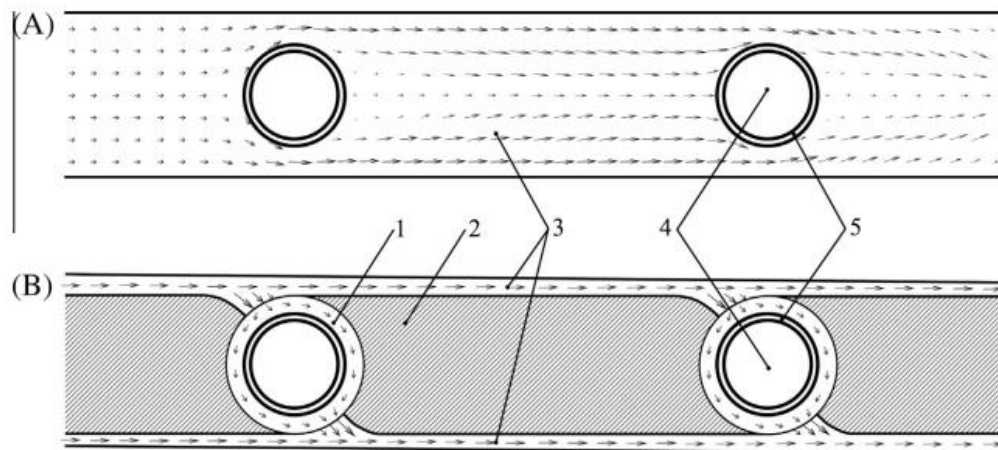


Figura 12: Diferença entre o divisor de fluxo normal (A) e proposto pelos autores (B).

Fonte: Rybár et al., 2016.

Os termosifões eram de cobre com uma seção do evaporador de 1890 mm de comprimento e 8mm de diâmetro. O condensador tinha um comprimento de 70 mm e 14 mm de diâmetro. Uma condição especial para avaliar os coletores foi criada, mantendo ambos unidos e fáceis de transportar. Tal condição gerou a necessidade de um ângulo de inclinação de 75° com relação ao solo. Instalaram-se termopares na entrada e saída do distribuidor de modo a avaliar a diferença de temperatura do fluxo de transferência de calor antes e depois de deixar o conjunto, além de dois medidores de fluxo. O aparato experimental pode ser melhor compreendido na Figura 13.

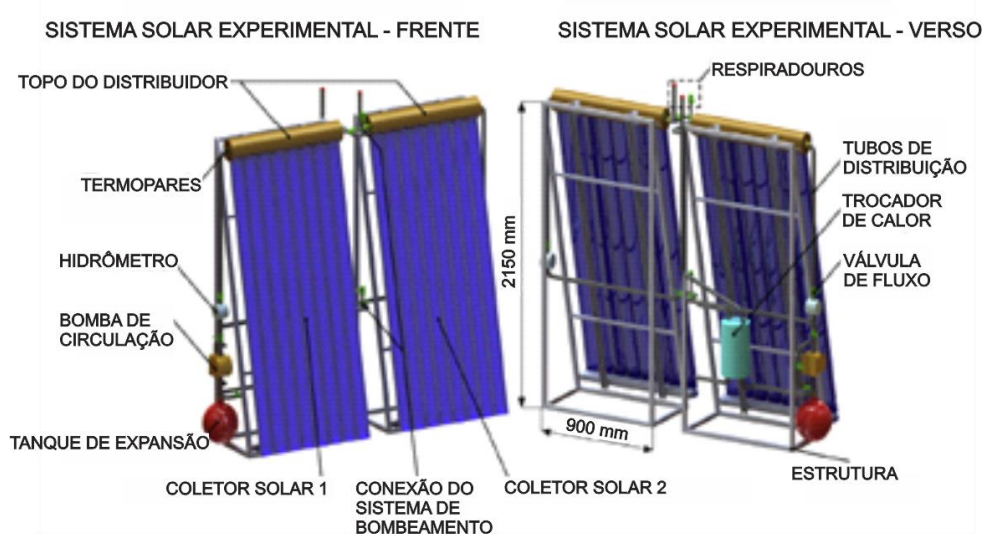


Figura 13: Vistas frontal e posterior dos coletores solares montados para teste.

Fonte: Adaptado de Rybár et al., 2016.

Foram realizados quatro testes sob diferentes condições. O primeiro testou o distribuidor de fluxo além das condições normais de operação. Para tanto, utilizou-se o dobro do fluxo de massa recomendado. Já no segundo teste, mantiveram-se as condições normais de operação para ambos coletores solares. O terceiro teste, por sua vez, avaliou os coletores com metade do fluxo de massa recomendado. Para o último teste, as condições normais de operação foram estabelecidas, porém o mesmo aconteceu sob o céu encoberto de nuvens, ou seja, uma situação crítica de funcionamento foi simulada.

Para a situação crítica, os autores concluíram que o segundo coletor solar assistido por termossifões com um distribuidor composto de uma espuma metálica e blocos de vidro teve um melhor desempenho. No todo, um aumento significativo na energia térmica foi alcançado através do uso da configuração desenvolvida pelos autores.

Jafari et al. (2016) revisaram os estudos teóricos e experimentais mais recentes da área de termossifões assistidos por gravidade. Os autores afirmam que os termossifões podem ser utilizados em uma variedade térmica e de temperaturas maior do que tubos de calor convencionais. Eles apresentam ainda várias aplicações como em indústrias químicas e de petróleo, refrigeração eletrônica, dispositivos de telecomunicação, sistemas de armazenamento de energia e geradores termelétricos, além dos coletores solares.

Jafari et al. (2016) também apresentaram uma comparação entre os coeficientes de transferência de calor obtidos por correlações de Nusselt modificadas e correlações teóricas. Os resultados apresentaram-se dispersos, o que pode ser causado por erros de medição de temperatura ou perdas de calor. Para os dispositivos experimentais, os parâmetros que influenciaram o desempenho desses termossifões são o fluido e razão de preenchimento.

Por fim, Jafari et al. (2016) concluíram que, apesar das vantagens de se utilizar termossifões, eles não foram suficientemente estudados até o momento. Além disso, a adoção de termossifões com sucesso depende não somente da previsão do desempenho térmico, mas também de elementos críticos, como a máxima transferência de calor, e sugeriram mais experimentos e estudos numéricos para melhorar o nível de confiança de previsões.

Ersoz (2016) estudou os diferentes fluidos de trabalho nas análises de energia e exergia utilizando-se de seis coletores solares assistidos por termossifões com diferentes fluidos de preenchimento: hexano, éter, clorofórmio, acetona, metanol e etanol.

Para o experimento, Ersoz (2016) montou seis coletores solares assistidos por termossifões com mesmas características e dimensões, todos para o aquecimento de ar. Todos os termossifões foram preenchidos com 230 mL de fluido de trabalho, sendo um coletor solar

para cada tipo de fluido. O ar a ser aquecido era insuflado e tinha sua velocidade regulada em 2, 3 e 4 m/s. A temperatura de entrada e saída do ar ventilado foi medida com termopares do tipo J e os coletores solares foram montados com um ângulo de inclinação de 25° em relação ao solo, conforme ilustra a Figura 14. Os testes foram rodados na cidade de Usak, Turquia.

Ersoz baseou a sua análise dos termossifões na primeira lei da termodinâmica. Visto que somente o balanço de energia não é suficiente para descrever todo o sistema, a segunda lei da termodinâmica e o balanço de exergia também foram utilizados.



Figura 14: Coletores solares utilizados por Ersoz.

Fonte: Ersoz, 2016.

Ersoz apresentou graficamente as eficiências energética e exergética em função das diferenças de temperaturas de entrada e saída para as três velocidades de vento testadas: 2, 3 e 4 m/s, respectivamente. Para as condições de teste, o autor concluiu que os coletores solares que obtiveram melhores desempenhos foram os que continham acetona e clorofórmio como fluidos de trabalho. Como desafios futuros, o pesquisador sugeriu ampliar o estudo para nanofluidos como líquidos de trabalho, diferentes razões de preenchimento e dimensões dos termossifões bem como diferentes inclinações dos coletores solares em relação ao solo.

Através dessa revisão bibliográfica, foi possível observar a alta aplicabilidade dos coletores solares assistidos por termossifões bem como a grande quantidade de pesquisadores estudando o assunto. Por ser uma tecnologia relativamente nova e pioneira no Brasil, mostraram-se necessários mais estudos a fim de realizar melhorias tanto no desenvolvimento físico dos coletores solares assistidos por termossifões quanto nos modelos matemáticos neles utilizados.

Por fim, o presente trabalho é parte integrante de um projeto de pesquisa financiado pelo Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico (CNPQ) e visa continuar os trabalhos desenvolvidos por Reis e Vicente (2014), Carvalho e Sionek (2015) e Marquardt e Borges (2015).

3. METODOLOGIA EXPERIMENTAL

Os procedimentos realizados para a fabricação dos termossifões utilizados na parte experimental são: usinagem, limpeza, soldagem, evacuação através de uma bomba de vácuo, preenchimento, instrumentação e bancada experimental.

3.1 Usinagem

Os termossifões são compostos por um tubo de cobre, duas tampas feitas em mesmo material para selar as extremidades, sendo uma delas com um furo central por onde será passado um tubo capilar também de cobre. O arranjo é montado conforme mostra a Figura 15. A metodologia utilizada é baseada no trabalho desenvolvido por Borges e Marquart (2015).

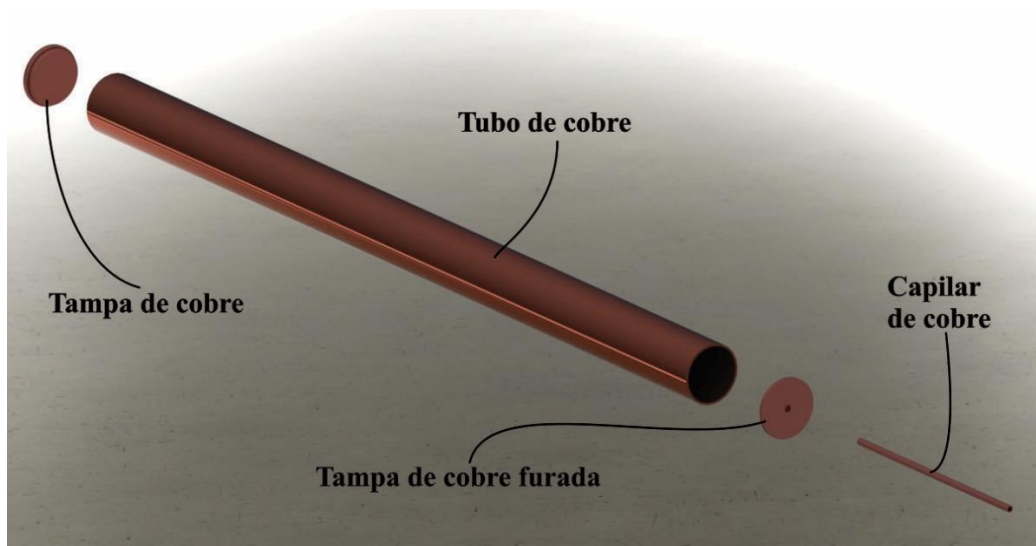


Figura 15: Componentes de um termossifão.

Foram construídos dois termossifões utilizando tubos de cobre de 1,8 metros de comprimento e espessuras de parede de 0,8 mm. Foram escolhidos dois diâmetros externos para os termossifões: um com 12,6 mm e outro com 9,45 mm. O processo de usinagem é relativamente simples: primeiramente os tubos são cortados manualmente com uma serra para materiais metálicos e em seguida são usinados com uma lima para retirar as rebarbas.

As tampas utilizadas foram usinadas a partir de uma barra de cobre de 12,45mm de diâmetro com o auxílio de um torno mecânico (Nardini, 300 III). Após usinadas, uma das tampas foi perfurada utilizando uma broca de 2,38 mm (3/32”) da marca Bosch utilizando uma furadeira de bancada para a passagem do tubo capilar. Ao final, dois tubos capilares com 1,07

mm (0,042”) de diâmetro externo foram cortados com o auxílio de um alicate cortador de tubos capilares.

3.2 Limpeza

As atividades de corte e limagem para remoção de rebarbas deixam partículas de material dentro do tubo que podem prejudicar o funcionamento do termossifão. Logo, objetivando eliminar quaisquer resíduos internos, lavou-se cada uma das peças com álcool etílico (P.A. 99,5%). Posteriormente, preencheu-se um béquer de 500ml com o mesmo álcool e colocou o conjunto do tubo, tampas e capilares em uma cuba ultrassônica da marca *Cristofoli* (SKU 1898) durante 7 minutos. Para assegurar que todo o tubo fosse limpo, repetiu-se a operação invertendo o lado do termossifão por mais 7 minutos.

3.3 Soldagem

De modo a unir a tampa superior e o tubo capilar dos termossifões, foi utilizado um processo de brasagem com estanho, utilizando o ferro de solda da marca Hikari (Power 300). Optou-se por utilizar brasagem uma vez que seriam necessárias manutenções (tal como alteração de quantidade de fluido de preenchimento). Esse processo facilitaria a abertura e fechamento da extremidade com o capilar. O sistema está ilustrado na Figura 16.

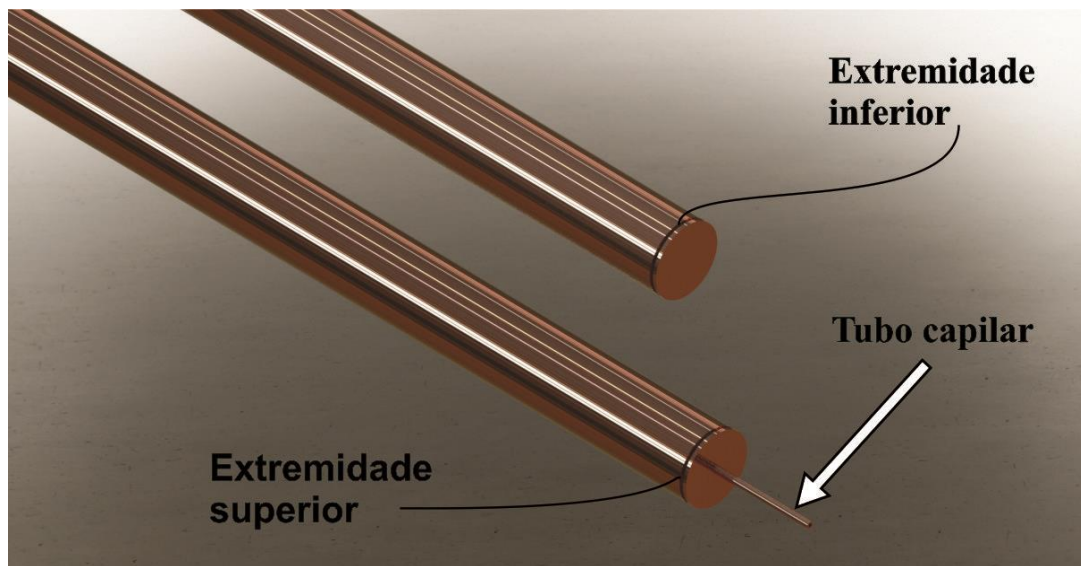


Figura 16: Partes superior e inferior do termossifão. Em destaque, o tubo capilar.

Na parte inferior do termossifão, onde fica localizado o evaporador (região de aquecimento) optou-se por utilizar uma vedação mais resistente ao calor, uma vez que não seriam mais necessárias manutenções nesta parte do termossifão. Assim, fez-se brasagem com

uma liga de Zinco – Cobre, também conhecida como “latão”, para unir a tampa inferior e o tubo, como na Figura 17.



Figura 17: Detalhamento da brasagem com liga de Zn-Cu, realizada na extremidade do evaporador de ambos termossifões.

3.4 Teste de estanqueidade

Para garantir a efetividade da solda, faz-se necessário um teste de estanqueidade antes de realizar o preenchimento para a verificação de possíveis falhas e vazamentos. Para tanto, utilizou-se de uma bomba de deslocamento positivo manual (conhecida como seringa), um recipiente com água, o tubo soldado e uma conexão para ligar o tubo capilar à bomba.

Conectou-se à bomba e mergulhou o conjunto no recipiente com água. O ar foi bombeado para dentro do termossifão com a bomba de deslocamento positivo. Havendo a existência de falhas na solda, bolhas de ar aparecerão na água. Na presença de bolhas, o termossifão seria reprovado, sendo necessário seu desmonte para serem refeitas as etapas de limpeza e brasagem.

3.5 Procedimento de evacuação

Para realizar o procedimento de evacuação, utilizou-se uma bomba de vácuo e uma mangueira flexível de silicone que faz a ligação da bomba com o capilar do termossifão. Realiza-se vácuo dentro do termossifão de modo que sejam removidos todos os gases não

condensáveis. Além disso, como a pressão interna no termossifão após vácuo e preenchimento fica abaixo da pressão atmosférica, o fluido de trabalho entra em ebulição com uma temperatura menor que a atmosférica.

Primeiramente, a mangueira de silicone foi conectada ao capilar do termossifão, aplicando silicone nas extremidades de modo a evitar vazamentos. Assim que o silicone secou, a bomba de vácuo foi ligada para que o processo de evacuação iniciasse. Todo o processo durou em média 1h.

3.6 Preenchimento

Para o preenchimento, foram utilizados uma bureta graduada com capacidade de 100 ml, um fórceps, uma mangueira de silicone conectora e um alicate de pressão. O termossifão evacuado foi acoplado na mangueira de silicone, e esta conectada à bureta. Pinçou-se a mangueira de silicone antes de se permitir a entrada do fluido de trabalho, visando evitar a entrada de bolhas de ar que atrapalhariam o desempenho do termossifão. Cuidadosamente, abriu-se a válvula da bureta e o fórceps simultaneamente, até que o termossifão fosse preenchido com o volume necessário para os testes. O processo de preenchimento foi repetido para cada teste, uma vez que as razões de preenchimento variavam.

3.7 Bancada experimental

Para a realização dos testes do termossifão, utilizou-se uma bancada de testes, composta por: um sistema de aquisição de dados (*Agilent 34970 A* com 20 canais); uma fonte de potência (*Politem POL-16B*); um computador; e um sistema de arrefecimento de convecção forçada à água, todos montados conforme a Figura 18.

3.8 O teste

Os termossifões de cobre foram testados com razões de preenchimento de 60 e 80% em relação ao volume do condensador com água deionizada como fluido de trabalho. Suas respectivas quantidades de líquido estão apresentadas na Tabela 1. Ambos termossifões foram também testados com inclinações de 30°, 45° e 90°.

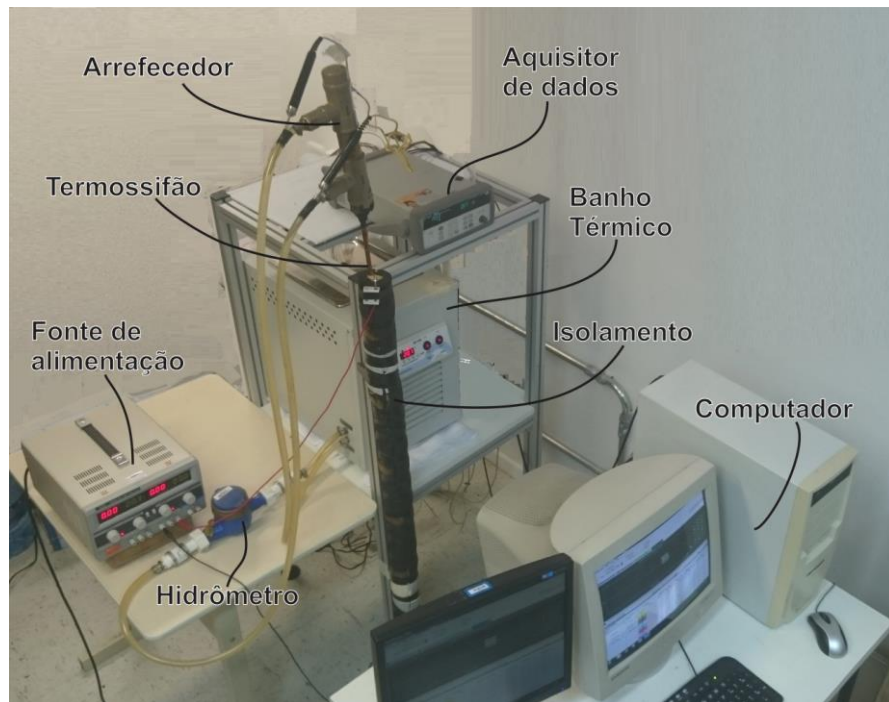


Figura 18: Componentes da bancada experimental.

Tabela 1: Volume de fluido de trabalho para diferentes razões de preenchimento.

		Diâmetro externo	
		12,6 mm	9,45 mm
Razão de preenchimento	60%	79,83 ml	40,65 ml
	80%	106,40 ml	54,21 ml
Comprimento evaporador[m]		1,35	1,35
Comprimento condensador [m]		0,26	0,26
Comprimento da seção adiabática [m]		0,19	0,19
Fluido de trabalho		Água deionizada	Água deionizada

Fonte: Autoria própria.

De modo a simular a irradiação solar, utilizou-se um resistor elétrico do tipo fita metálica (liga de Cromo-Níquel) enrolado no evaporador. As duas pontas da fita foram conectadas a uma fonte de potência que aplicava uma diferença de potencial entre as duas extremidades, proporcionando assim a passagem da corrente. Essa corrente elétrica ao passar pelo resistor gerava uma potência (taxa de transferência de calor) por efeito Joule, sendo transferida para o evaporador, aquecendo o tubo. As potências aplicadas foram estimadas utilizando a lei de Joule, dada pela equação (01), que relaciona a corrente elétrica (i) e a tensão

(V). As potências variavam aplicadas entre 40 a 70 W e tinham o tempo de aplicação de 30 minutos para cada faixa de potência.

$$q = iV \quad (01)$$

A fim de comparar os resultados obtidos com os dois termossifões, levou-se em consideração os mesmos fluxos de calor aplicados nas superfícies dos evaporadores. Os fluxos de calor aplicados foram iguais a 1.310, 1.123, 935,7 e 748,5 W/m². Para a cidade de Curitiba, a incidência solar é de cerca de 1.100 W/m² em média, podendo ser comparada com o segundo fluxo de calor anteriormente citado.

Como sistema de resfriamento na parte superior do termossifão, foi desenvolvido um sistema de arrefecimento por convecção forçada à água, composto banho térmico (Labor SP-152) e um trocador de calor do tipo tubo concêntrico de PVC, os quais mantinham a circulação da água fria pelo condensador. A Figura 19 apresenta o sistema de arrefecimento à água desenvolvido.

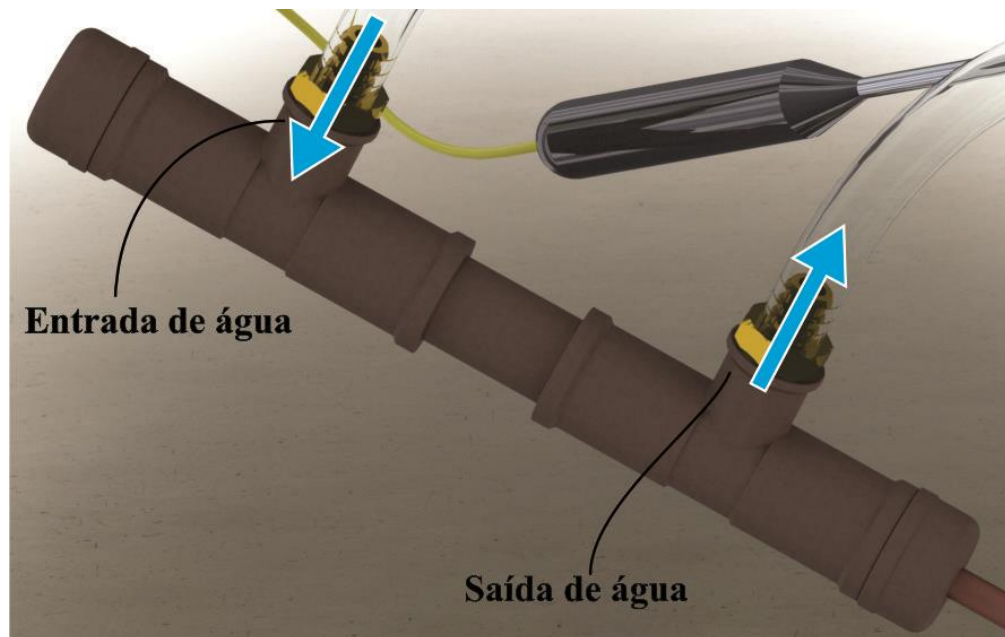


Figura 19: Sistema de arrefecimento desenvolvido. As setas indicam a entrada e saída de água no sistema.

Visando menor perda de calor possível, o evaporador foi protegido por duas camadas de isolamento: uma de lã de vidro e outra de isolamento de polipropileno. As respectivas larguras dos isolamentos encontram-se apresentados na Tabela 2.

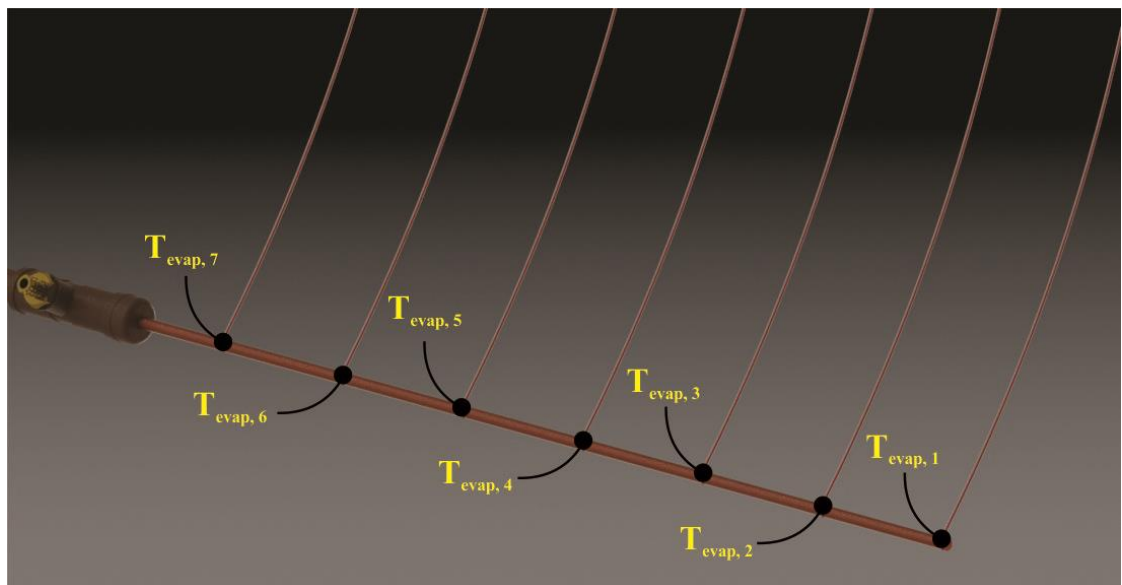
Tabela 2: Espessuras dos isolamentos do evaporador.

Tipo de isolamento	Espessura [mm]
Lã de vidro	20
Polipropileno	35

Fonte: Autoria própria.

O termossifão foi instrumentado com termopares do tipo T (na superfície do termossifão e do isolamento de polipropileno) e do tipo J (na entrada e saída de água do arrefecimento) para avaliar o comportamento das diferentes regiões. O sistema de aquisição de dados transmitia as temperaturas medidas ao computador, que, através de um *software* fornecido pela Agilent (empresa fabricante do sistema de aquisição de dados) armazenava as temperaturas medidas para um determinado tempo.

Foram distribuídos sete termopares ao longo da parede externa do evaporador, que estão esquematicamente apresentados na Figura 20. Os termopares foram fixados na superfície do termossifão com o auxílio de uma fita Kapton (Hikari) que possui alta condutividade térmica e suporta temperaturas de até 260°C.

**Figura 20: Posicionamento dos termopares no evaporador.**

Dois termopares do tipo T foram afixados sendo um na seção adiabática e outro na parede externa do condensador. Dois termopares do tipo J foram posicionados um na entrada e outro na saída do sistema de arrefecimento conforme ilustra esquematicamente a Figura 21.

Outros 7 termopares foram fixados na parede externa do isolamento, esquematicamente apresentados de acordo com a Figura 22.

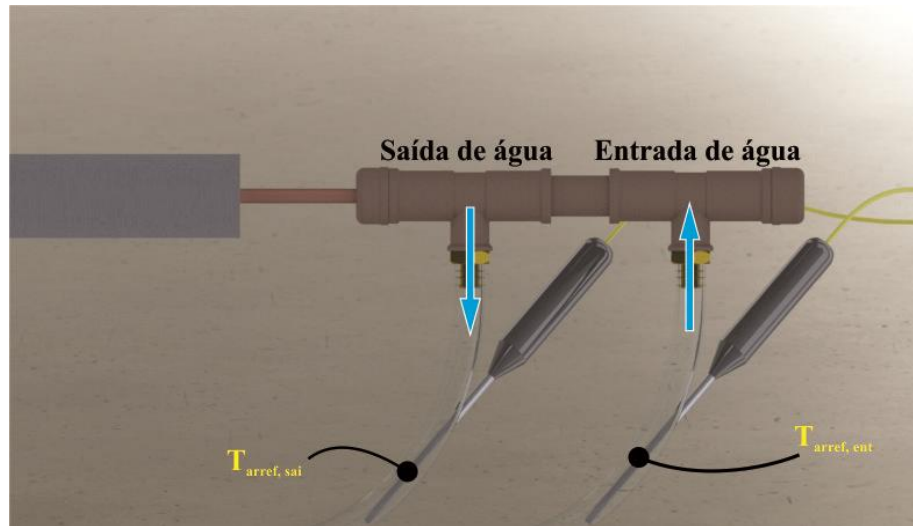


Figura 21: Posicionamento dos termopares de entrada e saída do arrefecedor.

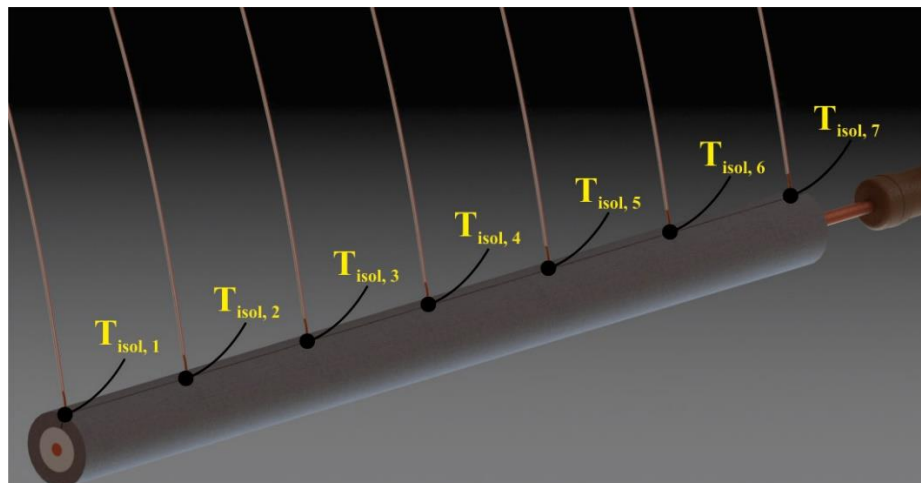


Figura 22: Termopares colocados externamente ao isolamento.

3.9 Incertezas experimentais

Quando se relata o resultado de medição de uma grandeza física deve-se sempre dar alguma indicação quantitativa da qualidade do resultado, de forma que aqueles que o utilizam possam avaliar sua confiabilidade (ISO - GUM, 2008). Como todo tipo de medição tem um erro atrelado, seja técnico ou em relação aos instrumentos usados, é necessário que essa análise seja realizada para possibilitar a correta comparação entre os resultados obtidos com eventuais futuros trabalhos, especialmente quando há especificações e normas que devam ser observadas.

Uma metodologia de análise de incertezas será adotada para garantir a confiabilidade e repetibilidade dos dados experimentais. Detalhes dessa metodologia podem ser encontrados no Apêndice A.

4. MODELAGEM MATEMÁTICA

A modelagem matemática desenvolvida neste capítulo é fundamentada no modelo desenvolvido por Azad (2008), que foi baseado nas seguintes hipóteses iniciais:

- O gradiente de temperatura ao longo do termossifão é desprezado;
- O trocador de calor absorve todo o calor que foi entregue pelo evaporador;
- O coeficiente de transferência de calor entre o coletor e o meio é constante;
- A perda de calor entre o trocador de calor e o meio é desprezada;
- O regime é permanente;
- A área do absorvedor é a mesma do evaporador, visto que a superfície não é aletada.

4.1 Modelagem de um termossifão

A Figura 23 apresenta as localizações das temperaturas no evaporador e condensador do termossifão, além das taxas de transferência de calor de entrada e saída. A taxa de calor que entra no evaporador aquece o fluido de trabalho, que passa da fase líquida para vapor no interior do evaporador. Então, o vapor gerado escoar para o condensador, onde ocorre a retirada de calor do mesmo, o que o faz retornar à fase líquida. Por fim, já na fase líquida, o fluido de trabalho retorna ao evaporador com o auxílio da força gravitacional, reiniciando o ciclo.

A modelagem inicial foi realizada para um único termossifão. A taxa de transferência de calor para o termossifão é a energia transferida do evaporador para o condensador, e é escrita como:

$$q_{T,1} = U_{T,1} A_{T,1} (\bar{T}_{T,1}^e - \bar{T}_{T,1}^c) \quad (02)$$

onde: $U_{T,1}$ é o coeficiente de transferência de calor global, $A_{T,1}$ é a área de transferência de calor total do termossifão, $\bar{T}_{T,1}^e$ é a temperatura média da parede do evaporador e $\bar{T}_{T,1}^c$ é a temperatura média da parede do condensador.

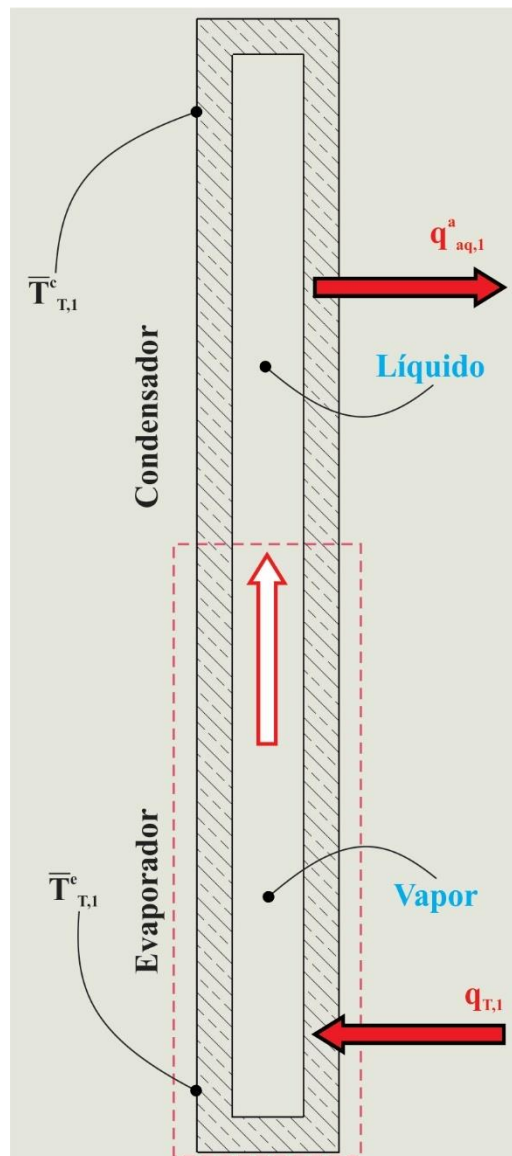


Figura 23: Localização das temperaturas no termostato.

A temperatura média do evaporador é dada pela média aritmética de todas as temperaturas obtidas pelos termopares ao longo do comprimento do evaporador, assim como a temperatura média do condensador é calculada pela média aritmética de todas as temperaturas dos termopares ao longo do comprimento do condensador.

O coeficiente de transferência de calor global é obtido a partir da seguinte relação:

$$\frac{1}{U_{T,1}A_{T,1}} = R_T^{total} \quad (03)$$

onde: R_T^{total} é a resistência térmica total do termostato.

A resistência térmica total do termossifão é obtida a partir das resistências térmicas individuais dos elementos que contribuem para as quedas de temperatura. Elas estão apresentadas esquematicamente na Figura 24.

A Tabela 3 apresenta as resistências térmicas do termossifão por elemento.

Tabela 3: Resistências térmicas dos elementos.

Resistência [K/W]	Elemento
1	Parede do evaporador
2	Interna do evaporador
3	Longitudinal interna do termossifão
4	Interna do condensador
5	Parede do condensador
6	Longitudinal da parede do termossifão

Fonte: autoria própria.

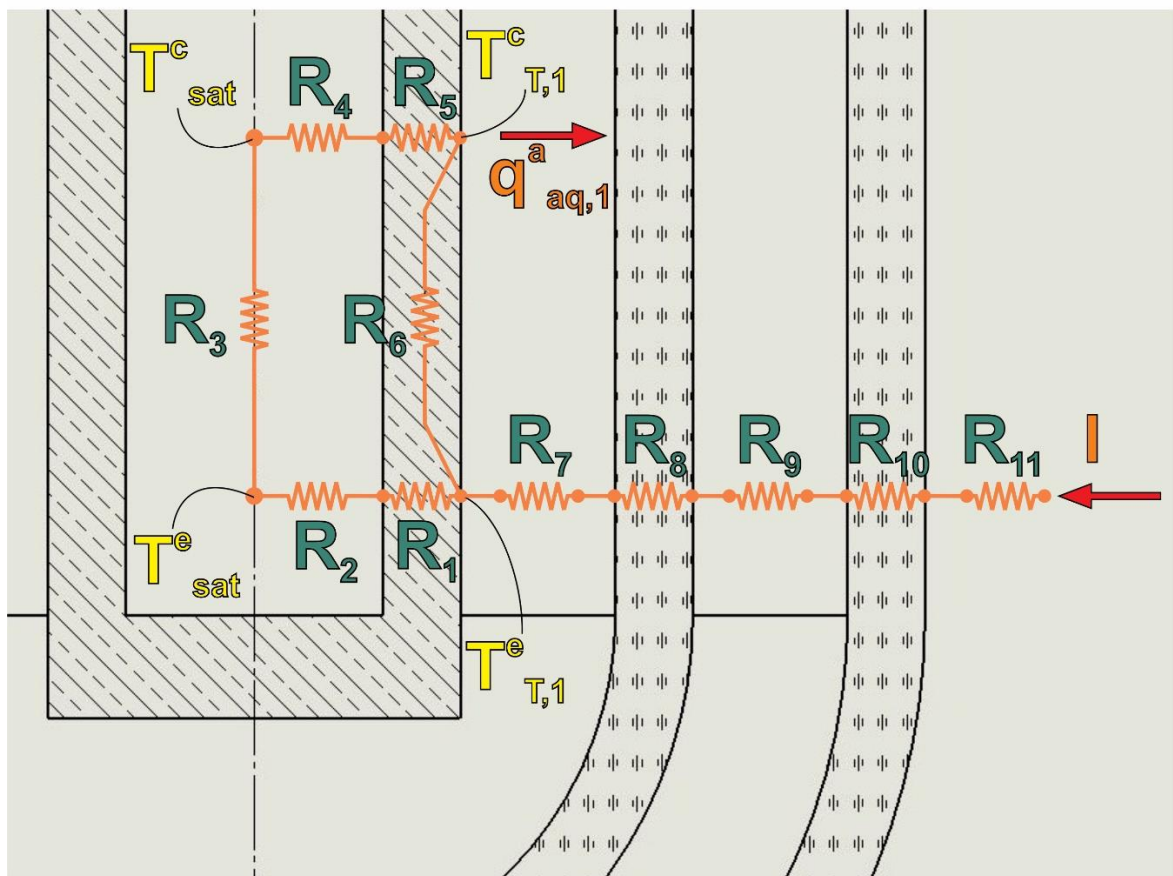


Figura 24: Resistências térmicas do termossifão.

As resistências térmicas de 1 a 5 estão em série, portanto a resistência térmica equivalente é obtida pela soma de todas. Enquanto, a resistência térmica equivalente de 1 a 5 está em paralelo com a resistência térmica 6. Logo, a resistência térmica total do termossifão é dada por:

$$R_{T,1}^{total} = \left[\frac{1}{R_1 + R_2 + R_3 + R_4 + R_5} + \frac{1}{R_6} \right]^{-1} \quad (04)$$

A resistência térmica 1 refere-se a espessura da parede do termossifão e é obtida a partir da seguinte equação, segundo Incropera et. al (2014):

$$R_1 = \frac{\ln(d_e/d_i)}{2\pi k_p L_e} \quad (05)$$

onde: d_e é o diâmetro externo da parede do termossifão, d_i é o diâmetro interno da parede do termossifão, k_p é a condutividade térmica da parede do termossifão e L_e é o comprimento do evaporador.

De acordo com Mantelli (2013), a resistência térmica 2 está associada ao processo de evaporação no interior do termossifão, e é dada pela equação (06). Essa resistência é dividida em duas parcelas, uma referente à ebulição em piscina, e a outra referente à ebulição em película de líquido. Elas são dadas pelas equações (07) e (10), respectivamente.

$$R_2 = R_{2p}r + R_{2f}(1-r) \quad (06)$$

onde: R_{2p} é a resistência térmica associada à ebulição em piscina, r é a razão de preenchimento do termossifão e R_{2f} é a resistência térmica associada à ebulição em película do líquido.

$$R_{2p} = \frac{1}{g^{0,2} \phi q_{T,1}^{0,4} (\pi d_i L_{ef})^{0,6}} \quad (07)$$

onde: ϕ , equação (11), e L_{ef} , equação (12), são dados por:

$$\phi = \frac{\rho_1^{0,65} k_{trab}^{0,3} c_{p,trab}^{0,7}}{\rho_v^{0,25} h_{lv}^{0,4} \mu_1^{0,1}} \left(\frac{P_v}{P_{atm}} \right)^{0,23} \quad (08)$$

$$L_{ef} = L_a + 0,5(L_e + L_c) \quad (09)$$

onde: g é a aceleração da gravidade, ρ_l é a massa específica do fluido de preenchimento, ρ_v é a densidade do vapor, k_{trab} é a condutividade térmica do fluido de trabalho, $c_{p, trab}$ é o calor específico do fluido de trabalho, h_{lv} é o calor de vaporização do fluido de trabalho, μ_l é a viscosidade dinâmica do fluido de trabalho, p_v é a pressão de vapor do fluido de trabalho, p_{atm} é a pressão atmosférica do fluido de trabalho e L_a é o comprimento da região adiabática. A resistência térmica referente ao filme líquido é dada por:

$$R_{2f} = \frac{0,345q_{T,1}^{1/3}}{d_{int}^{4/3} g^{1/3} L_{ef} \psi^{4/3}} \quad (10)$$

onde: ψ é dado por:

$$\psi = \left(\frac{h_{lv} k_{preen}^3 \rho_l^2}{\mu_l} \right)^{1/4} \quad (11)$$

A resistência térmica 3 é referente ao fluxo interno longitudinal do termosifão e, segundo Incropera et al. (2014), é obtida por:

$$R_3 = \frac{T_v (p_{ve} - p_{vc})}{h_{lv} \rho_v q_{T,1}} \quad (12)$$

onde: T_v é a temperatura de vapor do fluido de trabalho, p_{ve} é a pressão de vapor do fluido de trabalho na região do evaporador, p_{vc} é a pressão de vapor do fluido de trabalho na região do condensador.

A resistência térmica 4, também segundo Incropera et. al (2014), refere-se ao filme líquido no interior do condensador e é dada por:

$$R_4 = \frac{1}{h_c \pi d_i L_c} \quad (13)$$

onde: h_c é o coeficiente de transferência de calor do condensador, L_c é o comprimento do condensador. h_c é obtido a partir da correlação de Groll e Rösler (1992):

$$R_4 = \frac{0,345q^{1/3}}{d_{int}^{4/3} g^{1/3} L_c \psi^{4/3}} \quad (14)$$

A resistência térmica 5 refere-se a espessura da parede do condensador e, segundo Incropera et al. (2014), é dada por:

$$R_5 = \frac{\ln(d_e/d_i)}{2\pi k_p L_c} \quad (15)$$

Por fim, a resistência térmica 6 refere-se à direção axial da parede do termossifão, também segundo Incropera et al. (2014).

$$R_6 = \frac{L_{ef}}{A_T^{parede} k_p} \quad (16)$$

onde: A_T^{parede} área da sessão transversal do tubo e k_p é a condutividade térmica do material da parede do termossifão.

A água a ser aquecida entra no trocador de calor. A taxa de calor provida pela condensação do fluido de trabalho no interior do termossifão é transferida pela parede do condensador para a água, conforme ilustra a Figura 25. A água sai do trocador de calor com uma nova temperatura, superior à de entrada.

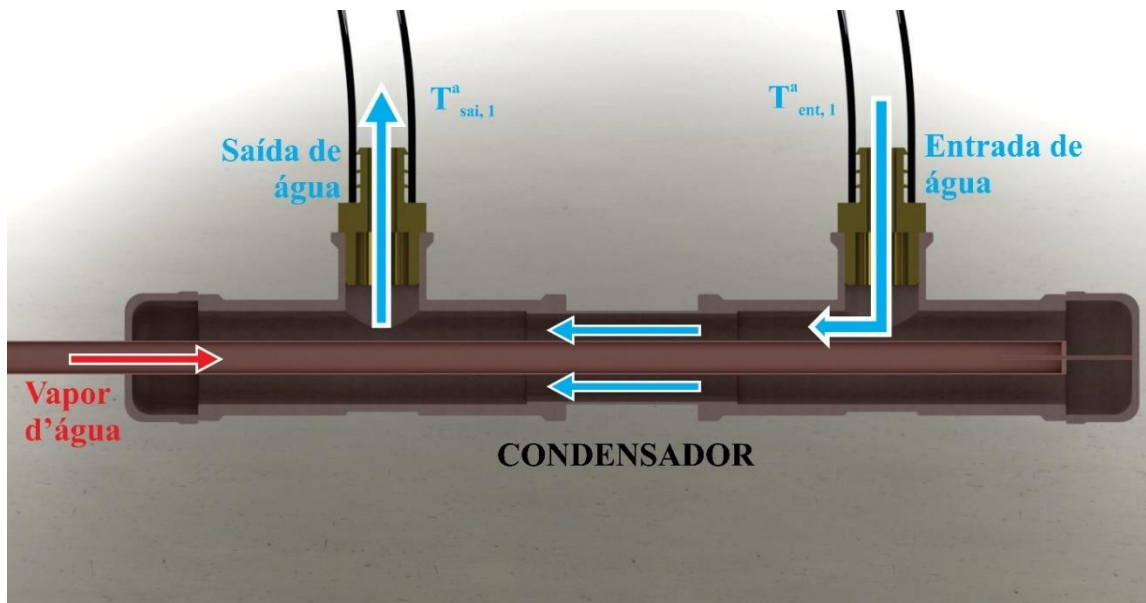


Figura 25: Fluxo da água no trocador de calor.

Foi assumido no modelo de Azad (2008) que a taxa de transferência de calor entre o termossifão e a água a ser aquecida pode ser expressa como:

$$q_T = q_{aq, l}^a \quad (17)$$

A taxa de transferência de calor para água a ser aquecida é estimada levando em consideração o coeficiente global de transferência de calor:

$$q_{aq,1}^a = U_{aq,1}^a A_{T,1}^c (\bar{T}_{T,1}^c - \bar{T}_1^a) \quad (18)$$

onde: $U_{aq,1}^a$ é o coeficiente global de transferência de calor da água, $A_{T,1}^c$ é a área total de transferência de calor do condensador, $\bar{T}_{T,1}^c$ é a temperatura média da parede do condensador do termosifão e \bar{T}_1^a é a temperatura média da água. A temperatura média da água no interior do trocador de calor é dada por:

$$\bar{T}_1^a = (T_{ent,1}^a + T_{sai,1}^a) / 2 \quad (19)$$

onde: $T_{ent,1}^a$ é a temperatura de entrada da água no trocador de calor, $T_{sai,1}^a$ é a temperatura de saída da água no trocador de calor.

Desprezando o calor perdido para o ambiente através da superfície do trocador de calor, o coeficiente global de transferência de calor da água a ser aquecida foi estimado da seguinte forma:

$$\frac{1}{U_{aq,1}^a A_{T,1}^c} = \frac{1}{\bar{h}_{aq,1}^a A_{T,1}^c} \quad (20)$$

onde: $\bar{h}_{aq,1}^a$ é o coeficiente de transferência de calor médio da água.

Rearranjando a equação (20), obtém-se:

$$U_{aq,1}^a = \bar{h}_{aq,1}^a \quad (21)$$

O coeficiente de transferência de calor médio da água é encontrado a partir da definição do número de Nusselt:

$$\overline{Nu}_D^a = \frac{\bar{h}_{aq,1}^a}{k_a} D_h \quad (22)$$

onde: D_h é o diâmetro hidráulico do trocador de calor, k_a é a condutividade térmica da água. O diâmetro hidráulico é expresso por:

$$D_h = D_{ext}^{TC} - D_{int}^{TC} \quad (23)$$

onde: D_{ext}^{TC} é o diâmetro externo do trocador de calor e D_{int}^{TC} é o diâmetro interno do trocador de calor.

Para que o coeficiente de transferência de calor médio da água seja obtido, faz-se necessário utilizar uma correlação de Nusselt. Entretanto, para a seleção da correlação, depende-se do número de Reynolds:

$$Re_{D_h} = \frac{4\dot{m}_a D_h}{\pi\mu_a \left[\left(D_{ext}^{TC} \right)^2 - \left(D_{ext}^c \right)^2 \right]} \quad (24)$$

onde: \dot{m}_a é a vazão mássica de água, μ_a é a viscosidade dinâmica da água e D_{ext}^c é o diâmetro externo do condensador.

Logo, a correlação de Nusselt será selecionada, a depender do número de Reynolds, entre laminar e turbulenta. Segundo Incropera et al. (2014), para escoamento interno em tubos circulares com temperatura uniforme na superfície e condições laminares plenamente desenvolvidas, a correlação é:

$$Nu_{D_h} = 3,66 \quad (25a)$$

Para o caso do termossifão, como o escoamento é anular, o número de Nusselt é aproximado para o escoamento interno em tubos circulares. Caso o escoamento seja turbulento plenamente desenvolvido em tubos circulares lisos, sob diferenças de temperaturas moderadas, ainda de acordo com Incropera et al. (2014), a correlação de Dittus-Boelter pode ser utilizada:

$$Nu_{D_h} = 0,023 Re_D^{4/5} Pr^n \quad (25b)$$

onde: Pr é o número de Prandtl do fluido e n é igual a 0,4 para o aquecimento, quando a temperatura superficial é maior do que a temperatura média, e 0,3 para o resfriamento.

Combinando as equações (02) e (18), obtém-se:

$$U_{T,1} A_{T,1} (\bar{T}_{T,1}^e - \bar{T}_{T,1}^c) = U_{aq}^a A_T (\bar{T}_{T,1}^c - \bar{T}_1^a) \quad (26)$$

Rearranjando, tem-se:

$$\bar{T}_{T,1}^c - \bar{T}_1^a = \left(\frac{U_{T,1} A_{T,1}}{U_{aq,1}^a A_{T,1}^c} \right) (\bar{T}_{T,1}^e - \bar{T}_{T,1}^c) \quad (27)$$

Definiu-se, então, uma variável P , referente ao termossifão 1:

$$P_1 = \left(\frac{U_{T,1} A_{T,1}}{U_{aq,1}^a A_{T,1}^c} \right) \quad (28)$$

Substituindo P_1 na equação (26), e colocando $\bar{T}_{T,1}^c$ em evidência, tem-se:

$$\bar{T}_{T,1}^c (1 + P_1) = \bar{T}_1^a + P_1 \bar{T}_{T,1}^e \quad (29)$$

Por fim, isolando-se a temperatura da parede do condensador do termossifão 1 ($T_{T,1}^c$), obtém-se:

$$\bar{T}_{T,1}^c = \frac{\bar{T}_1^a + P_1 \bar{T}_{T,1}^e}{1 + P_1} \quad (30)$$

A energia necessária para que ocorra o aumento de temperatura no interior do termossifão, e conseqüentemente a mudança de fase do fluido de trabalho, é obtida através da irradiação solar. A Figura 26 mostra esquematicamente a incidência de irradiação no absorvedor do coletor solar (tubo de vidro). Parte dessa energia é transferida para a região do evaporador do termossifão e parte é perdida para o ambiente através da transferência e calor por convecção.

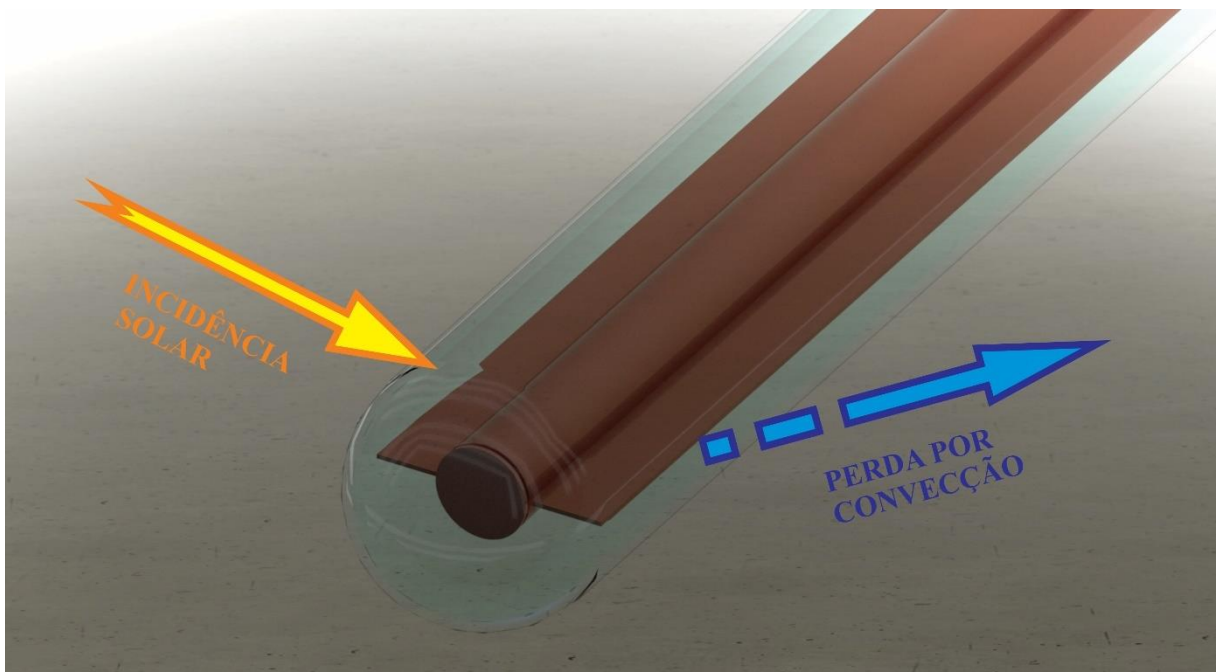


Figura 26: Irradiação solar no absorvedor do termossifão.

A energia útil é a diferença entre a energia cedida pelo sol que incide sobre a área do coletor e as perdas para o meio, e é dada por:

$$q_{u,1} = A_1^{ab} \left[F' I (\tau\alpha) - U_1^{ab} (\bar{T}_{T,1}^e - T_{amb}) \right] \quad (31)$$

onde: A_1^{ab} é a área total do absorvedor do termossifão 1, F' é um fator de eficiência do coletor, I é a irradiação, $\tau\alpha$ é o produto da transmissividade-absortividade, U_1^{ab} é o coeficiente de transferência de calor global do absorvedor e T_{amb} é a temperatura do meio.

O termossifão é envolvido por dois tubos de vidro. O coeficiente de transferência global do absorvedor U_1^{ab} pode ser estimado, assim como para o termossifão, pela soma das resistências térmicas individuais referentes às camadas do absorvedor. A representação esquemática das resistências térmicas também pode ser observada na Figura 24. Portanto, a resistência térmica total do absorvedor pode ser expressa por:

$$R_{ab}^{total} = R_7 + R_8 + R_9 + R_{10} + R_{11} \quad (32)$$

A Tabela 4 apresenta as resistências térmicas do absorvedor de acordo com cada elemento, onde R_7 é a resistência térmica entre a parede do tubo de cobre e a camada de vidro interna, R_8 é a resistência térmica referente à camada de vidro interna, R_9 é resistência térmica entre as camadas de vidro interna e externa, R_{10} é a resistência térmica da camada de vidro externa e R_{11} é a resistência térmica entre a camada de vidro externa e o ambiente:

Tabela 4: Resistências térmicas do absorvedor.

Resistência	Elemento
R_7	Entre parede do tubo de cobre e camada de vidro interna
R_8	Camada de vidro interna
R_9	Entre camadas de vidro interna e externa
R_{10}	Camada de vidro externa
R_{11}	Entre camada de vidro externa e ambiente

Fonte: autoria própria.

A primeira resistência térmica, entre a parede do tubo de cobre e a camada de vidro interna, é devida a convecção do ar nesta camada, e, segundo Incropera et al. (2014), é dada por:

$$R_7 = \frac{1}{\bar{h}_{ar} \left(\frac{A_{T,1} + A_{vi}}{2} \right)} + \frac{\frac{1 - \varepsilon_{ts}}{\varepsilon_{ts} A_{T,1}} + \frac{1}{A_{T,1} F_{ts-vi}} + \frac{1 - \varepsilon_{vi}}{\varepsilon_{vi} A_{vi}}}{\sigma (T_{T,1} + T_{vi})(T_{T,1}^2 + T_{vi}^2)} \quad (33)$$

onde: \bar{h}_{ar} é o coeficiente de transferência de calor do ar, A_{vi} é a área da camada interna de vidro, ε_{ts} é a emissividade do termossifão, F_{ts-vi} é o fator de forma entre o termossifão e o tubo interno de vidro, ε_{vi} é a emissividade referente ao tubo interno de vidro, σ é a constante de Stefan Boltzman e T_{vi} é a temperatura superficial do tubo interno de vidro.

O coeficiente de transferência de calor médio do ar entre o termossifão e o primeiro tubo de vidro do absorvedor é obtido a partir da equação de Nusselt:

$$\overline{Nu}_D^{ab} = \frac{h_{ar} d_{ext}^e}{k_{ar}} \quad (34)$$

onde: k_{ar} é a condutividade térmica do ar.

A correlação de Nusselt para convecção natural, de acordo com Churchill e Chu (1975), para a faixa de número de Rayleigh inferior a 10^{12} é:

$$\overline{Nu}_D^{ab} = \left\{ 0,60 + \frac{0,387 Ra^{1/6}}{\left[1 + \left(\frac{0,559}{Pr} \right)^{9/16} \right]^{8/27}} \right\}^2 \quad (35)$$

onde: Ra é o número de Rayleigh.

Segundo Incropera et al. (2014), o número de Rayleigh, equação (36), o coeficiente de dilatação volumétrica, equação (37) e a temperatura de filme, equação (38), são dados respectivamente por:

$$Ra = \frac{g \beta (\bar{T}_{T,1}^e - T_{amb}) d_{ext}^3}{\alpha \nu} \quad (36)$$

$$\beta = \frac{1}{T_f} \quad (37)$$

$$T_f = \frac{(\bar{T}_{T,1}^e - T_{amb})}{2} \quad (38)$$

A resistência térmica referente à camada de vidro interna do absorvedor, segundo Incropera et al. (2014), é dada por:

$$R_8 = \frac{t_{vi}}{k_{vi}A_{vi}} \quad (39)$$

onde: t_{vi} é a espessura da camada de vidro interna e k_{vi} é a condutividade térmica da camada de vidro interna.

A resistência térmica entre a camada de vidro interna e a camada de vidro externa do absorvedor, segundo Incropera et al. (2014), é dada por:

$$R_9 = \frac{\frac{1 - \varepsilon_{vi}}{\varepsilon_{vi}A_{vi}} + \frac{1}{A_{vi}F_{vi-vo}} + \frac{1 - \varepsilon_{vo}}{\varepsilon_{vo}A_{vo}}}{\sigma(T_{vi} + T_{vo})(T_{vi}^2 + T_{vo}^2)} \quad (40)$$

onde: F_{vi-vo} é o fator de forma entre a camada de vidro interna e a camada de vidro externa, ε_{vo} é a emissividade da camada de vidro externa, A_{vo} é a área da camada de vidro externa, e T_{vo} é a temperatura superficial da camada de vidro externa.

A resistência térmica referente à camada de vidro externa do absorvedor, segundo Incropera et al. (2014), é dada por:

$$R_{10} = \frac{t_{vo}}{k_{vo}A_{vo}} \quad (41)$$

onde: t_{vo} é a espessura da camada de vidro externa e k_{vo} é a condutividade térmica da camada de vidro externa.

A resistência térmica entre a camada de vidro externa e o ambiente, segundo Incropera et al. (2014), é dada por:

$$R_{11} = \frac{1}{A_{vo}} \left(\frac{1}{\bar{h}_{amb}} + \frac{1}{\sigma\varepsilon_{vo}(T_{vo} + T_{amb})(T_{vo}^2 + T_{amb}^2)} \right) \quad (42)$$

onde: \bar{h}_{amb} é o coeficiente de transferência de calor do ambiente.

O coeficiente de transferência de calor do ambiente pode ser obtido pela correlação de Nusselt:

$$Nu_{amb} = \frac{\bar{h}_{amb} d_{vo}^e}{k_{amb}} \quad (43)$$

onde: d_{vo}^e é o diâmetro externo da camada de vidro externa e k_{amb} é a condutividade térmica do ar no ambiente.

Para a condição de escoamento turbulento na parte externa, de acordo com Incropera et al. (2014), é possível obter o valor de Nusselt a partir da correlação proposta por Zukauskas:

$$Nu_{amb} = C Re_D^m Pr^n \left(\frac{Pr}{Pr_s} \right)^{1/4} \quad (44)$$

onde: C, m são constantes que dependem do número de Reynolds, n é uma constante que depende de Prandtl, Re_D é o número de Reynolds e Pr_s é o valor de Prandtl avaliado na superfície da camada de vidro externa. Essa correlação é válida para valores de Prandtl entre 0,7 e 500, e para valores de Reynolds entre 1 e 10^6 .

Visto que toda a radiação que chega no absorvedor entra na camada de vidro externa, e a radiação da camada de vidro externa chega à camada de vidro interna, os fatores de forma F_{ts-vi} e F_{vi-vo} são iguais a 1.

O coeficiente global de transferência de calor no absorvedor é dado, portanto, pela soma de todas as resistências individuais:

$$\frac{1}{A_1^{ab} U_1^{ab}} = \frac{1}{R_7 + R_8 + R_9 + R_{10} + R_{11}} \quad (45)$$

Aplicando-se a equação da conservação de energia para a água no interior do trocador de calor, obtém-se:

$$q_{u_1} = \dot{m}_a c_{p_a} (T_{sai,1}^a - T_{ent,1}^a) \quad (46)$$

onde: c_{p_a} é o calor específico da água, $T_{sai,1}^a$ é a temperatura de saída da água do trocador de calor e $T_{ent,1}^a$ é a temperatura de entrada da água no trocador de calor.

Combinando-se as equações (31) e (46):

$$F' A_1^{ab} U_1^{ab} \left[\frac{I(\tau\alpha)}{U_1^{ab}} - (\bar{T}_{T,1}^e - T_{amb}) \right] = \dot{m}_a c_{p_a} (T_{sai,1}^a - T_{ent,1}^a) \quad (47)$$

Rearranjando-se a equação (47), obtém-se uma expressão para a temperatura da parede do evaporador do termosifão 1, $\bar{T}_{T,1}^e$:

$$\bar{T}_{T,1}^e = T_{amb} + \frac{I(\tau\alpha)}{U_1^{ab}} - \frac{(T_{sai,1}^a - T_{ent,1}^a) \dot{m}_a c_{p_a}}{F' A_1^{ab} U_1^{ab}} \quad (48)$$

Para a obtenção da taxa de transferência de calor, é possível utilizar o método da efetividade-NUT para trocadores de calor, segundo Incropera et. al (2014). O número de unidade de transferência é um parâmetro adimensional, e as relações entre a efetividade e o NUT podem ser obtidas analiticamente para todos os tipos de trocadores de calor. Considerando-se que o trocador de calor é um casco e tubo, a taxa de transferência de calor pode ser calculada por:

$$NUT = \frac{UA}{C_{\min}} \quad (49)$$

onde: U é o coeficiente de transferência de calor global do trocador de calor, A é a área pela qual ocorre transferência de calor e C_{\min} é a capacidade calorífica mínima do processo. Adaptando-se a equação (49) ao problema em estudo, metodologia desenvolvida por Azad (2008), obtém-se a seguinte expressão:

$$NUT_{T,1} = \frac{F' A_1^{ab} U_1^{ab}}{\dot{m}_a c_{p_a}} \quad (50)$$

Substituindo (50) em (47) e rearranjando, obtém-se:

$$\bar{T}_{T,1}^e = T_{amb} + \frac{I(\tau\alpha)}{U_1^{ab}} - \frac{(T_{sai,1}^a - T_{ent,1}^a)}{NUT_{T,1}} \quad (51)$$

Para situações especiais que envolvem mudança de fase, o $C_r = C_{\min}/C_{\max}$ é igual a zero, pois C_{\max} , relacionado à mudança de fase, é muito maior do que C_{\min} . Portanto, segundo

Incropera et al. (2014), é possível estimar a efetividade do condensador através da seguinte expressão:

$$\varepsilon_1 = 1 - \exp(-NUT_{c,1}) \quad (52)$$

onde: ε_1 é a eficiência térmica do condensador e $NUT_{c,1}$ é dado por:

$$NUT_{c,1} = \frac{U_{aq,1}^a A_{T,1}^c}{\dot{m}_a c_{p_a}} \quad (53)$$

A efetividade é definida como a razão entre a taxa de transferência de calor real e a taxa de transferência de calor máxima possível no trocador de calor, e é dada por:

$$\varepsilon_1 = \frac{q_{real}}{q_{m\acute{a}x}} \quad (54)$$

onde: q_{real} é a taxa de transferência de calor real transferida para a água no condensador e $q_{m\acute{a}x}$ é a taxa de transferência de calor máxima que pode ser transferida para a água no condensador.

Na região do condensador ocorre mudança de fase na parte interna e escoamento externo da água a ser aquecida. O escoamento com mudança de fase é chamado de fluido quente, enquanto que a água na parte externa é chamada de fluido frio. Devido a mudança de fase a capacidade calorífica do fluido quente é muito maior do que a do fluido frio. Logo, a capacidade calorífica mínima é mesma da água a ser aquecida. Portanto, tem-se que:

$$\varepsilon_1 = \frac{\dot{m}_a c_{p_a} (T_{sai,1}^a - T_{ent,1}^a)}{\dot{c}_{\min} (\bar{T}_{T,1}^c - T_{ent,1}^a)} = \left(\frac{T_{sai,1}^a - T_{ent,1}^a}{\bar{T}_{T,1}^c - T_{ent,1}^a} \right) \quad (55)$$

Rearranjando a equação (58), tem-se que:

$$T_{sai,1}^a = T_{ent,1}^a + \varepsilon_1 (\bar{T}_{T,1}^c - T_{ent,1}^a) \quad (56)$$

Por fim, a temperatura de saída da água do trocador de calor é obtida pela substituição da equação (51) na equação (56):

$$T_{sai,1}^a = T_{ent,1}^a + \varepsilon_1 \left(\frac{\bar{T}_1^a + P_1 \bar{T}_{T,1}^e}{1 + P_1} - T_{ent,1}^a \right) \quad (57)$$

Uma vez sabendo a temperatura de entrada da água, a vazão mássica da água do trocador, a temperatura média do evaporador, calcula-se o P_1 através da equação (28). Em

seguida, calcula-se a efetividade do trocador de calor ε_1 através da equação (52), para, por fim, determinar a temperatura de saída da água do trocador de calor do termossifão 1. Essa temperatura será utilizada como entrada no trocador de calor do termossifão 2 e, assim sucessivamente para os demais.

A obtenção da temperatura final de uma matriz de termossifões é obtida considerando-se que a temperatura de saída da água de um tubo é a temperatura de entrada no tubo seguinte. A Figura 27 ilustra esquematicamente um arranjo de matriz de termossifões, enquanto a Figura 28 ilustra a sequência de temperaturas na matriz.

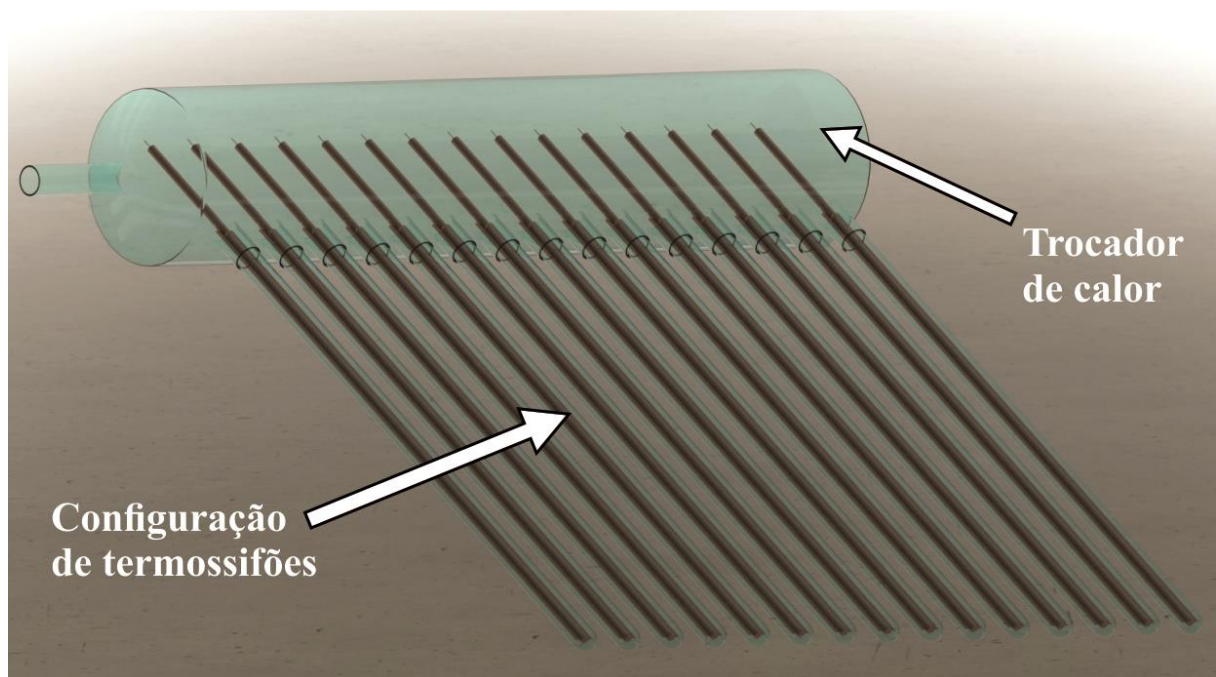


Figura 27: Arranjo da matriz de termossifões.

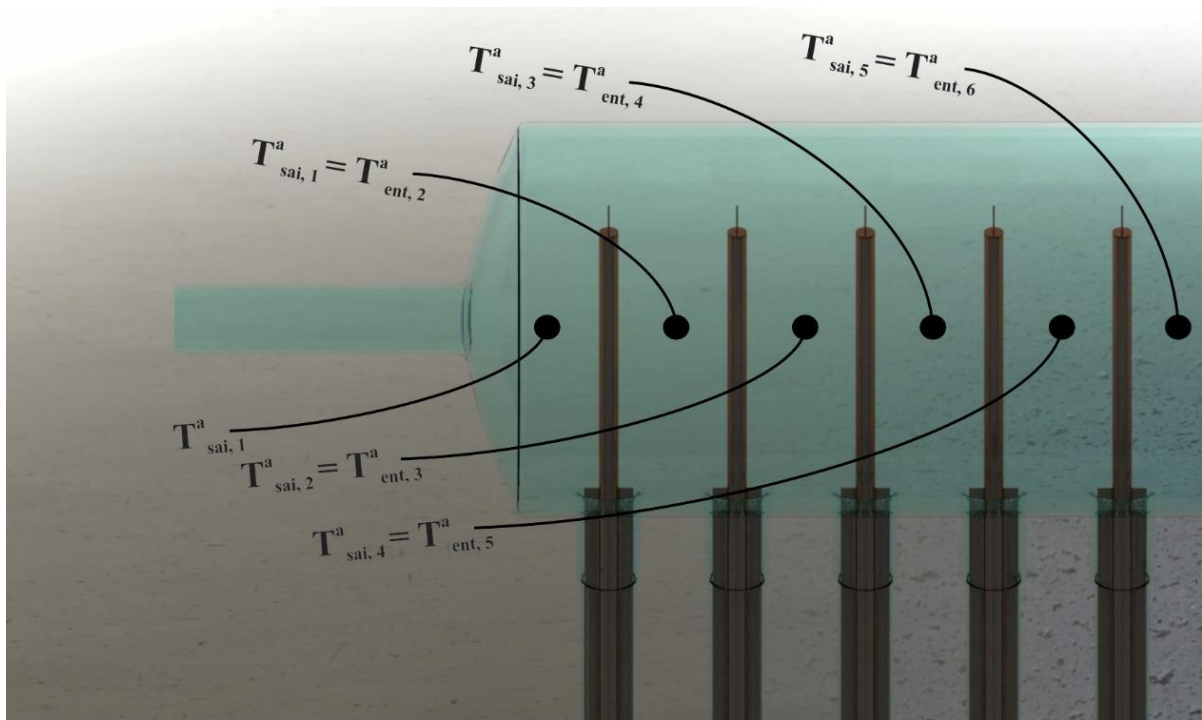


Figura 28: Sequenciamento de temperaturas na matriz.

Por fim, a equação (60), reescrita para n termosifões, é:

$$T_{sai,n}^a = T_{ent,n}^a + \varepsilon_n \left(\frac{\bar{T}_n^a + P_n \bar{T}_{T,n}^e}{1 + P_n} - T_{sai,n-1}^a \right) \quad (58)$$

O desenvolvimento do modelo permite que a temperatura de saída da água seja estimada a partir de dados de entrada conhecidos, como a temperatura do meio ambiente, temperatura de entrada da água no trocador de calor e irradiação do local. Além disso, é possível variar os parâmetros construtivos do termosifão, para simular diferentes configurações, resultando no melhor número de tubos para a construção do coletor solar.

5. RESULTADOS

Neste capítulo são apresentados os resultados dos testes realizados em laboratório com o termossifão em diferentes configurações de razão de preenchimento, irradiação e inclinação. Após isso, os resultados da implementação do modelo matemático no *software EES* são apresentados.

5.1 Resultados experimentais

Foram realizados diversos testes para diferentes configurações do sistema. Para ambas razões de preenchimento (60% e 80%), os termossifões foram testados por três vezes em cada angulação: 30°, 45° e 90° de inclinação com relação à horizontal. Todos os testes iniciaram-se com a aplicação de um fluxo de calor de 1.871 W/m² para que o fluido começasse a evaporar dentro de um menor tempo. Em seguida, o fluxo de calor foi alterado para 1.310 W/m², sendo assim modificado para valores menores de 1.123, 934,7 e 748,5 W/m², sendo que cada um dos fluxos foi aplicado durante 30 minutos.

Para o primeiro teste, com ambos termossifões com uma razão de preenchimento de 60% e testados em uma inclinação de 30°, pode-se perceber que o termossifão com diâmetro de 9,4 mm é o que tem uma maior instabilidade de temperaturas, conforme mostra a Figura 29. Acompanhando o termopar fixado na parede externa da região adiabática, T_{adb} , pode-se perceber que para o termossifão com 12,6 mm de diâmetro externo, as temperaturas medidas não mantêm um patamar de valores. Tal instabilidade pode ser justificada devido à pouca quantidade de fluido de trabalho, que acaba mudando de fase mais rapidamente. As temperaturas medidas no evaporador para o termossifão de 9,4 mm de diâmetro externo, mostrado na Figura 30, apresentaram-se numa faixa de temperatura entre 100 – 120°C, superior as temperaturas medidas no evaporador do termossifão de diâmetro maior, que ficaram por volta dos 100°C.

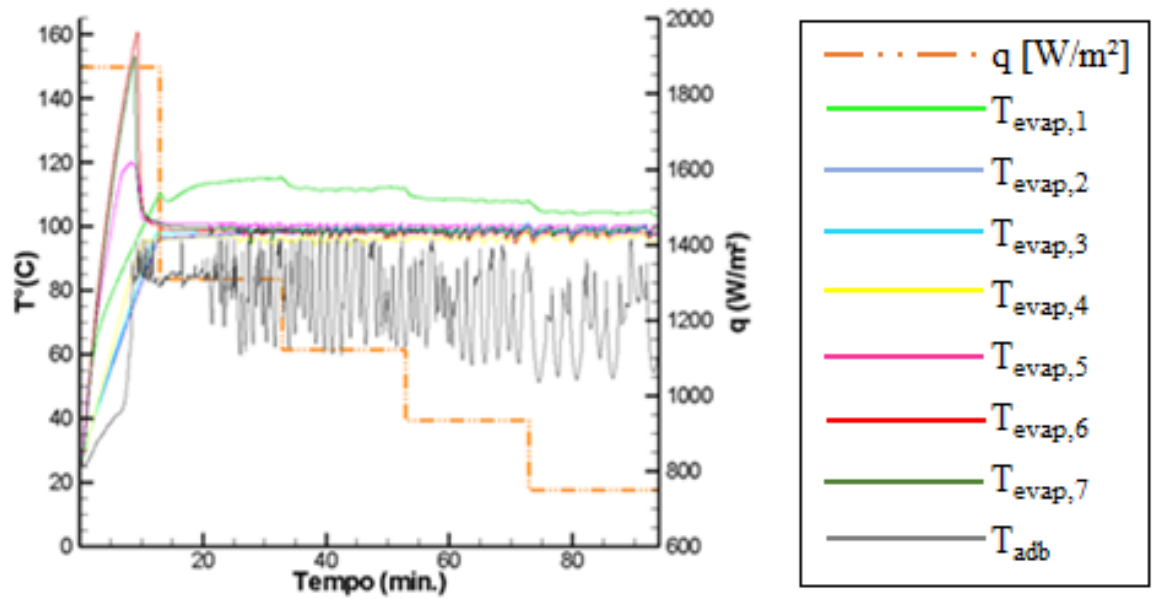


Figura 29: Comportamento das temperaturas em função da carga aplicada do termostato de 12,6mm de diâmetro e com razão de preenchimento 60% e angulação 30°.

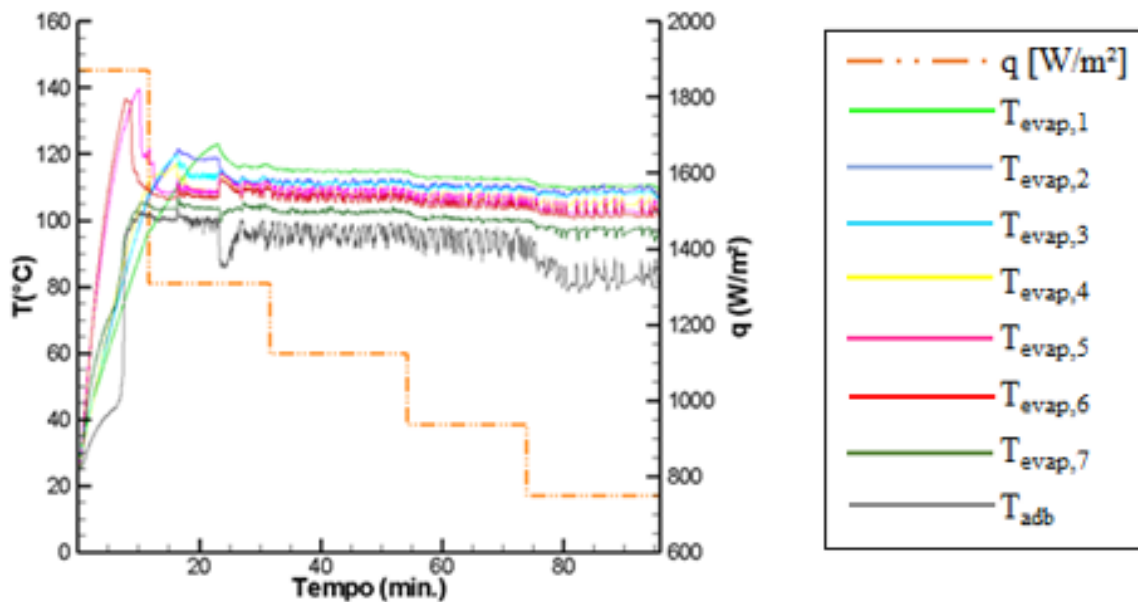


Figura 30: Comportamento das temperaturas em função da carga aplicada do termostato de 9,45mm de diâmetro, com razão de preenchimento de 60% e inclinação de 30°.

No segundo teste, com mesma razão de preenchimento, mas sob inclinação de 45°, é possível perceber a instabilidade das temperaturas medidas pelo termopar 1, localizado no

início do evaporador para o termossifão de 12,6 mm de diâmetro, conforme ilustrado na Figura 31, bem como a instabilidade do termopar colocado na seção adiabática.

As temperaturas medidas pelos outros termopares localizados ao longo do evaporador e do condensador se mantiveram na mesma faixa de valores, próximos de 100°C sem oscilações maiores ou menores. Já o termossifão de diâmetro menor, as temperaturas oscilaram entre 100 e 120°C, maiores que as medidas pelo outro conjunto, como na Figura 32.

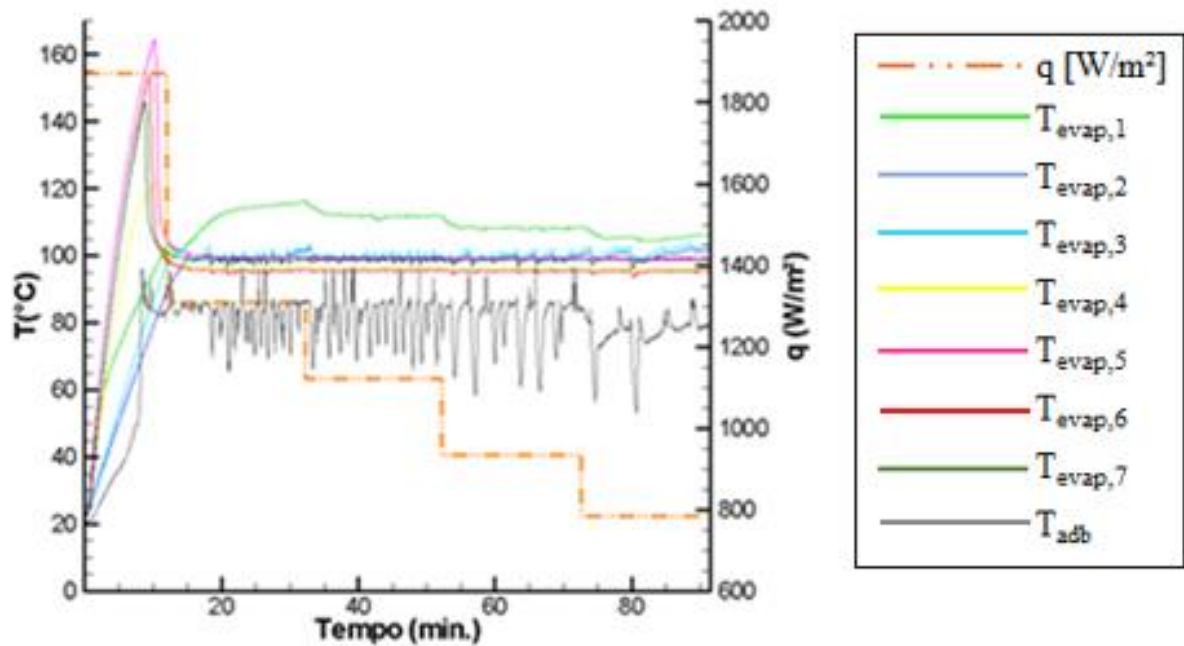


Figura 31: Comportamento das temperaturas em função da carga aplicada para o termossifão de 12,6mm de diâmetro e razão de preenchimento de 60% e angulação de 45°.

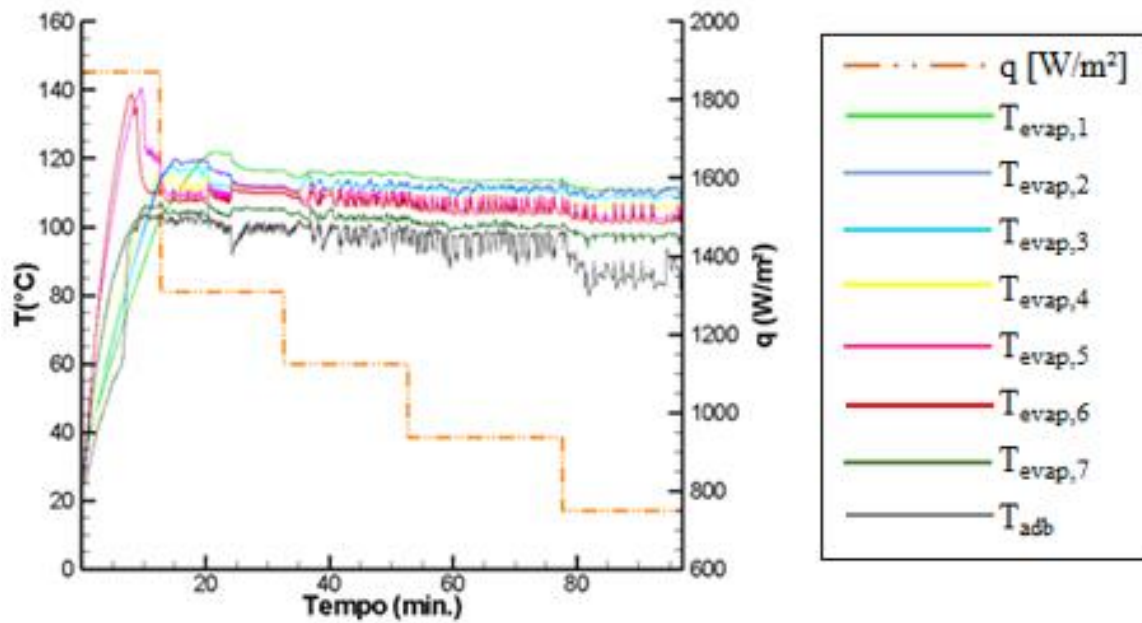


Figura 32: Comportamento das temperaturas em função da carga aplicada para o termostato de 9,45mm de diâmetro e razão de preenchimento de 60% e angulação de 45°.

Para o último teste com a mesma razão de preenchimento de 60%, pode-se perceber que as temperaturas medidas para o termostato de 12,4 mm de diâmetro estão variando em torno do 100°C, conforme a Figura 33, ao passo que para o termostato de menor diâmetro, na Figura 34, existe uma oscilação das temperaturas dos 100° - 120°C, onde todas as temperaturas variam em conjunto. Dando foco ao termopar fixado na seção adiabática do termostato, é notória sua variação para o maior termostato. No termostato de 9,45 mm de diâmetro, o termopar fixado na seção adiabática acompanha a mesma variação das temperaturas medidas no evaporador.

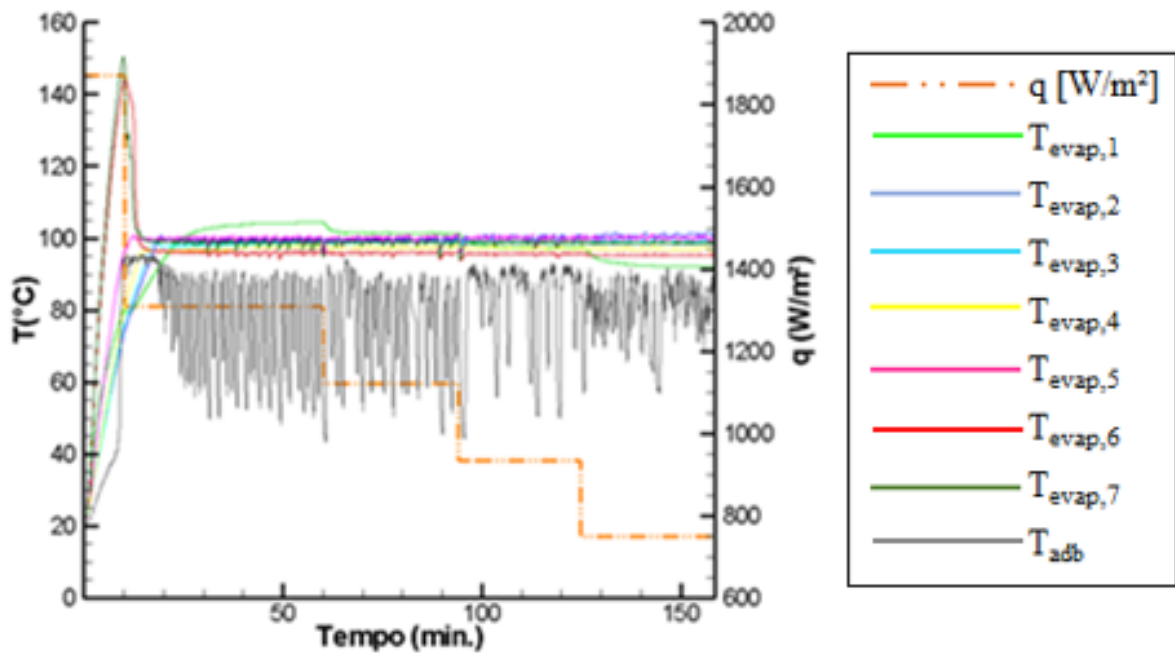


Figura 33: Comportamento das temperaturas em função da carga aplicada para o termossifão de diâmetro 12,46mm e razão de preenchimento 60% e angulação de 90°.

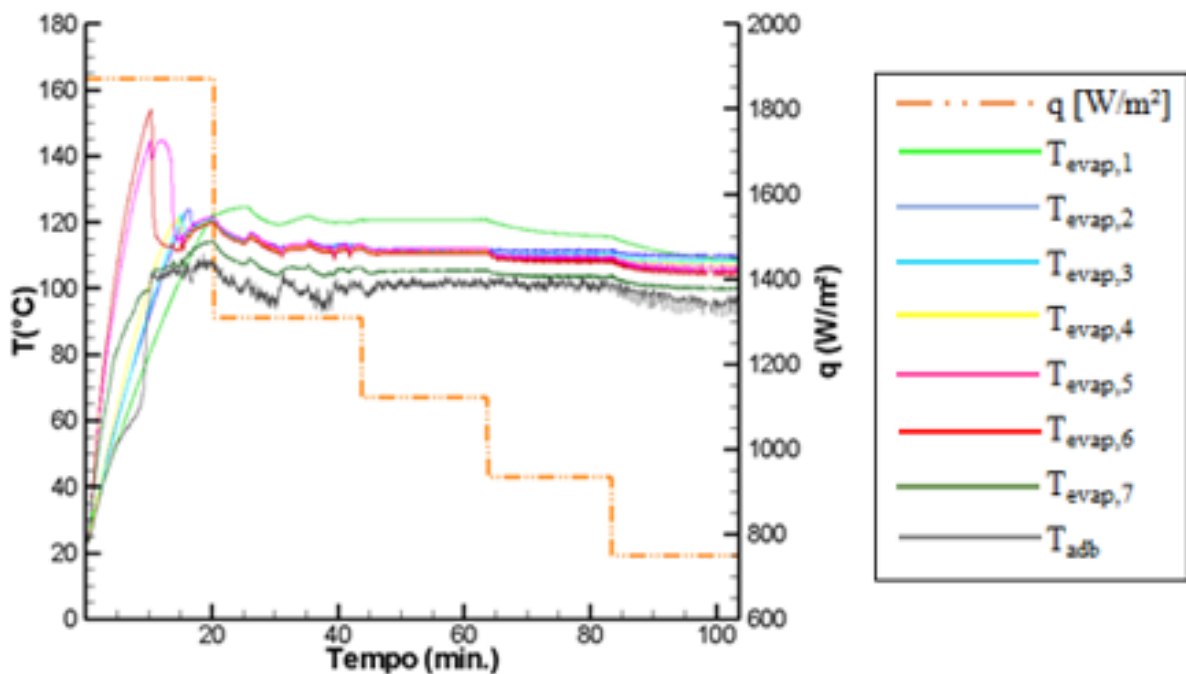


Figura 34: Comportamento das temperaturas em função da carga aplicada para o termossifão de 9,45mm de diâmetro e razão de preenchimento de 60% e angulação de 90°.

Para uma razão de preenchimento de 60% ambos termossifões mantiveram o mesmo comportamento para as várias condições de teste: o de maior seção se mostrou com

temperaturas mais estáveis enquanto o de menor seção apresentou uma maior variação nas temperaturas medidas no evaporador. Em uma segunda configuração de teste, na qual ambos termossifões foram preenchidos com 80% do evaporador com fluido de trabalho e testados segundo a mesma metodologia.

Os resultados obtidos para uma angulação de 30° e com os termossifões 80% preenchido, mostram que as temperaturas medidas no termossifão de 12,6mm de diâmetro, na Figura 35, têm um decaimento em patamares bem visíveis e estão em uma faixa de valores maiores que as observadas para essa mesma angulação, mas com 60% de preenchimento.

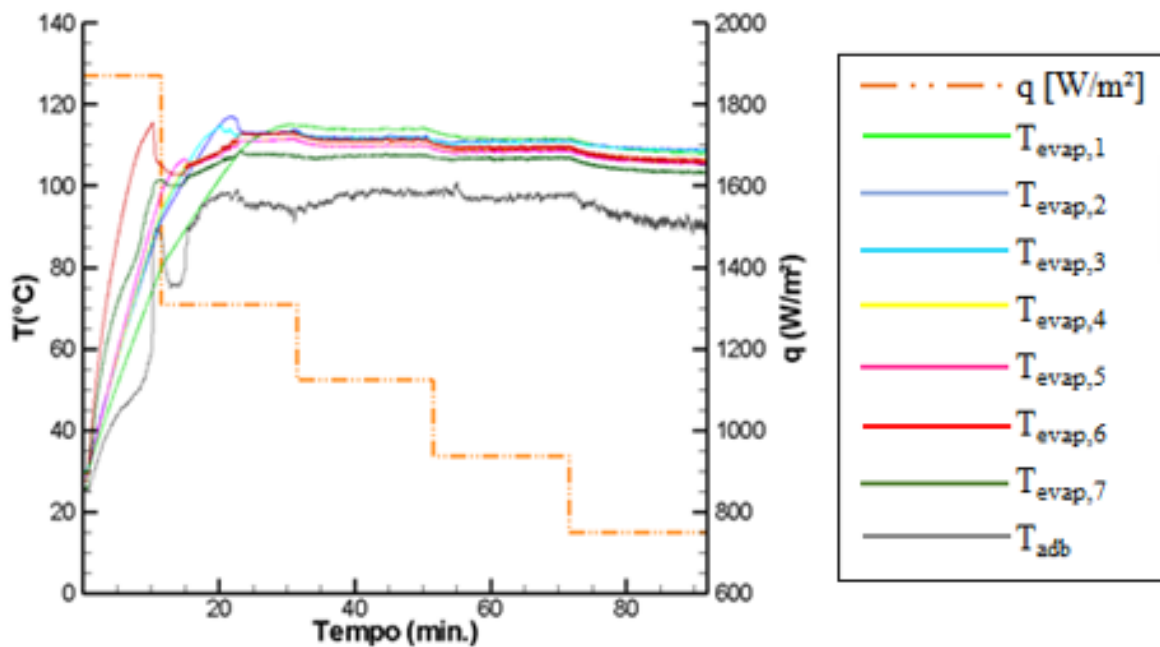


Figura 35: Comportamento das temperaturas pela carga aplicada para o termossifão de 12,46mm de diâmetro e razão de preenchimento de 80% e angulação de 30° .

O termossifão menor, por sua vez, ilustrados na Figura 36, apresenta temperaturas mais baixas que o termossifão de 12,6mm de diâmetro embora também as tenha em patamares. Isso ocorre pois sua área de transferência de calor é menor do que a do termossifão de diâmetro maior.

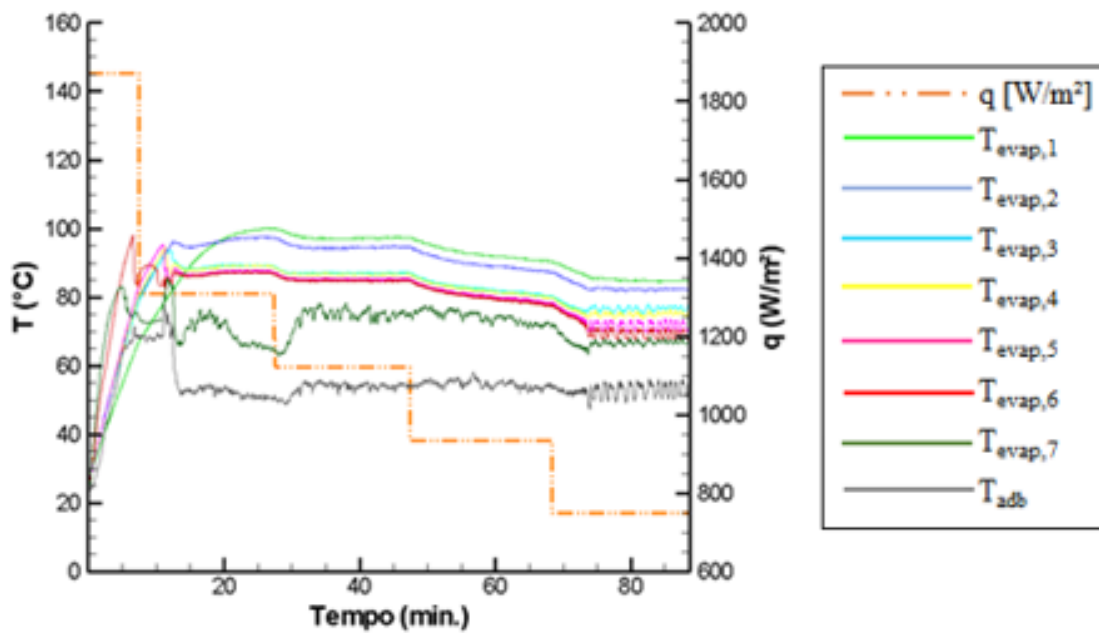


Figura 36: Comportamento das temperaturas pela carga aplicada para o termostato de diâmetro 9,45mm e razão de preenchimento de 80% e angulação de 30°.

Utilizando a mesma razão de preenchimento, mas inclinando os tubos para 45°, obtiveram-se medições de temperaturas aleatórias, porém parecidas para o termostato de 9,45 mm de diâmetro, Figura 37. Por outro lado, o termostato com maior largura, conforme a Figura 38, apresentou temperaturas oscilatórias, mas que seguem um mesmo patamar. Para o termostato com 12,6 mm de diâmetro as temperaturas variaram na faixa entre 90° – 120°C enquanto para o outro termostato esta faixa de variação ficou ligeiramente menor, entre 60° – 90°C.

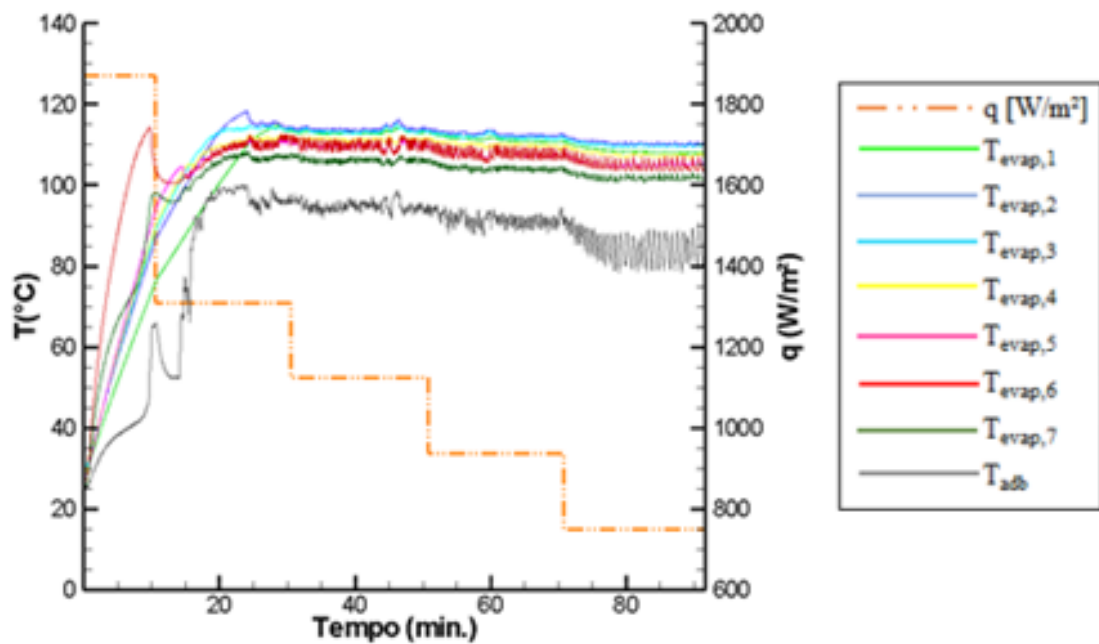


Figura 37: Comportamento das temperaturas pela carga aplicada para o termostato de 12,46mm de diâmetro de razão de preenchimento de 80% e inclinação de 45°.

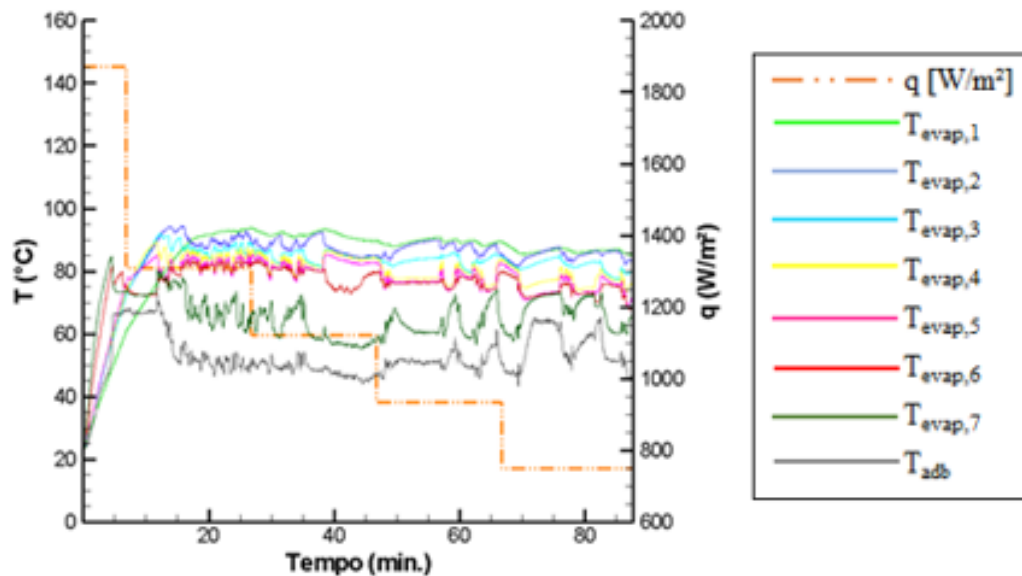


Figura 38: Comportamento das temperaturas pela carga aplicada para o termostato de 9,45mm de diâmetro e razão de preenchimento de 80% e angulação de 45°.

Finalmente, o teste para a configuração de 80% de preenchimento e inclinação de 90° apresentou um comportamento relativamente estável das temperaturas para o termostato de 12,6mm de diâmetro, mostrado na Figura 39. As temperaturas variaram dentro da faixa de 100° – 120°C. Para o termostato de menor largura, as temperaturas apresentaram um comportamento ascendente até um fluxo de aproximadamente 1200W/m², em 60 minutos de teste, seguido pelo seu declínio, até o final do experimento, como na Figura 40.

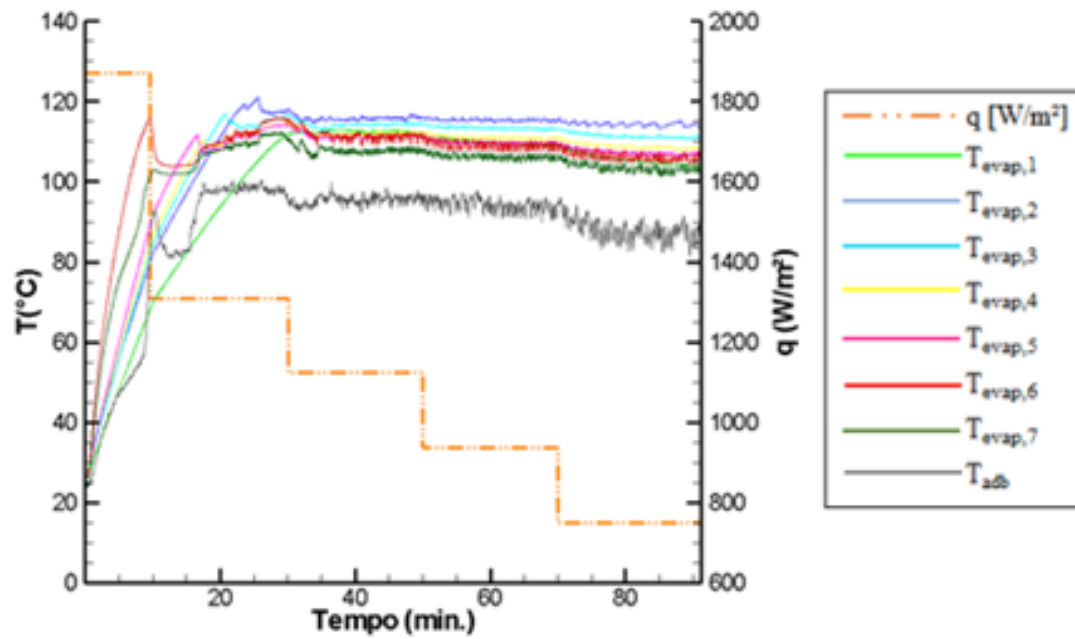


Figura 39: Comportamento das temperaturas em função da carga aplicada para o terrossifão de 12,46mm de diâmetro e razão de preenchimento de 80% e inclinação de 90°.

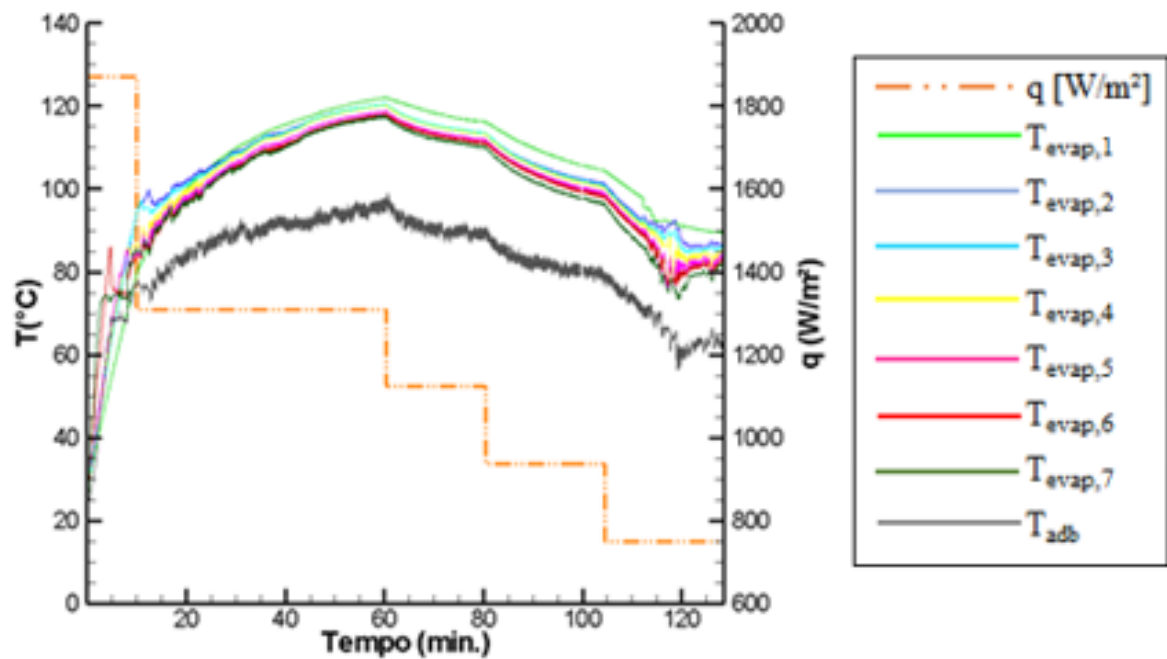


Figura 40: Comportamento das temperaturas em função da carga aplicada para o terrossifão de 12,46mm de diâmetro e razão de preenchimento de 80% e inclinação de 90°.

Para os testes apresentados, os termossifões de diâmetros diferentes mostram um comportamento similar nas mais variadas configurações, como preenchimentos de 60% e 80% do comprimento do evaporador e inclinações de 30°,45° e 90°.

Para o diâmetro de 12,6mm e preenchimentos de 60% e 80% do comprimento do evaporador, os termossifões apresentam um comportamento semelhante para as três inclinações. Para o preenchimento de 60% as temperaturas aferidas pelos termopares se aproximaram de 100°C enquanto para uma razão de preenchimento de 80% as temperaturas variaram de 100 a 120°C.

Já o termossifão com diâmetro de 9,45mm não se mostrou estável quando testado com o preenchimento de 80% do comprimento do evaporador, o que pode ser justificado por um sobreaquecimento causado pelo pequeno diâmetro. O mesmo termossifão, testado com preenchimento de 60%, teve um comportamento muito semelhante ao termossifão de 12,5mm de diâmetro, mais estável para a inclinação de 90°.

5.2 Resultados do modelo

A avaliação do modelo matemático deu-se pela implementação de código no software *EES*, e então a realização de diversos testes, com a variação de parâmetros de entrada, para observar o comportamento de uma matriz de termossifões e a temperatura de saída da água do trocador de calor. Primeiramente, o teste para verificação do modelo foi realizado, e após, foram realizados testes de variação geométrica dos termossifões, do diâmetro do tubo e do comprimento do evaporador, e por fim, a variação da irradiação incidente sobre o absorvedor.

Em todos os testes, a temperatura de 40°C foi considerada como temperatura ótima de saída da água a ser aquecida por um coletor solar. Essa temperatura foi definida por ter um valor coerente para o uso doméstico, considerando todas as perdas de calor entre o trocador de calor e a utilização da referida água.

5.2.1 Verificação do modelo

No primeiro teste, para a verificação, o modelo matemático apresentado no presente trabalho foi alimentado com dados coletados em Daghigh e Shafieian (2016), conforme apresentados na Tabela 5. As propriedades dos materiais, dos fluidos e do ambiente estão descritas no Apêndice B. Para a verificação do foram realizados três testes com conjuntos de

dados de entrada diferentes. As diferenças entre os conjuntos foram a irradiação e a velocidade do vento, como está destacado na Tabela 5.

Tabela 5: Dados de entrada no modelo para verificação.

Dados entrada EES	Teste 1
Temperatura ambiente [°C]	29
Pressão ambiente [Pa]	101325
Irradiação [W/m²]	520
Velocidade do ar ambiente [m/s]	0,3
Comprimento da seção do evaporador [mm]	1800
Comprimento da seção do condensador [mm]	100
Número de termossifões	25
Comprimento do tubo de vidro [mm]	1800
Diâmetro interno do tubo de vidro [mm]	47
Diâmetro externo do tubo de vidro [mm]	58
Diâmetro externo do condensador [mm]	24
Diâmetro interno do condensador [mm]	23,6
Diâmetro externo do evaporador [mm]	16,2
Diâmetro interno do evaporador [mm]	15,8
Espessura do tubo de cobre [mm]	0,2

Fonte: autoria própria.

A distribuição da temperatura de saída da água do trocador de calor de acordo com o número de termossifões foi apresentada em Daghigh e Shafieian (2016), conforme ilustra a curva contínua na Figura 41. Já a curva pontilhada, na mesma figura, representa o gráfico obtido a partir da implementação do modelo matemático apresentado neste trabalho, alimentados com os dados da Tabela 5.

Percebe-se que os resultados obtidos com o presente modelo apresentam características e comportamentos similares aos obtidos por Daghigh e Shafieian (2016). Os erros máximo e mínimo entre os resultados foram de 10,09% e 3,28%, respectivamente, diminuindo com o aumento de termossifões no sistema. Essa diferença se dá devido à falta de informações fornecidas pelos autores no seu trabalho. Desta forma se pode afirmar que o modelo aqui apresentado foi verificado.

Fazendo uma comparação entre os resultados obtidos do modelo implementado, e os resultados apresentados por Daghigh e Shafieian (2016), é possível concluir que o modelo matemático apresentou resultados satisfatórios, permitindo a realização dos testes seguintes.

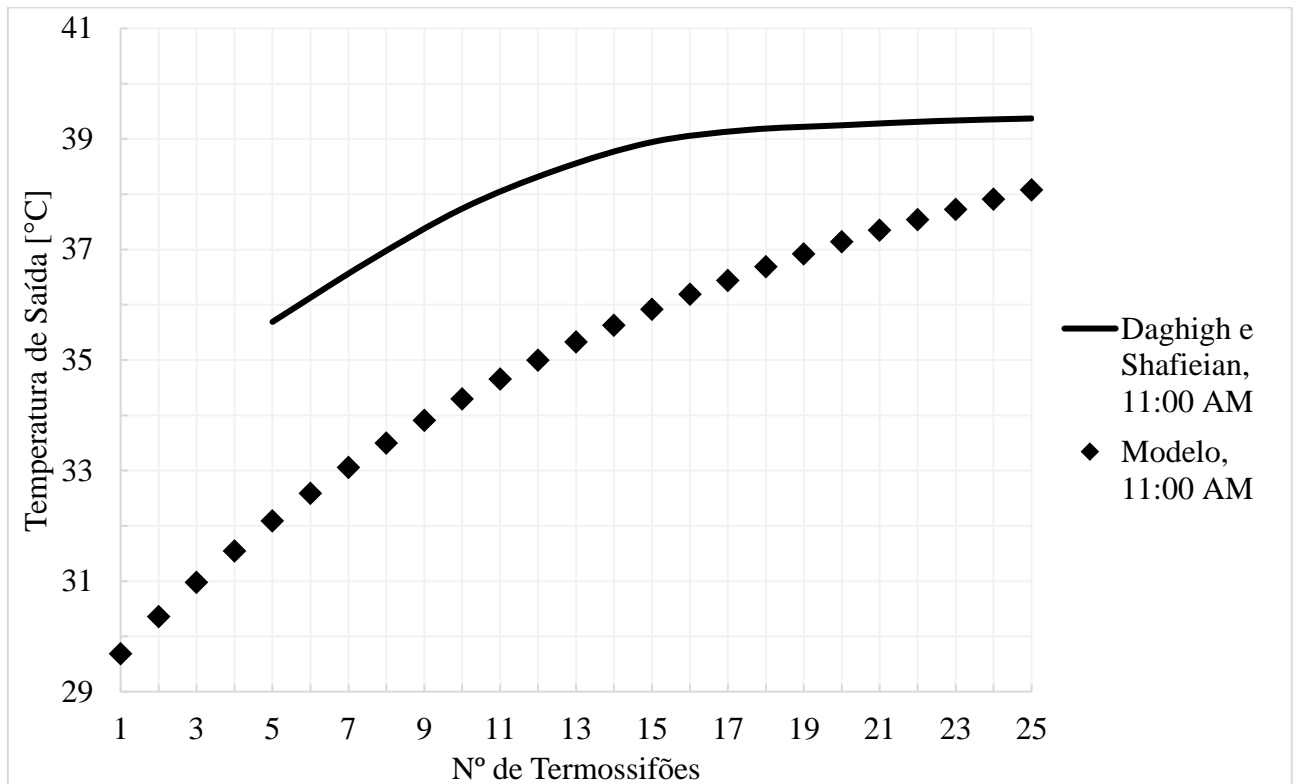


Figura 41: Verificação do modelo matemático.

5.2.2 Variações do diâmetro

Em um segundo momento, o modelo foi alimentado com os dados experimentais utilizados em testes na primeira parte do presente trabalho. Os parâmetros utilizados encontram-se na Tabela 6. Novamente, fixou-se em 40°C a temperatura considerada como ideal para a saída de um coletor solar. O objetivo foi definir qual o melhor diâmetro interno de termosifão para posterior variação de outros parâmetros e análise. Os dados como irradiação e comprimentos de condensador e evaporador mantiveram-se constantes durante esta análise. Neste teste, o valor de irradiação determinado foi escolhido para representar a irradiação da cidade de Curitiba.

Tabela 6: Dados de entrada para o teste dos diâmetros.

Dados entrada EES	Teste 2	Teste 3
Temperatura ambiente [°C]	24	24
Pressão ambiente [Pa]	101325	101325
Irradiação [W/m ²]	1100	1100
Velocidade do ar ambiente [m/s]	0,6	0,6
Comprimento da seção do evaporador [mm]	1350	1350
Comprimento da seção do condensador [mm]	260	260
Número de termossifões	25	25
Comprimento do tubo de vidro [mm]	1800	1800
Diâmetro interno do tubo de vidro [mm]	47	47
Diâmetro externo do tubo de vidro [mm]	58	58
Diâmetro externo do condensador [mm]	9,45	12,6
Diâmetro interno do condensador [mm]	8,65	11,8
Diâmetro externo do evaporador [mm]	9,45	12,6
Diâmetro interno do evaporador [mm]	8,65	11,8
Espessura do tubo de cobre [mm]	0,4	0,4

Fonte: autoria própria.

A Figura 42 apresenta o gráfico do comportamento do modelo matemático ao ser alimentado com os dados experimentais apresentados na Tabela 6. Pode-se perceber que, o termossifão de diâmetro de 12,6mm atinge uma temperatura de saída maior que o de 9,45mm de diâmetro, embora este segundo tenha uma tendência a se estabilizar com 15 termossifões enquanto o de diâmetro maior se estabiliza em torno de 20 termossifões. Sendo assim, o termossifão com 12,6 mm de diâmetro se mostra mais eficiente, sendo o escolhido para uma nova variação de parâmetros e posterior análise.

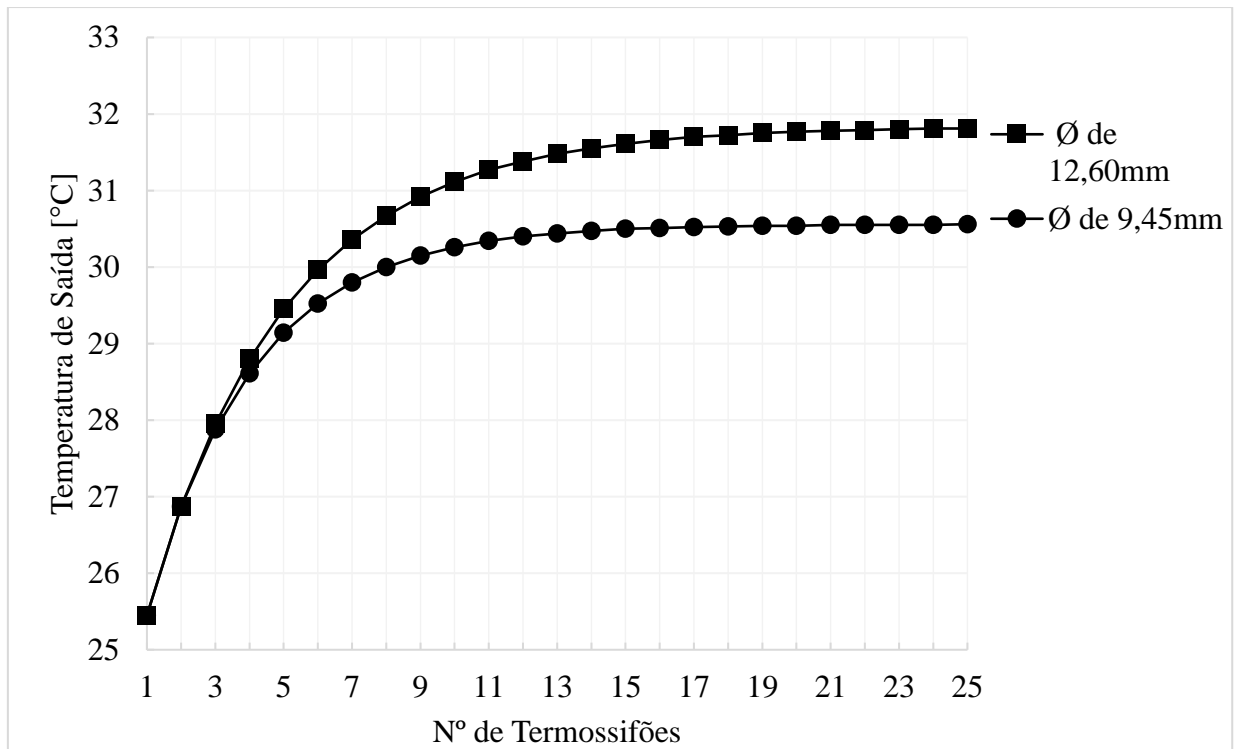


Figura 42: Teste dos diâmetros.

5.2.3 Variação do comprimento do condensador

Uma vez definido o diâmetro ideal para os termossifões a serem utilizados no coletor solar, deu-se sequência a implementação matemática.

Desta vez, os parâmetros como irradiação solar, comprimento do evaporador, temperatura e pressão ambiente foram mantidos conforme indicados na Tabela 6. Foram variados os valores do comprimento do condensador em 100, 200, 400 e 800 mm, gerando quatro curvas de resultados. Novamente, a temperatura ideal de aquecimento da água de saída foi considerada como 40°C.

Tendo alimentado o modelo e variando as medidas do comprimento do condensador, o comportamento dos coletores solares para cada uma das configurações selecionadas está apresentado na Figura 43.

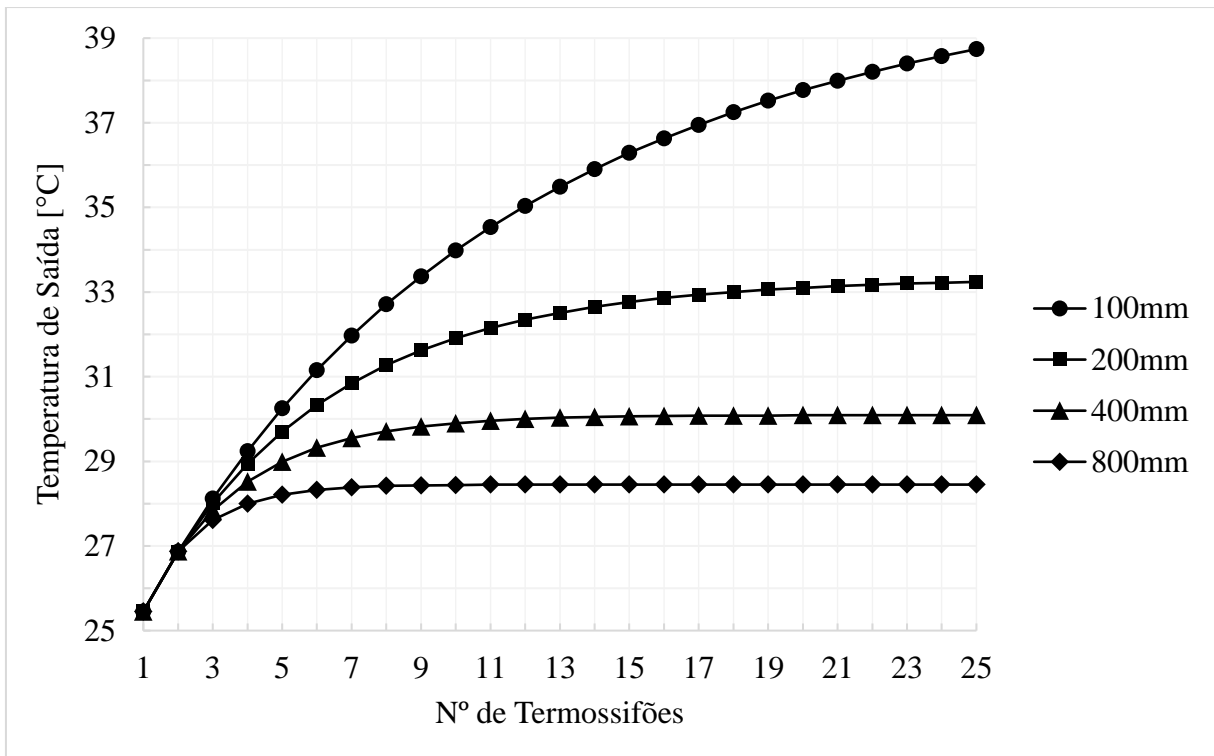


Figura 43: Comportamento do sistema para cada comprimento do condensador.

Pode-se descartar a configuração de termossifão com 100mm de condensador (linha amarela no gráfico), uma vez que a referida configuração não se estabiliza dentro do limite de termossifões estipulado (25 tubos). A configuração com um condensador de 800 mm por sua vez também pode ser descartada, dado o não atingimento da temperatura de saída mínima considerada (40°C).

O termossifão cujo condensador possui 400mm de comprimento também não se mostrou satisfatório, uma vez que a curva referente ao seu comportamento atinge o regime em torno dos 30°C, ou seja, com uma temperatura de saída inferior a desejada.

Não obstante, a configuração de termossifão com um condensador de 200 mm de comprimento se mostrou suficiente no quesito estabilidade, dada a sua estabilização com 21 tubos. A referente temperatura de saída, por sua vez, manteve-se abaixo da estipulada, sendo em torno de 32°C.

5.2.4 Variação do comprimento do evaporador

Em uma terceira situação de testes, mantiveram-se como parâmetros fixos a irradiação, comprimento do condensador, conforme são apresentados na Tabela 6 e variou-se o comprimento do evaporador para análise com quatro comprimentos de evaporadores diferentes: 1100, 1200, 1400 e 1800 mm.

A Figura 44 apresenta o comportamento de cada configuração de teste quando da simulação. Mais uma vez, a temperatura considerada como ótima para a saída do coletor solar foi estipulada em 40°C.

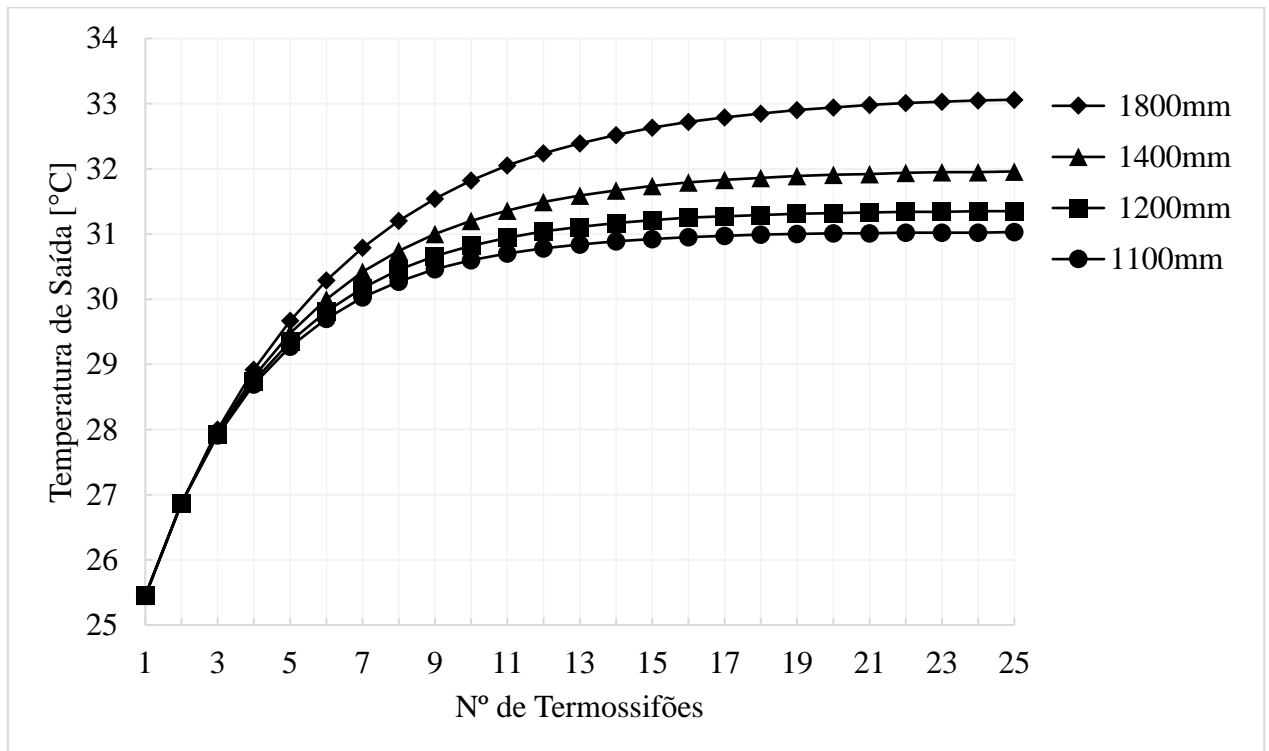


Figura 44: Comportamento do sistema para cada comprimento de evaporador.

Pode-se observar que todas as configurações apresentam um comportamento similar, com curvas de ascensão relativamente parecidas. O termossifão com um evaporador de 1100 mm de comprimento estabilizou com um arranjo composto em torno de 20 termossifões e atinge uma temperatura de saída máxima de aproximadamente 31°C.

O termossifão com 1200mm de evaporador, por sua vez, tem sua estabilidade próxima de 20 tubos no arranjo e uma temperatura de saída de 31,5°C, aproximadamente. Para o termossifão com um evaporador de 1400mm de comprimento, a temperatura de saída alcançada foi de 32°C para um arranjo composto por 23 tubos.

Ainda, o termossifão que atingiu a maior temperatura de saída foi o com 1800mm de evaporador, sendo esta temperatura em torno de 36°C e tendo sua estabilidade para além dos 25 tubos. Assim, um evaporador de 1800mm mostra-se como o mais próximo as condições de saída previamente estabelecidas.

5.2.5 Variação da irradiação

Finalmente, o último teste foi realizado mantendo-se as melhores configurações de evaporador e diâmetro de termossifão constantes previamente obtidas e somente variando a irradiação solar, como apresenta a Tabela 7. Outros valores como velocidade de vento, pressão e temperatura ambiente e condensador foram utilizados conforme os apresentados na Tabela 6. Os valores de irradiação solar aqui utilizados foram selecionados de modo a simular as mesmas irradiações dos testes experimentais, podendo-se assim avaliar o comportamento do arranjo sob vários cenários com diferentes exposições solares.

Tabela 7: Dados de entrada para o teste de variação da irradiação.

Dados entrada EES	Teste 12	Teste 13	Teste 14	Teste 15
Irradiação [W/m²]	748,5	934,7	1100	1310
Comprimento da seção do evaporador [mm]	1800	1800	1800	1800
Comprimento da seção do condensador [mm]	260	260	260	260
Número de termossifões	25	25	25	25

Fonte: Autoria própria.

A Figura 45 apresenta o comportamento do termossifão para as diferentes irradiações utilizadas. Pode-se notar o comportamento rápido e ascendente das curvas, sendo a configuração testada sob a irradiação de 1310W/m² a que apresentou uma temperatura de saída maior, sendo esta de aproximadamente 34°C, porém abaixo do estipulado como ótimo.

O arranjo submetido a irradiação de 1100W/m² atingiu a temperatura de 33°C, também abaixo da mínima estipulada. Já os arranjos submetidos a 934,7W/m² e 748,5W/m², apresentam uma temperatura de saída por eles atingida igual a 31,5°C e 30°C, respectivamente. Percebe-se que, para o arranjo com o número máximo de termossifões definido (25 tubos) todas as configurações atingem a estabilidade, pois as curvas não apresentam mais ascendência.

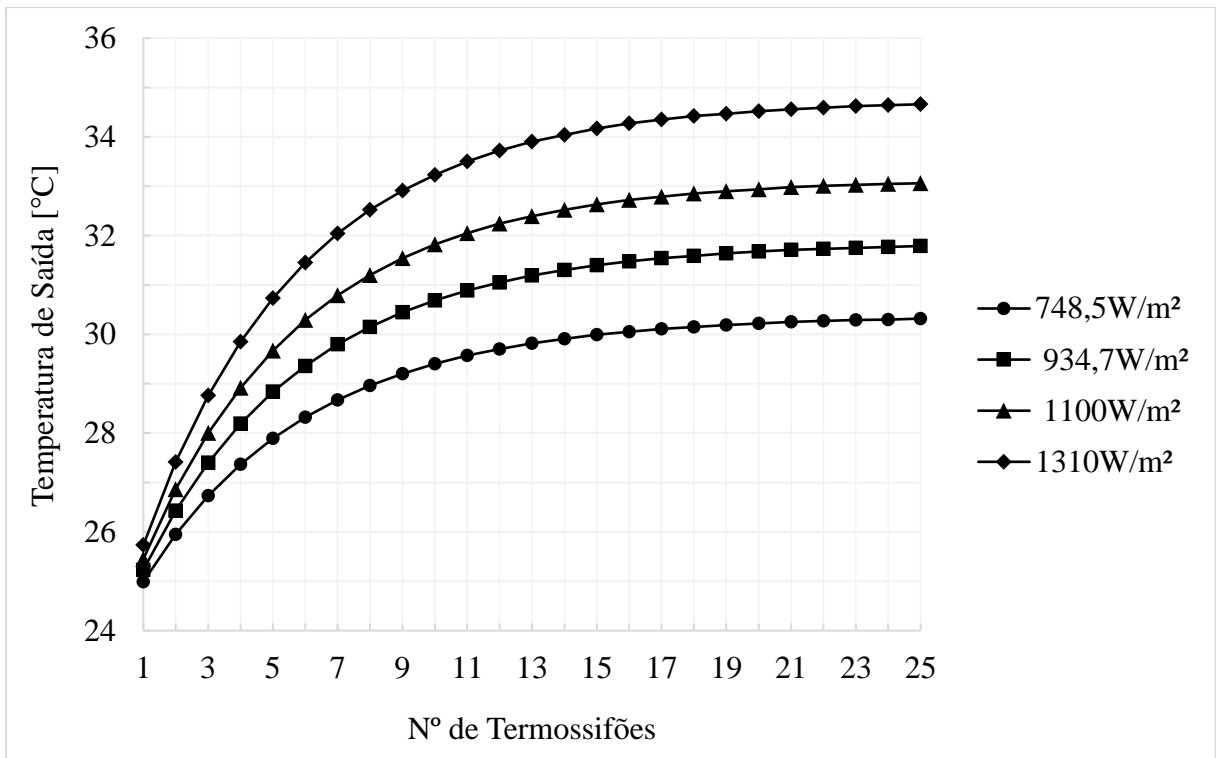


Figura 45: Comportamento do sistema para diferentes irradiações.

6. CONCLUSÕES

Na primeira parte deste trabalho, a análise de um coletor solar assistido por termossifões foi realizada tanto experimental quanto teoricamente: uma bancada de testes foi construída com termossifões de diferentes diâmetros, tendo vários experimentos executados em diferentes configurações de funcionamento que possibilitaram, com os resultados coletados e filtrados, gerar os gráficos de comportamento da temperatura em função do fluxo de calor aplicado apresentados no capítulo 5; e em acordo com os objetivos estabelecidos no capítulo 1, foi desenvolvida uma modelagem matemática para descrever o funcionamento do sistema cujo propósito foi ser validado a partir dos dados obtidos experimentalmente.

No passo seguinte, a modelagem matemática foi implementada computacionalmente com o uso do *software EES*, disponível em versão para estudantes na universidade, para auxiliar no projeto de coletores solares assistidos por uma rede de termossifões. Os dados experimentais obtidos anteriormente foram usados como parâmetros de entrada neste modelo, gerando novos resultados que foram compilados nos gráficos de comportamento da temperatura em função do número de termossifões na rede apresentados no capítulo 5. A partir desses resultados é possível observar como cada variável influencia no aquecimento de água.

Observou-se que o aumento no diâmetro externo dos termossifões de 9,45mm para 12,6mm resultou em um aumento tímido na temperatura de saída da água de arrefecimento, de 30,56°C para 31,81°C, sendo que o número de termossifões necessários para atingir a estabilidade pulou de 13 para 17, o que é um aumento razoável na rede para um ganho consideravelmente pequeno de 1,25°C.

O comprimento do evaporador foi variado de 1100mm a 1800mm, resultando em temperaturas de saída de 31,03°C a 33,06°C, respectivamente. A diferença de 2,03°C pode ser insuficiente para justificar um aumento de 700mm no tamanho de todos os termossifões de um sistema, o que em alguns ambientes poderia inviabilizar sua instalação por causa do tamanho ou encarecer demais o investimento, visto que os tubos são de cobre.

Finalmente, considerando os valores de diâmetro e comprimentos anteriores mais favoráveis para o aquecimento da água de arrefecimento, o modelo foi submetido a diferentes cargas, correspondentes às mesmas utilizadas quando da realização dos testes experimentais. A menor, de 748,5W/m² resultou numa temperatura de saída de 30,32°C, enquanto a maior, de

1310W/m², aqueceu a água até 34,66°C, sendo que o patamar de estabilidade foi atingido em todos dos casos.

A variação do comprimento do condensador na modelagem acarretou em resultados inconclusivos. Isso pode ser decorrente de mudanças na interação do fluido de arrefecimento com a área do condensador do termossifão, como mudanças no regime de escoamento, por exemplo. Os resultados do modelo indicam que essa variável tem alto impacto na temperatura de saída da água, porém novos estudos devem ser realizados para entender como essa interação funciona.

Após a realização dos testes, é possível afirmar que a modelagem desenvolvida no presente trabalho, com base na análise teórica e experimental, é capaz de auxiliar o dimensionamento de coletores solares para diversos casos, como, por exemplo, para locais com menor ou maior espaço disponível, ou em diferentes regiões com valores de irradiação distintos.

Alguns pontos em relação ao funcionamento de termossifões ainda podem ser explorados na continuação deste projeto de pesquisa, que também integra os trabalhos de Reis e Vicente (2014), Carvalho e Sionek (2015) e Marquardt e Borges (2015). Para os próximos trabalhos, sugere-se expandir e desenvolver a modelagem matemática para contemplar também a influência da inclinação dos coletores solares e da razão de preenchimento dos termossifões. Em vista dos resultados obtidos, recomenda-se também um estudo teórico e experimental mais aprofundado sobre o impacto do comprimento do condensador no fenômeno de transferência de calor.

REFERÊNCIAS

AZAD, E.; Theoretical and experimental investigation of heat pipe solar collector Elsevier: Experimental Thermal and Fluid Science, Volume 32, 1666–1672, 2008.

CARVALHO, Filipe R.; SIONEK, Mirella C. Análise da eficiência de um coletor solar plano. Trabalho de conclusão de curso (Monografia) – Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Tecnológica Federal do Paraná, Paraná, 2015.

CHIGUERO, Tiba. Atlas Solarimétrico do Brasil: Banco de dados solarimétricos. Universitária da UFPE, 2000.

CHURCHILL, Stuart W.; CHU, Humbert HS. Correlating equations for laminar and turbulent free convection from a horizontal cylinder. International journal of heat and mass transfer, v. 18, n. 9, p. 1049-1053, 1975.

DAGHIGH, Roonak; SHAFIEIAN, Abdellah. Theoretical and experimental analysis of thermal performance of a solar water heating system with evacuated tube heat pipe collector. Applied Thermal Engineering, v. 103, p. 1219-1227, 2016.

DUFFIE, John A.; BECKMAN, William A. **Solar engineering of thermal processes**. 1980.

ERSÖZ, Mustafa Ali. Effects of different working fluid use on the energy and exergy performance for evacuated tube solar collector with thermosyphon heat pipe. Renewable Energy, v. 96, p. 244-256, 2016.

GAO, Yan et al. Effects of thermal mass and flow rate on forced-circulation solar hot-water system: Comparison of water-in-glass and U-pipe evacuated-tube solar collectors. Solar Energy, v. 98, p. 290-301, 2013.

ISMAIL, K. A. R.; ABOGDERAH, M. M. Performance of a heat pipe solar collector. Journal of solar energy engineering, v. 120, n. 1, p. 51-59, 1998.

INCROPERA, Frank P; BERGMAN, Theodore L.; LAVINE, Adrienne S.; DEWITT, David P. **Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa**. 7ª edição, Rio de Janeiro: LTC, 2014

JAFARI, Davoud; FRANCO, Alessandro; FILIPPESCHI, Sauro, MARCO, Paolo Di. Two-phase closed thermosyphons: A review of studies and solar applications. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, v. 53, p. 575-593, 2016.

LU, Lin; LIU, Zhen-Hua; XIAO, Hong-Sheng. Thermal performance of an open thermosyphon using nanofluids for high-temperature evacuated tubular solar collectors: Part 1: Indoor experiment. *Solar energy*, v. 85, n. 2, p. 379-387, 2011.

MANTELLI, M. H. B. Thermosyphon technology for industrial applications. In: Vasiliev L. L. & Kakaç, S. (Eds.). *Heat pipes and solid sorption transformations: fundamentals and practical applications*. Chapter 11. New York, USA: CRC Press, 2013.

MARQUARDT, Larissa dos S.; BORGES, Valquiria Y. S. Desenvolvimento de um coletor solar assistido por termossifões. Trabalho de conclusão de curso (Monografia) – Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Tecnológica Federal do Paraná, Paraná, 2015.

MORAN, Michael J.; SHAPIRO, Howard N.; BOETTNER, Daisie D. *Princípios de termodinâmica para engenharia*. Grupo Gen-LTC, 2000.

MORRISON, G. L.; BUDIARDJO, I.; BEHNIA, M. Water-in-glass evacuated tube solar water heaters. *Solar energy*, v. 76, n. 1, p. 135-140, 2004.

MORRISON, G. L.; BUDIARDJO, I.; BEHNIA, M. Measurement and simulation of flow rate in a water-in-glass evacuated tube solar water heater. *Solar Energy*, v. 78, n. 2, p. 257-267, 2005.

PEREIRA, Enicio Bueno; MARTINS, Fernando R.; ABREU, Samuel L. e RÜTHER, Ricardo. *Atlas brasileiro de energia solar*. 2ª edição. INPE, 2017.

PETROLEUM, BP Stats. British. *BP energy outlook*, v. 2035, 2014.

RYBÁR, Radim; BEER, Martin; CEHLÁR, Michal. Thermal power measurement of the novel evacuated tube solar collector and conventional solar collector during simultaneous operation. *Measurement*, v. 88, p. 153-164, 2016.

SABIHA, M. A. et al. Progress and latest developments of evacuated tube solar collectors. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, v. 51, p. 1038-1054, 2015.

TANG, Runsheng; YANG, Yuqin; GAO, Wenfeng. Comparative studies on thermal performance of water-in-glass evacuated tube solar water heaters with different collector tilt-angles. *Solar Energy*, v. 85, n. 7, p. 1381-1389, 2011.

TOSIN, Felipe A.; SILVA, Pedro F. Z. Estudo do coeficiente de transferência de calor por convecção para escoamento em golfadas no evaporador de um termossifão de vidro. Trabalho de conclusão de curso (Monografia) – Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Tecnológica Federal do Paraná, Paraná, 2016.

VICENTE, Kianny A. T.; REIS, Layze dos S. Modelagem matemática de um termossifão aplicado a coletores solares compactos. Trabalho de conclusão de curso (Monografia) – Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Tecnológica Federal do Paraná, Paraná, 2014.

APÊNDICE A – INCERTEZAS EXPERIMENTAIS

As equações utilizadas para calcular as incertezas nas medições realizadas nos experimentos com termossifões serão descritas a seguir.

Para a aquisição de dados com aquisitor de dados, *Agilent 34970A*, com 20 canais e termopares tipo T, foi calculada a incerteza em relação à medição de temperatura, somando-se as parcelas relativas ao sistema de aquisição e ao termopar:

$$i_T = \sqrt{\left(\frac{\partial T}{\partial T_{SA}}\right)^2 i_{SA}^2 + \left(\frac{\partial T}{\partial T_{termopar}}\right)^2 i_{termopar}^2} \quad (\text{A.01})$$

$$i_T = \sqrt{i_{SA}^2 + i_{termopar}^2} \quad (\text{A.02})$$

Para as incertezas no cálculo da transferência de calor através dos isolamentos, as incertezas são relativas à área, ao coeficiente de transferência de calor médio, e às temperaturas. A incerteza para a transferência de calor é resultado da soma de cada uma destas parcelas:

$$\dot{q}_{isol} = A_{isol} \bar{h}_{isol,e} (\bar{T}_{isol,e} - \bar{T}_{amb}) \quad (\text{A.03})$$

$$i_{\dot{q}_{isol}} = \sqrt{\left(\frac{\partial \dot{q}_{isol}}{\partial A_{isol}}\right)^2 i_{A_{isol}}^2 + \left(\frac{\partial \dot{q}_{isol}}{\partial \bar{h}_{isol,e}}\right)^2 i_{\bar{h}_{isol,e}}^2 + \left(\frac{\partial \dot{q}_{isol}}{\partial \bar{T}_{isol,e}}\right)^2 i_{\bar{T}_{isol,e}}^2 + \left(\frac{\partial \dot{q}_{isol}}{\partial \bar{T}_{amb}}\right)^2 i_{\bar{T}_{amb}}^2} \quad (\text{A.04})$$

$$i_{\dot{q}_{isol}} = \left\{ \begin{aligned} & \left[\bar{h}_{isol,e} (\bar{T}_{isol,e} - \bar{T}_{amb}) \right]^2 i_{A_{isol}}^2 + \left[A_{isol} (\bar{T}_{isol,e} - \bar{T}_{amb}) \right]^2 i_{\bar{h}_{isol,e}}^2 + \\ & \left[\bar{h}_{isol,e} A_{isol} \right]^2 i_{\bar{T}_{isol,e}}^2 + \left[-\bar{h}_{isol,e} A_{isol} \right]^2 i_{\bar{T}_{amb}}^2 \end{aligned} \right\}^{1/2} \quad (\text{A.05})$$

onde: A_{isol} e $i_{A_{isol}}$ correspondem às equações (A.06) e (A.08), respectivamente:

$$A_{isol} = \pi d_{isol,e} L_{isol} \quad (\text{A.06})$$

$$i_{A_{isol}} = \sqrt{\left(\frac{\partial A_{isol}}{\partial d_{isol}}\right)^2 i_{d_{isol,e}}^2 + \left(\frac{\partial A_{isol}}{\partial L_{isol}}\right)^2 i_{L_{isol}}^2} \quad (\text{A.07})$$

$$i_{A_{isol}} = \sqrt{(\pi L_{isol})^2 i_{d_{isol,e}}^2 + (\pi d_{isol})^2 i_{L_{isol}}^2} \quad (\text{A.08})$$

A incerteza da transferência de calor através das paredes é referente às parcelas relativas à condutividade térmica, à área, às temperaturas e ao comprimento efetivo. Ela é obtida pelas equações (A.09) a (A.14):

$$\dot{q}_p = k_{cobre} A_p \left(\frac{\bar{T}_e - \bar{T}_c}{L_{ef}} \right) \quad (A.09)$$

$$i_{A_{isol}} = \sqrt{\left(\frac{\partial \dot{q}_p}{\partial k_{cobre}} \right)^2 i_{k_{cobre}}^2 + \left(\frac{\partial \dot{q}_p}{\partial A_p} \right)^2 i_{A_p}^2 + \left(\frac{\partial \dot{q}_p}{\partial \bar{T}_e} \right)^2 i_{\bar{T}_e}^2 + \left(\frac{\partial \dot{q}_p}{\partial \bar{T}_c} \right)^2 i_{\bar{T}_c}^2 + \left(\frac{\partial \dot{q}_p}{\partial L_{ef}} \right)^2 i_{L_{ef}}^2} \quad (A.10)$$

$$i_{\dot{q}_{isol}} = \sqrt{\left[A_p \left(\frac{\bar{T}_e - \bar{T}_c}{L_{ef}} \right) \right]^2 i_{k_{cobre}}^2 + \left[k_{cobre} \left(\frac{\bar{T}_e - \bar{T}_c}{L_{ef}} \right) \right]^2 i_{A_p}^2 + \left[\frac{k_{cobre} A_p}{L_{ef}} \right]^2 i_{\bar{T}_e}^2 + \left[\frac{-k_{cobre} A_p}{L_{ef}} \right]^2 i_{\bar{T}_c}^2 + \left[k_{cobre} A_p \left(\frac{\bar{T}_e - \bar{T}_c}{L_{ef}^2} \right) \right]^2 i_{L_{ef}}^2} \quad (A.11)$$

$$A_p = \frac{\pi (d_e^2 - d_i^2)}{4} \quad (A.12)$$

$$i_{A_p} = \sqrt{\left(\frac{\partial A_p}{\partial d_e} \right)^2 i_{d_e}^2 + \left(\frac{\partial A_p}{\partial d_i} \right)^2 i_{d_i}^2} \quad (A.13)$$

$$i_{A_p} = \sqrt{\left[\frac{\pi d_e}{2} \right]^2 i_{d_e}^2 + \left[-\frac{\pi d_i}{2} \right]^2 i_{d_i}^2} \quad (A.14)$$

Por fim, as incertezas finais do cálculo da transferência de calor para o fluido de trabalho são provenientes da soma de todas as parcelas supracitadas, conforme equações (19) e (20) a seguir:

$$\dot{q}'_e = \dot{q}_e - \dot{q}_{isol} - \dot{q}_p \quad (A.15)$$

$$i_{\dot{q}'_e} = \sqrt{\left(\frac{\partial \dot{q}'_e}{\partial \dot{q}_e} \right)^2 i_{\dot{q}_e}^2 + \left(\frac{\partial \dot{q}'_e}{\partial \dot{q}_{isol}} \right)^2 i_{\dot{q}_{isol}}^2 + \left(\frac{\partial \dot{q}'_e}{\partial \dot{q}_p} \right)^2 i_{\dot{q}_p}^2} \quad (A.16)$$

APÊNDICE B – PROPRIEDADES TERMOFÍSICAS DE ENTRADA NO MODELO

Para a implementação do código referente ao modelo matemático no software *EES*, as propriedades físicas do fluido de trabalho, do absorvedor, do ambiente, dos tubos de cobre, do fluido confinado entre o termossifão e o absorvedor e da água no trocador de calor foram definidas, de acordo com as respectivas temperaturas.

A.1 Propriedades do fluido de trabalho

O fluido de trabalho utilizado dentro dos termossifões foi água deionizada. As propriedades do fluido de trabalho que foram usadas no modelo, bem como os parâmetros usados para defini-las, estão apresentadas na Tabela A.1.

Tabela A.1: Propriedades do fluido de trabalho.

Propriedade	Parâmetro 1	Parâmetro 2
Condutividade térmica no estado líquido	Temperatura do termossifão	Título
Massa específica no estado líquido	Temperatura do termossifão	Título
Massa específica no estado de vapor saturado	Temperatura do termossifão	Título
Entalpia de vaporização	Temperatura do termossifão	-
Viscosidade dinâmica no estado líquido	Temperatura do termossifão	Título

Fonte: Autoria própria.

A.2 Propriedades do absorvedor

O material constituinte do absorvedor é o vidro borossilicato. As propriedades do absorvedor que foram usadas no modelo, bem como os parâmetros usados para defini-las, estão apresentadas na Tabela A.2.

A.3 Propriedades do ambiente

As propriedades do ar no ambiente que foram usadas no modelo, bem como os parâmetros usados para defini-las, estão apresentadas na Tabela A.3.

Tabela A.2: Propriedades do absorvedor.

Propriedade	Parâmetro 1
Condutividade térmica	Temperatura do absorvedor
Transmissividade	-
Absortividade	-
Emissividade	-
Refletividade	-

Fonte: Autoria própria.

Tabela A.3: Propriedades do ambiente.

Propriedade	Parâmetro 1	Parâmetro 2
Condutividade térmica	Temperatura do ambiente	Pressão atmosférica
Número de Prandtl	Temperatura do ambiente	Pressão atmosférica
Viscosidade cinemática	Temperatura do ambiente	Pressão atmosférica
Difusividade térmica	Temperatura do ambiente	Pressão atmosférica

Fonte: Autoria própria.

A.4 Propriedade dos tubos de cobre

A propriedade dos tubos de cobre, que constituem os termossifões, bem como o parâmetro usado para defini-la, está apresentada na Tabela A.4.

A.5 Propriedades do fluido confinado

As propriedades do ar, o fluido confinado entre o termossifão e o absorvedor, bem como os parâmetros usados para defini-las, estão apresentadas na Tabela A.5. A temperatura do ar confinado é a média entre a temperatura do termossifão e a temperatura do absorvedor.

A.6 Propriedades da água no trocador de calor

Por fim, as propriedades da água que passa no trocador de calor, bem como os parâmetros usados para defini-las, estão apresentadas na Tabela A.6.

Tabela A.4: Propriedade dos tubos de cobre.

Propriedade	Parâmetro 1
Condutividade térmica	Temperatura do termossifão

Fonte: Autoria própria.

Tabela A.5: Propriedades do fluido confinado.

Propriedade	Parâmetro 1	Parâmetro 2
Condutividade térmica	Temperatura do ar confinado	-
Massa específica	Temperatura do ar confinado	Pressão atmosférica
Número de Prandtl	Temperatura do ar confinado	-
Viscosidade cinemática	Temperatura do ar confinado	Pressão atmosférica
Difusividade térmica	Temperatura do ar confinado	Pressão atmosférica

Fonte: Autoria própria.

Tabela A.6: Propriedades da água.

Propriedade	Parâmetro 1	Parâmetro 2
Massa específica	Temperatura do ambiente	Pressão atmosférica
Calor específico na fase líquida	Temperatura do ambiente	Título
Número de Prandtl no ambiente	Temperatura do ambiente	Pressão atmosférica
Número de Prandtl na superfície	Temperatura do termossifão	Título
Viscosidade cinemática	Temperatura do ambiente	Pressão atmosférica
Condutividade térmica	Temperatura do ambiente	Pressão atmosférica

Fonte: Autoria própria.