



Universidade Federal da Paraíba
Centro de Tecnologia
Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica
Mestrado-Doutorado



Estudo Teórico-Experimental de Tubos de Calor Assistidos por Gravidade para Aplicações em Coletores Solares

por

Igor Cavalcanti da Silveira

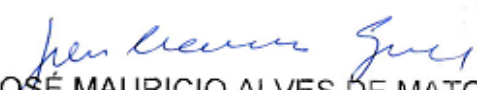
*Tese submetida como requisito para obtenção do grau de Doutor em
Engenharia Mecânica à Universidade Federal da Paraíba*

ESTUDO TEÓRICO-EXPERIMENTAL DE TUBOS DE CALOR ASSISTIDOS POR GRAVIDADE PARA APLICAÇÕES EM COLETORES SOLARES

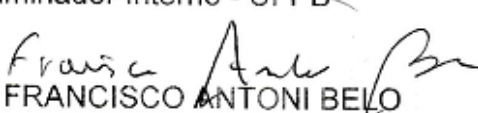
por

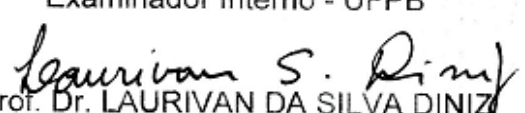
IGOR CAVALCANTI DA SILVEIRA

Tese aprovada em 29 de agosto de 2019


Prof. Dr. JOSÉ MAURICIO ALVES DE MATOS GURGEL
Orientador - UFPB


Prof. Dr. CARLOS ANTONIO CABRAL DOS SANTOS
Examinador Interno - UFPB


Prof. Dr. FRANCISCO ANTONI BELO
Examinador Interno - UFPB


Prof. Dr. LAURIVAN DA SILVA DINIZ
Examinador Externo - IFPB


Prof. Dr. MÁRCIO GOMES DA SILVA
Examinador Externo - IFPB


Prof. Dr. DHIEGO LUIZ DE ANDRADE VELOSO
Examinador Externo - IFPB

Igor Cavalcanti da Silveira

**Estudo Teórico-Experimental de Tubos de Calor Assistidos por
Gravidade para Aplicações em Coletores Solares**

Tese apresentada ao Programa de
Pós-Graduação em Engenharia Mecânica
da Universidade Federal da Paraíba, em
cumprimento às exigências para obtenção
do Título de Doutor.

Área de Concentração: Termofluidos

Orientador: Prof. Dr. José Maurício Alves de Matos Gurgel

S587e Silveira, Igor Cavalcanti da.

Estudo Teórico-Experimental de Tubos de Calor
Assistidos por Gravidade para Aplicações em Coletores
Solares / Igor Cavalcanti da Silveira. - João Pessoa,
2019.

146 f. : il.

Orientação: José Maurício Alves de Matos Gurgel.
Tese (Doutorado) - UFPB/CT.

1. Tubos de Calor. 2. Termossifões. 3. Radiação Solar.
4. Coletores Solares. 5. Modelos Matemáticos. I.
Gurgel, José Maurício Alves de Matos. II. Título.

UFPB/BC

DEDICATÓRIA

Dedico este trabalho aos meus pais, Maria Margareth dos Santos Cavalcante e Josemar Silveira, por todo o incentivo, carinho, direcionamentos e confiança depositados em mim.

A toda minha família, em especial, à minha avó Marie dos Santos Cavalcanti por sempre interceder espiritualmente por mim e em memória de meu avô e eterno amigo José Araújo Cavalcanti.

A minha amada companheira, Lucyanna Santos Procópio, mulher de fibra e força, por todo apoio, amor e suporte, sempre me dando conselhos e palavras de incentivo para que eu me mantivesse firme e pudesse concluir este trabalho.

“Talvez não tenha conseguido fazer o melhor, mas lutei para que o melhor fosse feito. Não sou o que deveria ser, mas Graças a Deus, não sou o que era antes.”

Marthin Luther King

“Por vezes sentimos que aquilo que fazemos não é senão uma gota de água no mar. Mas o mar seria menor se lhe faltasse uma gota.”

Madre Teresa de Calcutá

AGRADECIMENTOS

Primeiramente agradeço ao meu bom e amado Deus, dono de todo poder, ciência e sabedoria, que em toda plenitude do seu amor incondicional, do seu amor ágape, não me deixou titubear mesmo em meio a devaneios, estendeu o seu braço forte e me deu sustento para seguir em frente.

Ao professor José Maurício Alves de Matos Gurgel por ter abraçado o desenvolvimento deste trabalho e ter me encorajado a seguir firme até a conclusão. Com toda certeza laços de amizade foram estreitados.

Ao professor Carlos Antônio Cabral dos Santos, por sua inigualável amizade e por seu precioso conhecimento, compartilhando sabedoria e trazendo confiança em suas palavras.

Ao professor Dhiego Luiz de Andrade Veloso por toda sua dedicação, tranquilidade e longas conversas, garantindo que o único resultado seria o êxito do termino dessa pesquisa.

Ao professor Paulo Henrique Dias Santos por ter me recebido de braços abertos em Curitiba e cedido os espaços do Laboratório de Controle Térmico e Equipamentos Eletrônicos (LABTCEE) na Universidade Tecnológica Federal do Paraná (UTFPR) em Curitiba. Sem dúvida alguma a realização desse trabalho não seria possível sem o suporte e as orientações dadas para do desenvolvimento da pesquisa.

Ao Professor Celso Augusto Guimarães Santos por toda disponibilidade e horas dedicadas para que esse trabalho fosse possível de ser realizado.

Aos amigos, professores e funcionários do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica (PPGEM) da UFPB, onde cada um contribuiu de forma particular, seja com um recado, uma conversa, um ensinamento, um abraço, um desabafo, um documento, uma informação.

Aos demais professores que compuseram a banca deste trabalho, Francisco Antônio Belo, Márcio Gomes da Silva e Laurivan da Silva Diniz, por suas contribuições e disponibilidade.

Ao Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia de Pernambuco (IFPE) e aos meus amigos de trabalho que são minha família quando estou longe de casa.

Um agradecimento especial a Maria (mais carinhosamente chamada de Ia), minha segunda mãe, que torceu e rezou incansavelmente por mim, e que mostra o que é ser um ser humano de bem com a vida e batalhador, independente das dificuldades do dia-a-dia.

A Dona Lourdes, uma mulher de caráter sem igual, e toda a sua família, não só pelo carinho, mas também por toda preocupação e orações.

E não poderia esquecer jamais de agradecer a toda minha família (primos e tios), os quais tenho um amor inestimável, como também aos meus amigos, pois sei que cada um sofreu e venceu junto comigo. Todos estes são parte fundamental de minha história e principalmente porque é a forma mais sublime que Deus se manifesta em minha vida, através dos sorrisos de cada um.

ESTUDO TEÓRICO-EXPERIMENTAL DE TUBOS DE CALOR ASSISTIDOS POR GRAVIDADE PARA APLICAÇÕES EM COLETORES SOLARES

RESUMO

Os tubos de calor são dispositivos extremamente eficientes, capazes de transportar altas taxas de energia térmica por longas distâncias com baixa queda de temperatura. Por esses motivos, ao longo dos anos, estudos foram conduzidos no sentido de introduzi-los em coletores solares com o intuito de melhorar o desempenho desses equipamentos. Contudo, ainda existem poucas aplicações de coletores solares assistidos por tubos calor no Brasil. Logo, para o desenvolvimento deste trabalho tubos de calor assistidos por gravidade (também chamados de termossifões) foram confeccionados e passaram por uma série de ensaios em laboratório que simulavam condições as quais coletores solares são submetidos quando estão expostos a radiação solar ambiente, ou seja, os dispositivos foram sujeitos a fluxos de calor variáveis com valores em torno de 1000 W/m^2 . Dois modelos matemáticos foram desenvolvidos para estimar a temperatura de operação do sistema. O modelo concentrado foi baseado em balanço de energia e no método da efetividade-NUT para trocadores de calor. O outro modelo elaborado utilizou a equação da difusão de calor para o processo de condução que ocorre na parede do tubo na região do evaporador. A solução foi feita através da Técnica Transformada Integral Generalizada (GITT) para condições de operação em regime permanente. Neste sentido, os resultados teóricos foram confrontados com os dados experimentais coletados e de uma forma geral as soluções obtidas foram satisfatórias. Além disso, com os perfis de temperatura obtidos em virtude dos experimentos conduzidos foi possível avaliar os fenômenos físicos de transporte de calor como também estimar os coeficientes convectivos e definir as correlações mais adequadas para os termossifões desenvolvidos neste trabalho.

Palavras-chave: Tubos de calor, termossifões, radiação solar, coletores solares, modelos matemáticos.

THEORETICAL-EXPERIMENTAL STUDY OF TWO-PHASE CLOSED THERMOSYPHONS FOR SOLAR COLLECTOR APPLICATIONS

ABSTRACT

Heat pipes are extremely efficient devices capable of carrying high rates of thermal energy over long distances with low temperature drop. For these reasons, over the years, studies have been conducted to introduce them in solar collectors in order to improve the performance of these equipments. However, there are still few applications of heat pipe solar collectors in Brazil. Therefore, for the development of this work gravity assisted heat pipes or wickless heat pipes (called thermosyphons) were made and underwent a series of laboratory tests that simulated conditions to which solar collectors are subjected when they are exposed to ambient solar radiation, in other words, the devices were subjected to variable heat fluxes with values around 1000 W/m^2 . Two mathematical models were developed to estimate the operating temperature of the system. The concentrated model was based on energy balance and NUT-effectiveness method for heat exchangers. The other elaborated model used the heat diffusion equation for the conduction process that occurs in the tube wall in the evaporator region. The solution was made using the Generalized Integral Transformed Technique (GITT) for steady state operating conditions. In this sense, the theoretical results were compared with the experimental data collected and in general the obtained solutions were satisfactory. Moreover, with the temperature profiles obtained from the experiments conducted it was possible to evaluate the physical phenomena of heat transport as well as to estimate the convective coefficients and define the most appropriate correlations for the thermosyphons developed in this work.

Keywords: Heat pipes, thermosyphons, solar radiation, solar collector, mathematical models.

SUMÁRIO

DEDICATÓRIA.....	v
AGRADECIMENTOS	vi
RESUMO	viii
ABSTRACT	ix
SUMÁRIO.....	x
LISTA DE TABELAS	xii
LISTA DE QUADROS	xiii
LISTA DE FIGURAS	xiv
LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS	xvii
LISTA DE SÍMBOLOS	xviii
CAPÍTULO I - APRESENTAÇÃO	22
1 INTRODUÇÃO	22
1.1 OBJETIVO GERAL.....	26
1.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS	26
1.3 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	27
CAPÍTULO II - FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	40
2 INTRODUÇÃO	40
2.1 TRANSFERRÊNCIA DE CALOR.....	40
2.1.1 Radiação Solar.....	41
2.1.2 Transferência de Calor por Condução	49
2.1.3 O Fenômeno de Ebulição	52
2.2 COLETORES SOLARES	55
2.2.1 Coletores de Placas Planas (CPP).....	56
2.2.2 Coletores de Tubos Evacuados (CTE)	58
2.3 TUBOS DE CALOR (HEAT PIPES)	62
2.3.1 Materiais e Fluidos de Trabalho dos Tubos de Calor Assistidos por Gravidade (Termossifões).....	65
2.3.2 Análise Térmica.....	67
2.4 TÉCNICA DE TRANSFORMAÇÃO INTEGRAL GENERALIZADA (GENERALIZED INTEGRAL TRANSFORM TECHNIQUE - GITT).....	78

CAPÍTULO III - MODELAGEM MATEMÁTICA.....	80
3 INTRODUÇÃO	80
3.1 MODELOS MATEMÁTICOS DESENVOLVIDOS PARA ESTUDO DOS TERMOSSIFÕES E PREDIÇÃO DOS PERFIS DE TEMPERATURA	80
3.2 DESCRIÇÃO DO PROBLEMA FÍSICO	81
3.3 MODELAGEM MATEMÁTICA	82
3.3.1 Modelo Concentrado	83
3.3.2 Aplicação da Técnica Transformada Integral Generalizada (GITT).....	88
CAPÍTULO IV - DESENVOLVIMENTO EXPERIMENTAL	96
4 INTRODUÇÃO	96
4.1 ESCOLHA DO FLUIDO DE TRABALHO E MATERIAL DO INVÓLUCRO.....	96
4.2 PROCEDIMENTO DE FABRICAÇÃO DOS TERMOSSIFÕES	96
4.2.1 Procedimento de Limpeza	97
4.2.2 Processo de Soldagem	98
4.2.3 Teste de Estanqueidade	100
4.2.4 Procedimento de Evacuação	100
4.2.5 Procedimento de Preenchimento	101
4.3 A BANCADA EXPERIMENTAL	102
CAPÍTULO V - ANÁLISE DOS RESULTADOS.....	107
5 INTRODUÇÃO	107
5.1 ANÁLISE EXPERIMENTAL	107
5.1.1 Comportamento da Temperatura em Função da Carga Térmica Aplicada	108
5.2 ANÁLISE DOS LIMITES DE OPERAÇÃO	124
5.3 ANÁLISE DOS COEFICIENTES DE EBULIÇÃO NA SEÇÃO DO EVAPORADOR	124
5.4 RESULTADOS TEÓRICOS OBTIDOS PELA GITT	126
5.4.1 Análise da Convergência	126
5.5 COMPARAÇÃO ENTRE OS RESULTADOS TEÓRICOS E EXPERIMENTAIS	127
CAPÍTULO VI - CONCLUSÕES E SUGESTÕES	129
6 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	132

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Origem da energia elétrica gerada no Brasil e na Alemanha no ano-base de 2018	23
Tabela 2 – Valores de Cs, f para várias combinações superfície-líquido.	77
Tabela 3 – Volume inserido nos termossifões para diferentes configurações.....	102
Tabela 4 – Campo de temperatura radial.....	126
Tabela 5 – Análise da convergência térmica para $z = 0,43$ m.	126

LISTA DE QUADROS

Quadro 1 - Características dos mini sistemas.....	29
Quadro 2 - Tipos de coletores solares e suas características.	56
Quadro 3 - Modos de retorno do condensado.....	63
Quadro 4 - Fluidos de trabalho e materiais estruturais para termossifões.....	66
Quadro 5 - Ordem de Magnitude das Resistências do Circuito Térmico para o Termossifão.	73

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Suprimento total de energia primária no mundo em 2015	22
Figura 2 - Percentual da capacidade global instalada de coletores solares para aquecimento de água até 2015.	24
Figura 3 - Capacidade instalada de aquecedores solares em 2016.	25
Figura 4 - Layout do aparato experimental	28
Figura 5 - Mini sistemas para captação da radiação solar	28
Figura 6 - Geometria da placa absorvedora com termossifão	30
Figura 7 - Estrutura do coletor solar com tubo de calor integrado.	32
Figura 8 - Sistema formado pelo CPC e Tubo de Calor.	38
Figura 9 - Reflexão, absorção e transmissão da radiação incidente em um material semitransparente.	42
Figura 10 - Representação esquemática da radiação solar difusa em função do domo celeste apresentando as componentes circumsolar e horizontal adicionadas a componente isotrópica.	44
Figura 11 - Radiação direta em superfícies horizontal e inclinada.	45
Figura 12 - Representação esquemática dos ângulos de inclinação, de zênite, altitude solar, azimutal de superfície, azimutal solar.	47
Figura 13 - Variação da declinação solar de acordo com as estações do ano.	48
Figura 14 – Volume de controle diferencial em coordenadas cilíndricas.	51
Figura 15 – Curva típica de ebulição da água a 1 atm.	54
Figura 16 - Componentes do coletor de placa plana.	57
Figura 17 - Sistema de aquecimento de água por coletor solar de placas planas.	58
Figura 18 - Representação esquemática dos coletores solares de tubos evacuados: (a) única fase; (b) bifásico.	59
Figura 19 – Representação dos fluxos de energia térmica nos CTE com tubo de calor.	60
Figura 20 - Componentes de um tubo evacuado com tubo de calor.	61
Figura 21 - SAS por CTE assistido por tubos de calor.	62
Figura 22 - Representação esquemática e princípio de funcionamento: a) tubo de calor; b) termossifão.	64
Figura 24 – Função f_1 vs. número de Bond.	68
Figura 24 - Variação do fator f_3 de acordo com a inclinação do termossifão em função no número de Bond.	69

Figura 25 – Circuito térmico de um tubo de calor assistido por gravidade.....	72
Figura 26 – Diferentes regimes de transferência de calor em uma piscina de ebulição.....	76
Figura 27 – Representação esquemática do problema físico.....	82
Figura 28 – Volume de controle e fluxos de calor na seção do evaporador.....	84
Figura 29 – Componentes do invólucro do termossifão.....	97
Figura 30 – Cuba ultrassônica, béquer e componentes do invólucro do termossifão.	98
Figura 31 – Processo de brasagem.	99
Figura 32 – Juntas soldadas por <i>foscoper</i>	99
Figura 33 – Componentes para o processo de evacuação.	100
Figura 34 – Final do processo de evacuação.	101
Figura 35 – Selagem do termossifão. (a) Clipagem; (b) Brasagem.....	102
Figura 36 – Representação esquemática do experimento.....	103
Figura 37 – Aparato experimental. Sistema de aquecimento, resfriamento e aquisição de dados.....	104
Figura 38 – Resistência elétrica na região do evaporador.	104
Figura 39 - Disposição dos termopares ao longo do termossifão, isolamento e arrefecedor.	105
Figura 40 – Nível do fluido de trabalho no interior dos termossifões e disposição dos termopares. (a) $F = 80\%$; (b) $F = 60\%$	109
Figura 41 – Comparação da evolução transiente entre os perfis de temperatura dos termossifões em função da carga térmica aplicada, operando na posição vertical com diferentes razões de preenchimento. (a) $F = 0,6$; (b) $F = 0,8$	110
Figura 42 – Comparação da evolução transiente entre os perfis de temperatura do termossifão em função da carga térmica aplicada, operando com razão de preenchimento $F = 0,6$ em diferentes inclinações (a) $\phi = 30^\circ$; (b) $\phi = 45^\circ$	112
Figura 43 – Comparação da evolução transiente entre os perfis de temperatura do termossifão em função da carga térmica aplicada, operando com razão de preenchimento $F = 0,8$ em diferentes inclinações (a) $\phi = 30^\circ$; (b) $\phi = 45^\circ$	113
Figura 44 – Perfil de temperatura em função da carga térmica aplicada. $F = 0,6$; $\phi = 90^\circ$	114
Figura 45 – Comparação da evolução transiente entre os perfis de temperatura do termossifão em função da carga térmica aplicada, operando com razão de preenchimento $F = 0,6$ em diferentes inclinações (a) $\phi = 30^\circ$; (b) $\phi = 45^\circ$	115
Figura 46 – Perfil de temperatura em função da carga térmica aplicada. $F = 0,8$; $\phi = 90^\circ$	116
Figura 47 – Perfil de temperatura em função da carga térmica aplicada. $F = 0,8$; $\phi = 45^\circ$	117

Figura 48 – Perfil de temperatura em função da carga térmica aplicada. $F = 0,8$; $\phi = 30^\circ$.	118
Figura 49 – Temperatura axial ao longo do evaporador $do = 12,6 \text{ mm}$, $F = 0,6$. (a) $\phi = 30^\circ$; (b) $\phi = 45^\circ$; (c) $\phi = 90^\circ$	121
Figura 50 – Temperatura axial ao longo do evaporador $do = 12,6 \text{ mm}$, $F = 0,8$. (a) $\phi = 30^\circ$; (b) $\phi = 45^\circ$; (c) $\phi = 90^\circ$	122
Figura 51 – Temperatura axial ao longo do evaporador $do = 9,45 \text{ mm}$, $F = 0,6$. (a) $\phi = 30^\circ$; (b) $\phi = 45^\circ$; (c) $\phi = 90^\circ$	123
Figura 52 – Limites de operação. (a) Arrasto e Ebulição; (b) Sônico e Viscoso.....	124
Figura 53 – Coeficiente de transferência de calor experimental vs. correlações.	125
Figura 54 – Comparação teórico-experimental dos resultados. (a) $do = 12,6 \text{ mm}$, $F = 0,6$; (b) $do = 12,6 \text{ mm}$, $F = 0,8$; (c) $do = 9,45 \text{ mm}$, $F = 0,6$	128

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

Al	Alumínio
ASHRAE	<i>American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers</i>
ASTM	<i>American Society for Testing and Materials</i>
BMWi	<i>Bundesministerium für Wirtschaft und Energie</i>
CO_2	Dióxido de Carbono
COP21	<i>21st Conference of the Parties</i>
CFD	<i>Computational Fluid Dynamics</i>
CPC	Concentrador Parabólico Composto
CPP	Coletor de Placa Plana
CTE	Coletor de Tubo Evacuado
Cu	Cobre
EPE	Empresa de Pesquisa Energética
HPETSC	<i>Heat Pipe Evacuated Tube Solar Collector</i>
HPSWH	<i>Heat Pipe Solar Water Heater</i>
IEA	<i>International Energy Agency</i>
LHP	<i>Loop Heat Pipe</i>
Ni	Níquel
NPV	<i>Net Present Value</i>
NUT	Número de Unidades de Transferência
O_2	Gás oxigênio
O_3	Gás de Ozônio
ONS	Operador Nacional de Energia
PCM	<i>Phase Change Material</i>
REN21	<i>Renewable Energy Policy Network for the 21st Century</i>
SAS	Sistema de Aquecimento Solar
SPP	<i>Simple Payback Period</i>
UNFCCC	<i>United Nations Framework Convention on Climate Change</i>
VOF	<i>Volume of Fluid</i>

LISTA DE SÍMBOLOS

A	Área [m ²]
Bo	Número de Bond – diâmetro do tubo adimensional
c_p	Calor específico [J/kg.K]
C_{sf}	Constante experimental que depende da combinação superfície-fluido
CI_i	Coeficiente operador integral
d	Diâmetro
F	Razão de preenchimento
f_1	Fator de correção em função do número de Bond (Bo)
f_2	Fator de correção em função de K_p
f_3	Fator de correção em função da inclinação do tubo de calor
g	Gravidade [m/s ²]; Geração de energia volumétrica [J/m ³]
G	Radiação solar global [W/m ²]
G_b	Radiação direta [W/m ²]
$G_{b,n}$	Radiação direta normal a direção de propagação [W/m ²]
$G_{b,t}$	Radiação direta sobre uma superfície inclinada [W/m ²]
G_d	Radiação difusa [W/m ²]
G_{sc}	Constante solar [W/m ²]
G_t	Radiação incidente sobre uma superfície inclinada [W/m ²]
h	Entalpia específica [kJ/kg]; Coeficiente de convecção [W/m ² .K]
h_{lv}	Entalpia de vaporização [kJ/kg]
k	Condutividade térmica [W/m.K]
K_p	Critério adimensional de Pressão
l	Comprimento [m]
L	Comprimento [m]
L_b	Escala de comprimento de bolha
n	Dia juliano
N_i	Normas do problema auxiliar do campo de temperatura
P	Pressão [Pa]
q	Fluxo de calor [J/m ²]
Q	Energia Térmica [J]
r	Raio [m]; Coordenada radial [m]

R	Resistência térmica [$^{\circ}\text{C}.\text{m}^2/\text{W}$]
$R_{\#}$	Constante universal dos gases [$\text{J}/\text{kmol}.\text{K}$]
R_b	Fator de inclinação da radiação direta
Re	Número de Reynolds
S	Radiação absorvida pelo coletor solar [W/m^2]
T	Temperatura [$^{\circ}\text{C}$]
U	Coeficiente global de troca de calor [W/m^2]
z	Coordenada longitudinal [m]

Letras Gregas

α	Absortividade; Difusividade Térmica [m^2/s]
α_s	Altitude Solar [$^{\circ}$]
β	Inclinação do coletor solar [$^{\circ}$]
γ	Ângulo azimutal de superfície [$^{\circ}$]
γ_s	Ângulo azimutal [$^{\circ}$]
δ	Declinação Solar
Δ	Variação
θ	Ângulo de incidência [$^{\circ}$], Temperatura transformada [$^{\circ}\text{C}$]
θ_z	Ângulo zenital [$^{\circ}$]
μ	Viscosidade dinâmica [$\text{kg}/\text{m}.\text{s}$]
μ_i	Autovalores do problema auxiliar do campo de temperatura
ρ	Refletividade; Massa específica [kg/m^3]
σ	Tensão superficial [N/m]
τ	Transmissividade; Constante de Tempo
ϕ	Latitude [$^{\circ}$]; inclinação do termossifão [$^{\circ}$]
ψ_i	Autofunções do problema auxiliar do campo de temperatura
ω	Ângulo horário solar [$^{\circ}$]

Subscritos e Sobrescritos

0	Inicial
a	Axial
abs	Absorvido
adb	Adiabático
arf	Fluido de arrefecimento
arrasto	Arrasto
atm	Atmosférica
b	Direta (<i>beam</i>)
c	Condensador
d	Difusa (<i>diffuse</i>)
ebul	Ebulição
ef	Efetivo
e	Evaporador
exc	Excesso
g	Solo (<i>ground</i>)
hp	<i>Heat Pipe</i> (Tubo de Calor)
hs	<i>Heat Source</i> (Fonte de Calor)
i	Interno, entrada (<i>inner, in</i>)
l	Líquido
loss	Perdido
n	Normal
o	Externo, saída (<i>outer, out</i>)
ref	Refletido
s	Superfície
sat	Saturação
sc	Constante solar (<i>solar constant</i>)
son	Sônico
ss	Regime permanente (<i>steady state</i>)
t	Inclinado (<i>tilted</i>)
tr	Transmitido; transversal
u	Útil

v	Vapor
vis	Viscoso
w	<i>Wall</i> (parede)
z	Zênite
∞	Referente ao ambiente
—	Referente à média de uma propriedade
$\sim$	Normalização da autofunção
.	Por unidade de tempo [s^{-1}]

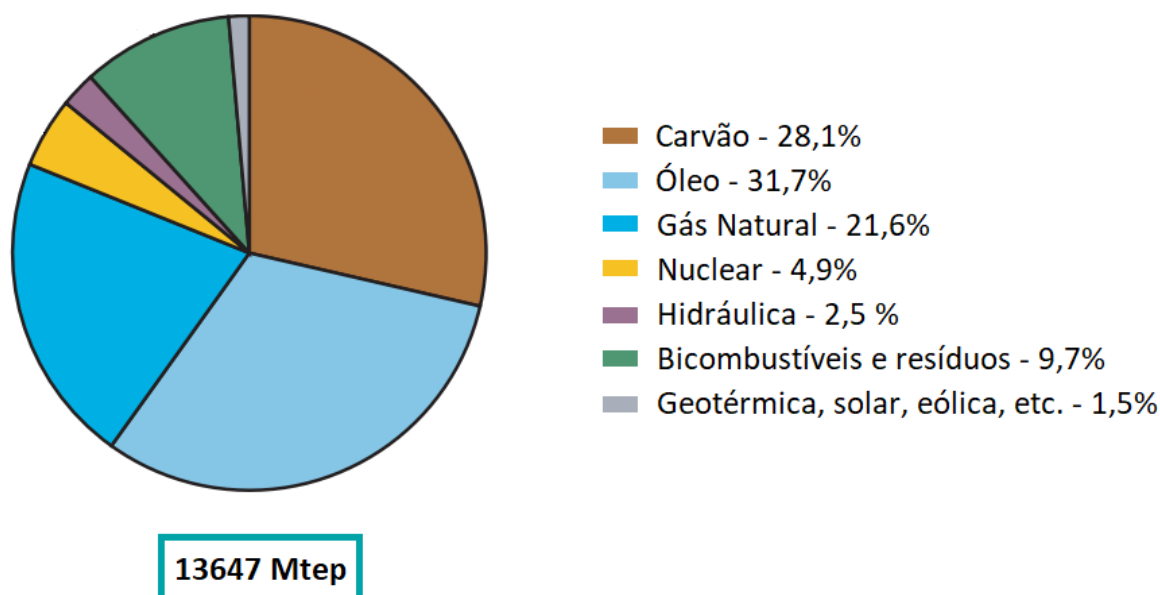
CAPÍTULO I

APRESENTAÇÃO

1 INTRODUÇÃO

Mais da metade da matriz energética mundial é representada por combustíveis fósseis (derivados do petróleo, gás natural, carvão mineral), como pode ser observado na Figura 1.

Figura 1 - Suprimento total de energia primária no mundo em 2015



Fonte: IEA, 2017. Adaptado.

O fato é que estes são recursos não-renováveis, ou seja, haverá um esgotamento dos mesmos com o contínuo consumo, além de que a queima desses insumos emitem gases de efeito estufa para a atmosfera e consequentemente estão associados com o aumento de temperatura global. Inclusive, na 21ª Conferência das Partes (*Conference of the Parties – COP21*) das Nações Unidas que ocorreu entre os dias 30 de Novembro e 11 de Dezembro de 2015 em Paris, ficou acordado que deveriam ser feito esforços para que a temperatura média global não aumentasse mais do que 2 °C (UNFCCC, 2015). Este cenário é bastante promissor para aplicações onde as fontes de energias alternativas e renováveis sejam protagonistas, tais como energia eólica, solar, de biomassa, entre outras.

A Alemanha está na vanguarda da utilização das fontes de energia limpa e sempre estabeleceu metas para o aumento da utilização das mesmas. Em Setembro de 2010, o governo federal alemão adotou o Conceito de Energia (*Energy Concept*), sendo um roteiro a longo prazo até o ano de 2050, o qual definiu o curso do suprimento de energia desse país na era das energias renováveis. Nesse sentido, um ponto que pode ser destacado é o de extinguir gradativamente a produção de energia elétrica através das usinas nucleares até 2022, onde esse fornecimento gradativamente poderá ser substituído por energia limpa, medida que ganhou força após o desastre nuclear em Fukushima Daiichi em Março de 2011.

Uma das metas do *Energy Concept* seria que a participação das energias limpas atingisse valores em torno de 35% da energia elétrica produzida neste país até 2020 (IEA, 2013), só que de acordo com a Tabela 1 a Alemanha ultrapassou a marca de 40% de energia produzida a partir de fontes alternativas e renováveis, ou seja, superou as metas traçadas pelo *Energy Concept* e com dois anos de antecedência.

Tabela 1 - Origem da energia elétrica gerada no Brasil e na Alemanha no ano-base de 2018

Origem da energia	Energia elétrica gerada (%)	
	Brasil	Alemanha
Hidráulica	66,6	3,1
Derivados de petróleo	2,4	-
Carvão e derivados	3,2	37,9
Nuclear	2,5	13,4
Gás natural e outros gases	8,6	8,1
Biomassa	8,5	8,4
Eólica	7,6	20,6
Solar	0,5	8,5
Outros	0,1	-
Fonte: ISE-FRAUNHOFER, 2019; EPE, 2019. Adaptado.		

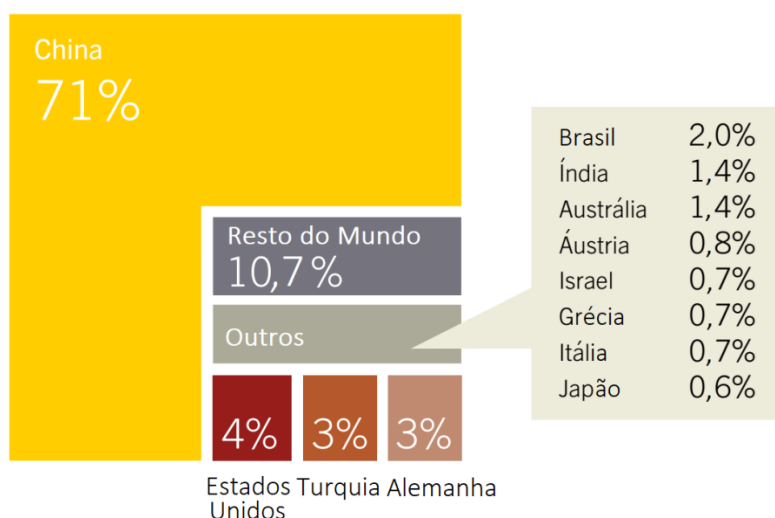
A comparação apresentada na Tabela 1 entre a geração de energia elétrica entre o Brasil e Alemanha, expõe uma realidade um tanto quanto controversa para a matriz energética brasileira no que se diz respeito ao aproveitamento da energia solar, pois, diferente do território alemão, o Brasil é um país localizado em sua maior parte na região intertropical do globo, assim, possuindo um grande potencial para aproveitamento da energia proveniente do sol durante todo o ano (PEREIRA *et al.*, 2017), e de acordo com Tiba *et al.* (2000), a região Nordeste apresenta valores das médias anuais da radiação global diária comparáveis às das

melhores regiões do mundo, inclusive nesta região do país, as variações da incidência da radiação solar ao longo do ano pouco se alteram, fato este que apresenta vantagens técnicas e econômicas para as instalações.

A conversão da energia solar pode acontecer de três formas, são elas: fotovoltaica, fotoquímica e fototérmica, onde a forma mais fácil e direta de transformar a radiação solar em energia útil é através da conversão térmica (WANG *et al.*, 2015), por isso que os aquecedores de água são a forma mais popular de se aproveitar a energia do sol (AYOMPE *et al.*, 2011a). Essa prática fica mais atrativa se for levado em conta que no Brasil o aquecimento de água é predominantemente feito por meio de energia elétrica ou por combustão. O fato é que estima-se em 24% do consumo total de energia elétrica de uma residência quando este insumo destina-se ao aquecimento de água (PENNEREIRO *et al.*, 2010). Somando o alto custo do aquecimento de água através da energia elétrica, a crise hídrica que o país enfrenta aliado com uma crise energética e por consequência um aumento das tarifas cobradas, a utilização de coletores solares se torna uma alternativa interessante para o aquecimento de água a partir da energia solar.

A capacidade mundial instalada de coletores solares para aquecimento de água vem evoluindo gradativamente. Para o ano de 2016 foi totalizado 456 Gigawatts de energia térmica que pode ser absorvida pelos coletores contra 124 Gigawatts em 2006 (REN21, 2017). Num panorama global, a China é o país líder na capacidade instalada de aquecedores solares e o Brasil ocupa a quinta posição (Figura 2).

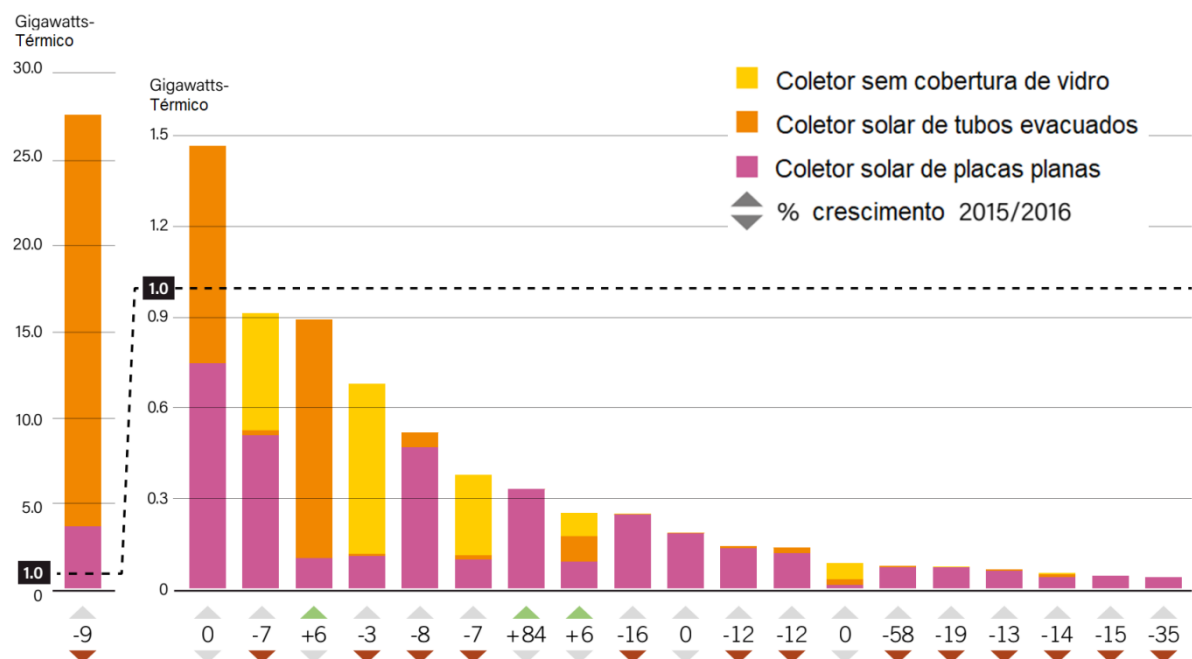
Figura 2 - Percentual da capacidade global instalada de coletores solares para aquecimento de água até 2015.



Fonte: REN21, 2017. Adaptado.

Grande parte dos coletores solares utilizados no Brasil com a finalidade do aquecimento de água são do tipo placa plana (ROSA, 2012) com o custo relativamente baixo no mercado brasileiro, mas ocupam um grande espaço da área onde são instalados. Outra tecnologia para captação da energia solar, opção que apresenta melhor desempenho térmico do que os coletores solares de placas planas convencionais (REDPATH, 2012; DAGHIGH e SHFIEIAN, 2016; RYBÁR *et al.*, 2016; GILL *et al.*, 2016), são os coletores solares de tubos evacuados. Para se ter uma noção da perspectiva de como se comporta o mercado brasileiro a respeito dos aquecedores solares, a Figura 3 mostra informações considerando a capacidade de acumulação térmica instalada de coletores solares para aquecimento de água num ranking de 20 países no mundo no ano de 2016.

Figura 3 - Capacidade instalada de aquecedores solares em 2016.



Fonte: REN21, 2017. Adaptado.

Analisando a Figura 3, a predominância chinesa é enorme referente a instalação dos coletores solares de tubos evacuados, sendo discretamente seguida por Índia e Turquia. Essa tecnologia é pouco difundida no Brasil e também não há produção nacional.

Os coletores solares de tubos evacuados podem ser de única fase ou bifásicos. Os bifásicos também são conhecidos como coletores solares de tubos evacuados assistidos por tubos de calor (*heat pipes evacuated tubes solar collectors – HPETSC*) ou também como

aquecedores solares assistidos por tubos de calor (*heat pipe solar water heaters – HPSWH*). A questão é que os coletores solares que possuem tubos de calor em sua composição são mais eficientes quando comparados com os coletores de única fase (HAYEK *et al.*, 2011; CHOW *et al.*, 2013). Um dos fatores que proporcionam a melhoria da eficiência desse dispositivo se deve ao fato de que os tubos de calor operam com mudança de fase, e esse processo intensifica a capacidade da transferência de calor para a água a ser aquecida.

1.1 OBJETIVO GERAL

Diante do cenário apresentado, este trabalho se propõe a aplicar uma metodologia experimental para a confecção de tubos de calor para coletores solares, analisá-los experimentalmente com variadas configurações e desenvolver um modelo matemático que seja capaz de estimar as características do sistema em operação.

1.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

Os objetivos específicos desse trabalho são:

- 1) Definir os limites de operação dos termossifões para desenvolvê-los experimentalmente;
- 2) Construir e testar, em laboratório, termossifões em diferentes configurações, variando a potência inserida no sistema, razões de preenchimento e inclinações;
- 3) A partir dos perfis de temperatura desenvolvidos entender fisicamente o comportamento dos termossifões;
- 4) Modelar termicamente o termossifão, e a partir dos dados experimentais, compará-los com os resultados teóricos;
- 5) Calcular o coeficiente convectivo de transferência de calor na seção do evaporador e determinar quais correlações existentes na literatura são mais adequadas para tubos longos e pequenos diâmetros;

1.3 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Desde o surgimento dos tubos de calor que a importância desses dispositivos em aplicações solares, como sistemas para aquecimento de água, por exemplo, vem ganhando atenção, principalmente porque a maioria das limitações apresentadas pelos coletores solares convencionais podem ser sanadas pela inserção dos tubos de calor nos sistemas de captação da radiação solar (KOLHE *et al.*, 2015).

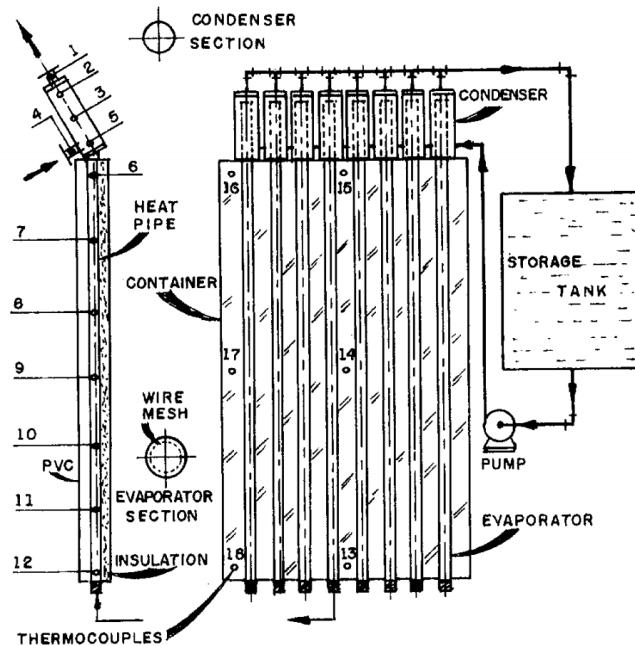
De acordo com Ismail e Abogderah (1998) a utilização dos tubos de calor nos coletores solares foram introduzidos por Bienert e Wolf (1976), mas os resultados não foram satisfatórios, diferente de Ramsey *et al.* (1977) que conseguiram melhores resultados obtendo uma eficiência de 50%, operando a 300 °C de temperatura.

Vários estudos seguiram no sentido de avaliar a performance térmica dos coletores de placas planas assistidos por tubos de calor. Azad *et al.* (1987) apresentaram um estudo teórico e experimental de um coletor solar para aquecimento de água utilizando metanol como fluido de trabalho com uma inclinação de 35°, orientado para o sul. O coletor solar assistido por tubos de calor foi projetado, construído e testado em Teerã, no Irã, e os dados coletados foram comparados com os resultados estimados teoricamente havendo boa concordância entre eles.

Bong *et al.* (1993) apresentaram um modelo teórico para a determinação da eficiência, fator de remoção de calor e temperatura de saída da água de um coletor solar de placa planas com uma matriz de tubos de calor. O modelo foi validado por testes realizados sob as condições climáticas locais, em Singapura, com um coletor contendo 16 tubos de calor e inclinados em 14°. Os resultados mostraram que o modelo proposto é suficiente para descrever a performance do coletor em regime permanente.

Ismail e Abogderah (1998) desenvolveram um estudo comparativo entre resultados estimados teoricamente e os dados experimentais coletados para um coletor solar de placas planas assistido por tubos de calor. O modelo teórico foi baseado no método proposto por Duffie e Beckman (1980), sendo modificado para a aplicação com tubos de calor para o transporte de calor. No aparato experimental uma modificação foi proposta para os condensadores, eles possuíam uma inclinação de 15° a mais do que a inclinação do evaporador (Figura 4) para facilitar o retorno do condensado para o evaporador.

Figura 4 - Layout do aparato experimental



Fonte: Ismail e Abogderah, 1998.

Dois coletores foram testados simultaneamente, um coletor de placas planas convencionais e outro com tubos de calor. Foi visto que a eficiência instantânea do coletor convencional no início de funcionamento pela manhã apresentou melhor desempenho até que o coletor com tubos de calor atingiu sua temperatura de operação e o superou.

Chun *et al.* (1999) compararam a performance de cinco mini sistemas (Figura 5) para captação da radiação solar construídos com tubos de calor para o aquecimento de água.

Figura 5 - Mini sistemas para captação da radiação solar



Fonte: Chun *et al.*, 1999.

Cada sistema apresentava uma determinada configuração, mostradas no Quadro 1, que foram confeccionados para avaliar qual apresentaria a melhor performance.

Quadro 1 - Características dos mini sistemas.

Tipo	A	B	C	D	E
Fluido de Trabalho	Água	Metanol	Acetona	Etanol	Etanol
Área do Coletor (m²)	0,17	0,16	0,15	0,16	0,15
Tipo de Tubo de Calor	Termossifão	Malha de Aço Inoxidável	Malha de Aço Inoxidável	Mecha de Aço Inoxidável	Termossifão

Fonte: Chun *et al.* (1999). Adaptado.

De acordo com os autores os resultados mostraram que as performances dos diferentes sistemas foram similares, não havendo uma configuração que se destacasse com relação às demais.

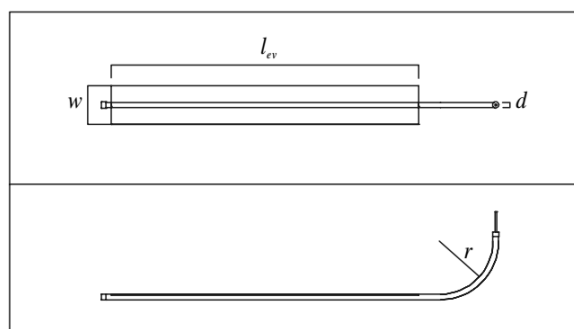
Hussein *et al.* (1999a) investigaram os coletores solares de placas planas de forma experimental e teórica sob condições transientes. As equações que governam os diferentes componentes do coletor foram apresentadas, adimensionalizadas e aplicaram a técnica das diferenças finitas para solução das mesmas. Para validação da simulação desenvolvida, um coletor foi projetado, construído e testado, com diferentes parâmetros como vazão de arrefecimento e temperatura de entrada da água no *manifold*. Os resultados da simulação e experimentais apresentaram boa concordância entre si. Outros parâmetros foram analisados por Hussein *et al.* (1999b), entre eles, foram destacados a intensidade da radiação solar, material e espessura da placa absorvedora, razão entre o passo dos tubos e seus diâmetros e razão entre comprimento do condensador e o comprimento total do tubo. Dessa forma, os pesquisadores objetivavam analisar os vários parâmetros operacionais de projeto, e como influenciavam no desempenho do coletor.

Um sistema para aquecimento de água por energia solar foi investigado por Mathioulakis e Belessiotis (2002) teoricamente e experimentalmente. O coletor solar de placa plana utilizou um tubo de calor em loop assistido por gravidade como dispositivo para absorver a energia solar e transferi-la para o tanque de armazenamento, pois o tubo de calor está inserido tanto no coletor solar como no tanque, ou seja, um sistema de circulação passiva. Os experimentos foram realizados em condições ambiente, com o sistema instalado a céu

aberto. Além disso, um modelo teórico simplificado foi desenvolvido para o coletor-evaporador e avaliado em comparação com os dados experimentais obtidos.

Abreu e Colle (2004) no desenvolvimento da pesquisa focaram na análise experimental do comportamento térmico de um coletor solar de placas planas com tubos de calor por gravidade (termossifão) com uma geometria incomum para o dispositivo, pois a região do condensador é curva, como pode ser visto na Figura 6.

Figura 6 - Geometria da placa absorvedora com termossifão



Fonte: Abreu e Colle, 2004.

Abreu e Cole (2004) realizaram os testes em laboratório onde uma resistência elétrica foi utilizada para simular a radiação solar. Diferentes comprimentos para o evaporador, razão de preenchimento do fluido de trabalho, temperatura do arrefecedor, inclinação do evaporador (30° e 45°) foram testados com diferentes fluxos de calor.

Nada *et al.* (2004) e Hussein (2007) estudaram um coletor solar de placas planas assistido por tubo de calor gravitacional (termossifão) com um trocador de calor de casco e tubo acoplado, o qual foi investigado experimentalmente sob as condições climáticas do Cairo, no Egito. A performance do coletor foi avaliada com diferentes vazões mássicas e diferentes temperaturas de entrada de água para arrefecimento. Também foi analisado a influência do número de tubos de calor no desempenho do coletor, onde o coletor com 12 tubos apresentou os melhores resultados. Foi visto que a vazão ótima ficou muito próxima da proposta pela ASHRAE, para testes de coletores solares de placas planas.

Sivaraman e Mohan (2005) conduziram os experimentos para observar os efeitos causados nos coletores solares em função da razão entre o comprimento do tubo de calor e seu diâmetro interno (L/d_i). Dois coletores com tubos com diferentes razões L/d_i foram fabricados, ambos com mesmo comprimento mas diferentes diâmetros. Cobre foi utilizado para o invólucro do tubo de calor, aço inoxidável foi utilizado para a estrutura da malha

capilar e metanol foi o fluido de trabalho. Os resultados mostram que o coletor com a razão de 52,63 apresentou melhor eficiência do que o coletor com a razão de 58,82, ou seja, o coletor com maior diâmetro obteve uma maior eficiência.

Hussein *et al.* (2006) observaram a influência da geometria da seção transversal da tubulação como também a razão de preenchimento do fluido de trabalho no interior dos tubos de calor instalados nos coletores solares. Os autores observaram na literatura que estudos prévios só haviam sido feitos com tubos de calor de seções circulares. Dessa forma, foram avaliados 3 diferentes grupos de tubos de calor, em função das diferentes geometrias das seções transversais (circular, elíptica e semicircular) que foram projetadas e manufaturadas. Os tubos de calor foram preenchidos com água destilada, com 10%, 20% e 35% de razão de preenchimento. Os protótipos dos coletores solares assistidos por tubos de calor foram submetidos a diferentes temperaturas de entrada da água de arrefecimento, duas vazões mássicas diferentes e nas condições meteorológicas do Cairo, Egito. Os resultados mostraram que para os coletores solares assistidos por tubos de calor com seção transversal circular com uma razão de preenchimento de 20% forneceram uma maior taxa do ganho de energia térmica instantânea ao longo do dia. Os resultados obtidos por Hussein *et al.* (2006) foram comprovados pelos resultados obtidos nos trabalhos de Neguishi e Sawada (1983) e Feldman e Srinivasan (1984). Também foi observado que houve um leve efeito positivo, para razão de preenchimento de 35%, na taxa de ganho de energia térmica durante os períodos da tarde. Isso pôde ser atribuído para uma maior capacidade térmica quando comparado as outras razões de preenchimento. Por outro lado, para os tubos de calor com seção transversal elíptica, os coletores que apresentaram os melhores resultados da taxa de ganho de energia térmica instantânea, foram aqueles com razão de preenchimento de 10%.

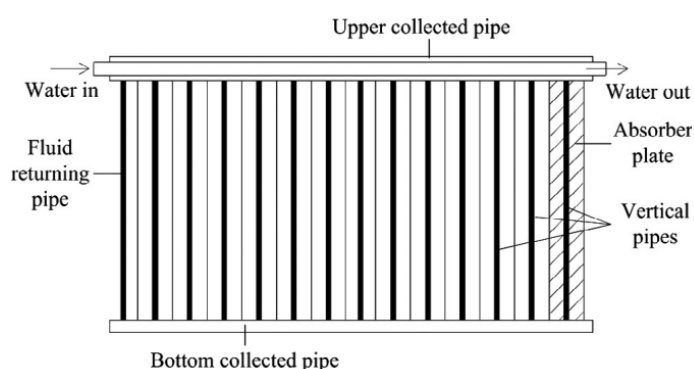
Azad (2008) projetou e construiu um coletor solar de placas planas assistido por tubos de calor para avaliação de seu desempenho em testes de campo. Além da investigação experimental, o comportamento térmico do coletor solar foi analisado teoricamente baseado no método de efetividade NUT (número de unidades de transferência), sendo desenvolvido um modelo capaz de estimar a eficiência térmica, como também as temperaturas nas seções de entrada e saída do coletor, como também a temperatura do tubo de calor. A validação do modelo foi feita utilizando os dados experimentais, havendo boa concordância entre os resultados.

Chien *et al.* (2011) investigaram experimentalmente e teoricamente um coletor solar de placas planas assistido por tubos de calor para o aquecimento de água. A performance do

coletor solar foi avaliada quanto a variação da intensidade da radiação solar e a inclinação angular do dispositivo. Os resultados mostraram que o sistema apresentou uma eficiência de 82%, o que é superior aos coletores convencionais. O modelo teórico desenvolvido utilizou o método de resistência-capacitor térmico. Houve uma boa concordância entre os dados experimentais e as simulações, tendo um erro médio de 6% entre os resultados.

Wei *et al.* (2013) utilizaram um tubo de calor assistido por gravidade integrado (ao invés de tubos de calor separados lado a lado) no coletor solar de placas planas (Figura 7).

Figura 7 - Estrutura do coletor solar com tubo de calor integrado.



Fonte: Wei *et al.*, 2011.

Três aspectos foram abordados por Wei *et al.* (2013). Um teste experimental foi conduzido para avaliar a performance do dispositivo, onde uma eficiência de 66% foi atingida, enquanto que houve um aumento de 25°C do tanque de armazenamento; uma análise teórica através do balanço de energia para cada componente do coletor foi desenvolvida para ser possível entender os processos de transferência de calor no interior do coletor; e um modelo teórico transiente foi desenvolvido para calcular parâmetros em que os resultados da simulação representavam uma resposta qualitativa do sistema como um todo e estavam de acordo com os dados experimentais.

Brahim *et al.* (2014) incorporaram uma matriz de aletas na seção do condensador dos tubos de calor, e analisaram a performance do sistema de aquecimento solar comparando os dados experimentais com os resultados de um modelo teórico. Água e metanol foram os fluidos de trabalhos utilizados, e os resultados mostraram ligeira superioridade na eficiência instantânea, por volta de 60%, para água. Os resultados mostraram que a medida que aumentou o número de aletas houve um aumento da eficiência do sistema até um certo limite. Os resultados também mostraram que o número de *mesh*, afetou diretamente a eficiência

global do coletor, onde os melhores resultados para as condições de operação para os coletores estudados neste trabalho aconteceram para o *mesh* igual a 100.

Kolhe *et al.* (2015) investigaram o efeito do óxido de cobre como fluido de trabalho para os tubos de calor, no sentido de observarem o desempenho dos coletores solares de placas planas operando com nanofluido e a possível melhoria da eficiência térmica dos tubos de calor funcionando em diferentes configurações. As concentrações do nanofluido variaram em 0,3%, 0,6% e 0,9% em peso. O estudo apresentou o efeito da vazão mássica do fluido de arrefecimento, o ângulo de inclinação do coletor, além da concentração do material nanofluídico. De antemão, foi visto que a performance do coletor solar apresentou melhorias com o aumento da inclinação, e a concentração de nanofluido trouxe benefícios até um certo nível, como também, a vazão mássica do fluido de arrefecimento.

Wang *et al.* (2015) propuseram um novo design para o componente de absorção de calor do coletor solar de placa plana e realizaram um estudo numérico por fluidodinâmica computacional (*Computational Fluid Dynamic - CFD*) para avaliarem a eficiência do dispositivo. Foi observado a influência em que a inclinação do coletor possuía sobre a eficiência sistema, assim como, a vazão mássica que escoava no *manifold* e a distância entre a cobertura e a placa absorvedora. Os resultados da simulação revelaram que uma vazão mássica de 0,15 kg/s e uma distância de 20 mm entre a cobertura e a superfície absorvedora foram os valores ótimos para a eficiência do dispositivo, atingindo um valor 85,1%.

Todos os trabalhos apresentados até então são referentes à coletores de solares de placas planas assistidos por tubos de calor. De acordo com Rybár *et al.* (2016), os coletores solares de placas planas foram massivamente utilizados no passado, mas que passaram a ser substituídos pelos coletores solares de tubos evacuados. Esta é uma realidade que se aplica mais precisamente à China, onde a indústria de coletores solares para aquecimento de água deste país optou por investir nos coletores solares de tubos evacuados ao invés dos coletores solares de placas planas, diferente dos demais países do resto do mundo. (QIU *et al.*, 2015).

Foi nessa perspectiva que pesquisas começaram a ser desenvolvidas no tocante aos coletores solares de tubos evacuados de única fase. Posteriormente os tubos de calor passaram a ser incorporados nestes coletores, assim como ocorreu nos coletores solares de placas planas na década de 80.

Ong *et al.* (2011) relataram os resultados de testes de campo realizados com 2 sistemas de coletores solares de tubos evacuados para aquecimento de água testados lado a lado e simultaneamente, onde num circuito a circulação da água era por convecção natural e no outro

circuito por convecção forçada Cada sistema consistia de 30 tubos com inclinações de 20° com a horizontal. Foi visto que o sistema apresentou uma melhor performance quando submetido a convecção natural, além de que os custos referentes a instalação para esse sistema era menos oneroso.

Hayek *et al.* (2011), desenvolveram uma investigação experimental da performance global entre dois tipos de coletores solares de tubos evacuados (assistido por tubos de calor e de única fase), instalados com inclinações variando entre 30°, 45° e 55° sob condições climáticas na costa leste do mar Mediterrâneo. Os resultados mostraram que o coletor com tubos de calor apresentou melhores resultados do que o coletor de única fase com valores de eficiência de 15% a 20% superior.

Ayompe *et al.* (2011b) objetivaram comparar a performance energética e econômica entre coletores solares de placas planas e os coletores solares de tubos evacuados assistidos por tubos de calor (4 m² e 3 m², respectivamente), com inclinações de 53°, submetidos as mesmas condições climáticas em Dublin, Irlanda. Os resultados mostraram valores superiores tanto da eficiência térmica como também da energia coletada pelo coletor de tubos evacuados. Em compensação, os resultados econômicos mostraram que os sistemas não são economicamente viáveis para a Irlanda.

Elmosbahi *et al.* (2012) investigaram experimentalmente o efeito da razão de preenchimento do fluido de trabalho inserido no interior dos tubos de calor dos coletores solares. Os testes foram conduzidos com uma inclinação de 45°. Os dados coletados do fluxo solar e diversos pontos de temperatura ao longo do tubo de calor permitiram avaliar a performance do sistema em diferentes condições de operação. Os resultados mostraram que o coletor apresentou um melhor desempenho quando o evaporador foi preenchido com 2/3 do seu volume, utilizando metanol como fluido de trabalho.

Nkwetta *et al.* (2012) apresentaram a performance de um coletor solar de tubos evacuados assistidos por tubos de calor comparados aos resultados obtidos por um concentrador solar de tubos evacuados assistido por tubos de calor, para aplicações em médias temperaturas. As áreas de abertura dos coletores eram 0,107 m² e 0,2004 m² para o coletor solar e concentrador solar, respectivamente. Os coletores foram testados em variadas condições com inclinação de 60° e avaliadas as temperaturas de operação, entrada e saída do fluido, irradiação solar absorvida, eficiência dos coletores como também os coeficientes de transferência de calor. O concentrador solar apresentou uma melhoria de 30% numa média global do gradiente de temperatura entre a saída e entrada de água a ser aquecida e uma

melhoria de 25,42% na energia total diária absorvida quando comparando-se com o coletor solar de tubos evacuados.

Redpath (2012) propôs fazer um estudo para investigar se os custos dos aquecedores de água solares de tubos evacuados assistidos por tubos de calor poderiam ser reduzidos mantendo o mesmo nível de performance. Três coletores solares assistidos por tubos de calor foram projetados e colocados em testes a céu aberto com inclinações de 45° localizados numa região de clima marítimo do hemisfério norte, na Irlanda. Dados experimentais foram coletados de dois dos três coletores envolvidos na pesquisa, ambos com mesma área (2 m²), simultaneamente por um monitoramento de 1 ano, e esses dados foram utilizados para validar uma correlação baseada em uma versão modificada do método do *f-chart*, comparando o desempenho observado e esperado para ambos os sistemas. Por fim, o terceiro sistema foi montado com os mesmos parâmetros e confirmando valores superiores a 0,95 do coeficiente de determinação (R²) para os resultados da fração solar diurna, tanto previstas como medidas.

Hazami *et al.* (2013) formularam um modelo completo levando em conta os vários modos de transferência de calor que ocorrem nos aquecedores de água solares domésticos, utilizando o TRNSYS. Para validação do modelo, foram realizados testes experimentais nas condições climáticas locais. Os resultados estimados teoricamente foram comparados com os dados mensurados para determinar a acurácia da simulação. A performance do sistema foi avaliada a longo prazo por meio dos dados meteorológicos anuais típicos referentes a Borj Cedria, na Tunísia. Resultados mostraram que 84,76% da radiação solar anual foram coletados pelo coletor solar de tubos evacuados. Por fim, foi visto que houve um melhor desempenho dos coletores solares de tubos evacuados quando comparados com os coletores de placas planas e, além disso, uma avaliação econômica através do *Payback Period* foi desenvolvida para observar qual dos dois coletores teria o melhor custo benefício, resultando que os coletores de placas planas teriam retorno financeiro com 2 anos de vantagem em relação aos coletores de tubos evacuados.

Arab e Abbas (2013) avaliaram a performance de um coletor solar de tubos evacuados assistido por tubos de calor, utilizando diferentes fluidos de trabalho e qual destes proporcionaria um melhor desempenho para o sistema. Para isso um modelo dinâmico para o coletor solar foi desenvolvido e validado em conjunto com um modelo para o tubo de calor. Assim, diferentes fluidos de trabalho foram testados e avaliados de acordo com a performance do coletor. A água foi definida como o melhor fluido de trabalho quando comparada com os

outros fluidos de trabalho. Além disso, 3 fluidos hipotéticos foram propostos para análise posterior o que levou a uma performance mais elevada que a da água.

Du *et al.* (2013) projetaram e construíram uma plataforma para testes experimentais de um coletor solar. A performance do coletor solar de tubos evacuados assistido por tubos de calor foi investigada experimentalmente, através da avaliação da eficiência instantânea do dispositivo, como também, a capacidade térmica efetiva, o modificador do ângulo de incidência e a queda de pressão no *manifold* em função da variação vazão de água.

Chow *et al.* (2013) avaliaram numericamente coletores solares de tubos evacuados de única fase (efeito termossifão) e de duas fases (tubo de calor assistido por gravidade). A modelagem foi realizada para diferentes zonas climáticas da China e os vários aspectos da performance do sistema como o retorno econômico foram relatados. Para todas as regiões, o dispositivo que apresentou o melhor retorno financeiro foi o coletor de única fase, porém uma má escolha para baixas temperaturas. Mesmo assim, os coletores de tubos evacuados de duas fases apresentaram uma eficiência térmica maior sob as mesmas condições ambiente.

Ayompe e Duffy (2013) avaliaram a performance térmica de um sistema de aquecimento de água por um coletor solar de tubos evacuados assistido por tubos de calor utilizando os dados coletados de uma bancada de testes em campo durante um ano em Dublin, na Irlanda. Os resultados mostraram que de um total de 11760,3 MJ da radiação solar incidente no coletor, 7435,1 MJ foram capturados pelo mesmo e 6121,1 MJ foram entregues ao tanque de armazenamento de água quente. O sistema apresentou uma eficiência diária anual de 52%.

Jahanbakhsh *et al.* (2015) construíram tubos de calor e os testaram utilizando soluções de etanol, água e suas soluções com diferentes concentrações como fluidos de trabalho, em diferentes inclinações. Os testes são conduzidos para investigar os efeitos da concentração de etanol assim como a utilização ou não de um meio capilar. Os testes indicam que a inserção de etanol na solução melhora a performance dos tubos de calor para baixos fluxos de calor fornecidos ao sistema. Foi constatado que as características de melhor desempenho ocorrem quando as concentrações de etanol estão por volta de 50 à 70%. Ainda observando os testes realizados com os tubos de calor, os autores verificaram que a presença de um meio capilar não adicionam nenhuma melhoria na performance dos tubos de calor. Além disso foi visto que uma angulação de 35° proporcionou um maior coeficiente de transferência de calor. Usando os resultados dos testes dos tubos de calor um coletor solar assistido por tubos de calor foi desenvolvido.

Papadimitratos *et al.* (2016) e Felinski e Sekret (2016) propuseram uma modificação no sistema do coletor solar de tubos evacuados. Material com mudança de fase (*Phase Change material* - PCM) foi inserido no espaço vazio do entre o tubo de vidro interno e o tubo de calor, os quais ficaram imersos no meio onde a energia térmica era efetivamente armazenada e estocada por um período de tempo mais longo, prolongando o tempo de operação do sistema em função do acúmulo térmico realizado pelo material de mudança de fase, dessa forma prolongando a liberação de calor para os tubos de calor. Logo, o fornecimento de água quente era proporcionado durante as horas de alta demanda como também quando a radiação solar era insuficiente. Os resultados desse estudo mostraram que houve uma melhoria do desempenho dos sistemas tanto para as condições normais de operação como também no modo de estagnação.

Gill *et al.* (2016) apresentaram a performance de um coletor solar para aquecimento de água em um domicílio em Dublin (Irlanda) ao longo de um ano, dessa forma, foi incorporando a complexidade do comportamento natural dos usuários, observando a demanda de água quente em termos do tempo e volume. Com esse intenso monitoramento, foi possível avaliar a eficiência solar anual do sistema, como também quantificar as perdas apresentadas tanto pelo coletor solar como também pelo tanque de armazenamento. Os testes foram conduzidos com o ângulo de 29° em função da inclinação do telhado da residência onde o coletor foi instalado, mas os resultados não foram suficientes para aquecer a água acima de 47 °C. Dessa forma, foi realizado estudo para otimização da inclinação do coletor, onde foi utilizada a metodologia apresentada por Duffie e Beckman (2013), baseado nas radiações globais e difusas medidas. O trabalho ainda avaliou economicamente o sistema usando os métodos do Período de Retorno Simples (*Simple Payback Period* – SPP) e o Valor Presente Líquido (*Net Present Value* – NPV), afirmando que o sistema precisaria de 20 anos de vida útil para ser pago. Apesar de ser um investimento em longo prazo, foi estimado que seria possível a aplicação aprisionar 1,1 toneladas de equivalentes de dióxido de carbono emitidos.

Prandhan *et al.* (2016) projetaram, desenvolveram um concentrador parabólico composto (CPC) no sentido de que a energia coletada era utilizada para ferver uma quantidade de água para avaliar a performance do sistema de aquecimento solar para aplicação em médias temperaturas. Uma única peça de um coletor solar de tubo evacuado assistido por um tubo de calor é utilizado para captar a radiação solar, a qual é concentrada pelo CPC (Figura 8). O condensador do tubo de calor foi inserido diretamente no tanque de armazenamento de água. A performance do sistema é avaliada em diferentes inclinações (15°,

25° e 45°). Foram avaliados a eficiência térmica do sistema como também a potência padrão. Os melhores resultados observados foram para a inclinação de 45°, além disso a água contida no tanque de armazenamento atingiu os 95 °C, após 72 minutos, como também foi observado que houve ebulição da água próximo ao condensador do tubo de calor após 62 minutos de operação do experimento.

Figura 8 - Sistema formado pelo CPC e Tubo de Calor.



Fonte: Prandhan *et al.*, 2016.

Rybár *et al.* (2016) propuseram descrever o método de medição como avaliação da potência térmica do coletor de tubos evacuados. Dois coletores foram submetidos, simultaneamente as condições de testes, onde o *manifold* de um desses foi modificado, um elemento estrutural de espuma metálica foi inserido. A inovação foi caracterizada por adicionar novas partes estruturais em forma de câmaras de troca de calor feitas de espuma metálica e blocos de espuma de vidro permitindo com que o escoamento ocorresse paralelamente. A avaliação entre os dois coletores solares foi feita comparando a potência térmica por unidade de área do coletor e pela definição de fator de aumento de desempenho. Do ponto de vista da potência térmica foi visto que a modificação desenvolveu bons resultados para o coletor, e mesmo sendo necessário um aumento da potência da bomba para manter a circulação do fluido com a mesma vazão em virtude da queda de pressão que as modificações dos novos componentes inseridos no novo *manifold* causaram, viu-se que esses fatores possuíam o mínimo impacto na diminuição da performance do coletor.

Daghigh e Shafieian (2016) conduziram esse estudo no sentido de compararem os resultados teóricos e experimentais obtidos para um coletor solar de tubos evacuados assistidos por tubos de calor para o aquecimento de água. Inicialmente foram apresentados modelos matemáticos de acordo com balanços energético e exergético, assim avaliaram a performance do coletor e o dado sistema foi construído e dessa forma realizaram os testes experimentais.

Nesse sentido, são inúmeras as aplicações de coletores solares assistidos por tubos de calor e os diversos trabalhos comprovam que esses dispositivos associados aos aquecedores solares apresentam uma maior eficiência quando comparados aos coletores solares estacionários convencionais de placas planas para aplicações domésticas. Além disso, quando se destacam os coletores solares de tubos evacuados assistidos por tubos de calor, estes atingem temperaturas acima dos 85 °C (aplicações de médias temperaturas), desta forma podendo ser utilizados para determinados processos industriais.

Portanto, este trabalho possui como intuito desenvolver, analisar e modelar os tubos de calor para aplicações solares.

CAPÍTULO II

FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

2 INTRODUÇÃO

Para o estudo dos tubos de calor assistidos por gravidade, inicialmente será dissertado sobre o fenômeno de transferência de calor por radiação, principal mecanismo físico de suprimento de energia no processo de conversão térmica dos coletores solares para aquecimento de água; assim como, quais as implicações da geometria solar, pois um bom posicionamento dos coletores intensifica a captação da radiação solar incidente sobre os mesmos. Nesse sentido, também se faz importante conhecer os diferentes tipos de coletores solares, classificá-los, entender os princípios de funcionamento e compará-los, caracterizando as vantagens e desvantagens dos mesmos.

Haverá uma abordagem geral sobre os tubos de calor, dispositivo este, responsável pelo transporte de calor da energia absorvida pelo coletor e transferida para água a ser aquecida. A energia térmica recebida pelos termossifões é transferida para o fluido de trabalho através da condução de calor, onde as equações que governam este fenômeno físico serão resolvidos através da aplicação da Técnica Transformada Integral Generalizada (GITT) no desenvolvimento do modelo matemático. Com o aquecimento do fluido ocorre a ebulição, fenômeno de mudança de fase muito importante, pois há a formação de vapor e transporte de calor com alta taxa de energia para a seção do condensador. Também serão apresentados o princípio de funcionamento, limites de operação, compatibilidade entre fluido de trabalho e material escolhido para as partes componentes do invólucro (tubo, tampas e capilar), como o processo de fabricação dos tubos de calor.

2.1 TRANSFERÊNCIA DE CALOR

Serão destacados os principais mecanismos físicos envolvidos nos processos de transferência de calor observados neste trabalho. Logo, serão apresentados tópicos referentes a radiação solar, transferência de calor por condução e uma breve discussão a respeito do processo de mudança de fase de ebulição, apresentando algumas correlações desenvolvidas para este processo.

2.1.1 Radiação Solar

A radiação é um mecanismo de transferência de calor que não necessita da presença de um meio material para que ocorra. De fato, a transferência de energia por radiação ocorre sem sofrer atenuações no vácuo. A radiação térmica é continuamente emitida por qualquer matéria a qual sua temperatura esteja acima do zero absoluto (ÇENGEL e GHAJAR, 2012).

O Sol é a fonte de energia solar incidente sobre a Terra. A radiação solar que atinge a atmosfera terrestre varia entre valores de 1325 W/m^2 e 1412 W/m^2 (BALFOUR *et al.*, 2016) e a constante solar (G_{sc}) assume um valor que fica compreendido entre essa faixa. Segundo Hodge (2011), a constante solar é definida como o fluxo de energia solar incidente na superfície externa a atmosfera orientada normal aos raios solares.

De acordo com Duffie e Beckman (2013), as primeiras estimativas para o valor da constante solar foram feitas por medições da radiação que incidia no solo terrestre, após ter sido transmitida através da atmosfera, absorvida e dispersada. Os valores dessas medições foram pioneiramente extrapolados por C. G. Abbot e seus colaboradores, definindo a constante solar com um valor de 1322 W/m^2 . A partir daí, foram desenvolvidos programas experimentais, os quais possibilitaram medições diretas da radiação solar, parcialmente ou completamente fora da atmosfera terrestre, em virtude dos equipamentos para mensuração estarem instalados em aeronaves, satélites. Kalogirou (2014) afirma que para a *American Society for Testing and Materials* (ASTM), o valor adotado para a constante solar é de $1366,1 \text{ W/m}^2$. Já para o Centro Mundial de Radiação (*World Radiation Center* – WRC) esse valor é de 1367 W/m^2 com uma incerteza na ordem de 1% (DUFFIE e BECKMAN, 2013).

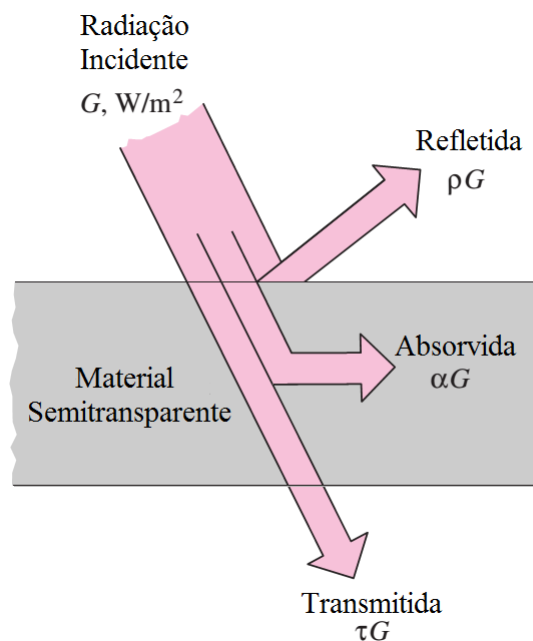
Entretanto para aplicações terrestres o que interessa é o fluxo de energia solar que incide sobre a face da Terra, ou seja, a radiação solar global (G). A medida que a radiação do sol é transmitida através da atmosfera, ela é atenuada, pois parte dela é absorvida ou espalhada. A absorção da radiação solar se dá em função da presença dos gases de ozônio (O_3), oxigênio (O_2), dióxido de carbono (CO_2), como também de vapor d'água. Já o espalhamento ou dispersão da radiação solar ocorre em função da presença de moléculas muito pequenas de gases (espalhamento de Rayleigh ou molecular), onde a dispersão da radiação ocorre praticamente de forma uniforme em todas as direções. Por outro lado, a radiação pode ser espalhada devido a existência de poeira ou partículas maiores de aerossóis (espalhamento de Mie) em que toda a radiação dispersada incide sobre a superfície terrestre (INCROPERA *et al.*, 2008).

A radiação que não sofre os efeitos de absorção nem da dispersão é dita direta (G_b), já a radiação que é dispersada, incide sobre a superfície terrestre em todas as direções, considerando que sua intensidade é igual em todas as direções, é conhecida como difusa (G_d). No geral a irradiação sobre um coletor solar é a soma das radiações difusa e direta. Para dias com o céu “limpo”, a maior parte da radiação solar incidente sobre a superfície terrestre é direta, mas se for considerado um dia nublado, praticamente toda a parcela da irradiação é difusa.

2.1.1.1 Radiação Solar Absorvida por Coletores Solares

De toda radiação solar incidente sobre os coletores solares, apenas uma parcela é captada pelos mesmos e convertida termicamente (a energia solar é capturada e transferida sob a forma de calor), pois, considerando a irradiação sobre uma superfície semitransparente, característica dos materiais (vidros e plásticos) que compõem a cobertura dos coletores solares, e analisando o comportamento de um feixe que a atinge, só uma parte será transmitida para a superfície absorvedora, pois o restante da radiação sofrerá efeitos de reflexão e absorção, como é mostrado na Figura 9.

Figura 9 - Reflexão, absorção e transmissão da radiação incidente em um material semitransparente.



Fonte: Çengel e Ghajar, 2012. Adaptado

Logo, analisando o comportamento da radiação solar incidente nos coletores (Figura 9), ela pode ser absorvida, transmitida ou refletida. A partir disso, é possível definir três propriedades radiativas que possuem comportamentos diversos para cada tipo de material. Essas propriedades são representadas por frações da irradiação. De acordo com ÇENGEL e GHAJAR (2012), absortividade (α) é a fração da irradiação absorvida pela superfície, refletividade (ρ) é a fração da irradiação refletida pela superfície e transmissividade (τ) é a fração da irradiação transmitida através da superfície. Logo, três relações podem ser escritas.

$$\alpha = \frac{\text{Radiação Absorvida}}{\text{Radiação Incidente}} = \frac{G_{abs}}{G} \quad 0 \leq \alpha \leq 1 \quad (1.a)$$

$$\rho = \frac{\text{Radiação Refletida}}{\text{Radiação Incidente}} = \frac{G_{ref}}{G} \quad 0 \leq \rho \leq 1 \quad (1.b)$$

$$\tau = \frac{\text{Radiação Transmitida}}{\text{Radiação Incidente}} = \frac{G_{tr}}{G} \quad 0 \leq \tau \leq 1 \quad (1.c)$$

Em que G_{abs} , G_{ref} e G_{tr} são as parcelas da radiação absorvida, refletida e transmitida, respectivamente. Pelo princípio da conservação de energia, a soma das parcelas deve ser igual radiação solar global.

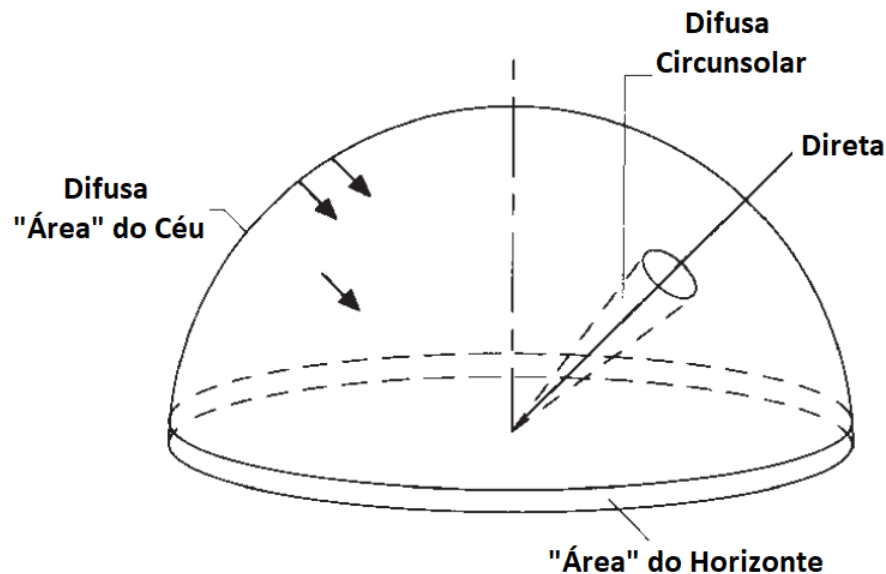
$$G = G_{abs} + G_{ref} + G_{tr} \quad (2)$$

Dividindo cada termo por G ,

$$\alpha + \rho + \tau = 1 \quad (3)$$

Essas propriedades radiativas são importantes, pois são alguns parâmetros que dão suporte para quantificar a energia solar que pode ser absorvida por um coletor solar. Para definir a energia que de fato é absorvida pelo coletor, é importante saber qual a radiação incidente sobre uma superfície inclinada. Como já mencionado anteriormente neste trabalho, a radiação solar incidente é um conjunto de fluxos de radiação, incluindo, a radiação direta, três componentes da radiação difusa proveniente do céu (a parte isotrópica, a difusa circunsolar e a radiação do horizonte, Figura 10) e a radiação refletida de várias superfícies (DUFFIE e BECKMAN, 2013).

Figura 10 - Representação esquemática da radiação solar difusa em função do domo celeste apresentando as componentes circumsolar e horizontal adicionadas a componente isotrópica.



Fonte: Perez *et al.* apud Duffie e Beckman, 2013. Adaptado.

Duffie e Beckman (2013) afirmam que inúmeros modelos foram desenvolvidos com os mais variados graus de complexidade para definição da radiação incidente sobre uma superfície inclinada e que grande parte dessas diferenças se dão em função de como os termos da radiação difusa é tratada. A forma mais simples de se modelar a irradiação é tratando-a toda como radiação direta, ou seja, a radiação direta sendo predominante e a radiação difusa, assim como a refletida (considerando apenas a parcela refletida pelo chão, pois, no geral, não é possível de computar a parcelas refletidas por outros componentes que estão presentes no ambiente como árvores, construções, entre outros) sendo efetivamente concentradas na área do céu em que o sol está situado. Essa metodologia para tratar a radiação solar não é aconselhada, pois conduz a resultados bem acima dos valores devidos.

Kalogirou (2014) apresenta, além do modelo do céu isotrópico, desenvolvido originalmente por Hottel e Woertz (1942) e refinado por Liu e Jordan (1960), os modelos de Klucher (1979), Hay e Davies (1980) e Reindl *et al.* (1990a,b). O modelo do céu isotrópico tem por base que toda a radiação difusa proveniente do domo do céu é distribuída uniformemente assim como toda radiação refletida pelo chão é difusa, logo a combinação da radiação difusa do céu como a refletida pelo chão são independentes da orientação. Este modelo isotrópico difuso apresenta melhorias quando comparado a hipótese de que toda

radiação incidente sobre os coletores solares seria tratada como direta. A expressão para representar esse fluxo de energia radiativa sobre uma superfície inclinada é composta pelas componentes direta, difusa isotrópica e a radiação refletida difusamente pelo chão, mostrada na Equação 4.

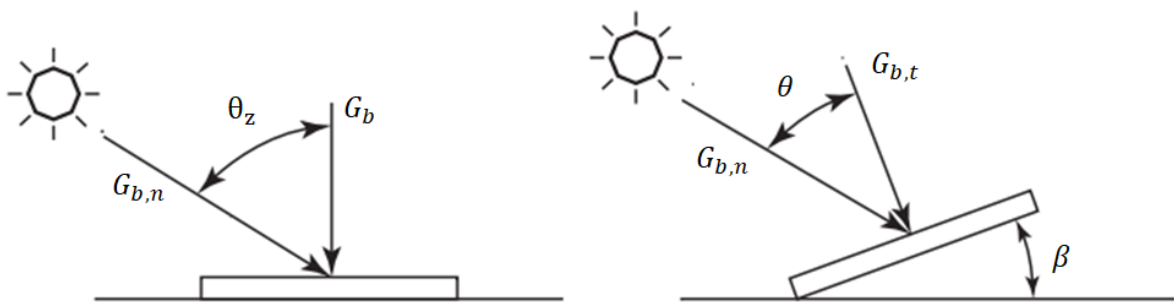
$$G_t = R_b G_b + G_d \left[\frac{1 + \cos(\beta)}{2} \right] + G \rho_g \left[\frac{1 - \cos(\beta)}{2} \right] \quad (4)$$

Onde G_t é a radiação sobre uma superfície inclinada a partir de todas as direções em todos os comprimentos de onda, β a inclinação do coletor solar, ρ_g a refletividade do solo e R_b um fator geométrico conhecido como fator de inclinação da radiação direta que relaciona a razão entre a radiação direta sobre uma superfície inclinada ($G_{b,t}$) para a radiação direta sobre uma superfície horizontal (EQ. 5).

$$R_b = \frac{G_{b,t}}{G_b} = \frac{G_{b,n} \cos(\theta)}{G_{b,n} \cos(\theta_z)} = \frac{\cos(\theta)}{\cos(\theta_z)} \quad (5)$$

De forma que $G_{b,n}$ é a radiação direta em um plano inclinado normal a direção de propagação, θ é o ângulo de incidência e θ_z é o ângulo zenital e são apresentados esquematicamente para uma melhor compreensão na Figura 11.

Figura 11 - Radiação direta em superfícies horizontal e inclinada



Fonte: Kalogirou, 2014. Adaptado.

De posse da Equação 4 que quantifica a radiação incidente sobre uma superfície inclinada é possível escrever uma expressão para a radiação que será absorvida por um coletor

solar (S). Basta que cada termo da Equação 4 seja multiplicado apropriadamente por um produto de transmitividade-absortividade (DUFFIE e BECKMAN, 2013).

$$S = R_b G_b (\tau\alpha)_b + G_d (\tau\alpha)_d \left[\frac{1 + \cos(\beta)}{2} \right] + G_{\rho_g} (\tau\alpha)_g \left[\frac{1 - \cos(\beta)}{2} \right] \quad (6)$$

Onde os índices b, d e g são referentes a direta, difusa e solo, respectivamente.

Em situações que é possível fazer medições da radiação incidente local, ou seja, que as mensurações possam ser feitas de forma direta, é conveniente que a energia absorvida por um coletor seja estimada por uma expressão mais simples do que a mostrada na Equação 6 (DUFFIE e BECKMAN, 2013), sendo dada por:

$$S = G_t (\tau\alpha) \quad (7)$$

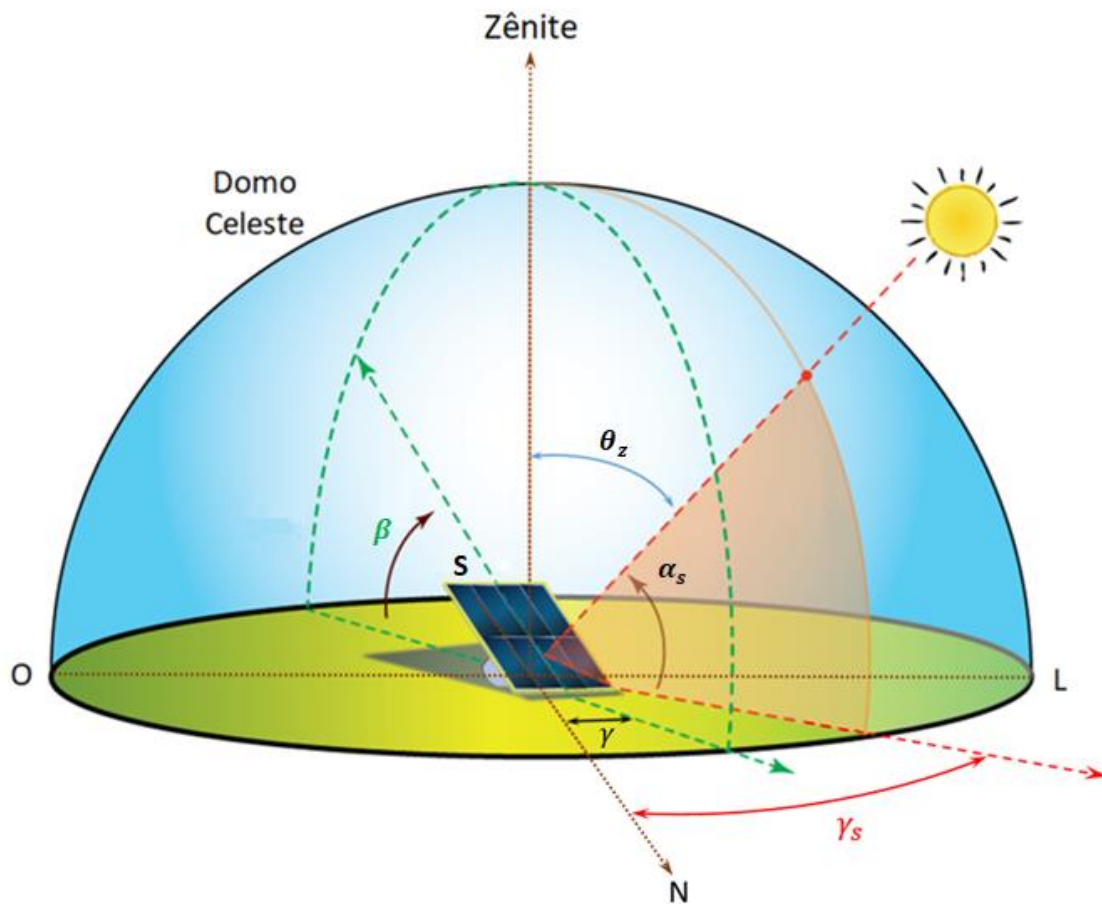
2.1.1.2 Geometria Solar

A orientação solar e os ângulos de inclinação dos coletores solares dependem das informações do local e são de fundamental importância para prover um melhor desempenho aos sistemas solares térmicos. Logo, algumas formulações geométricas podem ser descritas para relacionar a posição do Sol, ou o feixe da radiação incidente, com um plano em uma determinada localidade do globo com uma orientação qualquer.

De forma geral, a captação da radiação difusa não pode ser melhorada, pois como foi definida, a mesma chega até a superfície da Terra de forma aleatória e irregular, mas é possível posicionar o coletores solares de tal forma que a captação da radiação solar pode ser maximizada e assim, melhorando o aproveitamento da radiação global solar (VILLALVA e GAZOLI, 2012). Para que isso seja possível o ideal é que os coletores sejam posicionados de maneira que fiquem perpendiculares aos feixes da radiação direta.

De acordo com Hodge (2011), a forma mais simples para entender o movimento terrestre em torno do Sol é admitindo o senso de Ptolomeu, onde a Terra é considerada estacionária, enquanto que o Sol está dotado de movimento. Dessa forma, a estrela descreve uma trajetória sobre o céu terrestre e assim é possível determinar uma relação da sua posição com um ponto da superfície da Terra, como pode ser visto na Figura 12.

Figura 12 - Representação esquemática dos ângulos de inclinação, de zênite, altitude solar, azimutal de superfície, azimutal solar.



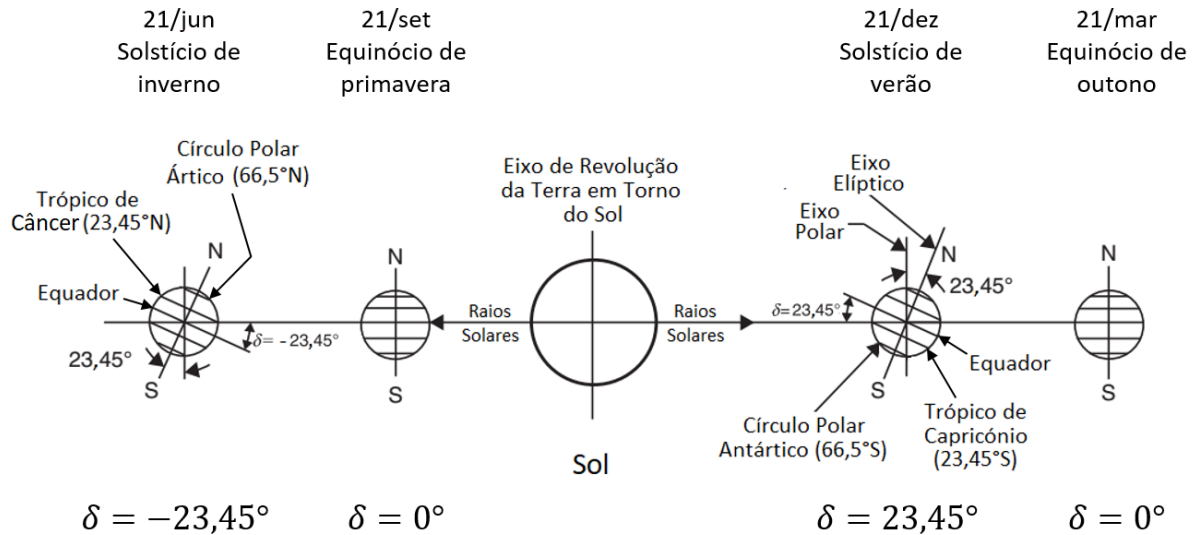
Fonte: Google Imagens. Adaptado.

Tomando por base a linha do zênite, um eixo normal ao solo que se projeta até o espaço acima de um ponto de referência, no caso da Figura 12, um coletor solar. O ângulo formado entre o zênite e um segmento colinear com o Sol, é dito ângulo de zênite (θ_z). Logo, o ângulo que define a altitude solar (α_s) é o complemento do ângulo zenital, sendo formado entre o plano horizontal e a linha que representa o feixe da radiação. O ângulo azimutal (γ_s) é dado pela linha da direção norte e a projeção da radiação direta sobre o plano horizontal. Para a orientação do coletor ainda é representado o ângulo de inclinação do coletor (β) e o ângulo azimutal de superfície (γ), que é formado pela projeção da normal da superfície coletora sobre o plano horizontal e a direção norte.

Porém, de acordo com Goswami *et al.* (apud Hodge, 2011), os ângulos descritos acima são funções da localização (latitude, ϕ), do tempo (ângulo horário solar) e da

declinação solar. A declinação solar (δ) é a declinação dos raios solares com relação ao plano do equador e varia entre $-23,45^\circ$ e $+23,45^\circ$ (Figura 13).

Figura 13 - Variação da declinação solar de acordo com as estações do ano.



Fonte: Kalogirou (2014). Adaptado.

A declinação solar pode ser aproximada pela Equação (8):

$$\delta = 23,45 \sin \left(360 \frac{284 + n}{365} \right) \quad (8)$$

onde n é o dia juliano, que vai do dia 1º de janeiro ($n = 1$) até 31 de dezembro ($n = 365$).

O ângulo horário solar (ω) representa o deslocamento angular do Sol cortando o céu terrestre em função do movimento de rotação do planeta. Para cada hora corrida do tempo solar é contabilizado um movimento de 15° , com ω inserido num intervalo de -180° à 180° , onde os valores negativos são para o período da manhã e os valores positivos para o turno da tarde.

O tempo solar é usado para todas as relações angulares do Sol, e é baseado no movimento angular aparente solar cruzando o céu. Geralmente não coincide com o horário local e por esse motivo é preciso fazer uma conversão do tempo padrão para o tempo solar para poder determinar o ângulo horário solar. Vide Duffie e Beckman (2013) ou Kalogirou (2014).

Por fim, pela Equação 9, é possível relacionar todos os ângulos solares discutidos com o ângulo de incidência da radiação direta sobre uma superfície (θ). O ângulo de incidência (θ) é formado entre a radiação direta sobre uma superfície e a normal da mesma, como mostrado na Figura 11.

$$\begin{aligned} \cos \theta = & \sin \delta \sin \phi \cos \beta - \sin \delta \sin \phi \cos \beta \cos \gamma + \cos \delta \cos \phi \cos \beta \cos \omega \\ & + \cos \delta \sin \phi \sin \beta \cos \gamma \cos \omega + \cos \delta \sin \beta \sin \gamma \sin \omega \end{aligned} \quad (9)$$

O melhor aproveitamento da energia solar acontece quando os raios solares incidem perpendicularmente sobre a superfície coletora, logo o ângulo de incidência, θ , assume um valor igual a zero, sendo essa a forma ideal para maximizar a captação da energia solar.

2.1.2 Transferência de Calor por Condução

Fluxo de calor através de um sólido é denominado difusão térmica, ou simplesmente difusão ou condução (KREITH *et al*, 2011). A transferência de calor por condução é um processo de difusão, em que a energia térmica é transferida devido a um gradiente de temperatura (diferencial de potencial térmico), ou seja, o calor segue no sentido uma região que está com a temperatura mais elevada para outra região com temperatura inferior, por meio de troca de energia intermolecular. O mecanismo físico que governa a condução de calor (INCROPERA *et al*, 2008) é dado pela interação entre as moléculas devido aos seus movimentos aleatórios, aos choques internos entre as partículas, movimentos de rotação e vibração, assim havendo a difusão de energia.

A taxa de calor pode ser estabelecida pela lei de Fourier, uma equação empírica, que estabelece uma relação entre o fluxo de calor e o gradiente de temperatura do objeto de análise, além de levar em consideração as características térmicas do material em questão, devido a uma propriedade térmica inerente ao mesmo, conhecida como condutividade térmica. A equação que descreve a lei de Fourier é dada pela seguinte expressão:

$$\dot{Q}_{cond} = -k \cdot A \cdot \frac{dT}{dx} \quad (10)$$

A relação acima (EQ. 10) é diretamente proporcional a condutividade térmica do material (k). Além disso, o sinal negativo da expressão indica que a taxa de calor por

condução ($\dot{Q}_{cond}$) ocorre no sentido da região de maior energia para a de menor, como já mencionado anteriormente.

ÇENGEL e GHAJAR (2012) definem a condutividade térmica como a taxa de calor que é transferida através de unidade de espessura do material, por unidade de área e por unidade de diferença de temperatura. A condutividade térmica é uma propriedade intrínseca do material que nos traz informações da capacidade que o material possui em conduzir o calor. Materiais com alta condutividade térmica são conhecidos como condutores, podendo ser exemplificados pelo cobre, muito aplicado nos componentes dos ciclos de refrigeração, e em tubulações de unidades de condicionadores de ar. Já os isolantes térmicos, por sua vez, possuem baixa condutividade térmica, como exemplo, a lã de vidro pode ser citada, ou o próprio ar.

A condutividade térmica, abordada acima, no escopo das propriedades termofísicas dos materiais é classificada como uma propriedade de transporte. Também existem as propriedades termodinâmicas, estas determinam o estado de equilíbrio do sistema. Como exemplo, podem ser citados temperatura, pressão, volume específico, massa específica (ρ), calor específico (c_p). Na literatura, frequentemente é encontrado na análise da transferência de calor, o produto entre as duas últimas propriedades térmicas mencionadas anteriormente (ρc_p), é conhecido como capacidade calorífica volumétrica, sendo entendido fisicamente como a predisposição que o material possui em armazenar energia térmica.

Com a definição da condutividade térmica e da capacidade calorífica volumétrica, é possível introduzir outra propriedade termosfísica, a difusividade, que é a relação entre a qualidade que um material possui em conduzir o calor e a predisposição que o mesmo consegue em armazenar a energia térmica. A partir daí, é apresentada a seguinte expressão:

$$\alpha = \frac{\text{capacidade de conduzir}}{\text{capacidade de armazenar}} = \frac{k}{\rho \cdot c_p} \quad (11)$$

A difusividade térmica representa a velocidade com a qual o calor se difunde através do material, devido às alterações de temperatura que são impostas. Um material que tem uma elevada condutividade térmica ou uma baixa capacidade calorífica, obviamente, terá uma grande difusividade térmica, por consequência, mais veloz é a propagação de calor no meio. Quando a maior parte do calor é absorvida pelo material e uma pequena quantidade é conduzida, temos um baixo valor da difusividade térmica.

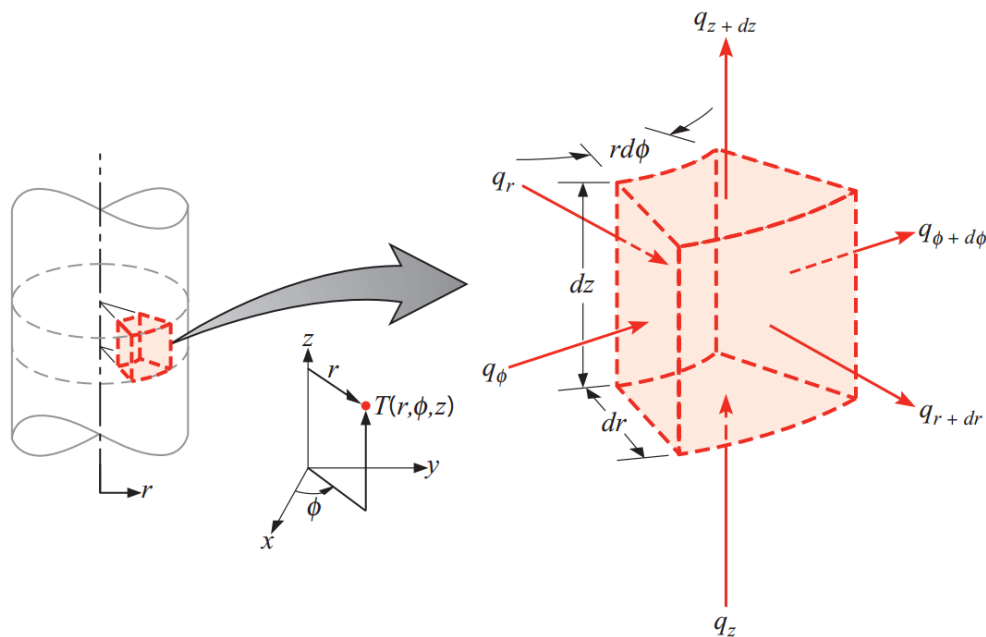
2.1.2.1 Equação da Difusão de Calor

A análise da condução de calor submetida a uma condição inicial e condições de contorno, fornece a distribuição de temperatura em um sistema sólido. Uma vez, obtendo a representação de como a temperatura se comporta no meio, tendo sua variação com a posição, isto é, havendo o conhecimento do campo de temperatura, a taxa de transferência de calor por condução pode ser avaliada em qualquer ponto pela aplicação da lei de Fourier.

Para um sólido (INCROPERA *et al*, 2008), o conhecimento do perfil de temperatura pode ser utilizado para a verificação da integridade da estrutura através da determinação de tensões térmicas, expansões e deflexões. A otimização da espessura de um isolante térmico, ou a compatibilidade entre revestimentos espaciais, adesivos, e a superfície a qual esses serão depositados, são outros tipos de aplicações que podem ser destacadas mediante a utilização do campo de temperatura quando determinado.

Aplicando um balanço de energia local em qualquer posição do objeto de estudo, delimitando um volume de controle para análise, sujeito a condições de fronteira em que praticamente só haja transferência de calor por condução, representado pela Figura 14, é possível determinar a equação diferencial da difusão de calor para obter-se a distribuição de temperatura.

Figura 14 – Volume de controle diferencial em coordenadas cilíndricas.



Fonte: Incropera *et al.*, 2011.

De maneira mais geral, para um sistema de coordenadas cilíndricas, a equação da difusão de calor é escrita da seguinte forma:

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(kr \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial \phi} \left(k \frac{\partial T}{\partial \phi} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(k \frac{\partial T}{\partial z} \right) + \dot{q} = \rho c_p \frac{\partial T}{\partial t} \quad (12)$$

Fisicamente, os três primeiros termos do lado esquerdo da Equação 12, representam a taxa da difusão de calor líquida por unidade de volume, para um determinado ponto ou a partir dele, calculado através da divergência do fluxo de calor, em um volume de controle, somados a uma taxa de geração de energia volumétrica. O termo da direita, nos trás informações relativas à taxa de variação de energia interna associado com a estocagem de energia líquida por unidade de volume.

Outro fator a ser observado na Equação 12 é que tanto a condutividade (k), quanto à capacidade calorífica (ρc_p) são termos que dependem da temperatura, isto é, são sensíveis a variação de temperatura.

2.1.3 O Fenômeno de Ebulição

De acordo com Collier e Thome (1994) “ebulição é definida como sendo o processo de adição de calor a um líquido de tal maneira que ocorre a geração de vapor”. De outra forma, Kandilkar *et al.* (1999) definem ebulição como o processo de mudança de fase o qual há formação de bolhas de vapor a partir da interface entre líquido e uma superfície aquecida. O processo de ebulição difere da evaporação justamente por envolver uma camada líquida adjacente a um sólido com temperatura elevada, e não somente a interface vapor-líquido.

O processo de ebulição é um modo de transferência de calor extremamente eficiente e uma peça importante numa gama de aplicações da engenharia tais como geração e conversão de energia, sistemas de trocadores de calor, processos químicos, produção de petróleo, sistemas de ar condicionado e refrigeração, entre outros (HEWIT, 1998; KANDILKAR *et al.*, 1999).

De acordo com Incropera *et al.* (2011) o processo de ebulição ocorre quando a temperatura da superfície (T_s) for superior a temperatura de saturação (T_{sat}) do líquido com a sua pressão correspondente. Como a ebulição é uma forma de transporte de calor por convecção, o fluxo de energia térmica transferido da superfície do sólido para o líquido pode ser escrita através da lei do resfriamento de Newton:

$$\dot{q}_s = h_{ebul}(T_s - T_{sat}) = h_{ebul}\Delta T_{exc} \quad (13)$$

ou seja, o transporte de energia térmica a partir da superfície para o fluido é função de um coeficiente transferência de calor para ebulição (h_{ebul}) e do termo ΔT_{exc} chamado de excesso de temperatura.

O fenômeno de ebulição possui um mecanismo físico complexo e a definição do coeficiente de transferência de calor depende de inúmeros fatores que influenciam no processo, tais como fluxo de calor, geometria, quantidade de fluido envolvido, etc. Esses parâmetros diretamente caracterizam qual é o regime de ebulição e consequentemente o coeficiente de transferência de calor. Çengel e Ghajar (2014) afirmam que mesmo após centenas de artigos desenvolvidos a respeito do tema, o processo de formação das bolhas de vapor ainda tem que contar com correlações empíricas e semi-empíricas para o coeficiente de transferência de calor, e algumas destas são apresentadas para os tubos de calor na **seção 2.3.2.3** deste trabalho.

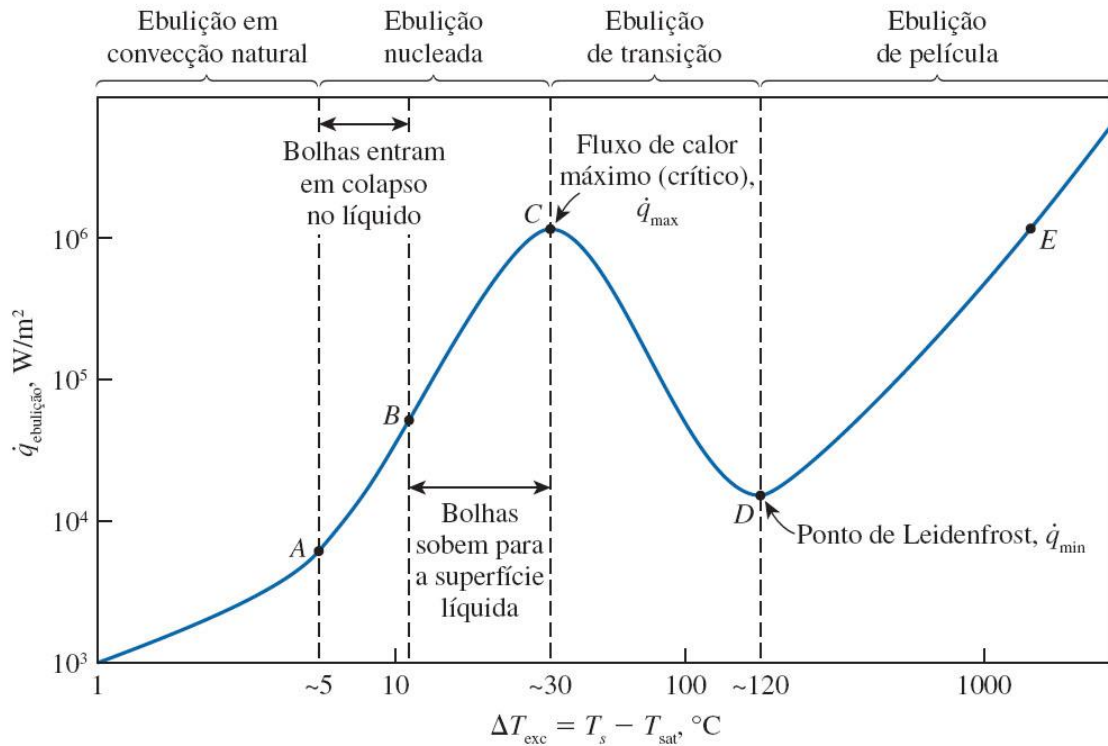
2.1.3.1 Piscina de Ebulição (Regimes e Curva)

O estudo pioneiro para identificar os regimes de ebulição foi desenvolvido por S. Nukiyama em 1934, onde os experimentos foram conduzidos de forma que um fio de liga metálica composta por níquel-cromo e outro de platina eram aquecidos eletricamente imersos num recipiente contendo água (ÇENGEL E GHAJAR, 2014; INCROPERA *et al.*, 2011). Após observação dos experimentos, Nukiyama destacou que as bolhas de vapor formadas no processo de ebulição tomavam formas diferentes de acordo com o valor do excesso de temperatura ΔT_{exc} . Os regimes de ebulição observados foram: *ebulição em convecção natural*; *ebulição nucleada*; *ebulição de transição*; *ebulição em filme*. A Figura 15 é uma ilustração qualitativa da curva de ebulição para um fio ou placa plana, com a representação dos devidos regimes de ebulição em função do excesso de temperatura e do fluxo de calor fornecido para o sistema.

A partir da análise da Figura 15 observa-se que conforme é fornecido calor ao sistema há um aumento do gradiente de temperatura entre a superfície e o fluido e assim inicia-se o processo de convecção natural, (região que antecede o ponto A). Líquido superaquecido ascende até a sua superfície e ocorre o processo de evaporação. A partir do ponto A, bolhas começam a se formar sobre a superfície aquecida, ou seja, se inicia o processo de nucleação

das bolhas, compreendido exatamente pela região A-C (região do regime de ebulição nucleada), que é o regime de ebulição de grande importância para a maioria das aplicações de engenharia (REAY *et al.*, 2014) e de interesse para as aplicações dos tubos de calor.

Figura 15 – Curva típica de ebulição da água a 1 atm.



Fonte: Çengel e Ghajar, 2014.

Entre os pontos A e B há a formação de bolhas de forma isolada e estas se dissipam assim que se desprendem da superfície aquecida. Mesmo assim, essa movimentação acarreta uma agitação primária do fluido de trabalho e dessa forma proporcionando um aumento do coeficiente de transferência de calor (ÇENGEL e GHAJAR, 2014). A transição da formação de bolhas isoladas para o regime de ebulição nucleada completamente desenvolvido (região B-C) ocorre quando o número de sítios de nucleação aumenta de forma considerável e com o a formação do grande número de bolhas, estas acabam coalescendo, originando colunas que se deslocam até a superfície livre e eclodem liberando vapor (KANDILKAR, 1999).

No ponto C é atingido o fluxo de calor crítico ($\dot{q}_{\text{max}}$), sendo o limite máximo para que o equipamento opere de maneira segura. A taxa de evaporação toma uma magnitude muito alta onde uma grande porção da superfície de aquecimento fica coberta por bolhas, com isso o líquido é dificultado de atingir a superfície de aquecimento e molhá-la. Caso o ponto C seja

ultrapassado é alcançada a região de ebulição de transição (região C-D, também chamada de ebulição em filme instável ou ebulição em filme parcial), onde uma película de vapor começa a se formar (mudança entre a ebulição nucleada e em filme) sobre o aquecedor e sua temperatura aumenta rapidamente, devido ao fato de que o vapor atua como um isolante térmico em virtude de sua baixa condutividade térmica (KANDILKAR, 1999; INCROPERA *et al.*, 2011; ÇENGEL E GHAJAR, 2014).

A região D-E caracteriza o regime de ebulição em película, onde toda superfície aquecida está coberta por vapor. Em tese, não é interessante para os equipamentos operarem neste regime, pois há um aumento da temperatura da superfície podendo atingir a temperatura de fusão do material e comprometer estruturalmente o dispositivo que esteja operando sob o processo de ebulição. No geral, se o fornecimento de energia térmica supera o ponto do fluxo de calor crítico a passagem do ponto C para o ponto E pode ocorrer de forma repentina, podendo haver o colapso do equipamento, pois o dispositivo sofre o fenômeno de secagem (*burnout phenomenon*), ou seja, o ponto C representa o ponto de secagem (ÇENGEL e GHAJAR, 2014).

2.2 COLETORES SOLARES

Coletor solar é um tipo de trocador de calor especial, dispositivo que converte a radiação solar em energia térmica com a finalidade de aquecer um fluido de trabalho, podendo ser água, ar, óleo, ou qualquer outro fluido térmico (KALOGIROU, 2004).

Estes dispositivos possuem um caráter modular, podendo a instalação ser adaptada em função da demanda, além de que são independentes de rede elétrica.

Kalogirou (2004) ainda afirma que basicamente existem dois tipos de coletores solares: os estacionários ou não-concentradores e os concentradores. Os coletores estacionários possuem a mesma área para captar e absorver a radiação, já os concentradores possuem uma superfície côncava refletora para captar e focar a radiação em uma pequena área receptora, com isso aumentando o fluxo de radiação. A escolha do tipo de coletor solar é dependente do tipo de aplicação e da temperatura de operação que o sistema necessita. O Quadro 2 apresenta um resumo dos tipos de coletores solares e a faixa de temperatura de operação dos mesmos.

Para aplicações solares de baixas temperaturas, ou seja, para aplicações domésticas, os coletores solares de placas planas são bastante adequados e utilizados com boa frequência. Os

coletores solares de tubos evacuados, de acordo com o Quadro 2, atendem a uma faixa de operação mais ampla, tanto para aplicações de baixas temperaturas (aplicações domésticas), como também aplicações de médias temperaturas (aplicações industriais de processo), logo são mais versáteis e o dispositivo alvo de estudo deste trabalho.

Quadro 2 - Tipos de coletores solares e suas características.

Movimento	Tipo de Coletor	Tipo de Absorvedor	Razão de Concentração*	Faixa de Operação (°C)
Estacionários	Coletor de Placa Plana	Plano	1	30-80
	Coletor de Tubos Evacuados	Plano	1	50-200
	Coletor Parabólico Composto	Tubular	1-5	60-240
Rastreamento em um Eixo	Refletor Linear de Fresnel	Tubular	10-40	60-250
	Coletor de Calha Parabólica	Tubular	15-45	60-300
	Coletor Cilíndrico de Calha	Tubular	10-50	60-300
Rastreamento em dois Eixos	Refletor de Prato Parabólico	Ponto	100-1000	100-500
	Coletor de Campo Heliostático	Ponto	100-1500	150-2000

*Razão de concentração é definida como a área de abertura dividido pela área de absorção do coletor.

Fonte: Kalogirou, 2004. Adaptado.

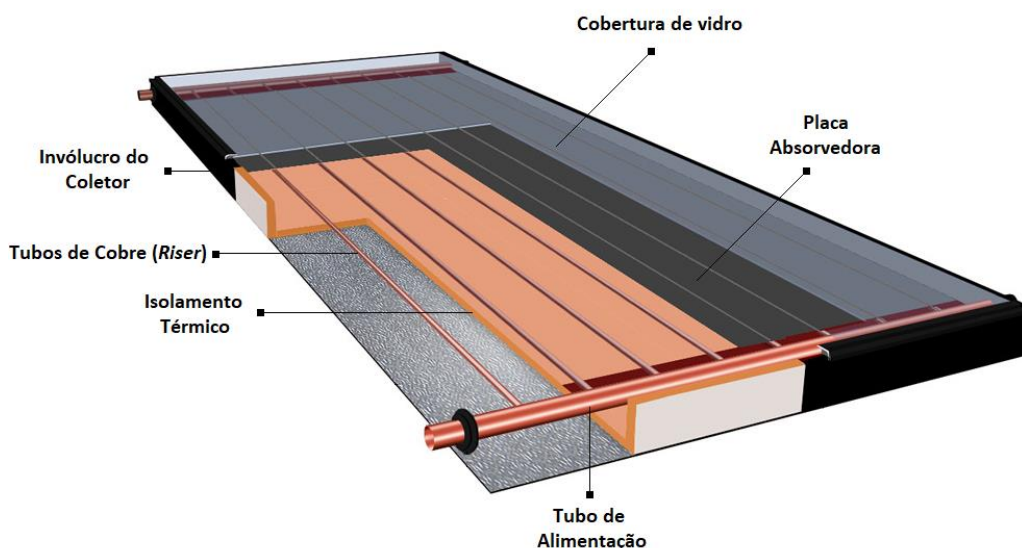
2.2.1 Coletores de Placas Planas (CPP)

Coletores de placas planas possuem uma gama de modelos e são confeccionados dos mais diversos materiais. Eles são usados para aquecer fluidos de trabalho como a água, água mais aditivo anti-congelamento ou ar. O principal objetivo desses dispositivos é o de captar a maior quantidade de energia possível com um baixo custo. (KALOGIROU, 2014).

Os coletores planos apresentam como pontos positivos a simplicidade na concepção dos dispositivos, razoavelmente eficientes e não precisam de sistema de rastreamento solar (HUSSEIN *et al.*, 1999b). Porém, apresentam inconvenientes como ciclo reverso durante o período noturno, corrosão dos tubos em função do fluido de trabalho, baixa capacidade de transporte de calor, congelamento do fluido de trabalho em condições de baixa temperatura, ocupação de uma área considerável (KOLHE *et al.*, 2015).

Um coletor solar de placas planas é representado na Figura 16, onde são apresentadas algumas partes constituintes do dispositivo.

Figura 16 - Componentes do coletor de placa plana.



Fonte: Alibaba. Adaptado.

As partes que compõem o CPP estão inclusas num invólucro que proporciona proteção e suporte para a estrutura como um todo.

As coberturas tanto servem para que a maior parte da radiação seja transmitida por elas como também evitem que hajam perdas tanto radiativas como convectivas. As coberturas são transparentes (geralmente de vidro com alta transmissividade) para radiação com baixos comprimentos de onda, ou seja, ondas curtas ($0,3\mu m \leq \lambda \leq 3\mu m$), mas opacas para ondas longas, assim a maior parte da radiação atravessa a superfície vítrea e fica enclausurada entre a placa absorvedora e a cobertura, causando um efeito estufa. Além de diminuir as perdas por radiação, reduz as perdas por convecção do ar estagnado entre a placa absorvedora e a cobertura de vidro. Neste mesmo contexto de se evita perdas, em torno de toda a caixa que compõe o coletor (bordas laterais e o fundo do invólucro) é bem isolado por materiais como lã de vidro, lã de rocha ou poliuretano, para que não haja perdas por condução.

Também existem os coletores solares de placas planas sem cobertura, chamados de não revestidos. Estes normalmente são utilizados para o aquecimento de piscinas, pois, basta apenas aumentar em poucos graus acima da temperatura do ar ambiente.

A superfície absorvedora, pintada na cor negra, é confeccionada com placas finas de metal com boa condutividade térmica (em sua maioria de alumínio ou cobre como

alternativa). O ideal é que a placa coletora possua uma alta absortividade térmica e uma baixa emissividade (característica de superfícies seletivas), visando maximizar a energia que será absorvida e transferida para o fluido no interior dos tubos. A tubulação para escoamento do líquido pode ser soldada na placa absorvedora, ou pode ser uma parte integrante da placa. Essa tubulação é conectada em ambas as extremidades por tubos de alimentação.

A Figura 17 mostra a instalação de um sistema doméstico para aquecimento de água passivo através de coletores solares de placas planas com um reservatório de água quente.

Figura 17 - Sistema de aquecimento de água por coletor solar de placas planas.



Fonte: IDEALTERM Aquecedores.

2.2.2 Coletores de Tubos Evacuados (CTE)

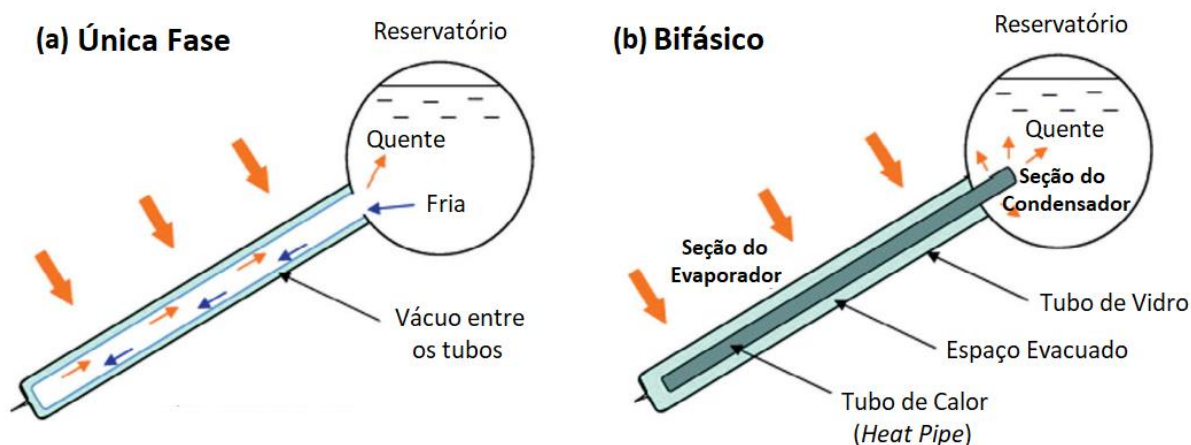
Os tubos evacuados consistem de dois tubos concêntricos de vidro borossilicato, selados nas extremidades, onde o espaço anular entre ambos é evacuado para minimizar as perdas de calor por condução e convecção, proporcionando um excelente isolamento térmico. O tubo interno é revestido por uma superfície seletiva para elevar a capacidade de absorção da energia solar incidente sobre essas estruturas.

Como já mencionado neste trabalho, os CTE podem ser de única fase (*single-phase open thermosyphon*) ou bifásicos (*two-phase closed thermosyphon*). O princípio de funcionamento dos CTE de única fase ocorre de maneira que água fria proveniente do tanque de armazenamento se dirige para dentro do tubo interno absorvendo calor. A água aquecida ascende no interior do tubo, em direção ao reservatório, e o ciclo se repete, com a descida da

água fria para o interior do tubo, ocorrendo o que se chama de efeito termossifão, que é a convecção natural do fluido em função da diferença de densidade entre a água quente e fria.

O sistema apresentado é bem simples, sem componentes mecânicos dotados de movimento, de fácil manufatura e baixo custo de produção. Porém apresenta os mesmos inconvenientes que os coletores solares de placas planas (ciclo reverso durante o período noturno; formação de incrustações; congelamento da água), além de que, se houver a avaria de apenas um tubo interno, fica inviável o funcionamento do sistema como um todo (CHOW *et al.*, 2013). Para sanar esses inconvenientes apresentados, tanto para os CPP como para os CTE de única fase, a inserção de tubos de calor (*heat pipes*) nesses sistemas se torna uma boa alternativa. Representações esquemáticas dos tipos de coletores de tubos evacuados são ilustradas na Figura 18.

Figura 18 - Representação esquemática dos coletores solares de tubos evacuados: **(a)** única fase; **(b)** bifásico.



Fonte: Chow *et al.* (2013). Adaptado.

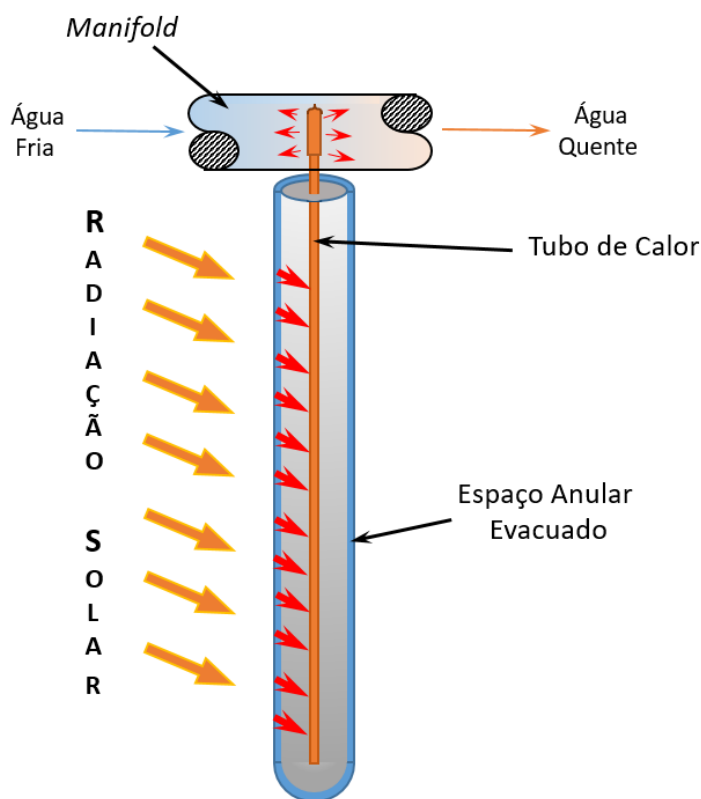
No geral, a introdução dos tubos de calor nos coletores solares tanto de placas planas como nos de tubos evacuados trazem benefícios como a característica de diodo térmico, dessa forma, prevenindo o problema da circulação reversa. Além disso, os tubos de calor promovem a proteção contra o congelamento; resistência contra a corrosão, quando é feita a seleção adequada para que o fluido de trabalho e o material do tubo sejam compatíveis; alta capacidade no transporte de calor (HUSSEIN *et al.*, 1999a; HUSSEIN *et al.* 1999b).

Papadimitratos *et al.* (2016), ainda apresentam as vantagens que os CTE possuem sobre os CPP, afirmando que os coletores solares de tubos evacuados são relativamente insensíveis a direção da radiação solar, enquanto que os coletores solares de placas planas podem sofrer reflexão adicional se a direção da radiação solar não estiver adequada. Além disso, os CTE possuem um isolamento térmico superior quando comparado com os CPP.

Os sistemas de coletores solares de tubos evacuados assistidos por tubos de calor (bifásicos) são sistemas de aquecimento indireto, pois, diferente dos sistemas diretos, em que o fluido de trabalho é o mesmo fluido que é aquecido diretamente pelo coletor solar, nos sistemas indiretos, o fluido de trabalho que é aquecido no coletor solar não é o fluido que será consumido nas residências ou nos processos industriais e a transferência de calor entre ambos ocorre em um trocador de calor sem que haja transferência de massa (KALOGIROU, 2004).

De forma esquemática, observando a Figura 19, é possível descrever o princípio de funcionamento dos CTE assistidos por tubos de calor e o comportamento dos fluxos de calor, desde a radiação incidente no coletor até o aquecimento da água consumida.

Figura 19 – Representação dos fluxos de energia térmica nos CTE com tubo de calor.



Fonte: Autor.

A energia radiativa proveniente do sol incide sobre os tubos evacuados e é transmitida até a superfície seletiva que absorve a radiação, a qual é transferida por convecção, radiação e condução através de uma aleta de alumínio para tubo de calor que está localizado no interior do tubo de vidro interno. A aleta também possui uma função estrutural para o sistema, pois fornece suporte mecânico para que o tubo de calor permaneça no devido lugar (Figura 20). Os tubos de calor são preenchidos com fluido de trabalho que recebe a energia captada pelo coletor, e em forma de vapor, transportando uma grande quantidade de energia, se dirige até o topo do tubo, região que está acoplada ao *manifold*, onde toda energia térmica é descarregada aquecendo a água a ser consumida.

Figura 20 - Componentes de um tubo evacuado com tubo de calor.



Fonte: Autor.

A Figura 21 mostra uma instalação de um sistema de aquecimento solar (SAS) ativo composto por um coletor solar de tubos evacuados assistido por tubos de calor.

Figura 21 - SAS por CTE assistido por tubos de calor.



Fonte: Autor.

2.3 TUBOS DE CALOR (*HEAT PIPES*)

Os tubos de calor são trocadores de calor bastante versáteis. Suas aplicações vão desde microeletrônica até aplicações espaciais, podendo operar mesmo sem a presença de gravidade. Esses dispositivos possuem uma alta eficiência térmica no transporte de calor (GROLL e RÖSLER, 1992), transferindo centena de vezes mais energia de um local para o outro quando comparados com uma barra sólida de metal com as mesmas dimensões (JAHANBAKHSI *et al.*, 2015), pois apresentam uma alta condutividade térmica permitindo transferência de calor por longas distâncias com queda de temperatura consideravelmente baixa entre as duas extremidades do tubo (HUSSEIN, 2007), onde essas características se devem ao fato de que o modo de operação desses aparatos ocorre por meio da mudança de fase (BRAHIM *et al.*, 2014) do fluido de trabalho.

Basicamente os tubos de calor são compostos por um invólucro evacuado (um tubo hermético), preenchidos com um fluido de trabalho para o transporte de calor em seu interior, podendo ou não conter uma malha interna (estrutura porosa ou capilar - *wick*). O fato é que a presença ou não de uma estrutura interna (*wick*) ao invólucro do tubo de calor irá influenciar no modo como o condensado irá retornar a seção do evaporador. Os tubos de calor que possuem uma malha interna, o retorno do condensado até a região do evaporador ocorre por

meio de forças capilares, não havendo implicações com relação ao posicionamento do tubo, podendo até mesmo ser operado de ponta cabeça. Já os tubos de calor que não possuem a estrutura capilar atuam em função da gravidade, ou seja, é imperativo que a seção do condensador esteja acima da seção do evaporador para que haja o retorno do condensado. Logo estes são conhecidos como tubos de calor assistidos por gravidade ou simplesmente chamados de termossifões. O Quadro 3 mostra os diferentes tipos de tubos de calor classificados de acordo com o modo de retorno do condensado.

Quadro 3 - Modos de retorno do condensado.

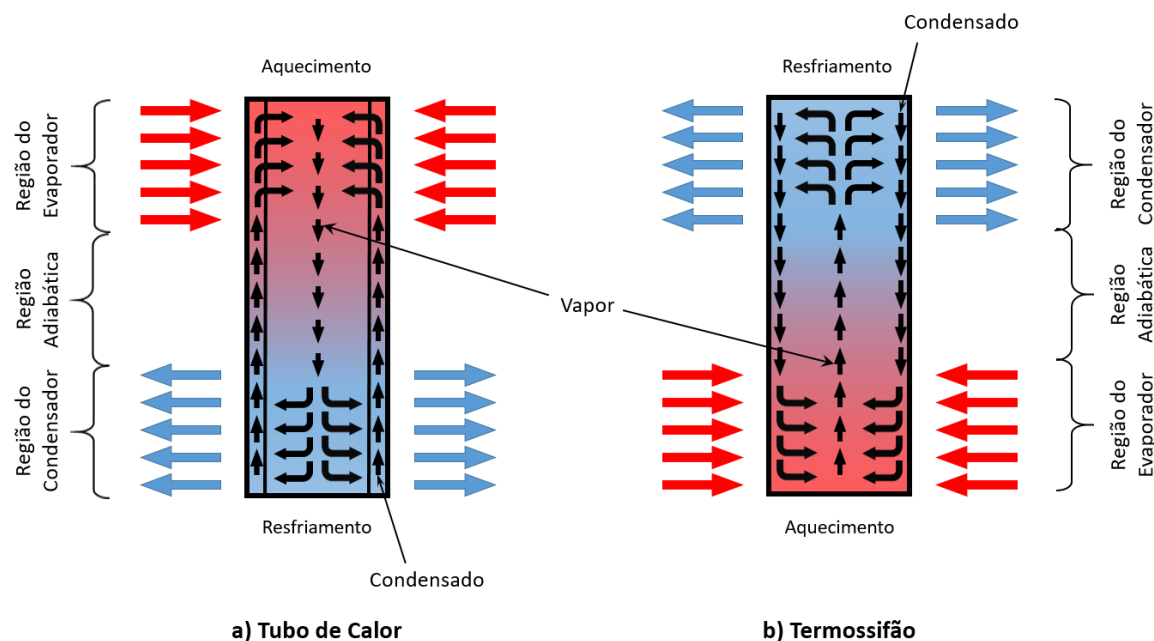
Modos de Retorno do Condensado	Tipo de Tubo de Calor
Gravidade	- Termossifão
Força Capilar	- Tubo de Calor Convencional - Tubo de Calor em Loop (<i>Loop Heat Pipe - LHP</i>)
Força Centrípeta	- Tubo de Calor Rotativo
Força Eletrocinética	- Tubo de Calor Eletrodinâmico - Tubo de Calor Eletro-osmótico
Forças Magnéticas	- Tubo de Calor Magneto-hidrodinâmico - Tubo de Calor Fluido-magnético
Forças Osmóticas	- Tubo de Calor Osmótico
Bomba de Bolha	- Termossifão Inverso

Fonte: Reay *et al.*, 2014. Adaptado.

No geral, os tubos de calor são divididos por três regiões: evaporador, seção adiabática e condensador. O dispositivo funciona pelo princípio do fenômeno físico da mudança de fase que fluido de trabalho sofre circulando no interior do tubo de calor: na seção do evaporador, onde o calor é fornecido ao sistema, e por consequência há o aumento de temperatura, o fluido de trabalho vaporiza. A partir daí, em função do gradiente de pressão entre o evaporador e o condensador, o vapor flui de uma seção para outra. A seção do condensador passa por um processo de arrefecimento e a rejeição de calor, para o meio que envolve esta região (no caso dos CTE, o meio fluido é a água de arrefecimento que escoar pelo *manifold*), faz com que haja uma queda de temperatura do fluido de trabalho, e o vapor que atingiu a seção do condensador passa para o estado líquido, dessa forma, o condensado retorna para a região do evaporador, reiniciando o ciclo. Para ilustrar o que foi dissertado neste parágrafo,

está ilustrado na Figura 22 uma representação esquemática do princípio de funcionamento dos tubos de calor e termossifões diferenciando o modo de retorno do condensado de ambos os dispositivos.

Figura 22 - Representação esquemática e princípio de funcionamento: **a)** tubo de calor; **b)** termossifão.



Fonte: Autor

Mantelli (2013) afirma que os termossifões são mais adequados do que os tubos de calor para a maioria das aplicações industriais, especialmente as que envolvem grandes equipamentos. Além disso, de acordo com Jahanbakhsh *et al.* (2015), para as aplicações comerciais dos coletores solares de tubos evacuados, o tipo de tubo de calor utilizado em sua grande maioria é o assistido por gravidade (termossifão). De um modo geral, os termossifões são mais baratos e mais simples no que se diz respeito à manufatura. Outro ponto, é que os coletores solares são estacionários, assim, são posicionados de tal modo que a seção do condensador fica acima da região do evaporador, logo, não precisam de um meio capilar para o retorno do condensado, apenas da gravidade.

Outrossim, Jahanbakhsh *et al.* (2015) afirmaram que as performances são quase similares dos CTE com tubos de calor possuindo ou não um meio poroso. Logo os tubos de calor assistidos por gravidade ou simplesmente chamados de termossifões serão os dispositivos térmicos de troca de calor estudados neste trabalho.

2.3.1 Materiais e Fluidos de Trabalho dos Tubos de Calor Assistidos por Gravidade (Termossifões)

A primeira consideração que deve ser feita para identificação do fluido de trabalho a ser selecionado é a faixa de operação da temperatura de vapor. Para coletores solares isto é importante, pois determina as temperaturas de operação de máximo e mínimo. O fato é que algumas características devem ser analisadas para se escolher o fluido mais adequado de acordo com a aplicação que será levada em consideração. Seguem alguns requisitos abaixo (REAY *et al.*, 2014):

- Compatibilidade com o material do tubo utilizado;
- Boa estabilidade termodinâmica;
- Molhabilidade das paredes do tubo;
- Pressões de vapor não tão elevadas ou tão baixas de acordo com a faixa da temperatura de operação;
- Elevado calor latente;
- Alta condutividade térmica;
- Baixa viscosidade de líquido e vapor;
- Alta tensão superficial.

Para a maioria das aplicações terrestres, a água é considerada o fluido de trabalho padrão (GROLL e RÖSLER, 1992). O Quadro 4 apresenta a compatibilidade de alguns fluidos com o tipo de material da parede dos tubos e suas faixas de operação de temperatura.

Grande parte dos problemas relativos à operação dos termossifões a longo prazo estão ligados diretamente a incompatibilidade dos materiais aplicados. Além disso, de acordo com Peterson (1994), a presença de impurezas no fluido de trabalho podem apresentar efeitos indesejáveis significantes referentes ao funcionamento desses dispositivos. Esses efeitos podem prejudicar o desempenho dos dispositivos em função da presença ou formação de gases não condensáveis, podendo ser causados pela presença de impurezas sólidas ou líquidas. Um bom exemplo é a utilização da água como fluido de trabalho. Esta deve ser deionizada, pois os minerais presentes na mesma podem dificultar o fluxo do líquido alterando a viscosidade ou influenciando na molhabilidade.

Quadro 4 - Fluidos de trabalho e materiais estruturais para termossifões.

Fluidos de Trabalho	Materiais Estruturais	Faixa de Operação (°C)
Hélio	Al, ligas de Al, Aço Inoxidável	-271 à -269
Nitrogênio	Al, ligas de Al, Aço Inoxidável	-203 à -160
Amônia	Al, ligas de Al, Aço Inoxidável, Aço Carbono, Ni	-60 à 100
Acetona	Al, ligas de Al, Aço Inoxidável, Cu, ligas de Cu, Ni	0 à 120
Metanol	Al, ligas de Al, Aço Inoxidável, Ni	10 à 130
Etanol	Al, ligas de Al, Aço Inoxidável, Ni	0 à 130
Água	Cu, ligas de Cu, Aço Carbono, Aço Inoxidável, Ni, Ti	30 à 200
Termex*	Cu, ligas de Cu, Aço Inoxidável	150 à 350
Mercúrio	Aço Inoxidável	250 à 650
Césio	Aço Inoxidável	450 à 900
Potássio	Aço Inoxidável, Ni, Inconel	500 à 1000
Sódio	Aço Inoxidável, Ni, Inconel	600 à 1200
Lítio	Aço Inoxidável, Nb1%Zr, MoRe, W26%Re	1000 à 1800
Prata	W26%Re	1800 à 2300

* Conhecido como Dowtherm A, uma mistura eutética de éter difenil e difenil.

Fonte: Reay *et al.*, 2014; Groll e Rösler, 1992. Adaptado.

Para a escolha do material do invólucro, este deve apresentar resistência mecânica para suportar as tensões causadas pelo vapor pressurizado, além disso, o projetista deve levar em consideração materiais que apresentem boa soldabilidade, evitando vazamentos, garantindo a integridade do sistema durante as condições de operação.

2.3.2 Análise Térmica

Os tubos de calor quando estão em operação apresentam fenômenos físicos complexos de serem modelados, envolvendo processos de evaporação, condensação e para os dispositivos que possuem uma malha interna, também é destacado um escoamento por meio poroso. Faghri (1995) destaca que inúmeros são os esforços para determinação dos perfis de temperatura dos tubos de calor assistidos por gravidade, mas que possuem um custo computacional enorme e isso faz com que modelos mais simplificados sejam mais utilizados na engenharia. Dessa forma são utilizados correlações empíricas e semi-empíricas que são capazes de traduzir o funcionamento dos tubos de calor (FACÃO, 2004).

2.3.2.1 Limites de Operação

Os tubos de calor assistidos por gravidade possuem limitações relativas à máxima quantidade de calor que podem transportar. São parâmetros definidos de acordo com as condições de operação do sistema como também levam em conta a geometria, fluido de trabalho e material empregado no dispositivo. Assim, esses limites de operação servem como um ponto de partida para o dimensionamento dos termossifões.

2.3.2.1.1 Limite de Arrasto

No interior dos termossifões, líquido e vapor coexistem e seus escoamentos seguem em sentidos contrários, podendo existir um esforço viscoso de cisalhamento entre a interface das duas fases, o que impede o retorno do condensado para o evaporador, acarretando o acúmulo de líquido na seção do condensador, inundando-o, ou seja, o limite de inundação é atingido. Aumentando-se o fluxo de calor fornecido ao evaporador, maior é a velocidade do vapor e caso a tensão de cisalhamento da interface líquido-vapor seja intensa o suficiente para superar as tensões superficiais do líquido, gotículas se desprendem da película líquida e são arrastadas em sentido do condensador. Como consequência desse fenômeno, que pode ocorrer no interior dos tubos de calor, o excesso de líquido na região do condensador e a escassez de fluido de trabalho no evaporador é constatado.

Mantelli (2013) apresentou diversas correlações desenvolvidas por variados pesquisadores para diferentes geometrias, condições de operações e configurações. Groll e

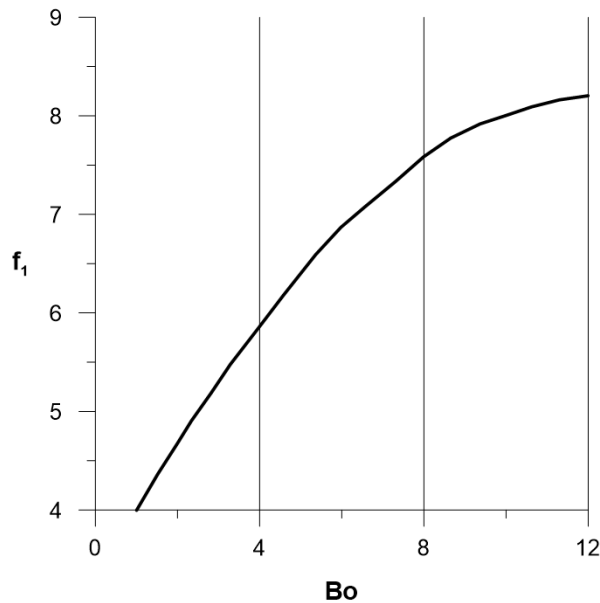
Rösler (1992) propuseram uma correlação (EQ. 14), que de acordo com Mantelli (2013), é uma das mais utilizadas para se definir o limite de arrasto.

$$\dot{Q}_{arrasto} = f_1 \cdot f_2 \cdot f_3 \cdot h_{lv} A_v \rho_v^{1/2} [g(\rho_l - \rho_v) \sigma]^{1/4} \quad (14)$$

Os termos da Equação 14 são a área do núcleo de vapor (A_v), σ a tensão superficial, ρ_l e ρ_v são as massas específicas de líquido e vapor, respectivamente, do fluido de trabalho, g a gravidade, h_{lv} a entalpia de vaporização. Ainda estão presentes na Equação 14 os fatores de correção f_1 , f_2 e f_3 . O fator f_1 é um parâmetro obtido através da Figura 23 e é função do número de Bond (Bo), com d_i o diâmetro interno do tubo.

$$Bo = d_i \left[\frac{g(\rho_l - \rho_v)}{\sigma} \right]^{1/2} \quad (15)$$

Figura 23 – Função f_1 vs. número de Bond.



Fonte: Groll e Rösler, 1992. Adaptado.

O parâmetro f_2 é uma função de K_p , um parâmetro adimensional, o qual é dado pela seguinte expressão, em termo da pressão de vapor do fluido, P_v :

$$K_p = \frac{P_v}{[(\rho_l - \rho_v) g \sigma]^{1/2}} \quad (16)$$

assim, f_2 pode assumir os seguintes valores de acordo com o cálculo de K_p :

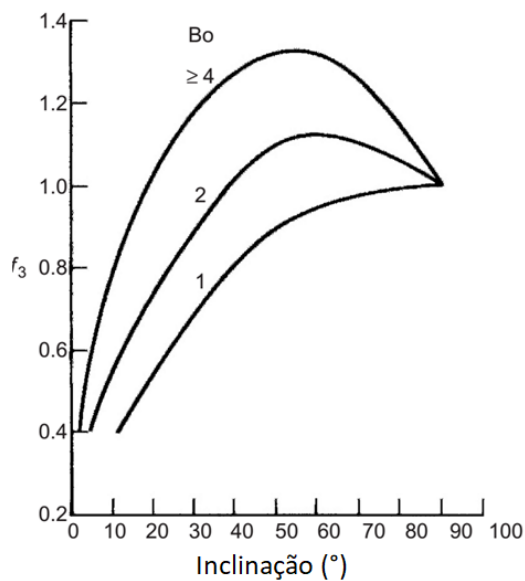
$$f_2 = K_p^{-0,17} \text{ se } K_p \leq 4 \times 10^4 \quad (17)$$

ou

$$f_2 = 0,165 \text{ se } K_p > 4 \times 10^4 \quad (18)$$

Por fim, f_3 é um fator de correção de acordo com a inclinação do termossifão. Quando o dispositivo está operando na posição vertical o fator assume um valor igual a 1. De outra forma, se a unidade estiver inclinada o valor de f_3 é obtido através da Figura 24, onde ϕ é a inclinação do termossifão de acordo com a posição horizontal, em função dos valores do número de Bond.

Figura 24 - Variação do fator f_3 de acordo com a inclinação do termossifão em função no número de Bond.



Fonte: Reay *et al.*, 2014. Adaptado.

2.3.2.1.2 Limite Sônico

Primeiramente é interessante frisar que o limite sônico representa fisicamente um nível máximo de transporte de calor, ou seja, enquanto os outros limites de operação, se excedidos, trazem uma informação de que pode haver mau funcionamento do tubo de calor, secagem do

evaporador ou até mesmo falha total do dispositivo, o limite sônico se for superado, irá acarretar num aumento do gradiente de temperatura ao longo do tubo e o mesmo fica com suas características isotérmicas reduzidas (PETERSON, 1994), mas sua estrutura não chega a ser comprometida (ZOHURI, 2016).

Em virtude da adição e remoção de massa do fluido de trabalho nas seções do evaporador e condensador os tubos de calor se comportam de forma semelhante a um bocal convergente-divergente (ZOHURI, 2016). Dessa forma, a velocidade do vapor na saída do evaporador pode atingir velocidades sônicas (limite sônico) devido ao aumento das cargas térmicas fornecidas ao sistema com correspondentes perdas de pressão na seção do condensador. A partir desse ponto, maiores reduções na pressão do condensador não resultarão em aumento do fluxo mássico de vapor, além disso, a velocidade do vapor se torna supersônica. Entretanto, mais adiante, ocorre um súbito acréscimo da pressão e uma abrupta diminuição da velocidade. Essa recuperação de pressão toma a forma de uma frente de choque (MANTELLI, 2009).

De acordo com Zohuri (2016), o limite sônico ocorre geralmente em tubos de calor que operam com metal líquido durante a partida do dispositivo ou para os quais é requerido que trabalhem com baixas temperaturas associadas a massas específicas de vapor muito baixas.

Uma expressão para determinação do limite sônico é proposta por Busse (1973), a qual é influenciada pelo tamanho do núcleo de vapor:

$$\dot{Q}_{son} = 0,474 h_{lv} A_v (\rho_v P_v)^{1/2} \quad (19)$$

2.3.2.1.3 Limite Viscoso

De acordo com Mantelli (2013), para o limite viscoso, deve existir uma atenção maior, principalmente, para os casos dos tubos de calor que operam em baixos níveis de temperatura. Quando o gradiente de pressão do vapor entre o evaporador e o condensador não é suficiente para superar as forças viscosas (e por consequência não há escoamento do vapor) o limite viscoso é caracterizado (MA, 2006).

Assim como o limite sônico, o limite viscoso ocorre durante o início de operação do dispositivo e a melhor maneira para que não haja o limite viscoso é aumentando o fluxo de calor no evaporador. Porém, este procedimento pode ocasionar com que o limite sônico seja

alcançado (PETERSON, 1994). Portanto, em diversos casos pode-se encontrar uma transição entre o limite viscoso e o limite sônico (MANTELLI, 2009).

Busse (1973) também desenvolveu uma expressão para o limite viscoso, que é inversamente proporcional ao produto da viscosidade dinâmica do vapor do fluido (μ_v) e do comprimento efetivo do tubo de calor ($l_{ef} = L_e + L_c/2$):

$$\dot{Q}_{vis} = d_v^2 h_{lv} A_v \frac{\rho_v P_v}{64 \mu_v l_{ef}} \quad (20)$$

2.3.2.1.4 Limite de Ebulição

De acordo com Mantelli (2009, 2013), o limite de ebulição possui maior constatação para tubos de calor assistidos por gravidade (termossifões), quando estes apresentam uma alta razão de preenchimento e estão submetidos a altos fluxos de calor na região do evaporador. Este limite é conhecido como ponto crítico da ebulição nucleada (BROST, 1996), ou seja, quando um fluxo de calor crítico é atingido, se observa durante o processo de ebulição, a transição da nucleação de bolhas para a formação da película de vapor, e sob essas condições as bolhas geradas se aglutinam em película de vapor, isolando a parede do tubo (MANTELLI, 2009, 2013) internamente. Neste caso, o fluido de trabalho e a parede do tubo são separados por uma película de vapor que possui uma baixa condutividade térmica, logo, aumentando drasticamente a resistência térmica da seção do evaporador (BROST, 1996). Assim, com o contínuo fornecimento de calor ao termossifão, a temperatura da parede do tubo pode aumentar de forma incontida até atingir o ponto de fusão do metal.

A Equação 21 é proposta por Lienhard e Dhir (*apud* MANTELLI, 2013), para a máxima quantidade de calor à ser aplicada no tubo, na região da piscina de ebulição.

$$\dot{Q}_{ebul} = 0,12 h_{lv} A_e \rho_v^{1/2} [g \sigma (\rho_l - \rho_v)]^{1/4} \quad (21)$$

2.3.2.2 Modelo de Resistências Térmicas

Definidos os limites de operação dos tubos de calor, estes devem funcionar com fluxos de calor abaixo dos valores limitantes estabelecidos. Para estes dispositivos trabalhando em regime permanente, uma análise do sistema através da associação de resistências térmicas se

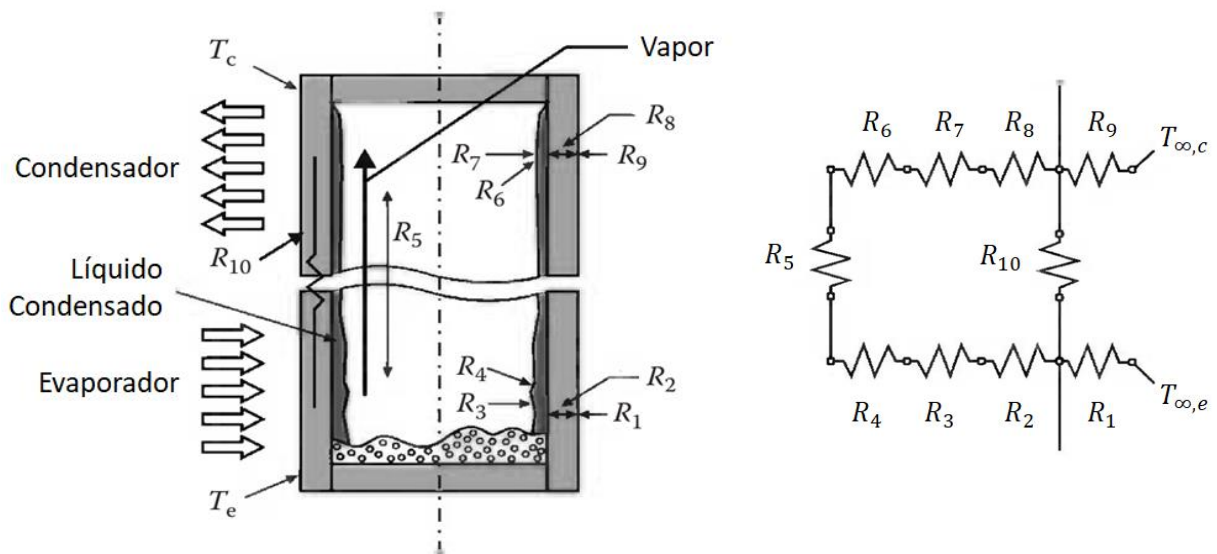
torna uma ferramenta interessante para modelar fisicamente grande parte dos problemas de engenharia envolvendo os termossifões, tanto para determinação da capacidade de transferência de calor como também para estimar a distribuição de temperatura.

A equação que representa a taxa do fluxo de calor através do tubo de calor pode ser escrita como a razão entre o gradiente de temperatura médio da seção do evaporador e do condensador ($\bar{T}_e - \bar{T}_c$) e resistência térmica global efetiva (R_{hp}):

$$\dot{Q}_{hp} = \frac{(\bar{T}_e - \bar{T}_c)}{R_{hp}} \quad (22)$$

Mantelli (2013) faz uma representação esquemática do calor que flui pelo termossifão operando em regime permanente, seguindo um caminho contendo 10 resistências térmicas (Figura 25).

Figura 25 – Circuito térmico de um tubo de calor assistido por gravidade.



Fonte: Mantelli, 2013. Adaptado.

Associando todas as resistências térmicas é possível determinar a resistência total do *heat pipe*. Pelo circuito equivalente apresentado na Figura 25, a seguinte expressão pode ser escrita:

$$R_{hp} = R_1 + [(R_2 + R_3 + R_4 + R_5 + R_6 + R_7 + R_8)^{-1} + R_{10}^{-1}]^{-1} + R_9 \quad (23)$$

R_1 e R_9 são resistências térmicas externas ao termossifão referentes à fonte e dissipação de calor, respectivamente, e para uma análise onde os fluxos de fonte e dissipação são ou serão determinados, então estas resistências não precisam ser computadas.

O Quadro 5 mostra valores típicos de resistências térmicas para um termossifão de aço com 50 mm de diâmetro trabalhando com água como fluido de trabalho.

Quadro 5 - Ordem de Magnitude das Resistências do Circuito Térmico para o Termossifão.

Resistência Térmica	($^{\circ}\text{C} \cdot \text{m}^2/\text{W}$)
R_2, R_8	10^{-1}
R_4, R_6	10^{-5}
R_3, R_7	10
R_5	10^{-8}
R_{10}	10^5

Fonte: Reay *et al.*, 2006 *apud* Mantelli, 2013. Adaptado

R_{10} representa a resistência térmica condutiva axial ao longo do tubo de calor e como o seu valor é muito superior as demais resistências, pode ser removido da expressão. Assim,

$$R_{hp} = R_2 + R_3 + R_4 + R_5 + R_6 + R_7 + R_8 \quad (24)$$

R_2 e R_8 são as resistências térmicas de condução, na seção do evaporador e do condensador, respectivamente, e são obtidas pela expressão:

$$R_2 = R_8 = \frac{\ln(d_o/d_i)}{2\pi Lk} \quad (25)$$

onde L é o comprimento do evaporador ou condensador e d_o e d_i são os diâmetros externo e interno, respectivamente, do tubo e k é a condutividade térmica do material do invólucro.

R_3 é a resistência térmica associada à evaporação do fluido de trabalho. Dois regimes de transferência de calor podem ser observados na seção do evaporador: a piscina de ebulição (R_{3p}) e a película líquida de evaporação (R_{3f}). Logo a equação para R_3 é dada por:

$$R_3 = R_{3p}F + R_{3f}(1 - F) \quad (26)$$

onde F é a razão de preenchimento do fluido de trabalho inserido no interior do termosifão. As correlações para R_{3p} e R_{3f} são mostradas a seguir:

$$R_{3p} = \frac{1}{g^{0,2} \phi \dot{Q}^{0,4} (\pi d_i l_{ef})^{0,6}} \quad \therefore \quad \phi = \frac{\rho_l^{0,65} k_l^{0,3} c_{p,l}^{0,7}}{\rho_v^{0,25} h_{lv}^{0,4} \mu_l^{0,1}} \left(\frac{P_v}{P_{atm}} \right)^{0,23} \quad (27)$$

$$R_{3f} = \frac{0,345 \dot{Q}^{1/3}}{d_i^{4/3} g^{1/3} l_{ef} \Psi^{4/3}} \quad \therefore \quad \Psi = \left(\frac{h_{lv} k_l^3 \rho_l^2}{\mu_l} \right)^{1/4} \quad (28)$$

sabendo que:

- $\dot{Q}$, taxa de calor inserida no evaporador;
- k_l , condutividade térmica do fluido de trabalho no estado líquido;
- $c_{p,l}$, calor específico do fluido de trabalho no estado líquido;
- μ_l , viscosidade dinâmica do fluido de trabalho no estado líquido;
- P_v , pressão de vapor do fluido de trabalho;
- P_{atm} , pressão atmosférica.

R_4 e R_6 são as resistências das interfaces entre líquido-vapor e vapor-líquido e podem ser estimadas utilizando as seguintes expressões:

$$R_4 = R_6 = \frac{R_{\#} T^2 (2\pi R_{\#} T)^{1/2}}{h_{lv}^2 P_v A} \quad (29)$$

sabendo que $R_{\#}$ é a constante universal dos gases, A é a área da seção de troca de calor (área da fonte de calor ou da dissipação de calor), T é a temperatura de operação do sistema, h_{lv} a entalpia de vaporização.

Pelo Quadro 5, ainda é observado que os valores para R_4 e R_6 , são muito pequenos, e outros pesquisadores sugerem que essas resistências possam ser desconsideradas.

R_5 é a resistência térmica de vapor gerado no evaporador e que vai em direção ao condensador. R_5 também é muito pequeno e associado com as outras resistências também pode ser removido do circuito, como sugerido por Mantelli (2013).

R_7 é a resistência térmica associada com a condensação do fluido de trabalho. A seguinte expressão pode ser usada para determinar R_7 :

$$R_7 = \frac{1}{h_c 2\pi r_i L_c} \quad (30)$$

sendo h_c o coeficiente de convecção no processo de condensação, r_i o raio interno do tubo e L_c o comprimento do condensador. O coeficiente de condensação, tanto visto em Azad (2008) como em Daghigh e Shafieian (2016), é definido a seguir:

$$h_c = 0,728 \left[\frac{g \rho_l (\rho_l - \rho_v) k_l^3 h_{lv}}{d_i \mu_l \Delta T_i} \right]^{\frac{1}{4}} \quad (31)$$

Logo, pelas considerações feitas, levando em consideração que R_5 e R_6 também foram desprezados, a resistência térmica global do *heat pipe* (R_{hp}) assume a seguinte forma:

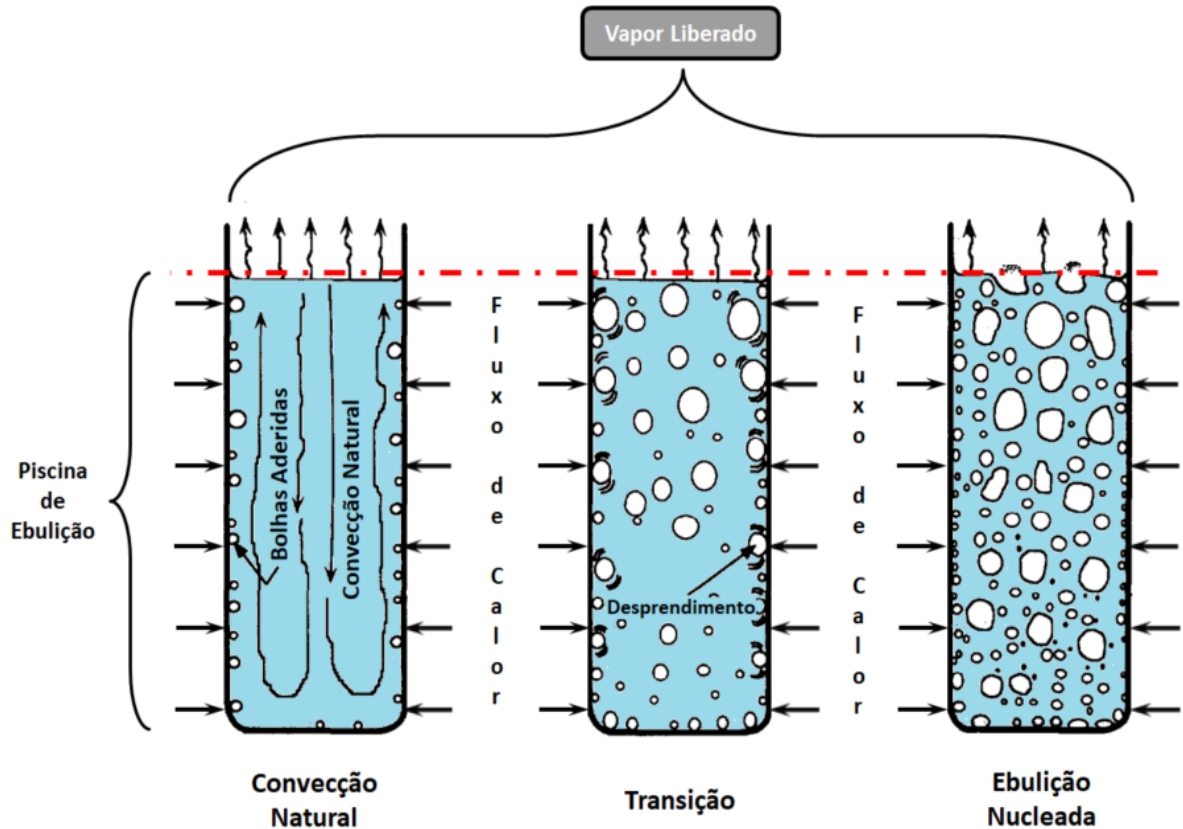
$$R_{hp} = R_2 + R_3 + R_7 + R_8 \quad (32)$$

2.3.2.3 Correlações para Piscina de Ebulição na Seção do Evaporador

Como já foi descrito, o modo de funcionamento dos tubos de calor ocorre em ciclos contínuos de evaporação e condensação. Mantendo o foco para o processo de formação de vapor, El-Genk e Saber (1998) afirmam que os regimes de transferência de calor que podem ser observados para o fluido de trabalho na seção do evaporador são a convecção natural, passa por um regime de transição, e atinge a ebulição nucleada, caso o fluxo de calor fornecido ao sistema seja suficiente (Figura 26).

Devido às várias formas de regimes que podem ocorrer no processo de ebulição, o mecanismo de transferência de calor global é complexo de ser definido. Jafari *et al.* (2017a) afirmam que os estudos desenvolvidos por Rohsenow (1952), Labunstov (1972), Imura *et al.* (1977), Shiraishi *et al.* (1981), Kutateladze (1990) e Chowdhury (1997) assumiram que o regime de ebulição nucleada poderia ser considerado para estimar o coeficiente de transferência de calor na seção do evaporador.

Figura 26 – Diferentes regimes de transferência de calor em uma piscina de ebulição.



Fonte: El-Genk e Saber, 1998. Adaptado

As diferentes correlações para o coeficiente de transferência de calor por ebulição desses trabalhos anunciados, logo acima, são apresentadas pelas Equações 33 a 38.

- **Correlação de Rohsenow (1952):**

$$h_{ebul,ros} = \frac{\dot{q} \left(\frac{2}{3} \right)}{Pr_l^{1,7} C_{sf} \frac{h_{lv}}{c_{p,l}} \left(\frac{L_b}{h_{lv} \mu_l} \right)^{0,33}} \quad (33)$$

Onde, L_b é a escala de comprimento da bolha, dado por: $L_b = [\sigma / g(\rho_l - \rho_v)]^{1/2}$ e C_{sf} é uma constante experimental que depende da combinação superfície-fluido (Tabela 2).

Tabela 2 – Valores de $C_{s,f}$ para várias combinações superfície-líquido.

Combinação Superfície-Fluido	$C_{s,f}$	n
Água-cobre		
Riscada	0,0068	1,0
Polido	0,0128	1,0
Água-aço inoxidável		
Tratada quimicamente	0,0133	1,0
Polido mecanicamente	0,0132	1,0
Esmerilhada e polido	0,0080	1,0
Água-latão	0,0060	1,0
Água-níquel	0,006	1,0
Água-platina	0,0130	1,0
<i>n</i> -Pentano-cobre		
Polido	0,0154	1,7
Esmerilhada	0,0049	1,7
Benzeno-cromo	0,0001	1,7
Álcool etílico-cromo	0,0027	1,7

Fonte: Incropera *et al.*, 2011.

• **Correlação de Labuntsov (1972):**

$$h_{ebul,lab} = 0,075 \dot{q}^{0,67} \left[1 + 10 \left(\frac{\rho_v}{\rho_l - \rho_v} \right)^{0,67} \right] \left(\frac{k_l^2}{\nu_l \sigma T} \right)^{0,33} \quad (34)$$

• **Correlação de Imura *et al.* (1977):**

$$h_{ebul,imu} = 0,32 \frac{\rho_l^{0,65} k_l^{0,3} c_{p,l}^{0,7} g^{0,2}}{\rho_v^{0,25} h_{lv}^{0,4} \mu_l^{0,1}} \left(\frac{P_v}{P_{atm}} \right)^{0,3} \dot{q}^{0,4} \quad (35)$$

• **Correlação de Shiraishi *et al.* (1981):**

$$h_{ebul,shi} = 0,32 \frac{\rho_l^{0,65} k_l^{0,3} c_{p,l}^{0,7} g^{0,2}}{\rho_v^{0,25} h_{lv}^{0,4} \mu_l^{0,1}} \left(\frac{P_v}{P_{atm}} \right)^{0,23} \dot{q}^{0,4} \quad (36)$$

- **Correlação de Kutateladze (1990):**

$$h_{ebul,kut} = 0,44 Pr_l^{0,35} \left(\frac{k_l}{L_b} \right) \left[\frac{\rho_l}{(\rho_l - \rho_v)} \frac{\dot{q} P_v \times 10^{-4}}{\rho_v g h_{lv} \mu_l} \right]^{0,7} \quad (37)$$

- **Correlação de Chowdhury *et al.* (1997):**

$$h_{ebul,cho} = 11,43 \cdot Re_{ebul}^{0,72} Pr_l^{0,42} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0,5} \left(\frac{L_b}{d_i} \right) \left(\frac{k_l}{L_b} \right) \quad (38)$$

Onde o número de Reynolds para piscina de ebulição é dado por: $Re_{ebul} = 4\dot{Q}/(\pi d_i h_{lv} \mu_l)$.

2.4 TÉCNICA DE TRANSFORMAÇÃO INTEGRAL GENERALIZADA (GENERALIZED INTEGRAL TRANSFORM TECHNIQUE - GITT)

A Técnica Transformada Integral Generalizada concebida como um método híbrido, pois mescla a utilização de ferramentas analíticas e a aproximação numérica, se mostra uma ferramenta bastante eficaz na solução de equações diferenciais parciais não-lineares e fortemente acopladas.

Seu surgimento teve início com Özişik e Murray (1974) com a introdução da Técnica Transformada Integral Clássica (*CLASSIC INTEGRAL TRANSFORM TECHNIQUE - CITT*), desenvolvendo uma nova metodologia capaz de resolver problemas de difusão, que os métodos clássicos como a separação de variáveis não tinham capacidade.

Cotta (1993) publicou um livro com um apanhado, apresentando uma revisão dos formalismos clássicos, consolidando a Técnica da Transformada Integral Generalizada, sendo o trabalho mais abrangente e sistemático sobre o assunto, separado em cinco categorias:

- Problemas com coeficientes da equação variáveis. Esse tipo classe possui aplicação em análise transiente de aletas com dissipação havendo dependência do tempo e desenvolvimento simultâneo de escoamento no interior de canais;
- Problemas com os coeficientes das condições de contorno variáveis. Algumas das aplicações podem ser exemplificadas como condução de calor com número de Biot dependente do tempo e convecção forçada no interior de dutos aletados externamente;

- Problemas com contornos variáveis. São exemplos de problemas com contorno variáveis os que envolvem mudança de fase e oxidação;
- Situações que envolvem problemas auxiliares de difícil resolução. Várias são as aplicações que podem ser citadas para essa classe de problemas, como convecção forçada interna, transiente e periódica, transferência de calor em canais com escoamento com efeitos de condução axial, transferência de calor por convecção no interior de dutos retangulares, problemas de transferência de calor conjugados;
- Problemas não-lineares. Problemas de convecção não-linear e condução de calor com condutividade térmica variável.

Logo após (COTTA, 1998) foi realizada uma revisão da técnica para problemas difusivos e difusivos-convectivos.

A ideia básica por trás da Técnica Transformada Integral Generalizada (COTTA, 1993) consiste em (depois de escolher um problema auxiliar de autovalor apropriado) transformar a(s) equação(ões) diferencial(ais) parcial(ais) original(ais) em um sistema infinito de equações diferenciais ordinárias que podem ser resolvidas analiticamente, ou resolvidas numericamente para problemas mais complexos.

A GITT possui uma gama de aplicações que envolvem soluções de problemas de engenharia (análise de reservatórios de petróleo, equipamentos termo-hidráulicos, na engenharia aeroespacial, de processos, nuclear, problemas térmicos em siderurgia, migração de rejeitos radiativos em solos, resfriamento de equipamentos eletrônicos), em que haja acoplamento, fornecendo controle automático de erro global, quando se faz um paralelo comparativo aos métodos numéricos, além de inúmeras vantagens que podem ser destacadas como segue abaixo (COTTA, 1993):

- Diminuição do tempo de processamento;
- Metodologia sistemática de solução;
- Aceleração da taxa de convergência numérica;
- Inexistência de malhas (fator que se acentua para os problemas multidimensionais);
- Obtenção de soluções *benchmark* (resultados de referência);
- Determinação numérica direta da função em um ponto (para valores definidos de tempo e espaço) sem necessidade de cálculo numérico de estados temporais anteriores ou de outros pontos do domínio do espaço;
- Versatilidade do método em se associar com outros, devido às suas características analítico-numéricas.

CAPÍTULO III

MODELAGEM MATEMÁTICA

3 INTRODUÇÃO

É interessante determinar a capacidade de transferência de calor dos termossifões, para haver bons parâmetros de projeto para os coletores solares que serão assistidos por esses dispositivos. A distribuição de temperatura nesses aparatos é de suma importância para equipamentos que envolvem paredes isotérmicas (MANTELLI, 2013).

3.1 MODELOS MATEMÁTICOS DESENVOLVIDOS PARA ESTUDO DOS TERMOSSIFÕES E PREDIÇÃO DOS PERFIS DE TEMPERATURA

Zanardi e Leite (2007) utilizaram o método de volumes finitos para estimar os perfis de temperatura em regime permanente resolvendo as equações de conservação. Jiao *et al.* (2008), estudaram a influência das razões de preenchimento na capacidade de transporte térmico dos termossifões e mostraram a dependência da temperatura na seção do evaporador em termos dessas propriedades. As equações de transporte de calor, conservação da massa e de energia foram resolvidas de forma iterativa. Alizadehdakhel *et al.* (2010) utilizaram a técnica Volume do Fluido (*Volume of Fluid* - VOF) para modelar as interações entre as fases, ou seja, analisaram o escoamento bifásico em conjunto com os fenômenos simultâneos de evaporação e condensação através do método CFD. Kuznetsov *et al.* (2011) modelaram matematicamente os processos hidrodinâmicos de transferência de calor nos termossifões. O modelo matemático baseado nas equações de conservação em coordenadas retangulares foi adimensionalizado em funções corrente, vetores de vorticidade e temperatura. O problema foi resolvido utilizando o método de diferenças finitas. Huminic e Huminic (2013) fizeram uma análise tridimensional dos termossifões e analisaram os efeitos da concentração dos nano fluidos e da temperatura de operação do sistema no desempenho da transferência de calor dos sistemas. O software ANSYS CFX 12.0 foi utilizado para solução das equações envolvidas nesse trabalho. Fadhl *et al.* (2013), também utilizaram o método CFD, mas aplicaram o modelo VOF através do programa ANSYS FLUENT 13.0 e estimaram os perfis de

temperatura para termossifões operando com água. Shagbard *et al.* (2014) desenvolveram um modelo numérico bidimensional para simular as condições de operação transiente de termossifões a partir das equações de conservação de massa, quantidade de movimento e de energia, as quais foram resolvidas pelo método de volumes finitos e determinaram o comportamento hidrodinâmico e térmico dos dispositivos. Nurpeiis (2014) também conduziu uma análise numérica em coordenadas cilíndricas da transferência de calor em termossifões. Porém fez uma simplificação matemática do modelo considerando apenas os processos condutivos tanto para o invólucro do dispositivo como para o núcleo de vapor e a película do condensado. Foi utilizado o método das diferenças finitas para resolver o modelo matemático com uma esquema de discretização de forma implícita. Nurpeiis e Nee (2016) trataram o problema de transferência de calor em um termossifão de seção transversal retangular através de um acoplamento entre a condução e convecção. O modelo matemático também foi adimensionalizado em funções corrente, vetores de vorticidade e temperatura como no estudo de Kuznetsov *et al.* (2011) e resolvido por diferenças finitas. Jafari *et al.* (2017b) modelaram numericamente os termossifões para estimar o desempenho transiente desses dispositivos. O modelo matemático incluía a transferência de calor do invólucro metálico, o núcleo de vapor, piscina de ebulição e película de retorno do condensado. A técnica de volumes finitos foi utilizada para resolver bidimensionalmente as equações de conservação para as paredes do tubo e o escoamento de vapor. Já película líquida foi modelada de forma unidimensional, em regime quase-estático através da equação de Nusselt.

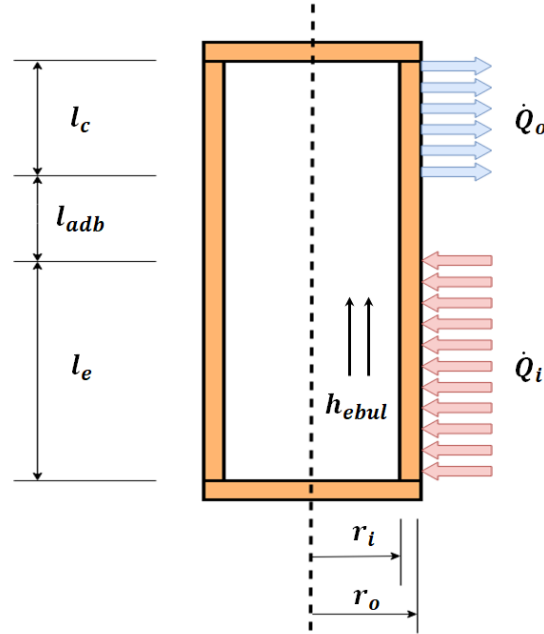
3.2 DESCRIÇÃO DO PROBLEMA FÍSICO

Os termossifões são tubos herméticos, evacuados, preenchidos com um fluido de trabalho, o qual sofre processos de evaporação, condensação e escoamento bifásico em seu interior. Há fornecimento de calor na seção do evaporador e rejeição de calor na seção do condensador.

A modelagem matemática será realizada em um tubo cilíndrico de raio externo r_o e raio interno r_i , que inicialmente se encontram a uma temperatura T_0 e a temperatura da vizinhança T_∞ . O comprimento do evaporador, condensador e seção adiabática são l_e , l_c e l_{adb} , respectivamente (Figura 27).

Tanto a inserção como a rejeição de calor serão tratadas como fluxos de calor constantes e coeficientes de transferência de calor convectivos serão apresentados a partir de correlações existentes na literatura para os fenômenos que ocorrem no interior do dispositivo.

Figura 27 – Representação esquemática do problema físico.



Fonte: Autor

3.3 MODELAGEM MATEMÁTICA

Farsi *et al.* (2003), observaram experimentalmente que o desenvolvimento transiente dos perfis de temperatura tinham um comportamento exponencial. A partir disso, na seção **“One exponential law” approximation** (Aproximação “por uma lei exponencial”), apresentaram a equação empírica:

$$T(t) - T_0 = (T_{ss} - T_0) \cdot [1 - e^{-((t-t_0)/\tau)}] \quad (39)$$

Logo, o perfil de temperatura transiente $T(t)$ é dado em termos da temperatura inicial (T_0) e da temperatura quando o sistema atinge o regime permanente (T_{ss}), onde t_0 é o instante inicial do processo e τ é uma constante de tempo que corresponde à variação de T até a fase de aquecimento. Então, a ideia básica para ter uma solução transiente do perfil de temperatura para os temossifões é estimar a temperatura do sistema operando em regime permanente.

Neste sentido, serão desenvolvidas duas abordagens teóricas para determinar as temperaturas de operação do sistema quando estiverem no seu ponto de funcionamento pleno, ou seja, a partir dos modelos será determinado T_{ss} para aplicação na Equação 39.

Uma primeira análise será feita a partir de um balanço de energia aplicado à região do evaporador do dispositivo. Será um modelo concentrado a partir de resistências térmicas (uma ferramenta poderosa para sistemas unidimensionais em regime permanente) em conjunto com o método de efetividade NUT para trocadores de calor, sendo aplicada no arranjo arrefecedor/condensador.

De outro modo, um modelo bidimensional em coordenadas cilíndricas para a transferência de calor condutiva na parede do termossifão, com as devidas condições de contorno, será resolvido pela Técnica Transformada Integral Generalizada (*Generalized Integral Transform Technique - GITT*).

Algumas considerações devem ser levadas em conta para o tratamento e solução do problema em questão. Primeiramente é importante destacar que como o fluido de trabalho do dispositivo está em constante mudança de fase, então todo o sistema está a uma temperatura constante, ou seja, todas as propriedades, tanto do fluido de trabalho como do material do invólucro do termossifão, serão determinadas a partir da temperatura de saturação da substância e serão constantes. Isso reforça a ideia que os tubos de calor são dispositivos isotérmicos. Além disso, não serão considerados os efeitos de geração de energia, nem os efeitos radiativos. O material da estrutura do tubo é considerada toda homogênea e as propriedades térmicas são isotrópicas, além de que a temperatura inicial de todo o aparato é uniforme.

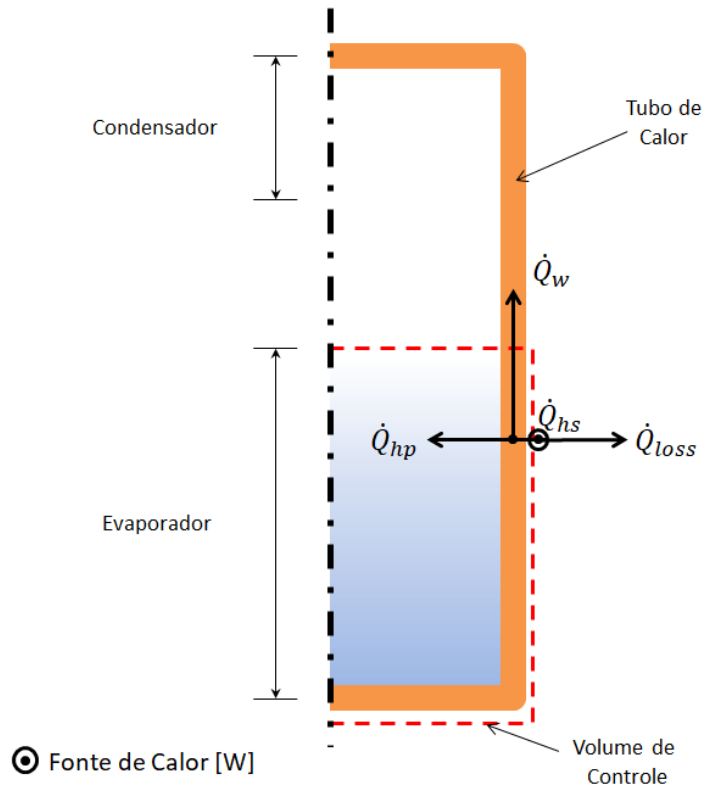
3.3.1 Modelo Concentrado

A metodologia para o desenvolvimento desse modelo envolve a análise dos fluxos de calor a partir de um volume de controle traçado na seção do evaporador do termossifão, com isso é possível determinar a quantidade de calor efetivo que é absorvido pelo fluido de trabalho no interior do dispositivo. Como o calor é transportado para a seção do condensador para ser rejeitado para um outro meio fluido que arrefece o sistema, é utilizado o método da efetividade-NUT (Número de Unidades de Transferência) para trocadores de calor, pois a partir disso é possível determinar a temperatura de operação do sistema, sendo esse o parâmetro mais importante de ser estimado para um tubo de calor.

A Figura 28 mostra uma representação esquemática do volume de controle traçado na seção do evaporador do termossifão e as taxas de calor que estão envolvidas no processo o que leva ao seguinte balanço de energia:

$$\dot{Q}_{hp} = \dot{Q}_{hs} - \dot{Q}_{loss} - \dot{Q}_w \quad (40)$$

Figura 28 – Volume de controle e fluxos de calor na seção do evaporador.



Fonte: Autor

A Equação 40 fornece o valor da taxa de calor efetiva recebida pelo fluido de trabalho no interior do termossifão, $\dot{Q}_{hp}$, a partir do calor que é fornecido por uma fonte de energia qualquer, $\dot{Q}_{hs}$, (calor dissipado em uma resistência elétrica por efeito Joule; irradiação solar; gases de exaustão de um motor de combustão interna; queima direta de um combustível, etc.) atenuada pelo calor que é dissipado para o ambiente, $\dot{Q}_{loss}$, e o que é conduzido axialmente pela parede do tubo, $\dot{Q}_w$. As taxas de calor atenuantes são dadas pelas Equações 41 e 42:

$$\dot{Q}_{loss} = \bar{h}_{\infty} A_s (\bar{T}_s - \bar{T}_{\infty}) \quad (41)$$

e

$$\dot{Q}_w = k_w A_{w,tr} \left(\frac{\bar{T}_{e,o} - \bar{T}_{c,o}}{l_{ef}} \right) \quad (42)$$

sabendo que:

- $\bar{h}_\infty$: coeficiente de convecção do ambiente que circunda o termossifão;
- A_s : área da superfície¹ que esteja sobre os efeitos de convecção do ambiente;
- $\bar{T}_s$: temperatura média da superfície¹ em contato com o ar da vizinhança;
- $\bar{T}_\infty$: temperatura média do ar ambiente;
- k_w : condutividade térmica do material da parede do tubo;
- $A_{w,tr}$: área da seção transversal da parede do tubo;
- $\bar{T}_{e,o}$: temperatura média da face externa da região do evaporador;
- $\bar{T}_{c,o}$: temperatura média da face externa da região do condensador.

O calor recebido pelo termossifão na seção do evaporador é rejeitado na região do condensador em função de um fluido que escoa sobre sua superfície externa e o arrefece, assim absorvendo o calor do dispositivo. Logo,

$$\dot{Q}_{hp} = \dot{Q}_u \quad (43)$$

onde o $\dot{Q}_u$ é o calor útil recebido pelo fluido de arrefecimento e é dado por:

$$\dot{Q}_u = \dot{m}_{arf} c_{p,arf} (T_o - T_i) \quad (44)$$

Das Equações 43 e 44, em 30, fica:

$$\dot{Q}_{hs} - \dot{Q}_{loss} - \dot{Q}_w = \dot{m}_{arf} c_{p,arf} (T_o - T_i) \quad (45)$$

e substituindo a Equação 42 em 45:

¹ Esta superfície vai depender de qual estrutura esteja em contato com o ar ambiente. Por exemplo, para os experimentos feitos em laboratório, há um isolamento térmico ao redor da região do evaporador, logo o subscrito “s” será referente à superfície do isolamento térmico.

$$\dot{Q}_{hs} - \dot{Q}_{loss} - k_w A_{w,tr} \left(\frac{\bar{T}_{e,o} - \bar{T}_{c,o}}{l_{ef}} \right) = \dot{m}_{arf} c_{p,arf} (T_o - T_i) \quad (46)$$

A temperatura de operação do sistema (T_{hp}) é bem próxima da temperatura média da seção da parede do evaporador, logo essa é uma boa aproximação que pode ser feita. A partir dessa consideração e organizando a Equação 46, evidenciando T_{hp} , a expressão se torna:

$$T_{hp} = R_{w,a} \left(\dot{Q}_{hs} - \dot{Q}_{loss} - \dot{m}_{arf} c_{p,arf} (T_o - T_i) \right) + \bar{T}_{c,o} \quad (47)$$

Em que $R_{w,a}$ é a resistência térmica da condução axial:

$$R_{w,a} = \frac{l_{ef}}{k_w A_{w,tr}} \quad (48)$$

Para determinar a temperatura de operação do termossifão a Equação 47 ainda apresenta dois termos desconhecidos, T_o e $\bar{T}_{c,o}$. Então é preciso avaliar os fenômenos de troca de calor que ocorrem na região do condensador. Esta seção está submetida a um processo de transferência de energia térmica convectiva devido ao escoamento do fluido de arrefecimento sobre a sua área da superfície externa (A_c).

$$\dot{Q}_c = A_c U_c (\bar{T}_{c,o} - T_i) \quad (49)$$

A taxa de calor removido da seção do condensador por convecção ($\dot{Q}_c$) da Equação 49 é escrita em função de um coeficiente de transferência de calor global (U_c) possui o mesmo significado físico do calor útil recebido pelo fluido de arrefecimento, na verdade esses termos expressam o mesmo fenômeno, só que por diferentes abordagens, ou seja:

$$\dot{Q}_c = \dot{Q}_u \quad (50)$$

Combinando as Equações 22, 43, 49 e 50, escrevendo $\dot{Q}_{hp}$ em termos de um coeficiente global de transferência de calor para o termossifão ao invés de uma resistência térmica ($R_{hp} = 1/(U_{hp} A_{hp})$), é obtida uma expressão da seguinte forma:

$$U_{hp}A_{hp}(T_{hp} - \bar{T}_{c,o}) = A_c U_c (\bar{T}_{c,o} - T_i) \quad (51)$$

Organizando a expressão dada pela Equação 51, evidenciando $\bar{T}_{c,o}$, fica:

$$\bar{T}_{c,o} = \frac{T_i + Z T_{hp}}{(1 + Z)} \quad \therefore \quad Z = \frac{A_{hp} U_{hp}}{A_c U_c} \quad (52)$$

onde:

- Z : Razão entre as resistências térmicas do condensador e do tubo de calor;
- A_{hp} : Área da superfície do tubo de calor;
- U_{hp} : Coeficiente de transferência de calor global do tubo de calor.

A Equação 52 traz uma expressão para a temperatura da parede externa na região do condensador do termossifão. Mas ainda é preciso estabelecer uma equação para a temperatura de saída de arrefecimento. No geral, os sistemas de arrefecimento para os tubos de calor são trocadores de calor, então, o método da efetividade-NUT para esses dispositivos é aplicado. De acordo com Incropera *et al.* (2008) uma relação para a efetividade-NUT (ε) é expressa da seguinte maneira:

$$\varepsilon = \frac{T_o - T_i}{T_{c,o} - T_i} \quad (53)$$

Incropera *et al.* (2008) afirma ainda que para trocadores de calor que apresentam mudança de fase a efetividade-NUT pode ser escrita como:

$$\varepsilon = 1 - e^{-(NUT)} \quad (54)$$

em que o NUT (Número de Unidades de Transferência) obedece a seguinte relação:

$$NUT = \frac{A_c \cdot U_c}{\dot{m}_{arf} \cdot c_{p,arf}} \quad (55)$$

Substituindo a Equação 52 em 53 e pondo em evidência T_o , obtem-se:

$$T_o = T_i + \varepsilon \left(\frac{T_i + ZT_{hp}}{(1 + Z)} - T_i \right) \quad (56)$$

Por fim, de posse das Equações 52 e 56 e substituindo-as na Equação 46, chega-se a expressão abaixo (EQ. 57):

$$T_{hp} = R_{w,a} \left(\dot{Q}_{hs} - \dot{m}_{arf} c_{p,arf} \left(T_i + \varepsilon \left(\frac{T_i + ZT_{hp}}{(1 + Z)} - T_i \right) - T_i \right) - \dot{Q}_{loss} \right) + \frac{T_i + ZT_{hp}}{(1 + Z)} \quad (57)$$

e organizando-a e simplificando-a é obtida uma expressão (EQ. 58) em termos da geometria do termossifão, do sistema de arrefecimento e condições ambiente. Todos esses parâmetros são facilmente mensurados ou estimados.

$$T_{hp} = \frac{(Q_{hs} - Q_{loss})(1 + Z)R_{w,a}}{1 + R_{w,a}\dot{m}_{arf}c_{p,arf}\varepsilon Z} + T_i \quad (58)$$

Logo, a Equação 58 se torna uma ferramenta bastante útil e simples para estimar o principal parâmetro de funcionamento dos termossifões que é a temperatura de operação do sistema quando atinge as condições de regime permanente.

3.3.2 Aplicação da Técnica Transformada Integral Generalizada (GITT)

O modelo matemático para obtenção do perfil de temperatura através da GITT será focado apenas na parede da seção do evaporador do tubo de calor. A equação da difusão de calor (EQ. 12) bidimensional em regime transiente, levando em conta as considerações feitas para abordar o problema físico exposto, segue a formulação:

$$\alpha_w \left\{ \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left[r \frac{\partial T(r, z, t)}{\partial r} \right] + \frac{\partial^2 T(r, z, t)}{\partial z^2} \right\} = \rho_{cp} \frac{\partial T(r, z, t)}{\partial t}$$

Porém, como já foi mencionado no início da **seção 3.3**, a preocupação será em determinar a temperatura em regime permanente (T_{ss}) para a aplicação na Equação 39. Logo,

a equação da difusão de calor aplicada na parede do tubo de calor em regime permanente assume a seguinte forma:

$$\alpha_w \left\{ \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left[r \frac{\partial T(r, z)}{\partial r} \right] + \frac{\partial^2 T(r, z)}{\partial z^2} \right\} = 0 \quad (59.a)$$

A Equação 59.a governa o problema de condução de calor descrito, em conjunto com as condições de contorno (EQS. 59.b-e) baseadas no problema físico apresentado na Figura 27:

$$z = 0 \Rightarrow \frac{\partial T(r, z)}{\partial z} = 0 \quad (59.b)$$

$$z = L \Rightarrow \frac{\partial T(r, z)}{\partial z} = 0 \quad (59.c)$$

$$r = r_i \Rightarrow k_w \frac{\partial T(r, z)}{\partial r} \Big|_{r=r_i} + h_{ebul}[T(r, z) - T_{sat}] = 0 \quad (59.d)$$

$$r = r_o \Rightarrow k_w \frac{\partial T(r, z)}{\partial r} \Big|_{r=r_o} = q_{hs} \quad (59.e)$$

onde, q_{hs} é o fluxo de calor fornecido na parede externa da seção do evaporador por uma fonte e de acordo com a Figura 27 é dado por $q_{hs} = \dot{Q}_i/A_e$.

É importante frisar que a base do tubo está perfeitamente isolada. Além disso, como os termossifões são considerados dispositivos isotérmicos operando em regime permanente, é plausível assumir que para qualquer posição na região do evaporador a condução de calor axial na parede do tubo é ínfima quando comparado ao transporte de energia devido à mudança de fase que ocorre no interior do dispositivo, logo, as condições contorno longitudinais são adequadas.

Em geral, para a aplicação da Técnica Transformada Integral Generalizada é realizado um procedimento com passos sequenciais sistematizados, que dependendo de alguns tipos de problemas, pode haver algumas etapas intermediárias, como por exemplo, a utilização de filtros para otimização e aceleração da convergência.

As cinco etapas básicas são descritas sequencialmente (COTTA, 1997) e serão observadas no procedimento de solução do problema:

- Escolha de um problema auxiliar de autovalor que contenha o maior número de informações possíveis a cerca do problema original;
- Desenvolvimento do par Transformada–Inversa adequado, pois permite reduzir o problema original, simplificando a solução do problema, resolvendo um sistema de equações diferenciais ordinárias ao invés de um sistema de equações diferenciais parciais;
- Transformação integral do problema original pela substituição da fórmula da inversa nos termos não transformáveis ou utilizando a abordagem do balanço integral;
- Resolução do sistema de equações diferenciais ordinárias acopladas, através do truncamento da série em uma ordem suficientemente grande para a precisão desejada, obtendo-se os potenciais transformados;
- Aplicação da fórmula inversa ao campo transformado para obter a solução do problema original.

ESCOLHA DO PROBLEMA AUXILIAR DE AUTOVALOR

O problema auxiliar escolhido para a determinação do campo de temperatura é escrito da seguinte forma:

$$\frac{d^2\psi_i(z)}{dz^2} + \frac{\mu_i^2}{\alpha_w} \psi_i(z) = 0 \quad (60.a)$$

$$\frac{d\psi(0)}{dz} = 0 \quad (60.b)$$

$$\frac{d\psi(L)}{dz} = 0 \quad (60.c)$$

A Equação 60.a é um problema de Sturm-Liouville (BOYCE e DIPRIMA, 2015) e juntamente com as condições de contorno, Equações 60.b e 60.c, possuem solução analítica,

em que suas autofunções ($\psi_i(z)$), normas ($N_i(\mu_i)$) e autovalores (μ_i), após algumas manipulações matemáticas, são dados respectivamente por:

$$\psi_i(z) = \cos\left(\frac{\mu_i z}{\sqrt{\alpha_w}}\right) \quad (61.a)$$

$$N_i(\mu_i) = \int_0^L \frac{1}{\alpha_w} \psi_i^2(z) dz = \frac{L}{2\alpha_w} + \frac{\text{sen}\left(\frac{2\mu_i L}{\sqrt{\alpha_w}}\right)}{4\mu_i \sqrt{\alpha_w}} \quad (61.b)$$

$$\mu_i = \frac{i\pi\sqrt{\alpha_w}}{L}; i = 0, 1, 2, 3, \dots \quad (61.c)$$

DETERMINAÇÃO DO PAR TRANSFORMADA-INVERSA

O problema de autovalor definido pelas Equações 60 e 61 permite estabelecer o par transformada-inversa para o campo de temperatura. As expressões serão escritas em termos de uma autofunção normalizada (EQ. 62):

$$\tilde{\psi}_i(z) = \frac{\psi_i(z)}{N_i^{1/2}} \quad (62)$$

- **Par Transformada-Inversa:**

$$\theta_i(r) = \int_0^L \frac{1}{\alpha_w} \tilde{\psi}_i(z) T(r, z) dz \quad (\text{Transformada}) \quad (63.a)$$

$$T(r, z) = \sum_{i=1}^{\infty} \tilde{\psi}_i(z) \theta_i(r) \quad (\text{Inversa}) \quad (63.b)$$

TRANSFORMAÇÃO INTEGRAL DO PROBLEMA PRINCIPAL

Inicialmente, a equação que governa o problema (EQ. 59.a) é transformada com a aplicação do operador descrito abaixo (EQ. 64):

$$CI_i = \int_0^L \frac{1}{\alpha_w} \tilde{\psi}_i(z) dz \quad (64)$$

Após a aplicação do operador integral, resulta em:

$$\int_0^L \frac{\tilde{\psi}_i(z)}{\alpha_w} \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left[r \frac{\partial T(r, z)}{\partial r} \right] dz + \int_0^L \frac{\tilde{\psi}_i(z)}{\alpha_w} \frac{\partial^2 T(r, z)}{\partial z^2} dz = 0 \quad (65)$$

A expressão que define a inversa (EQ. 63.b) será inserida na Equação 65. Assim, toma a seguinte forma:

$$\begin{aligned} \frac{1}{\alpha_w} \int_0^L \tilde{\psi}_i(z) \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left\{ r \frac{\partial}{\partial r} \left[\sum_{j=1}^{\infty} \tilde{\psi}_j(z) \theta_j(r) \right] \right\} dz + \frac{1}{\alpha_w} \int_0^L \tilde{\psi}_i(z) \frac{\partial^2}{\partial z^2} \left[\sum_{j=1}^{\infty} \tilde{\psi}_j(z) \theta_j(r) \right] dz \\ = 0 \end{aligned} \quad (66)$$

A Equação 66 pode ser organizada para uma melhor análise. Com a propriedade de somatório e a regra de Leibniz é possível a expressão ser escrita da seguinte maneira:

$$\sum_{j=1}^{\infty} \frac{1}{r} \frac{d}{dr} \left[r \frac{d\theta_j(r)}{dr} \right] \int_0^L \frac{\tilde{\psi}_i(z)}{\alpha_w} \tilde{\psi}_j(z) dz + \sum_{j=1}^{\infty} \theta_j(r) \int_0^L \tilde{\psi}_i(z) \frac{d^2 \tilde{\psi}_j(z)}{dz^2} dz = 0 \quad (67)$$

Reorganizando o problema de autovalor (EQ. 60.a) e dividindo-o pela norma pode ser escrito como:

$$\frac{d^2 \tilde{\psi}_j(z)}{dz^2} = -\frac{\mu_j^2}{\alpha_w} \tilde{\psi}_j(z) \quad (68)$$

Substituindo a Equação 68 na Equação 67, obtém-se:

$$\sum_{j=1}^{\infty} \frac{1}{r} \frac{d}{dr} \left[r \frac{d\theta_j(r)}{dr} \right] \int_0^L \frac{\tilde{\psi}_i(z)}{\alpha_w} \tilde{\psi}_j(z) dz - \sum_{j=1}^{\infty} \theta_j(r) \frac{\mu_j^2}{\alpha_w} \int_0^L \frac{\tilde{\psi}_i(z)}{\alpha_w} \tilde{\psi}_j(z) dz = 0 \quad (69)$$

Invocando a propriedade de ortogonalidade das autofunções do problema (EQ. 70)

$$\int_0^1 \frac{1}{\alpha_w} \tilde{\psi}_i(z) \tilde{\psi}_j(z) dz = \begin{cases} 0, se i \neq j \\ 1, se i = j \end{cases} \quad (70)$$

e aplicando-a na Equação 69, resulta na expressão transformada para a equação que governa o problema de condução de calor.

$$\frac{1}{r} \frac{d}{dr} \left[r \frac{d\theta_i(r)}{dr} \right] - \frac{\mu_i^2}{\alpha_w} \theta_i(r) = 0 \Rightarrow \frac{d^2 \theta_i(r)}{dr^2} + \frac{1}{r} \frac{d\theta_i(r)}{dr} - \frac{\mu_i^2}{\alpha_w} \theta_i(r) = 0 \quad (71)$$

Mas o problema original só está transformado por completo quando as condições de contorno radiais (EQS. 59.d e 59.e) também forem submetidas pelo mesmo procedimento empregado para obtenção da Equação 71.

- Para o raio interno ($r = r_i$):

Aplicação do operador (EQ. 64) e inversa (EQ. 63.b) na Equação 59.d:

$$\int_0^L \frac{\tilde{\psi}_i(z)}{\alpha_w} k_w \frac{\partial}{\partial r} \left[\sum_{j=1}^{\infty} \tilde{\psi}_j(z) \theta_j(r) \right] dz + \int_0^L \frac{\tilde{\psi}_i(z)}{\alpha_w} h_{ebul} \left\{ \left[\sum_{j=1}^{\infty} \tilde{\psi}_j(z) \theta_j(r) \right] - T_{sat} \right\} dz = 0 \quad (72)$$

Organizando a Equação 72:

$$\sum_{j=1}^{\infty} k_w \frac{d\theta_j(r)}{dr} \int_0^L \frac{\tilde{\psi}_i(z)}{\alpha_w} \tilde{\psi}_j(z) dz + \sum_{j=1}^{\infty} h_{ebul} \theta_j(r) \int_0^L \frac{\tilde{\psi}_i(z)}{\alpha_w} \tilde{\psi}_j(z) dz$$

$$= h_{ebul} T_{sat} \int_0^L \frac{\tilde{\psi}_i(z)}{\alpha_w} dz$$

e aplicando a propriedade de ortogonalidade:

$$\left. \frac{d\theta_i(r)}{dr} \right|_{r=r_i} + \frac{h_{ebul}}{k_w} \theta_i(r) \Big|_{r=r_i} = \frac{h_{ebul}}{k_w} T_{sat} C I_i \quad (73)$$

- **Para o raio externo ($r = r_o$):**

De modo análogo como foi feito para a condição de contorno do raio interno, o operador integral (EQ. 64) e a inversa (EQ. 63.b) são aplicados na Equação 59.e.

$$\int_0^L \frac{\tilde{\psi}_i(z)}{\alpha_w} k_w \frac{\partial}{\partial r} \left[\sum_{j=1}^{\infty} \tilde{\psi}_j(z) \theta_j(r) \right] dz = \int_0^L \frac{\tilde{\psi}_i(z)}{\alpha_w} q_{hs} dz \quad (74)$$

Organizando a Equação 74

$$\sum_{j=1}^{\infty} k_w \frac{d\theta_j(r)}{dr} \int_0^L \frac{\tilde{\psi}_i(z)}{\alpha_w} \tilde{\psi}_j(z) dz = q_{hs} \int_0^L \frac{\tilde{\psi}_i(z)}{\alpha_w} dz$$

e aplicando a propriedade de ortogonalidade:

$$\left. \frac{d\theta_i(r)}{dr} \right|_{r=r_o} = \frac{q_{hs}}{k_w} C I_i \quad (75)$$

Dessa forma, o sistema de equações original foi transformado num sistema de equações diferenciais ordinárias dado pelas Equações 71, 73 e 75.

SOLUÇÃO DO PROBLEMA TRANSFORMADO

O problema transformado dado pelo sistema de Equações 71, 73 e 75 não possuem solução analítica, dessa forma, é utilizado o auxílio do software **Wolfram Mathematica 12.0** onde é escrito o código computacional e implementado por meio da subrotina NDSolve, obtendo os resultados para $\theta_i(r)$.

RECUPERAÇÃO DO POTENCIAL ORIGINAL

Para recuperação do potencial original a solução do problema transformado é inserida na inversa (EQ. 63.b) e o perfil de temperatura em regime permanente é determinado.

CAPÍTULO IV

DESENVOLVIMENTO EXPERIMENTAL

4 INTRODUÇÃO

Nesta seção serão descritos todo o procedimento experimental, desde a escolha do fluido de trabalho, o material utilizado para o invólucro, dimensões do termossifão, como também as etapas de confecção do mesmo (limpeza, soldagem, teste de estanqueidade, procedimento de evacuação, preenchimento) e a forma como foram realizados os testes.

4.1 ESCOLHA DO FLUIDO DE TRABALHO E MATERIAL DO INVÓLUCRO

A escolha apropriada do fluido de trabalho e do material do invólucro é de extrema importância para o projeto de termossifões, pois uma escolha errada dos materiais pode comprometer a funcionalidade do sistema. Os problemas mais comuns quando se trata de compatibilidade entre materiais são as reações químicas indesejáveis, corrosão e formação de gases não condensáveis.

Dessa forma, é utilizada água deionizada como fluido de trabalho e o cobre para o tubo, tampas e capilar. O principal fato da escolha desses materiais é porque são de fácil acesso, compatíveis, ou seja, não reagem quimicamente e atendem a faixa de operação de temperatura para as aplicações de aquecedores solares de médias temperaturas.

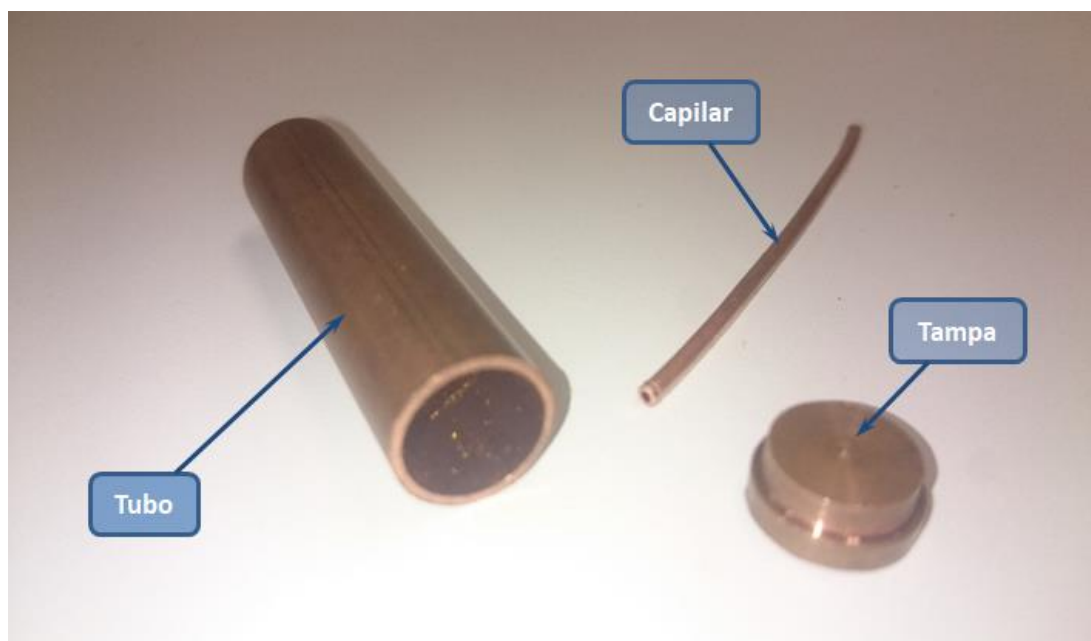
4.2 PROCEDIMENTO DE FABRICAÇÃO DOS TERMOSSIFÕES

As etapas para confecção dos termossifões serão descritas nesta seção de acordo com os procedimentos sequenciados: limpeza, soldagem, teste de estanqueidade, procedimento de evacuação e preenchimento. A construção dos termossifões segue a metodologia baseada em Santos *et al.* (2014). Os dispositivos são confeccionados com base nas dimensões das tubulações de coletores solares de placas planas e de tubos evacuados existentes no mercado. Logo, tubos com diâmetros externos de 12,6 mm e 9,45 mm são utilizados para comparação de desempenho. Além disso, os tubos de calor assistidos por gravidade fabricados para o desenvolvimento deste trabalho possuem comprimentos de 1,8 m, dos quais 1,35 m

corresponde ao comprimento da seção do evaporador e 26 cm referente ao condensador. Os 19 cm restantes dizem respeito à seção adiabática desses dispositivos.

Para a fabricação do invólucro dos termossifões são usados um tubo, um tubo capilar (estrutura utilizada para realização dos processos de evacuação e preenchimento dos tubos de calor) e duas tampas (uma delas possuindo um orifício para associação do capilar) para fechar as extremidades do tubo (Figura 29).

Figura 29 – Componentes do invólucro do termossifão.

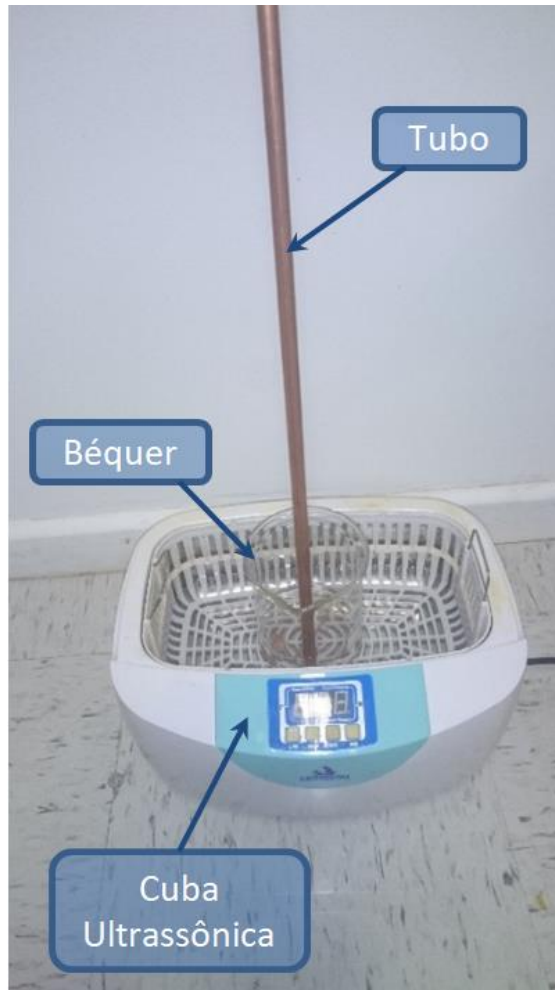


Fonte: Autor

4.2.1 Procedimento de Limpeza

Primeiramente, todas as partes que compõem o invólucro do termossifão são lavadas utilizando álcool etílico absoluto (P.A. 99,5%) para remoção de partículas que estejam associadas a as suas superfícies. Em um segundo momento, para que seja assegurada uma limpeza mais eficaz dos componentes é utilizada uma cuba ultrassônica (Cristofoli/SKU1898), a qual possui um movimento vibracional. No seu interior é colocado um béquer de 500 ml contendo álcool etílico absoluto, e na parte interna deste, os elementos que compõem o termossifão são inseridos. As tampas e capilar são mergulhados, mas o tubo é posicionado na vertical em virtude das suas dimensões. A Figura 30 mostra essa etapa do processo fabril do tubo de calor assistido por gravidade.

Figura 30 – Cuba ultrassônica, béquer e componentes do invólucro do termossifão.



Fonte: Autor

4.2.2 Processo de Soldagem

Após o processo de limpeza dos elementos que compõe a estrutura do termossifão é desenvolvido o processo de soldagem para que seja possível a junção de todas as partes dando a forma final do dispositivo. É realizado um processo de brasagem para o fechamento da extremidade do tubo na seção do condensador. Para fazer a união entre capilar, tampa e tubo a soldagem é efetuada com o auxílio de um ferro de soldar *HikraiTM Power 300* utilizando estanho como material de adição (Figura 31), pois caso haja a necessidade de manutenção, é mais fácil de se remover a tampa superior localizada na região do condensador do termossifão.

Figura 31 – Processo de brasagem.



Fonte: Autor

Para o fechamento do orifício do tubo localizado na extremidade da região do evaporador, também foi realizado um processo de brasagem, porém, o aporte térmico foi realizado pela queima de oxiacetileno (*foscoper*) utilizando latão como material de adição para a junta soldada entre a tampa e o tubo (Figura 32). Esta é uma união por solda mais resistente quando comparada a brasagem realizada na outra extremidade da estrutura. Isto se deve ao fato de que na seção do evaporador é necessário resistir a temperaturas mais elevadas.

Figura 32 – Juntas soldadas por *foscoper*.



Fonte: Autor

4.2.3 Teste de Estanqueidade

O objetivo do teste de estanqueidade é para ter a garantia de que o procedimento de soldagem foi efetuado com êxito, ou seja, ter a certeza de que não haverá qualquer tipo de falha no conjunto e assim atestar a hermeticidade da estrutura. Para a realização do teste de estanqueidade é necessário um recipiente contendo água, um dispositivo mecânico capaz inserir ar na estrutura (neste trabalho é utilizado uma bomba manual de deslocamento positivo) e uma conexão para ligar a bomba ao tubo capilar. O termossifão é mergulhado dentro do recipiente contendo água e com a bomba de deslocamento positivo é realizada a inserção de ar no interior do tubo. Na existência de alguma falha na integridade da junta soldada, ocorre o aparecimento de bolhas no meio fluido, e dessa forma, o dispositivo é condenado, desmontado e passa novamente pelo processo de limpeza e soldagem para a correção da falha.

4.2.4 Procedimento de Evacuação

O procedimento de evacuação é realizado utilizando uma bomba de vácuo (EOS ValueTM i260SV). A conexão entre o termossifão e a bomba de vácuo é feita utilizando-se uma mangueira de silicone ligada ao capilar, uma mangueira flexível ligada a bomba de vácuo e a associação das duas mangueiras, como pode ser observado na Figura 33.

Figura 33 – Componentes para o processo de evacuação.



Fonte: Autor

A bomba de vácuo é acionada com a válvula de controle de fluxo fechada. Em seguida, a válvula de controle é aberta cuidadosamente e o processo de evacuação do termosifão se inicia com um tempo de duração por volta de uma hora. Ao final do procedimento é utilizado um fórceps para pinçar a mangueira de silicone e vedá-la (Figura 34). Com isso, há o fechamento da válvula de controle de fluxo e desligamento da bomba de vácuo.

Figura 34 – Final do processo de evacuação.



Fonte: Krambeck *et al.*, 2016. Adaptado.

4.2.5 Procedimento de Preenchimento

Para realizar o preenchimento é utilizada uma bureta graduada (escala de 2 ml) com capacidade de 100 ml. O termosifão evacuado associado com a mangueira de silicone, ainda pinçada (para evitar a entrada de ar no dispositivo), são conectados à bureta. Em seguida, a bureta é preenchida com o fluido de trabalho.

O próximo passo é abrir a válvula da bureta cuidadosamente para que não haja formações de nenhuma bolha de ar na tubulação entre a bureta e o termosifão. O fórceps é então aberto, também de maneira cuidadosa, até que o preenchimento do termosifão com o volume necessário para os testes seja concluído. As razões de preenchimento são de 60% e 80% do volume da região que compreende o evaporador, tanto para os dispositivos com

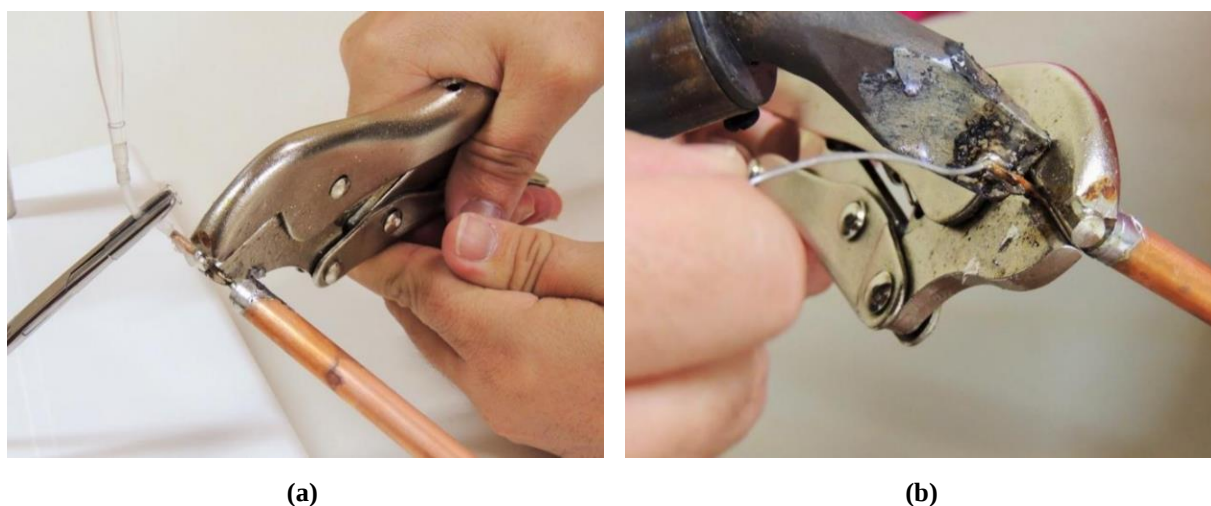
diâmetro externo de 9,45 mm, como para os de 12,6 mm, ou seja, 4 configurações diferentes. A quantidade de fluido de trabalho inserido nos termossifões nas diferentes configurações é observado na Tabela 3.

Tabela 3 – Volume inserido nos termossifões para diferentes configurações.

		VOLUME (ml)	
		$d_e = 12,6 \text{ mm}$	$d_e = 9,45 \text{ mm}$
RAZÃO DE PREENCHIMENTO	60%	79,80	40,65
	80%	106,40	54,21

Com a conclusão do preenchimento é utilizado um alicate de pressão para clipar o capilar e obstruí-lo. Ainda é feito um processo de brasagem com o ferro de soldar para deposição de estanho como metal de adição no orifício do capilar acima do ponto onde foi clipado (Figura 35). Dessa forma é garantido que o termossifão esteja selado e não haja invasão de ar no dispositivo.

Figura 35 – Selagem do termossifão. (a) Clipagem; (b) Brasagem.



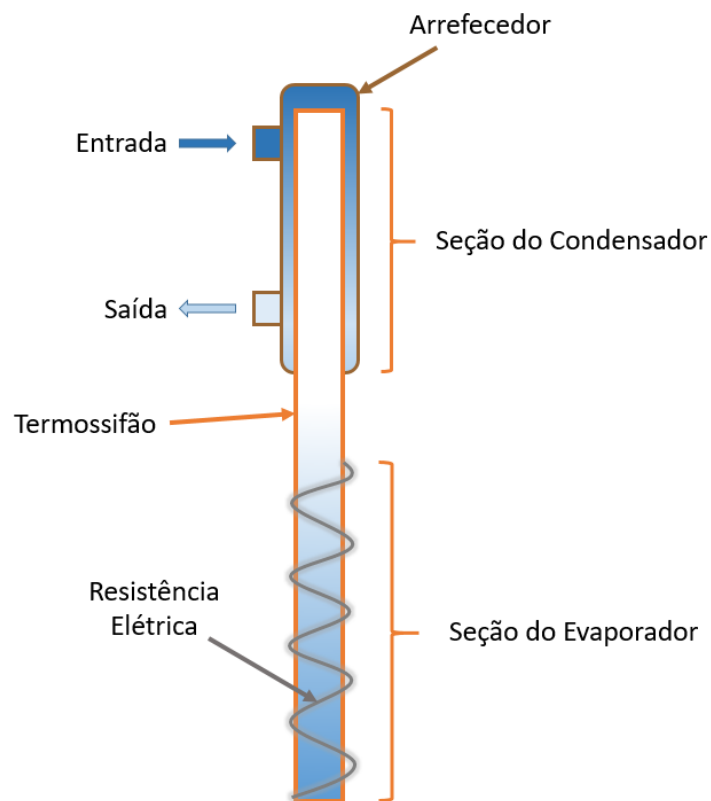
Fonte: Krambeck *et al.*, 2016.

4.3 A BANCADA EXPERIMENTAL

É idealizado com o experimento simular a radiação solar incidente em um coletor assistido por termossifões, onde a energia recebida por estes dispositivos é transferida para água corrente em um *manifold* para ser aquecida. Para simular a irradiação solar é utilizada

uma resistência elétrica a qual aquece o termossifão e a rejeição de calor do dispositivo ocorre por meio de uma jaqueta a qual escoar água fria. A Figura 36 é uma representação esquemática de como é a estrutura do experimento.

Figura 36 – Representação esquemática do experimento.



Fonte: Autor

A bancada experimental (Figura 37) desenvolvida para realização dos testes individuais de cada termossifão é composta por três sistemas:

- Sistema de aquecimento: composto por uma fonte de potência (Agilent – fonte de alimentação U8002A) e resistência elétrica;
- Sistema de aquisição de dados: composto por um receptor de dados (Agilent 34970A com 20 canais), um computador (Intel CORE I5 – 2500 3,3 GHz) e um hidrômetro;
- Sistema de arrefecimento (convecção forçada à água): composto por um banho térmico e um arrefecedor.

Este diagrama ilustra a configuração de um sistema de aquisição de dados para ensaio de materiais em um banho térmico. O sistema é composto por vários componentes interconectados:

- Arrefecedor:** Um dispositivo responsável por manter a temperatura do banho térmico estável.
- Aquisição de Dados:** O módulo central responsável por coletar e processar os dados dos sensores.
- Banho Térmico:** O ambiente onde o material de ensaio é submetido a diferentes temperaturas.
- Isolamento:** Uma camada que protege o sistema e evita a perda de calor ou ganho de calor indesejado.
- Computador:** O equipamento utilizado para controlar o sistema e visualizar os dados em tempo real.
- Fonte de Alimentação:** Fornece a energia necessária para o funcionamento do sistema.
- Hidrômetro:** Um sensor utilizado para medir a pressão ou o nível do líquido no banho térmico.
- Termossifão:** Um dispositivo que facilita a transferência de calor entre o material de ensaio e o líquido do banho térmico.

O fornecimento de calor para o termossifão é feito por uma fonte de alimentação em que a diferença de potencial estabelecida faz com que uma corrente elétrica seja difundida em uma resistência, tipo fita, de liga metálica (cromo níquel), enrolada em torno da região do evaporador (Figura 38) e dissipe calor por efeito *Joule* fazendo com que ocorra o aquecimento desta seção.

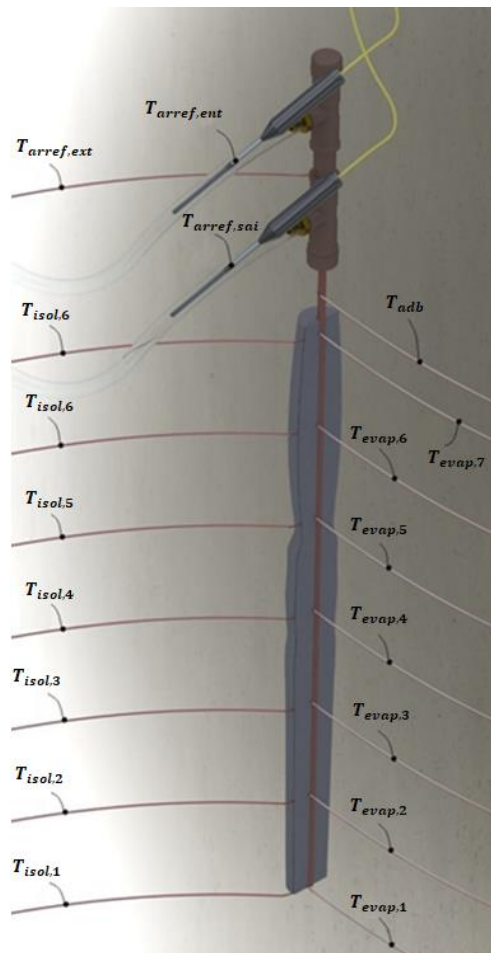
A close-up photograph of a wooden flute, showing its body and a silver-colored metal ring. The flute is positioned horizontally, and the ring is visible on the right side. The wood has a warm, golden-brown tone.

104

O resfriamento do dispositivo ocorre devido ao sistema de arrefecimento composto um banho térmico (o qual possui um controle de temperatura, setado em 20 °C, que corresponde a temperatura de entrada do sistema de arrefecimento, e um sistema de bombeamento) e uma jaqueta de PVC (arrefecedor) posicionado em torno da região do condensador. A bomba d'água faz a água fria circular e fluir no interior do arrefecedor, removendo calor do termossifão e garantindo a condensação do seu fluido de trabalho.

Por fim, para obter os dados da vazão volumétrica do sistema de arrefecimento é utilizado um hidrômetro analógico. Já para computar as temperaturas, estas são mensuradas utilizando termopares (tipo T). Os sinais elétricos capitados pelos termopares são enviados para o aquisitor de dados o qual traduz as informações e as transmite para o computador. São distribuídos sete termopares, espaçados em 21,5 cm, ao longo da parede externa do evaporador; um na seção adiabática; no arrefecedor são colocados na entrada, na saída e na parede externa; e sete termopares na parede externa do isolamento térmico (Figura 39).

Figura 39 - Disposição dos termopares ao longo do termossifão, isolamento e arrefecedor.



Os quatro termossifões confeccionados são testados em inclinações de 30°, 45° e 90°. São realizados dois testes para cada configuração (variando diâmetros, razões de preenchimento e inclinações) a fim de garantir a integridade do comportamento térmico dos dados mensurados nos ensaios. Cada teste possui uma duração média em torno de 90 minutos, dessa forma totalizando 36 horas de experimentos feitos em laboratório.

CAPÍTULO V

ANÁLISE DOS RESULTADOS

5 INTRODUÇÃO

O desenvolvimento deste trabalho teve como foco a construção e análise de tubos de calor assistidos por gravidade para aplicação em coletores solares para o aquecimento de água. Os termossifões confeccionados passaram por uma série de testes em diferentes condições de funcionamento e foram estudados teoricamente por modelos matemáticos submetidos as condições de contorno observadas na condução dos experimentos para previsão do comportamento térmico desses dispositivos e principalmente para estimar os perfis de temperatura de operação do aparato experimental. Isso permitiu com que os dados mensurados nos testes dos termossifões fossem comparados com os resultados teóricos obtidos e dessa forma validando-os.

Também é importante frisar os fenômenos físicos e as conclusões obtidas a partir da observância do comportamento térmico dos dispositivos submetidos as condições impostas nos experimentos.

5.1 ANÁLISE EXPERIMENTAL

Foi possível observar a variação de temperatura nos termossifões como resultado da aplicação do fluxo de calor na seção do evaporador. Foram feitos diversos ensaios com diferentes configurações. Os parâmetros envolvidos nos testes para avaliação da performance dos termossifões variaram desde a intensidade da carga aplicada, inclinação, razão de preenchimento, até os diâmetros dos tubos.

Para todos os ensaios executados para as diferentes configurações dos termossifões, os fluxos de calor inseridos no sistema variaram de 1310 à 748,5 W/m².

Mas, primeiramente, uma carga de 1871 W/m² era aplicada para o *start-up* do sistema, dessa forma, certificando que fluxo de calor fosse suficiente para superar o limite viscoso, ou seja, garantindo que fluido de trabalho na fase de vapor pudesse escoar e o sistema atingisse mais rapidamente o seu ponto de operação em regime permanente. A partir daí, a energia

térmica cedida ao sistema passava ser de 1310 W/m^2 e era modificado, no geral, a cada 20 minutos para valores de 1123 W/m^2 , $935,7 \text{ W/m}^2$ e $748,5 \text{ W/m}^2$.

5.1.1 Comportamento da Temperatura em Função da Carga Térmica Aplicada

Nesta sessão serão apresentadas as curvas dos perfis de temperatura obtidas na condução dos ensaios feitos em laboratório para as doze configurações testadas e a partir do comportamento térmico observado para os diferentes experimentos os fenômenos físicos que ocorrem nos termossifões serão discutidos de acordo com os dados tratados.

5.1.1.1 Comportamento Transiente da Temperatura

- **Termossifões de diâmetro externo de 12,6 mm**

Primeiro, serão apresentadas as curvas com o comportamento térmico da parede externa dos termossifões com diâmetro externo de 12,6 mm. As comparações serão feitas de acordo com as diferentes inclinações como também as razões de preenchimento.

Destacando a razão de preenchimento (F) é interessante observar o nível que o fluido de trabalho atinge no interior dos termossifões (Figura 40). Isso influencia diretamente na resposta que os termopares enviam para o sistema de aquisição de dados.

Ao analisar a Figura 40 e a disposição dos pontos para aferir as temperaturas ao longo da seção do evaporador. Enquanto que para uma razão de preenchimento $F = 0,6$ três termopares ficaram acima do nível do fluido de trabalho, apenas dois ficaram posicionados além deste nível para uma razão de preenchimento $F = 0,8$.

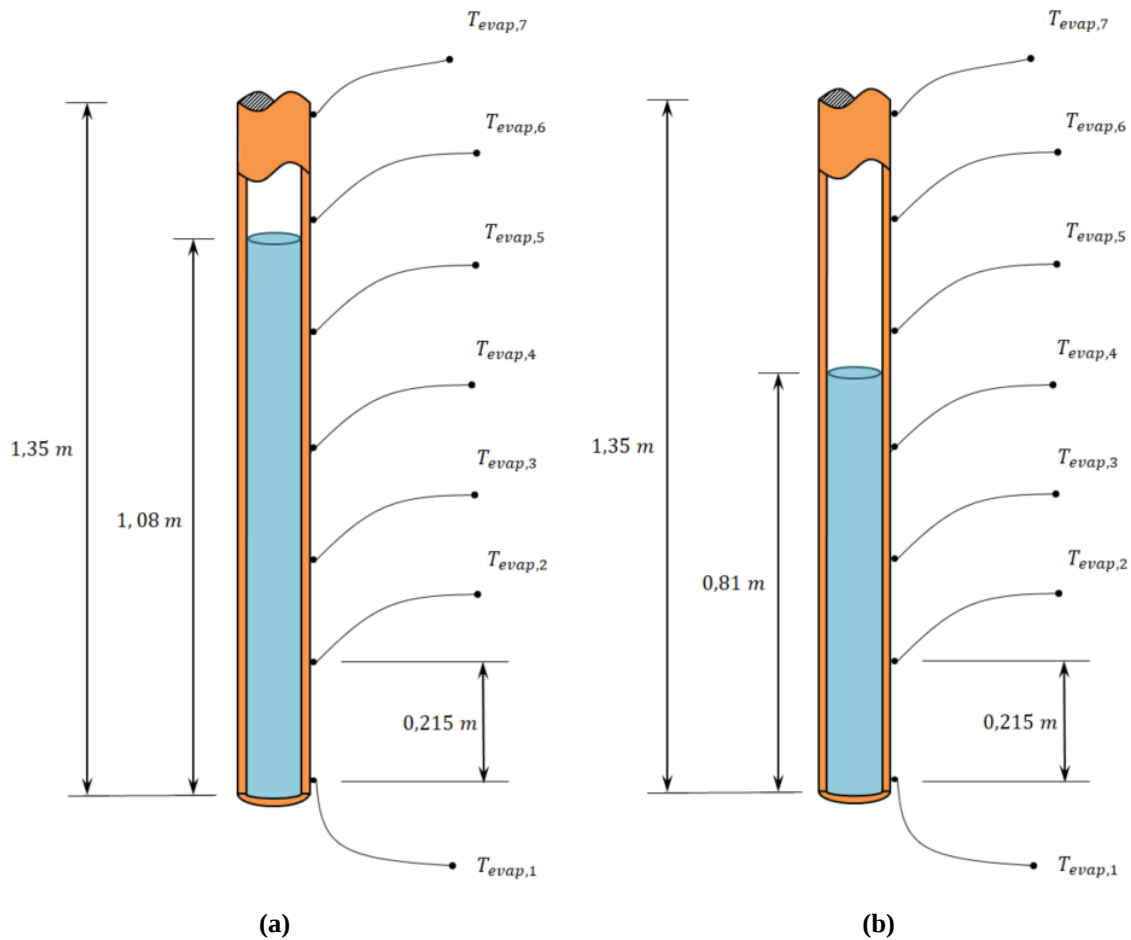
Para um melhor entendimento, são apresentadas as curvas dos perfis de temperatura dos ensaios realizados com os tubos posicionados na vertical para as razões de preenchimento de 60% e 80% (Figura 41).

Focando as atenções a uma primeira análise referente aos termopares dos pontos 6 e 7, ao passo que para uma razão de preenchimento de 60% houve um superaquecimento aonde as temperaturas chegaram à valores acima dos $140 \text{ }^\circ\text{C}$ (Figura 41(a)), observa-se na Figura 41(b) ($F = 0,8$) que essa situação não ocorreu, ou seja, não houve um pico de temperatura. Isso aconteceu devido ao fato de que para o termossifão com maior quantidade de fluido de trabalho, o sistema como um todo passou a ter uma maior capacidade térmica e com isso

absorveu uma quantidade maior da energia inserida no dispositivo, além de que o nível do fluido estava mais próximo às intermediações dos pontos 6 e 7. Dessa maneira, pode-se dizer que o fluxo de calor era preferencialmente radial, até mesmo porque os tubos de calor são considerados dispositivos isotérmicos na direção longitudinal, e será constatado mais à frente com a análise teórica a partir dos resultados obtidos pelos modelos matemáticos. Como consequência dessa maior capacidade térmica que o termossifão com uma maior razão de preenchimento possuía ($F = 80\%$), foi visível, comparando as Figura 41(a) e (b), que ele atingiu maiores temperaturas na parede externa da seção do evaporador.

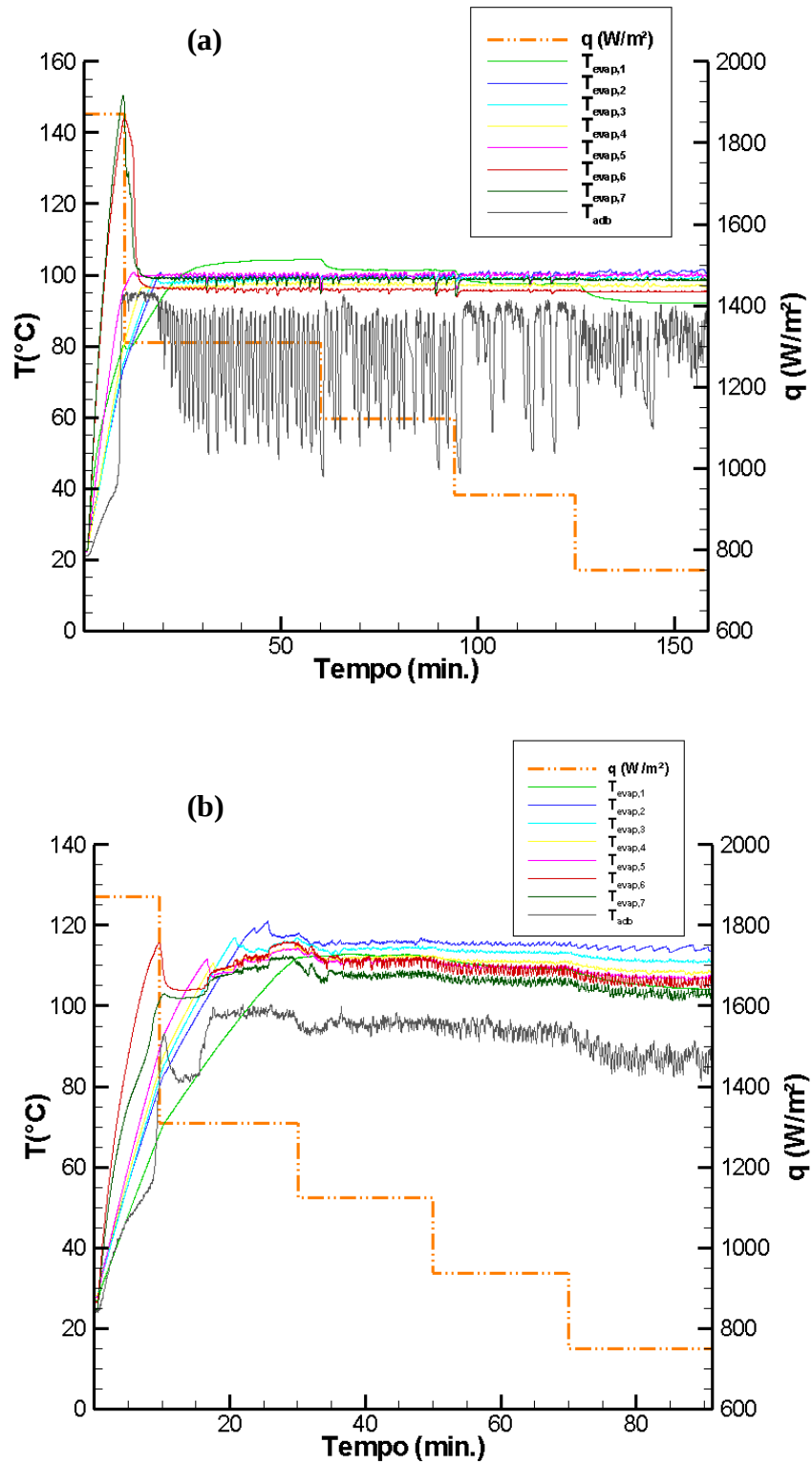
Outro ponto a ser destacado, que também é uma consequência da quantidade de fluido que é inserido no interior dos termossifões, é a inércia térmica. Enquanto que para uma razão de preenchimento de 60% o dispositivo atingiu o regime permanente por volta de 15 minutos, isso só foi constatado em torno de 28 minutos para $F = 0,8$.

Figura 40 – Nível do fluido de trabalho no interior dos termossifões e disposição dos termopares. (a) $F = 80\%$; (b) $F = 60\%$.



Fonte: Autor.

Figura 41 – Comparação da evolução transiente entre os perfis de temperatura dos termossifões em função da carga térmica aplicada, operando na posição vertical com diferentes razões de preenchimento. **(a)** $F = 0,6$; **(b)** $F = 0,8$.



Fonte: Autor

Passando agora a analisar o ponto que o termopar mensura o comportamento da temperatura referente a seção adiabática (T_{adb}), foi possível entender o efeito da razão de preenchimento quando os termossifões estavam operando, como também observou-se os mecanismos de transporte de calor nos dispositivos.

O calor fornecido ao sistema flui da parede externa para a interna por condução e daí atinge o fluido de trabalho no interior do termossifão. O aumento de temperatura do líquido em contato com o tubo faz com que haja um gradiente de massa específica do fluido, ocorrendo uma convecção natural. Com o contínuo aquecimento a piscina de ebulição sofre uma mudança no seu regime, passando de convecção natural para ebulição nucleada, dessa forma, o coeficiente de transferência de calor convectivo aumenta consideravelmente.

Com o regime de ebulição nucleada se inicia a formação de bolhas, essas se deslocam até a superfície da piscina de ebulição e eclodem, liberando mais vapor d'água no interior do termossifão e aumentando a taxa de escoamento do fluido de trabalho no estado gasoso. Este fenômeno foi constatado pela ascensão abrupta da temperatura na região adiabática, evidenciando a passagem de vapor e o transporte de calor em direção à seção condensador por volta dos 10 minutos (Figura 41).

Continuando a analisar a temperatura da seção adiabática, foi notória a diferença dos perfis de temperatura obtidos às diferentes razões de preenchimento. Ficou evidente uma grande oscilação térmica aferida para o ponto nesta região, variando em torno de 43 °C e 96 °C com o dispositivo preenchido apenas com 60% do volume referente ao evaporador. Para o termossifão operando com uma razão de preenchimento de 80% as oscilações de temperatura foram bem menores, só ficando mais acentuadas ao passo que o fluxo de calor inserido era atenuado, e mesmo assim, a variação na temperatura não chegou a superar os 10 °C. Uma possível explicação da grande oscilação de temperatura da seção adiabática para $F = 0,6$ seria devido à menor quantidade de fluido de trabalho inserido no sistema quando comparado ao termossifão que operava com 80% referente a razão de preenchimento, pois foi o único parâmetro modificado entre a realização de um ensaio para o outro. Mesmo assim, esse comportamento oscilatório da temperatura não comprometeu o funcionamento do dispositivo.

O padrão do comportamento descrito para o funcionamento dos termossifões posicionados na vertical também ocorreu de forma semelhante para os dispositivos operando com inclinações de 30° e 45° com relação ao solo (Figura 42 e Figura 43). Ou seja, os dispositivos pouco são influenciados com relação à posição a qual estão trabalhando no tocante à evolução transiente da temperatura.

Figura 42 – Comparação da evolução transiente entre os perfis de temperatura do termossifão em função da carga térmica aplicada, operando com razão de preenchimento $F = 0,6$ em diferentes inclinações **(a)** $\phi = 30^\circ$; **(b)** $\phi = 45^\circ$.

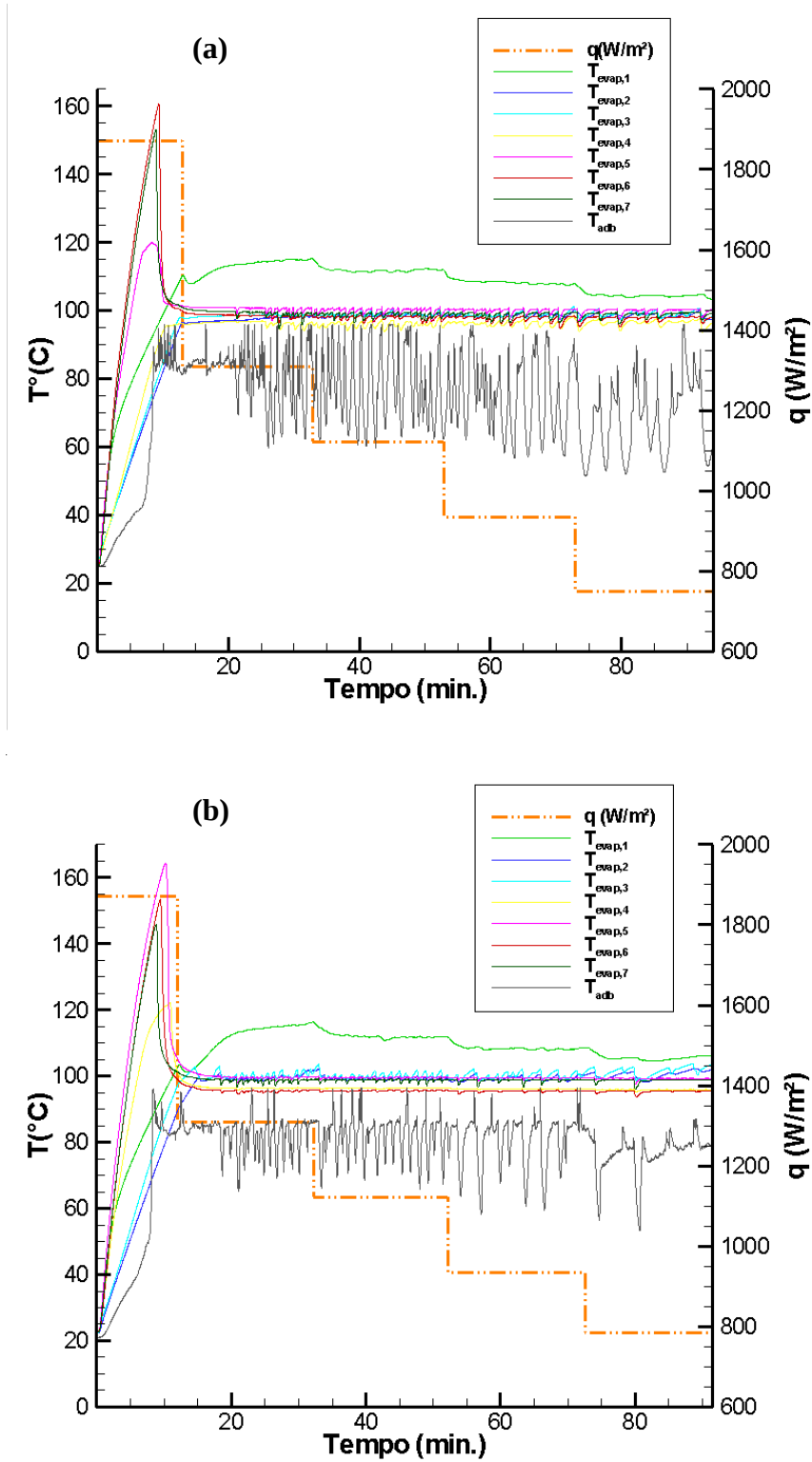
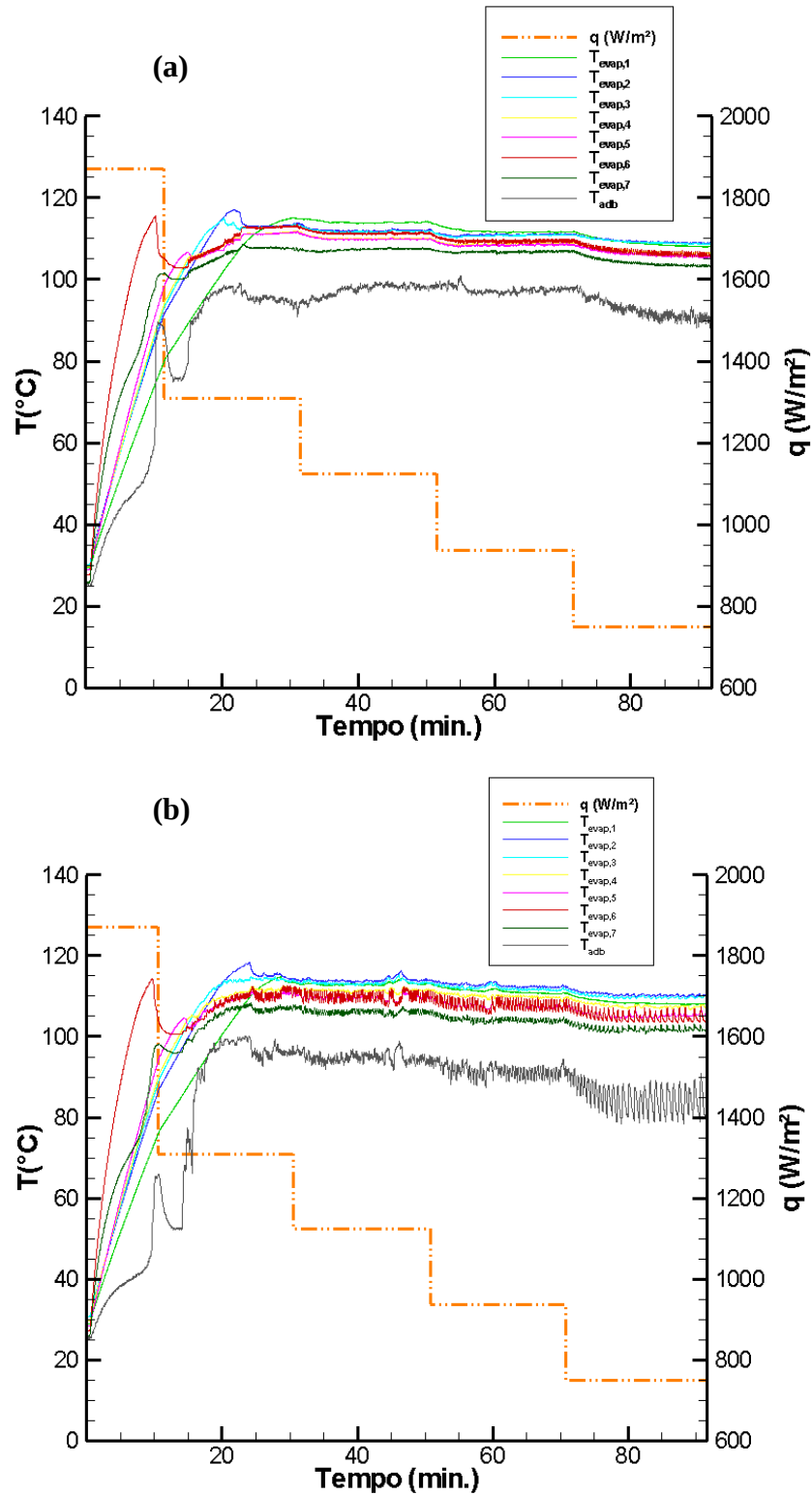


Figura 43 – Comparação da evolução transiente entre os perfis de temperatura do termossifão em função da carga térmica aplicada, operando com razão de preenchimento $F = 0,8$ em diferentes inclinações **(a)** $\phi = 30^\circ$; **(b)** $\phi = 45^\circ$.

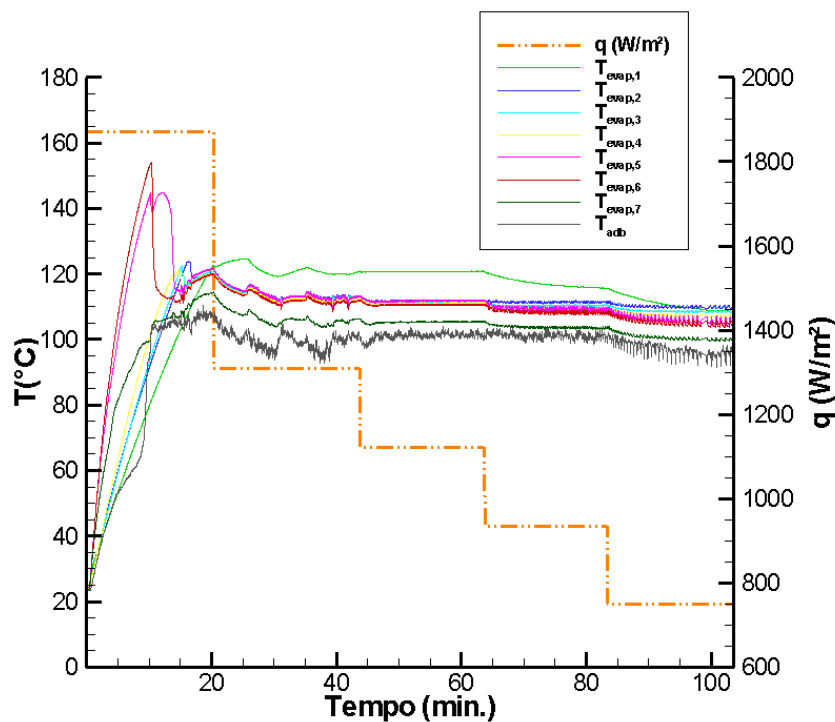


Fonte: Autor

- **Termossifões de diâmetro externo de 9,45 mm**

Seguindo a análise para os ensaios dos termossifões confeccionados com tubos de cobre com 9,45 mm de diâmetro externo. Com a diminuição da bitola houve também mudanças nos perfis de temperatura obtidos a partir dos experimentos realizados. As Figura 44 e Figura 45 representam as curvas térmicas para os dispositivos com razões de preenchimento de 60%, operando com inclinações de 30°, 45° e 90°.

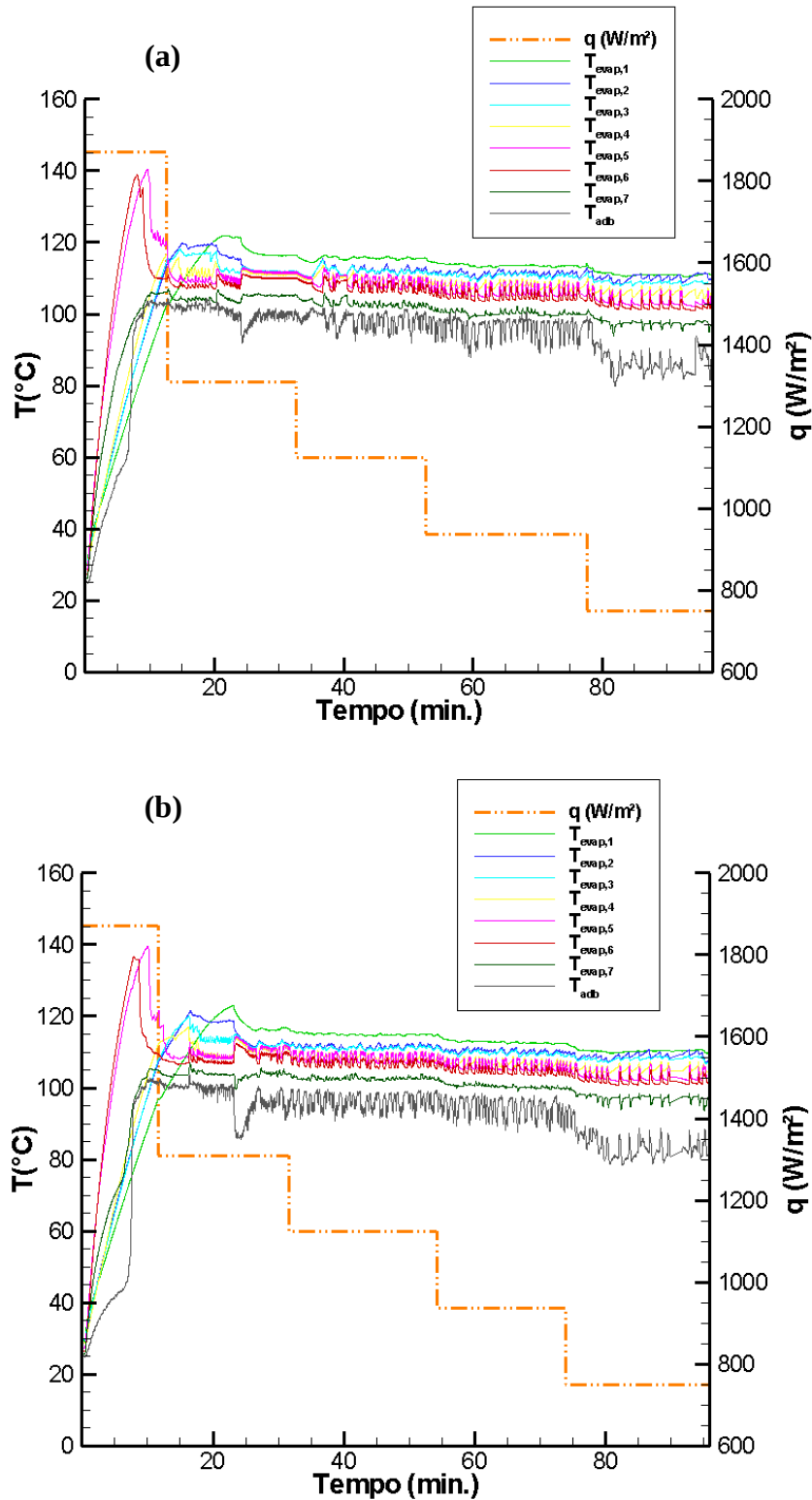
Figura 44 – Perfil de temperatura em função da carga térmica aplicada. $F = 0,6$; $\phi = 90^\circ$.



Fonte: Autor

Observou-se que o independente da posição (Figura 44 e Figura 45) os dispositivos apresentaram um comportamento misto quando comparado às curvas dos termossifões de diâmetro externo de 12,6 mm. A parte inicial, transiente, do funcionamento do dispositivo se assemelha ao termossifão de 12,6 mm e $F = 0,6$, observou-se picos de temperatura. Este fato é explicado pelo mesma análise que foi feita para o termossifão de maior diâmetro (quanto menor a quantidade do fluido de trabalho no interior do dispositivo, mais baixo é o nível do líquido no seu interior e por consequência o aumento elevado da temperatura da parede do invólucro do termossifão acima da superfície livre da água, pois, o fluxo de calor fornecido é

Figura 45 – Comparação da evolução transiente entre os perfis de temperatura do termossifão em função da carga térmica aplicada, operando com razão de preenchimento $F = 0,6$ em diferentes inclinações **(a)** $\phi = 30^\circ$; **(b)** $\phi = 45^\circ$.

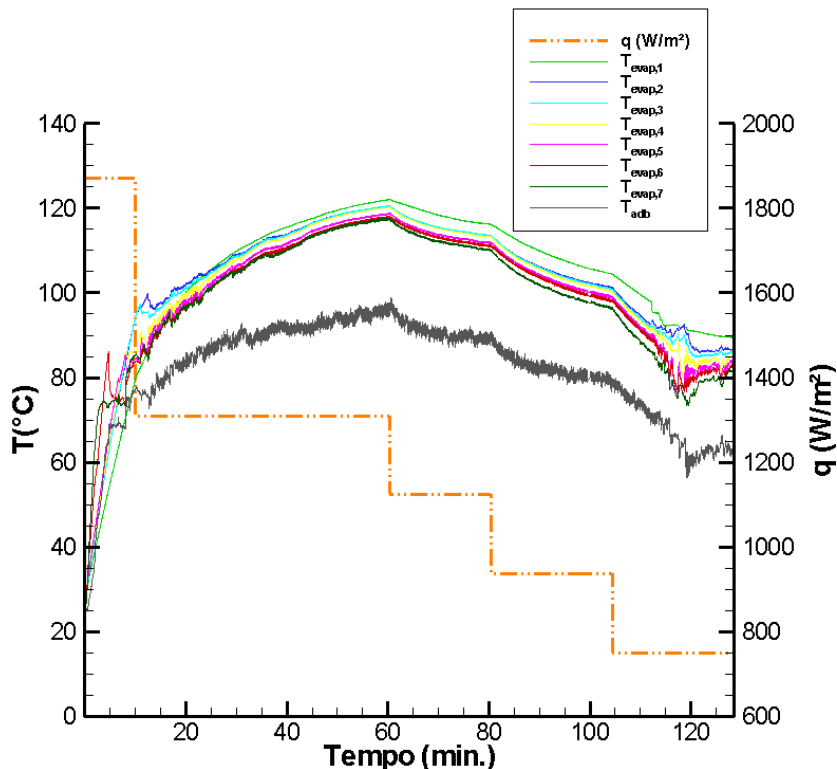


Fonte: Autor

preferencialmente conduzido pelas paredes do tubo, caso contrário, seria absorvido pelo fluido de trabalho) e foi evidenciado a ascensão abrupta da temperatura da seção adiabática, em torno de 10 minutos, que como já discutido, significa o início da passagem de vapor por esta região. A partir daí, foi atingido o ponto de operação referente ao regime permanente e os perfis de temperatura dos pontos ao longo do evaporador e na região adiabática passaram a se comportar de forma similar ao que foi observado para o termossifão de diâmetro externo de 12,6 mm e razão de preenchimento de 80%.

Por outro lado, avaliando o termossifão com uma razão de preenchimento de 80% (Figura 46), por mais que a seção do evaporador exibisse características aproximadamente isotérmicas que são concernentes aos termossifões, o dispositivo não apresentou nenhuma das particularidades discutidas para os perfis até agora exibidos. A verdade é que o regime permanente não foi atingido para esta configuração, fato este observado principalmente no processo do fornecimento de calor com o fluxo de 1310 W/m^2 , mantido por um tempo em torno de 60 minutos (diferente dos outros ensaios que ocorriam aproximadamente em 20 minutos) e mesmo assim a temperatura não se estabilizou, ou seja, não atingiu um patamar constante.

Figura 46 – Perfil de temperatura em função da carga térmica aplicada. $F = 0,8$; $\phi = 90^\circ$.

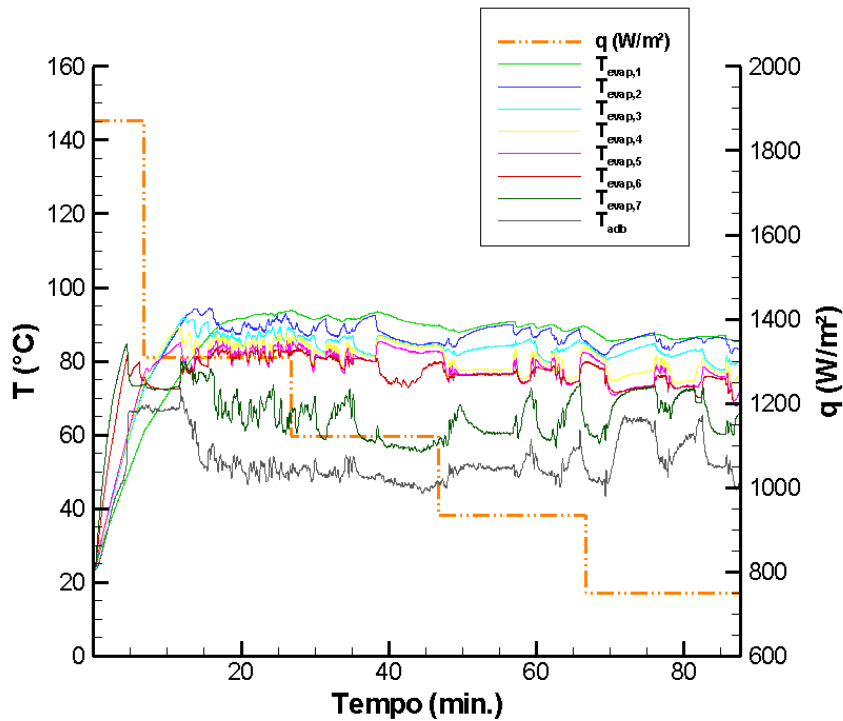


Fonte: Autor

O fato é que o termossifão de diâmetro externo de 9,45 mm com razão de preenchimento de 80% não apresentou um padrão de funcionamento comum nas três inclinações que foi colocado a operar, como pode ser visto nas Figura 46, Figura 47 e Figura 48.

Para o dispositivo trabalhando com inclinação de 45° (Figura 47) constatou-se perfis de temperatura ao longo do dispositivo totalmente desordenados, não apresentando o comportamento de operação esperado para os termossifões.

Figura 47 – Perfil de temperatura em função da carga térmica aplicada. $F = 0,8$; $\phi = 45^\circ$.



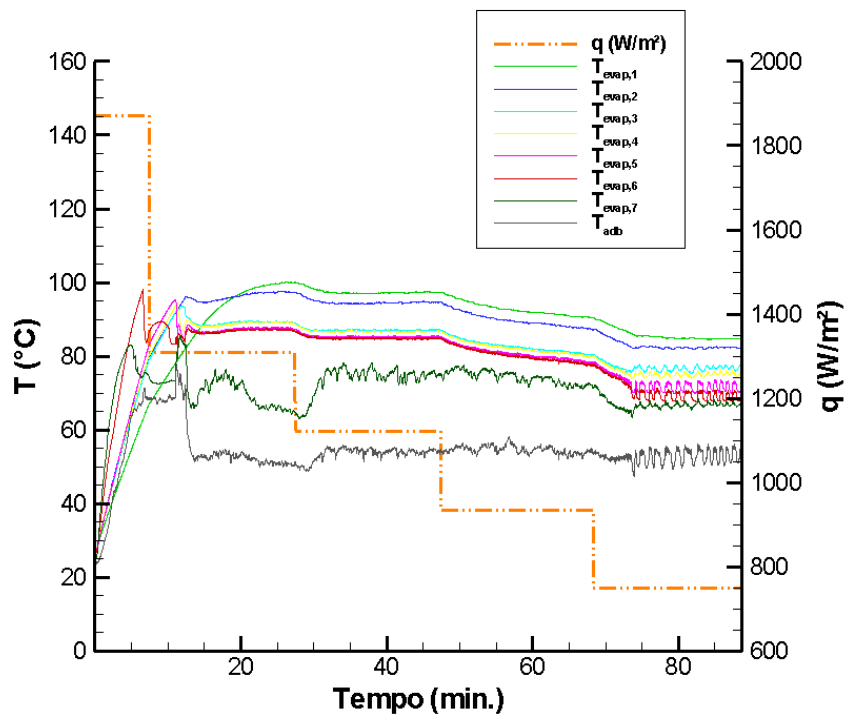
Fonte: Autor

Uma possível explicação seria devido ao fato que para essa configuração, o dispositivo tenha ficado numa região de transição entre a convecção natural e a ebulição nucleada, fenômeno conhecido como ebulição por gêiseres (*geyser boiling*) (KHAZAEI *et al.*, 2009; ELMOSBAHI *et al.*, 2012; JAFARI *et al.*, 2017b). Este fato pode ser plausível devido a um menor diâmetro, quando comparado ao termossifão de 12,6 mm (maior facilidade para formação de bolhas com tamanhos próximos ao diâmetro interno), maior razão de preenchimento, quando comparado a $F = 0,6$ e a não adequação com os fluxos de calor para essa configuração, ou seja, os fluxos de calor não foram suficientes para que o fluido de

trabalho atingisse o regime de ebulição nucleada. Por mais que os termossifões funcionem sob as condições do regime em que ocorre o fenômeno de ebulição por gêiseres, esse modo de operação não é indicado, pois pode danificar as tampas dos dispositivos (KHAZAEE *et al.*, 2009).

Já para uma inclinação de 30° , foram obtidas curvas bem definidas e estáveis para a maioria dos pontos da seção do evaporador (excetuando o ponto 7), como pode ser observado na Figura 48, quando o dispositivo alcança a operação em regime permanente. Mesmo assim, os níveis de temperatura tanto para uma inclinação de 30° (Figura 48) como para de 45° (Figura 47), estavam abaixo dos 100°C , sendo computados valores para a seção adiabática inferiores a 60°C .

Figura 48 – Perfil de temperatura em função da carga térmica aplicada. $F = 0,8$; $\phi = 30^\circ$.



Fonte: Autor

• Aspectos Globais Avaliados dos Termossifões

No geral, foi visto para todos os ensaios, que à medida que o fluxo de calor inserido no sistema diminui, há uma resposta imediata das temperaturas ao longo do tubo de calor

assistido por gravidade, sendo evidenciado um decaimento dos seus perfis com o passar do tempo.

Outro ponto importante devido aos fenômenos de transporte que ocorrem no interior dos termossifões foi referente às frequentes oscilações térmicas que foram vistas ao longo de todos os experimentos. Como já discutido, a ascensão de temperatura da seção adiabática é devido à passagem de vapor pelo ponto que está posicionado o termopar. Mas e o decréscimo de temperatura? A quais fenômenos está associado este processo?

Uma explicação plausível pode ser dada em virtude do retorno do condensado e com isso sendo enfatizada a queda de temperatura. O fato é que diferentes modos de ebulição dependem da combinação entre o fluxo de calor e razão de preenchimento (MANTELLI, 2013), como também a intensidade dos seus regimes.

Então, como já foi discutido, a quantidade de fluido de trabalho que é introduzida nos dispositivos influencia diretamente no comportamento térmico dos termossifões, constatando-se maiores oscilações de temperatura quando uma menor quantidade de fluido de trabalho é utilizada nos dispositivos. Quanto menor o volume do líquido mais rápido ocorre a evaporação dessa substância, e assim, podendo ocorrer com mais facilidade a secagem de algumas zonas da seção do evaporador, pois uma maior quantidade de vapor é deslocada para a seção do condensador e portanto uma maior quantidade de retorno de condensado, mesmo que por um curto espaço de tempo. Neste interim há um ligeiro aumento da temperatura dessas zonas secas, porém, praticamente no mesmo instante há uma constatação do decaimento da temperatura da seção adiabática, ou seja, o retorno do condensado. Este fato fica bem explicitado nos ensaios do termossifão de 9,45 mm, com razão de preenchimento de 60%, operando com inclinações de 30° e 45°, com um fluxo de calor de 1310 W/m², num instante entre 20 e 25 minutos (Figura 45).

É verdade também, que os processos com mudança de fase (ebulição e condensação) como os escoamentos bifásicos com interfaces entre líquido e vapor no interior dos termossifões ocorrem de maneira totalmente aleatória, ou seja, não há um caminho preferencial para passagem de líquido ou vapor. Além disso, os termopares foram posicionados apenas em um quadrante ao longo dos dispositivos, neste caso, para cada seção transversal do tubo havia unicamente um ponto em torno da circunferência para mensurar as temperaturas. Dessa forma, em função do movimento caótico do fluido de trabalho devido aos vários processos que ocorrem no interior dos termossifões, os perfis oscilatórios de temperatura são justificados.

Não obstante, analisando todas as curvas que foram traçadas nos 12 ensaios, ficou evidente que não só com a diminuição da razão de preenchimento, mas também, com a diminuição do fluxo de calor fornecido aos sistemas, as oscilações se tornaram mais pronunciadas. Um bom exemplo para destacar a influência do fluxo de calor no comportamento das curvas traçadas para as temperaturas é dado pela Figura 43(b). Foi visto que para a diminuição do calor inserido na seção do evaporador a amplitude de oscilação da temperatura foi aumentando gradativamente, ficando mais acentuado quando o sistema estava operando em um regime de 748,5 W/m².

De toda maneira, não pode ser afirmado que os fluxos de calor como também a quantidade de líquido preenchido eram insuficientes, pois todos os ensaios foram conduzidos de forma que os dispositivos estavam em pleno funcionamento e atendendo ao que foi proposto, o aquecimento de água.

5.1.1.2 Comportamento Térmico Axial dos Termossifões

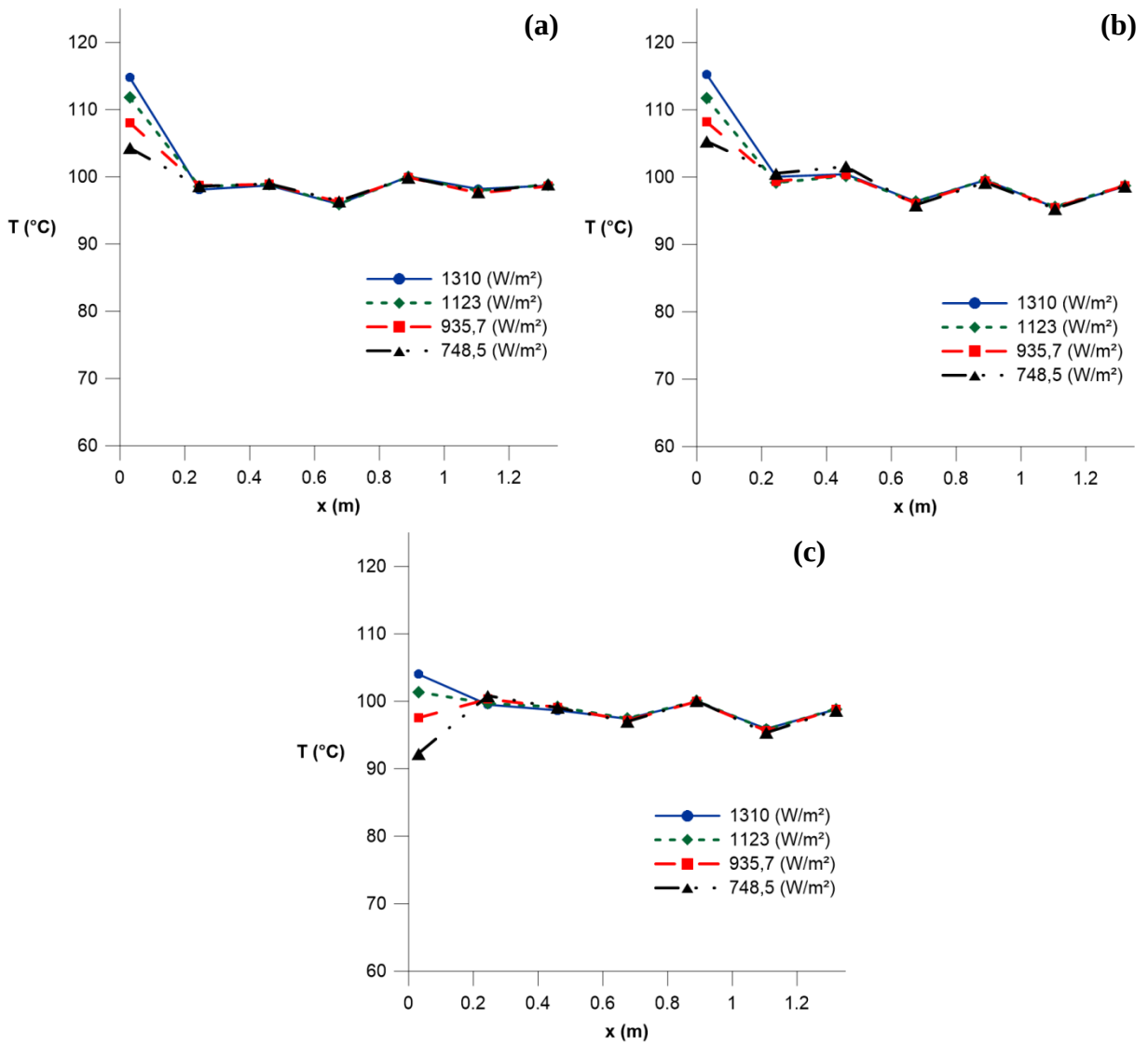
Serão apresentadas as curvas dos perfis de temperatura em função da posição ao longo do evaporador dos termossifões quando estes já estão operando em regime permanente. Os gráficos foram obtidos para os ensaios conduzidos em razão das configurações já mencionadas (diferentes diâmetros, inclinações e razões de preenchimento) para cada nível de fluxo de calor que foi fornecido aos sistemas. Mas, para o termossifão com diâmetro externo de 9,45 mm e razão de preenchimento de 80%, esses gráficos não foram confeccionados, pois este dispositivo além de não ter atingido um regime de operação permanente para as angulações de 45° e 90°, Figura 46 e Figura 47, respectivamente (não foi verificado um padrão de comportamento esperado para os perfis transientes de temperatura), também não apresentou características de funcionamento desejáveis, principalmente quando posicionado com inclinação de 45° (Figura 47). Porém, o ideal para os termossifões para aplicações solares é que possuam a liberdade de serem colocados para funcionar independente da inclinação, pois, no geral, é recomendado para os coletores solares que sejam posicionados de acordo com latitude local.

Conforme mencionado na seção 2.3, os tubos de calor são dispositivos que possuem a capacidade transportar uma grande quantidade de energia térmica, por longas distâncias, entre suas extremidades com uma queda de temperatura que sua magnitude é extremamente baixa

(HUSSEIN, 2007; AZAD, 2008; ELMOSBAHI *et al.*, 2012). Por essa característica é que os termossifões são trocadores de calor tão indicados para os coletores solares.

Esse comportamento, ao longo da seção do evaporador, de fato, foi constatado pelos experimentos realizados em laboratório, como pode ser visto, no geral, pelas Figura 49, Figura 50 e Figura 51. O decaimento da temperatura ao longo da seção do evaporador, de forma global, foi bem pequeno, chegando a ser mais acentuado para os termossifões de 9,45 mm.

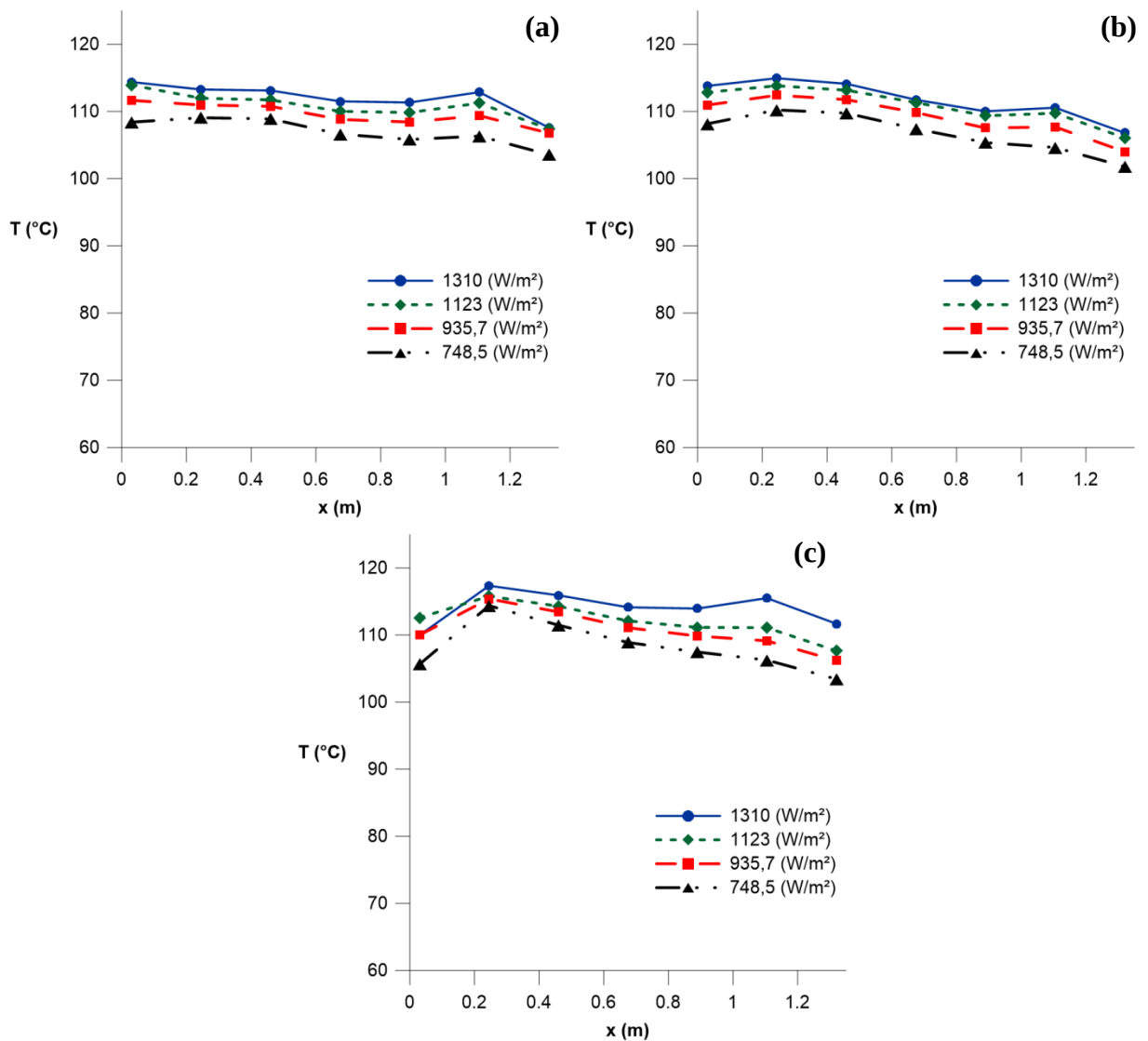
Figura 49 – Temperatura axial ao longo do evaporador $d_o = 12,6 \text{ mm}$, $F = 0,6$. (a) $\phi = 30^\circ$; (b) $\phi = 45^\circ$; (c) $\phi = 90^\circ$.



Fonte: Autor

Outro ponto importante que pode ser destacado foi em função da carga térmica que foi aplicada nos sistemas. Com a diminuição do fluxo de calor inserido nos dispositivos o patamar de operação das temperaturas na parede externa em toda região do evaporador também se tornaram menores. Todavia, um fato curioso ocorreu para o dispositivo de diâmetro externo de 12,6 mm e razão de preenchimento de 60%, pois mesmo com a diminuição da energia térmica fornecida para esse temossifão não houve decaimento da temperatura ao longo do evaporador (Figura 49), ou seja, o aparato manteve o mesmo nível de temperatura, com valores próximos dos 100 °C, mesmo havendo uma inserção menor de calor no sistema.

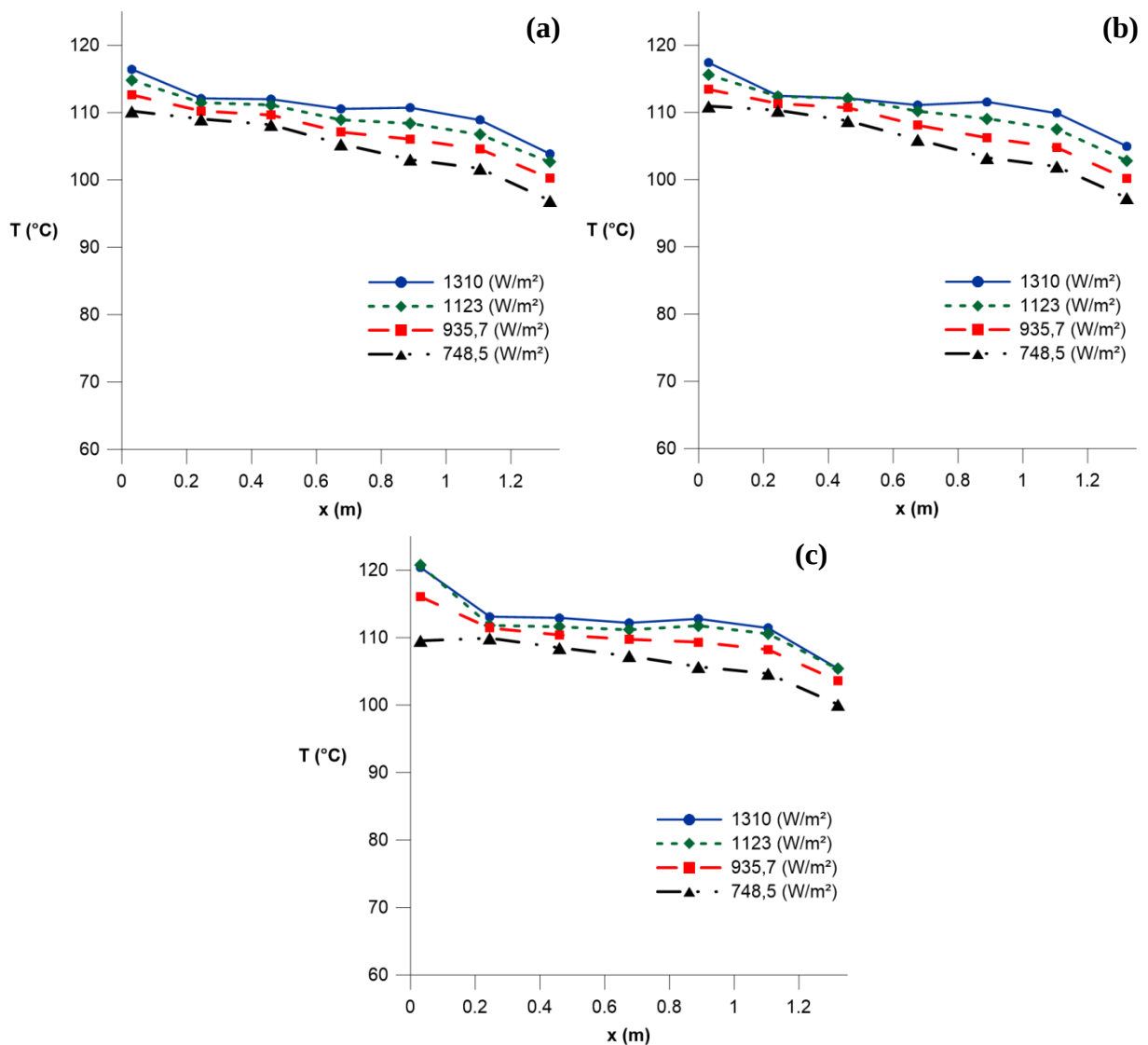
Figura 50 – Temperatura axial ao longo do evaporador $d_o = 12,6 \text{ mm}$, $F = 0,8$. (a) $\phi = 30^\circ$; (b) $\phi = 45^\circ$; (c) $\phi = 90^\circ$.



Fonte: Autor

No geral, é visto que o comportamento de cada um dos termossifões, para as diferentes razões de preenchimento utilizadas neste trabalho foram semelhantes, independente da inclinação a qual estavam operando (Figura 49, Figura 50 e Figura 51), onde estes resultados são reforçados pelo estudo de Neguishi e Sawada (1983), que concluíram que a partir de uma determinada razão de preenchimento, as características de transporte térmico de um termossifão operando com água, pouco seriam influenciadas pelas inclinações que esses dispositivos fossem posicionados.

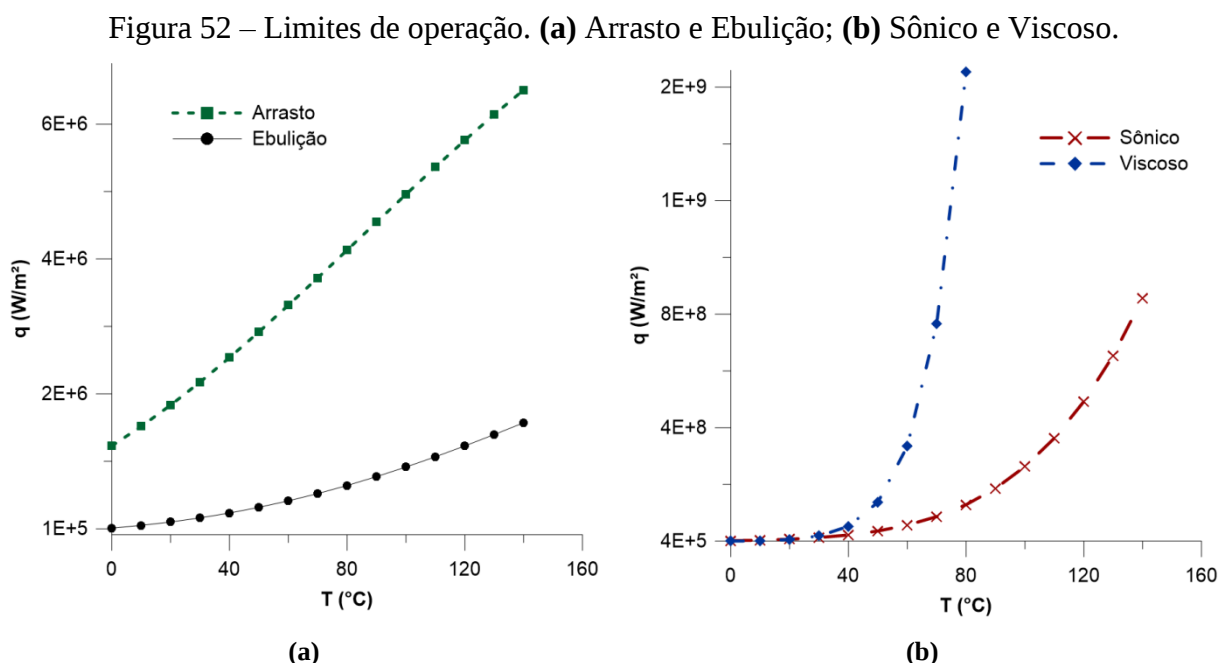
Figura 51 – Temperatura axial ao longo do evaporador $d_o = 9,45 \text{ mm}$, $F = 0,6$. (a) $\phi = 30^\circ$; (b) $\phi = 45^\circ$; (c) $\phi = 90^\circ$.



Fonte: Autor

5.2 ANÁLISE DOS LIMITES DE OPERAÇÃO

Nesta seção os limites de operação são avaliados, observando a evolução das curvas de acordo com a Figura 52. As curvas foram desenvolvidas a partir das Equações 14, 19, 20 e 21, variando a faixa da temperatura de operação. Para o desenvolvimento dos gráficos, estes foram parametrizados conforme as situações que poderiam restringir ao máximo suas magnitudes (o menor diâmetro interno, a menor inclinação). Mesmo assim, observa-se que o limite de ebulição foi o que apresentou os menores valores, logo, foi o limite de operação restritivo, ou seja, o fluxo de calor máximo fornecido aos termossifões foi de 1870 W/m^2 , e não superou os valores apresentados na Figura 52.



Fonte: Autor

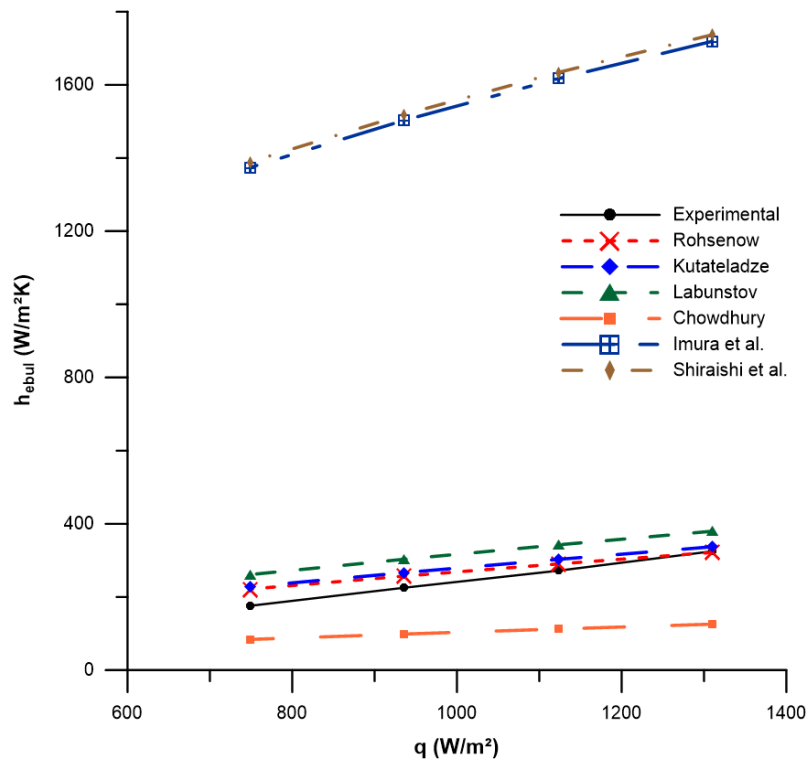
5.3 ANÁLISE DOS COEFICIENTES DE EBULIÇÃO NA SEÇÃO DO EVAPORADOR

Nas análises dos processos de transferência de calor, sempre é uma tarefa árdua a tentativa da definição dos coeficientes de troca convectivos ou até mesmo a seleção de uma correlação disponível na literatura que represente o fenômeno de forma adequada. Na **seção 2.3.2.3** foram apresentadas seis correlações para o coeficiente convectivo de transferência de calor por ebulição nucleada, e todas as expressões serão alimentadas com os parâmetros de

entrada para realização dos experimentos e comparadas com os coeficientes obtidos dos dispositivos submetidos aos testes (Figura 53), para saber quais correlações mais se adequam aos termossifões desenvolvidos neste trabalho.

Para definição do coeficiente de convecção de transferência de calor pelo processo de ebulição no interior do termossifão na região do evaporador dos experimentos realizados foi utilizada a lei do resfriamento de Newton (EQ. 13), assim como nos trabalhos desenvolvidos por Noie (2005), Guo e Nutter (2009), Kim *et al.* (2015) e Jafarai *et al.* (2017), onde aproximaram a temperatura de saturação do sistema como sendo o valor da temperatura da seção adiabática.

Figura 53 – Coeficiente de transferência de calor experimental vs. correlações.



Fonte: Autor

A Figura 53 apresenta os valores para o coeficiente convectivo por ebulição nucleada e de acordo com sua análise as correlações de Imura *et al.* (1977) e Shiraishi *et al.* (1981) apresentaram valores superestimados, enquanto que a correlação de Chowdhury (1997) ficou um pouco abaixo dos valores obtidos para o coeficiente de transferência de calor para a piscina de ebulição para os testes realizados em laboratório. Neste caso as correlações que mais se aproximaram do comportamento apresentado pelos experimentos foram as correlações desenvolvidas por Rohsenow (1952) e Kutateladze (1990).

5.4 RESULTADOS TEÓRICOS OBTIDOS PELA GITT

Como esperado, em virtude das condições de contorno longitudinais aplicadas ao modelo matemático através da GITT, o campo de temperatura para a parede externa do tubo na seção do evaporador ao longo do eixo z é uma isoterma (característica inerente aos tubos de calor) para qualquer instante.

Para uma análise radial, foram analisados os valores da temperatura do tubo de 12,6 mm de diâmetro externo, num instante de 1200 segundos (dispositivo operando em regime permanente com um fluxo de calor de 1310 W/m^2) e posição $z = 0,43 \text{ m}$ (ponto o qual há garantia de estar abaixo do nível da superfície livre do fluido de trabalho no interior do termossifão sob os efeitos convectivos da ebulição nucleada). A Tabela 4 apresenta a variação da temperatura radial e observa-se um decaimento singelo, ou seja, praticamente a temperatura da parede externa do tubo é igual a da parede interna ($0,00225 \text{ }^\circ\text{C}$ de diferença), o que é plausível, pois o dispositivo possui paredes finas, além de alta condutividade térmica.

Tabela 4 – Campo de temperatura radial.

$r \text{ (m)}$	0,0055	0,0056	0,0057	0,0058	0,0059	0,006	0,0061	0,0062	0,0063
$T \text{ (}^\circ\text{C)}$	86,36888	86,36918	86,36947	86,36976	86,37004	86,37032	86,3706	86,37087	86,37113

5.4.1 Análise da Convergência

Para o problema transiente resolvido através da Técnica Transformada Integral Generalizada foi feita uma análise de convergência do modelo proposto para a posição central, $z = 0,43 \text{ m}$, da seção do evaporador do termossifão com diâmetro externo de 12,6 mm e razão de preenchimento de 60%.

Tabela 5 – Análise da convergência térmica para $z = 0,43 \text{ m}$.

$t \text{ (s)}$	NAut = 1	NAut = 5	NAut = 10
0	20,00000000	20,00000000	20,00000000
500	63,39989437	63,39989442	63,39989429
1000	82,26141072	82,26141079	82,26141060
1500	90,45859193	90,45859201	90,45859180
2000	94,02107220	94,02107228	94,02107206
2500	95,56931974	95,56931983	95,56931960
3000	96,24218535	96,24218544	96,24218521

A Tabela 5 mostra a convergência da temperatura com a evolução temporal, variando de 0 a 3000 segundos com um passo de tempo de 500 em 500 segundos. Observando os resultados da Tabela 5, para quantidade de autovalores igual a 1, 5 e 10, utilizados na simulação, fica explícito uma ótima convergência, pois, levando em conta que para 5 o número de autovalores os resultados já convergem na quinta casa decimal. E aumento o número de autovalores para 10, a convergência atinge a sexta casa decimal.

5.5 COMPARAÇÃO ENTRE OS RESULTADOS TEÓRICOS E EXPERIMENTAIS

Para as aplicações de engenharia os modelos matemáticos são de suma importância para predição do comportamento dos fenômenos que podem ocorrer com os dispositivos que estejam envolvidos em algum processo. Com isso foi possível avaliar qualitativamente os equipamentos de forma prévia. Dessa forma, é de grande interesse que os modelos matemáticos sejam validados e para isso uma comparação entre os resultados teóricos e experimentais deve ser efetuada. A Figura 54 apresenta as curvas obtidas pelos modelos matemáticos (Concentrado e GITT) confrontando-as com os perfis de temperatura levantados a partir dos aparatos experimentais.

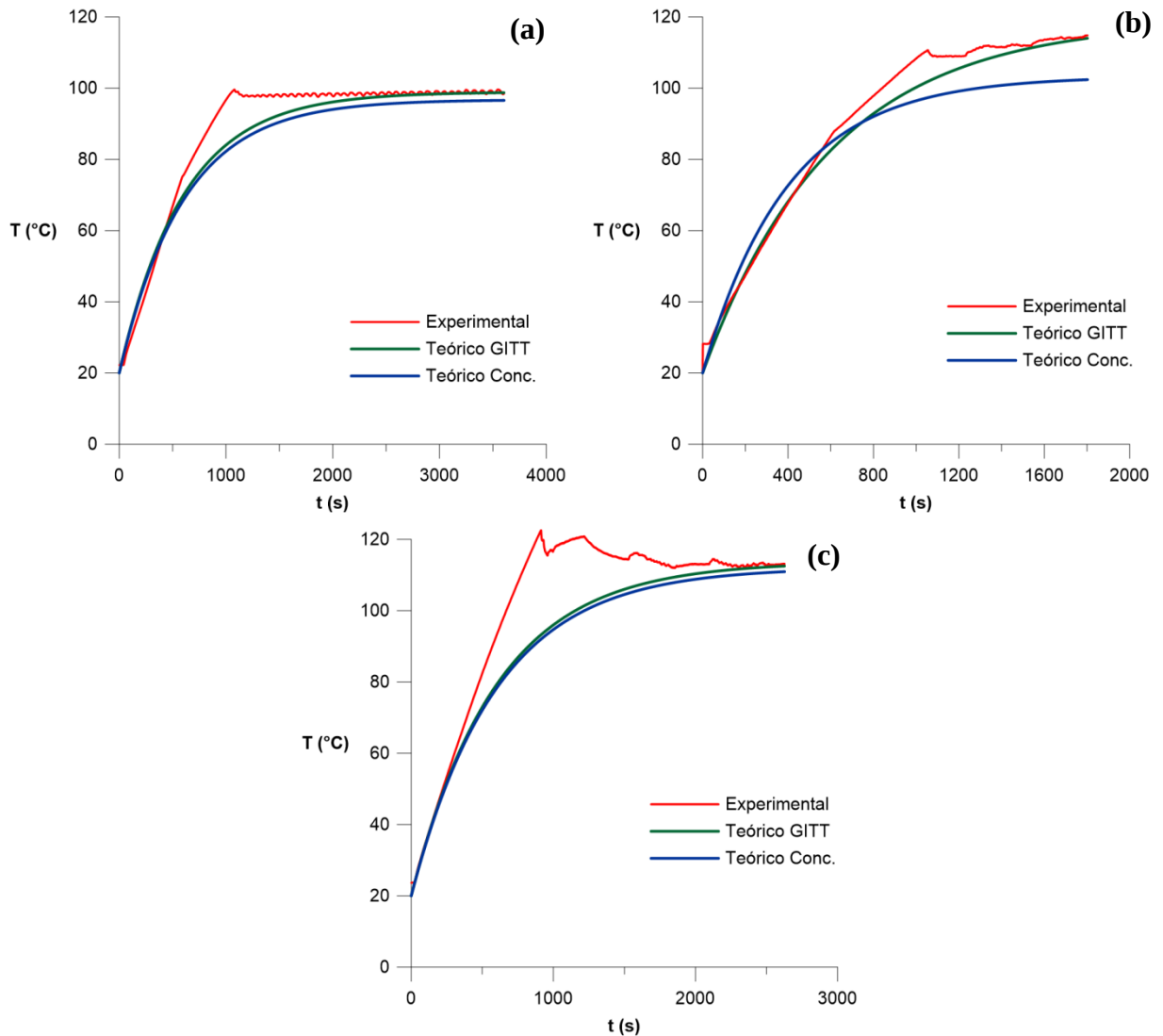
As comparações foram realizadas para os experimentos conduzidos na posição vertical, pois como foi visto nas Figura 41 à Figura 45, para suas devidas configurações, a inclinação que o termossifão se encontra pouco influenciou nos perfis de temperaturas obtidos.

Outro ponto observado nas Figura 49, Figura 50 e Figura 51 foi que os termossifões possuem um comportamento aproximadamente constante para os pontos das temperaturas aferidas ao longo da seção do evaporador, principalmente os pontos intermediários. Além disso, para garantir que os efeitos convectivos da piscina de ebulição pudessem ser aplicados como condição de contorno, foi observado na Figura 40 os pontos que ficam abaixo do nível do fluido de trabalho no interior do termossifão. Logo, para comparação das curvas teóricas obtidas, estas foram comparadas com os perfis de temperatura experimentais do ponto $T_{evap,3}$ ou $T_{evap,4}$ para a razão de preenchimento de 60% ou 80%, respectivamente.

Analisando a Figura 54 observa-se que há um afastamento, tipo um “degrau”, da curva experimental com relação às curvas teóricas. Esse fato é explicável, pois os experimentos foram conduzidos de forma que inicialmente os termossifões estavam submetidos a fluxos de calor de 1870 W/m^2 , e entre 10 e 15 minutos essa energia térmica fornecida ao sistema

passava a ser de 1310 W/m^2 , por isso o superaquecimento até a estabilização no patamar de regime permanente.

Figura 54 – Comparação teórico-experimental dos resultados. **(a)** $d_o = 12,6 \text{ mm}$, $F = 0,6$; **(b)** $d_o = 12,6 \text{ mm}$, $F = 0,8$; **(c)** $d_o = 9,45 \text{ mm}$, $F = 0,6$.



Fonte: Autor

No geral, os modelos matemáticos responderam bem, principalmente no início da evolução transiente e quando atingem a temperatura de regime permanente, com exceção do modelo teórico concentrado aplicado para o termossifão de diâmetro externo de 12,6 mm com razão de preenchimento de 80% (Figura 54(b)), pois há um distanciamento para a resposta da curva experimental para as temperaturas no patamar de regime permanente.

CAPÍTULO VI

CONCLUSÕES E SUGESTÕES

A ideia principal por trás desta pesquisa teve como arcabouço investigar os tubos de calor assistidos por gravidade, pois estes tipos de trocadores de calor são tidos como muito eficientes e em toda a literatura apresentam inúmeras vantagens nas aplicações de coletores solares para aquecimento de água (principalmente por suas características de transporte de calor) quando comparados aos coletores solares convencionais de placas planas. Então, os termossifões foram confeccionados, ensaiados e modelados para uma análise mais concisa desses dispositivos.

Após a avaliação transiente dos termossifões, no geral os dispositivos se mostraram versáteis operando em variadas inclinações com diversos fluxos de calor que foram inseridos nos sistemas (características intrínsecas aos coletores solares), sendo a energia térmica fornecida a principal característica a ser observada, pois os coletores solares funcionam de acordo com a irradiação solar que os incide e esta varia ao longo do dia podendo chegar a valores de 1000 W/m^2 na superfície terrestre, sendo este valor inferior tanto ao limite de operação restritivo (limite de ebulição que apresentou valores superiores a ordem de 80 vezes a irradiação da camada atmosférica) como também ao máximo valor aplicado nos testes em laboratório. Ou seja, independente das variáveis apresentadas os tubos de calor confeccionados atenderam ao propósito do estudo e responderam as variadas configurações às quais foram submetidos, mostrando que são adequados para as aplicações de aquecimento de água através dos coletores solares.

Os termossifões com o mesmo diâmetro e mesma razão de preenchimento tiveram um comportamento pouco sensível referente as inclinações que foram postos a operar no que se diz respeito a evolução do campo de temperaturas, ou seja, os perfis de temperatura obtidos para cada termossifão foram semelhantes independente da inclinação que estavam operando, porém não é possível afirmar que o desempenho do dispositivo seja o mesmo para as diferentes posições.

A variação da razão de preenchimento incide diretamente no modo de funcionamento dos dispositivos, como já foi discutido no Capítulo V deste trabalho. O fato é que, para o tubo com mesmo diâmetro e com uma razão de preenchimento maior, isso tem como resposta um aumento da resistência térmica do dispositivo, como também sua capacidade térmica. As

consequências são que com uma maior capacidade térmica a massa fluida acaba acumulando uma maior quantidade de energia, além disso, o aumento da resistência térmica dificulta o transporte de calor, logo, esses dois fatores contribuem para que o nível de temperatura na seção do evaporador aumente. Nestas circunstâncias é mais adequado que os termossifões não operem com altas razões de preenchimento, dessa forma, no caso deste trabalho, para um diâmetro de 12,6 mm é mais indicado que o dispositivo esteja preenchido com 60% do volume total da seção do evaporador. Esta afirmação é reforçada pelo o comportamento do perfil de temperatura caótico observado para o termossifão de 9,45 mm com 80% de razão de preenchimento, ou seja, atingiu um nível de massa fluida que comprometeu as características de funcionamento do dispositivo.

Uma das maiores dificuldades nos processos de transferência de calor convectivos é a determinação dos seus coeficientes ou até mesmo a seleção adequada de uma correlação que forneça resultados coerentes ao fenômeno físico que está sob análise em algum estudo. Em parte da literatura e pesquisas desenvolvidas a respeito dos fenômenos de ebulição nucleada para os termossifões as correlações de Imura *et al.* (1977) e Shiraishi *et al.* (1981) são bastante utilizadas. Porém, para este trabalho, as estimativas através dessas expressões assumiram valores altos, não condizendo com os parâmetros experimentais obtidos. Logo, para aplicações que utilizem tubos longos e pequenos diâmetros, e que os fluxos de calor não sejam superiores 2000 W/m^2 (no caso essa faixa de operação abrange valores superiores a máxima radiação solar incidente na atmosfera terrestre), é sugerido a utilização das correlações de Rohsenow (1952) ou Kutateladze (1990).

Os modelos matemáticos desenvolvidos neste trabalho trouxeram bons resultados no sentido de ser possível avaliar previamente a evolução transiente da temperatura e ter uma noção da tendência de como os termossifões se comportam termicamente. Porém, as respostas obtidas pelo modelo concentrado não foram tão ajustadas com os resultados experimentais como as soluções obtidas pela Técnica Transformada Integral Generalizada (GITT). Parte disso se faz devido que o modelo baseado no circuito de resistências térmicas (modelo concentrado) não leva em consideração a capacitância térmica envolvida nos processos. A aplicação da Técnica Transformada Integral Generalizada para a obtenção do campo de temperatura transiente se mostrou uma ferramenta matemática capaz, pois os perfis de temperatura desenvolvidos foram satisfatórios quando comparados com as curvas obtidas a partir dos dados coletados nos ensaios em laboratório, após a modelagem ser implementada computacionalmente, de acordo com as condições experimentais impostas, principalmente no

que é concernente a definição da temperatura do dispositivo atingindo o regime de operação permanente.

Para uma melhor análise dos termosifões, seria interessante fazer um estudo paramétrico destes dispositivos, de tal forma que envolvesse razões de preenchimento, comprimento do evaporador, condensador, seção adiabática, diâmetro dos tubos, inclinações, até mesmo novos fluidos de trabalho e material do invólucro do dispositivo, dessa forma, chegar numa configuração ótima para maximizar o transporte de calor e atender as necessidades com a melhor eficiência possível.

Adicionar ao modelo concentrado, que foi baseado nos circuitos de resistências térmicas, o efeito de capacitância térmica, para ver como o modelo modificado (dinâmico) responde as variações impostas aos sistemas.

Desenvolver um modelo completamente transiente através da Técnica Transformada Integral Generalizada.

Para futuros trabalhos, também seria interessante instrumentar os dispositivos como um todo e não só a seção do evaporador, ou seja, distribuir um maior número de sensores de temperatura ao longo da seção adiabática como também do condensador, dispondo os termopares em torno de cada seção transversal e não apenas em um único quadrante da circunferência. Dessa forma, é possível ter um melhor entendimento dos processos de mudança de fase que ocorrem no interior do dispositivo, ou seja, não só o processo de ebulição, mas também o de condensação. Assim, é interessante destacar o fenômeno chamado de ebulição por gêiseres (*geyser boiling*), terminologia pouco visto na literatura.

6 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ABREU, S. L.; COLLE, S. An experimental study of two-phase closed thermosyphons for compact solar domestic hot-water systems. *Solar Energy*. v. 76, p.141-145. 2004.

ALIBABA. Disponível em: < https://www.alibaba.com/product-detail/Supply-parabolic-through-flat-plate-solar_60489674998.html>. Acesso em 22 de Janeiro de 2018.

ALIZADEHDAKHEL, A.; RAHIMI, M. ALSAIRAFI, A. A. CFD modeling of flow and heat transfer in a thermosypohn. *International Communications in Heat and Mass Transfer*. v. 37, p. 312-318. 2010.

ARAB, M.; ABBAS, A. Model-based design and analysis of heat pipe working fluid for optimal performance in a concentric evacuated tube solar water heater. *Solar Energy*. v. 94, p. 162-176. 2013.

AYOMPE, L. M.; DUFFY, A.; MCCOMARCK, S. J.; CONLON, M. Validated TRNSYS model for forced circulation solar water heating systems with flat plate and heat pipe evacuated tube collectors. *Applied and Thermal Engineering*. v. 31, p. 1536-1542. 2011a.

AYOMPE, L. M.; DUFFY, A.; MCKEEVER, M.; CONLON, M.; MCCORMACK, S. J. Comparative field performance study of a flat plate and heat pipe evacuated tube collectors (ETCs) for domestic water heating systems in a temperate climate. *Applied Thermal engineering*. v. 31, p. 1536-1542. 2011b.

AYOMPE, L.; DUFFY, A. Thermal performance analysis of a solar water heating system with heat pipe evacuated tube collector using data from a field trial. *Solar Energy*. v. 90, p. 17-28. 2013.

AZAD, E.; BAHAR, F.; MOZTARZADEH F. Solar Water Heater Using Gravity-Assisted Heat Pipe. *Heat and Recovery Systems & CHP*. v. 8, n. 4, p. 343-350. 1987.

AZAD, E. Theoretical and Experimental Investigation of Heat Pipe Solar Collector. *Experimental Thermal and Fluid Science*. v. 32, p. 1666-1672. 2008.

BALFOUR, J.; SHAW, M.; NASH, B. N. *Introdução ao Projeto de Sistemas Fotovoltaicos*. Tradução de Luiz Claudio de Queiroz Faria. 1. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2016.

BIENERT, W. B.; WOLF, D. A. Heat pipes in flat plate solar collectors. ASME paper, Winter Annual Meeting, n. 76, New York, 1976 apud ISMAIL, K. A. R., ABOGDERAH, M. M. Performance of a Heat Pipe Solar Collector. *ASME Journal of Solar Energy Engineering*. v. 120, p. 51-59.1998.

BONG, T. Y.; NG, K. C.; BAO, H. Thermal Performance of a Flat-plate Heat-Pipe Collector Array. v.50, n. 6, p. 491-499. 1993.

BOYCE, W. E.; DIPRIMA, R. C. *Equações Diferenciais Elementares e Problemas de Valores de Contorno*. 10. ed. Rio de Janeiro: LTC. 2015.

BRAHIM, T.; DHAOU, M. H.; JEMNI, A. Theoretical and experimental investigation of plate screen mesh heat pipe solar collector. v. 87, p. 428-438. 2014.

BROST, O. Closed two-phase thermosyphons. Institut für Kernenergetik und Energiesysteme, Universität Stuttgart. Stuttgart, 1996. (Apostila).

BUSSE, C. A. Theory of the ultimate heat transfer limit of cylindrical heat pipes. *International Journal of Heat Mass Transfer*, v. 16, p. 169-186, 1973.

ÇENGEL, Y. A.; GHAJAR, A. J. *Transferência de calor e massa – Uma abordagem prática*. 4. ed. São Paulo: McGraw Hill, 2012.

ÇENGEL, Y. A.; GHAJAR, A. J. *Heat and mass transfer – Fundamentals & Applications*. 5th ed. New York: McGraw Hill, 2014.

COLIER, J. G.; THOME, J. R. Convective Boiling and Condensation. 3rd ed. Oxford, UK: Clarendon Press, 1994.

COTTA, R. M. Integral Transforms in Computational Heat and Fluid Flow, Boca Raton, FL, EUA, CRC Press. 1993.

COTTA, R. M. Heat Conduction: Lumped Analysis, Integral Transforms, Symbolic Computation. New York: John Wiley & Sons. 1997.

COTTA, R. M. The Integral Transforms Method in Thermal and Fluids Sciences and Engineering, New York, Begell House. 1998.

CHOW, T.-T.; BAI, Y.; DONG, Z.; FONG, K.-F. Selection between single-phase and two-phase evacuated-tube solar water heaters in different climate zones of China. Solar Energy. v. 98, p. 265-274. 2013.

CHOWDHURY, F. MD.; KAMINAGA, F.; GOTO, K.; MATSUMURA, K. Boiling heat transfer in a small diameter tube below atmospheric pressure on a natural circulation condition, Journal Japan Association Heat Pipe. v. 16, p. 14–16. 1997 apud JAFARI, D.; DI MARCO, P.; FILIPPESCHI, S.; FRANCO, A. An experimental investigation on the evaporation and condensation heat transfer of two-phase closed thermosyphons. Experimental Thermal and Fluid Science. v. 88, p. 111-123. 2017a.

DAGHIGH, R.; SHAFIEIAN, A. 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.

DU, B.; HU, E.; KOLHE, M. An Experimental Platform for Heat Pipe Solar Collector Testing. Renewable and Sustainable Reviews. v. 17, p. 119-125. 2013.

DUFFIE, J. A.; BECKMAN, W. A. Solar Energy Thermal Process. New York: John Wiley, 1980 apud ISMAIL, K. A. R.; ABOGDERAH, M. M. Performance of a Heat Pipe Solar Collector. ASME Journal of Solar Energy Engineering. v. 120, p. 51-59. 1998.

DUFFIE, J. A.; BECKMAN, W. A. Solar Energy Thermal Process. 4th ed. Hoboken, New Jersey: John Wiley, 2013.

EPE – Empresa de Pesquisa Energética. Balanço Energético Nacional 2019: Relatório Síntese/Ano-base 2018. Rio de Janeiro, 2019.

EL-GENK, M. S.; SABER, H. H. Heat transfer correlations for small, uniformly heated liquids. International Journal Heat Mass Transfer. v. 41, n. 2, p. 261-274. 1998.

ELMOSBAHI, M. S.; DAHMOUNI, A. W.; KERKENI, C.; GUIZANI, A. A.; NASRALLAH, S. B. An experimental investigation on the gravity assisted solar heat pipe under the climatic conditions of Tunisia. Energy Conversion and management. v. 64, p. 594-605. 2012.

FACÃO, J. M. R. V. Estudo de coletores solares incorporando tubos de calor com aplicação de ciclos motores. 2004. 158 p. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia, Universidade do Porto, Porto, 2004.

FADHL, B.; WROBEL, L. C.; JOUHARA, H. Numerical modelling of the temperature distribution in a two-phase closed thermosyphon. Applied Thermal Engineering. v. 60, p. 122-131. 2013.

FAGHRI, A. Heat pipe Science and Technology. 1st ed. Taylor & Francis Group, 1995.

FARSI, H.; JOLY, J.-L.; MISCEVIC, M.; PLATEL, V. MAZET, N. An experimental and theoretical investigation of the transiente behavior of two-phase closed thermosyphon. Applied Thermal Engineering. v. 23, p. 1895-1912. 2003.

FELDMAN, K. T.; SRINIVASAN, R. Investigation of heat transfer limits in two-phase closed thermosyphons. In: Proceedings of fifth int. heat pipe conference, Tsukuba, Japan, 1984.

FELINSKI, P.; SEKRET, R. Experimental Study of Evacuated Tube Collector/Storage System Containing Paraffin as a PCM. *Energy*. v. 114, p. 1063-1072. 2016.

FELINSKI, P.; SEKRET, R. Effect of a low cost Parabolic Reflector on the Charging Efficiency of a Evacuated Tube Collector/Storage System um a PCM. *Solar Energy*. v. 144, p. 758-766. 2017.

GILL, L.; MAC MAHON, J.; RYAN, K. The performance of an evacuated tube solar hot water system in a domestic house throughout a year in a northern Maritime climate (Dublin). *Solar Energy*. v. 137, p. 261-272. 2016.

GOOGLE IMAGENS. Disponível em: < https://www.google.com.br/imgres?imgurl=https%3A%2F%2Fimage.slidesharecdn.com%2Fenergias-renovveis-energia-solar-trmica-160214235930%2F95%2Fenergias-renovveis-energia-solar-trmica-25-638.jpg%3Fcb%3D1455494746&imgrefurl=https%3A%2F%2Fpt.slideshare.net%2FMarioTimotius%2Fenergias-renovveis-energia-solar-trmica-58255810&docid=aW3DLHuASjia-M&tbnid=GVLcn2M5ms-9MM%3A&vet=10ahUKEwjlc6m193YAhVEFpAKHWlICWIQMwhNKA8wDw..i&w=638&h=479&bih=623&biw=1396&q=geometria%20solar&ved=0ahUKEwjlc6m193YAhVEFpAKHWlICWIQMwhNKA8wDw&iact=mrc&uact=8#h=479&imgdii=ema_teE2Gis_zM:&vet=10ahUKEwjlc6m193YAhVEFpAKHWlICWIQMwhNKA8wDw..i&w=638>. Acesso em 16 de Janeiro de 2018.

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

GOSWAMI, D. Y.; HREITH, F., KREIDER, J. F. Principles of Solar Engineering. 2nd ed. Philadelphia: Taylor & Francis, 2000 apud HODGE, B. K. Sistemas e aplicações de energia alternativa. Tradução de Luiz Claudio de Queiroz Faria. 1. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2011.

GUO, W.; NUTTER, D. W. Na experimental study of axial conduction through a thermosyphon pipe wall. *Applied Thermal Engineering*. v. 29, p. 3536-3541. 2009.

HAY, J.E.; DAVIES, J.A. Calculations of the solar radiation incident on an inclined surface. In: Proceedings of the First Canadian Solar Radiation Data Workshop, 59. Ministry of Supply and Services, Canada. 1980.

HAYEK, M.; ASSAF, J.; LTEIF, W. Experimental investigation of the performance of evacuated-tube solar collectors under eastern Mediterranean climatic conditions. Energy Procedia. v. 6, p. 618-626. 2011.

HAZAMI, M.; KOOLI, S.; NAILI, N.; FARHAT, A. long-term performances prediction of a evacuated tube solar water heating system used for single-family households under typical Nord-African climate (Tunisia). Solar Energy. v. 94, p. 283-298. 2013.

HEWITT, G. F. Boiling. In: ROHSENOW, W. M.; HARTNETT, J. P.; CHO, Y. I. (Eds.), Handbook of heat transfer, Chapter 15. New York, USA: McGraw Hill, 1998. IBSN 0-07-053555-8.

HODGE, B. K. Sistemas e aplicações de energia alternativa. Tradução de Luiz Claudio de Queiroz Faria. 1. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2011.

HOTTEL, H.C.; WOERTZ, B.B. Evaluation of flat plate solar heat collector. Transactions of the ASME. v. 64, p. 64-91. 1942 apud KALOGIROU, S. A. Solar Energy Engineering Processes and Systems. 2nd ed. Elsevier, 2014. ISBN 139780123972705.

HUMINIC, G.; HUMINIC, A. Numerical study on heat transfer characteristics of thermosyphon heat pipes using nanofluids. Energy Conversion and Manegement. v. 76, p. 393-399. 2013.

HUSSEIN, H. M.; MOHAMAD, M. A.; EL-ASFOURI, A. S. An Experimental Study of Two-Phase Closed Thermosyphons for Compact Solar Domestic Hot-water Systems. Applied Thermal Engineering. v. 19, p. 789-800. 1999a.

HUSSEIN, H. M.; MOHAMAD, M. A.; EL-ASFOURI, A. S. Optimization of a Wickless Heat Pipe Flat Plate Solar Collector. *Energy Conversion Management*. v. 40, p. 1949-1961. 1999b.

HUSSEIN, H. M. S.; EL-GHETANY, H. H.; NADA, S. A. Performance of wickless heat pipe flat plate solar collectors having different pipes cross sections geometries and filling ratios. *Energy Conversion and Management*. v. 47, p. 1539-1549. 2006.

HUSSEIN, H. M. S. Theoretical and experimental investigation of wickless heat pipes flat plate solar collector with cross flow heat exchanger. *Energy Conversion Management*. v. 48, p. 1266-1272. 2007.

IT – IDEALTERM Aquecedores. Disponível em <http://www.aquecedoresit.com.br/>. Acesso em: 23/07/2016.

IEA – International Energy Agency. Energy Policies of IEA Countries - Germany. 2013 Review. Disponível em: https://www.iea.org/publications/freepublications/publication/Germany2013_free.pdf>. Acesso em: 19 de Julho de 2016.

IEA – International Energy Agency. Key world energy statistics 2017. Disponível em: <http://www.iea.org/publications/freepublications/publication/KeyWorld2017.pdf>>. Acesso em 18 de Outubro de 2017.

IMURA, H.; KUSADA, H.; OGATA J.; MIYAZAKI, T.; SAKAMOTO, N. Heat transfer in twophase closed-type thermosyphons. *Transactions - Japan. Society of Mechanical Engineerings*. v. 45, n. 393, p. 712-722. 1979 apud JAFARI, D.; DI MARCO, P.; FILIPPESCHI, S.; FRANCO, A. An experimental investigation on the evaporation and condensation heat transfer of two-phse closed thermosyphons. *Experimental Thermal and Fluid Science*. v. 88, p. 111-123. 2017a.

INCROPERA, F. P.; DEWITT D. P.; BERGMAN, T. L.; LAVINE, A. S. Fundamentos de Transferência de Calor e Massa. Tradução de Eduardo Mach Queiroz e Fernando Luiz Pellegrini Pessoa. 6. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2008.

INCROPERA, F. P.; DEWITT D. P.; BERGMAN, T. L.; LAVINE, A. S. Fundamentals of Heat and Mass Transfer. 7th ed. Hoboken: John Wiley and Sons, 2011.

ISE – FRAUNHOFER. Stromerzeugung aus Solar-und Windenergie im Jahr 2018. Disponível em: https://www.energie.fraunhofer.de/content/dam/energie/de/documents/01_PDF_PI/190102_ise_Stromerzeugung_2018_3.pdf. Acesso em: 23/08/2019.

ISMAIL, K. A. R.; ABOGDERAH, M. M. Performance of a Heat Pipe Solar Collector. ASME Journal of Solar Energy Engineering. v. 120, p. 51-59.1998.

JAFARI, D.; DI MARCO, P.; FILIPPESCHI, S.; FRANCO, A. An experimental investigation on the evaporation and condensation heat transfer of two-phase closed thermosyphons. Experimental Thermal and Fluid Science. v. 88, p. 111-123. 2017a.

JAFARI, D.; FILIPPESCHI, S.; FRANCO, A.; DI MARCO, P. Unsteady experimental and numerical analysis of a two-phase closed thermosyphon at different filling ratios. Experimental Thermal and Fluid Science. v. 81, p. 164-174. 2017b.

JAHANBAKHSH, A.; HAGHGOU, H. R.; ALIZADEH, S. Experimental analysis of a heat pipe operated solar collector using water-ethanol solution as the working fluid. Solar Energy. v. 118, p. 267-275. 2015.

JIAO, B., QIU, L. M., ZHANG, X. B., ZHANG, Y. Investigation on the effect of filling ratio on the steady-state heat transfer performance of a vertical two-phase closed thermosyphon. Applied Thermal Engineering. v. 28, p. 1417-1426. 2008.

KALOGIROU, S. A. Solar thermal collectors and applications. Progress in Energy and Combustion Science. v. 30, p. 231-295. 2004.

KALOGIROU, S. A. Solar Energy Engineering Processes and Systems. 2nd ed. Elsevier, 2014. ISBN 139780123972705.

KANDILKAR, S. G.; SHOJI, M.; DHIR, V. K. Handbook of phase change: boiling and condensation. Taylor & Francis. 1999

KHAZAEE, I.; HOSSEINI, R.; NOIE, S. H. Experimental investigation of effective parameters and correlation of geyser boiling in a two-phase closed thermosyphon. Applied Thermal Engineering. v. 30, p. 406-412. 2010.

KIM, K. M.; JEONG, Y. S.; KIM, I. G.; BANG, I. C. Comparison of thermal performances of water-filled, SiC nanofluid-filled and SiC nanoparticles-coated heat pipes. International Journal of Heat and Mass Transfer. v. 88, p. 862-871. 2015.

KLUCHER, T.M. Evaluation of models to predict insolation on tilted surfaces. Solar Energy. v. 23, p. 111–114. 1979 apud KALOGIROU, S. A. Solar Energy Engineering Processes and Systems. 2nd ed. Elsevier, 2014. ISBN 139780123972705.

KOLHE, R.; BHANGALE, J. H.; KUMBHARDE, K. Evaluation of the thermal performance of thermosyphon heat pipe solar collector with copper oxide as nanofluid. International Journal of Scientific and Research Publications v. 5, n. 10, out. 2015. ISSN 2250-3153.

KRAMBECK, L.; NISHIDA, F. B.; AGUIAR, V. M.; SANTOS, P. H. D.; ALVES, T. A. Desempenho térmico de diferentes dispositivos passivos de resfriamento de equipamentos eletroeletrônicos. Congresso Nacional de Engenharia Mecânica, Fortaleza, n. IX, Agosto 2016.

KREITH, F.; MANGLIK, R. M.; BOHN, M. S. Principles of Heat Transfer. 7th ed. Cengage Learning. 2011.

KUZNETSOV, G. V.; AL-ANI, M. A.; SHEREMET, M. A. Numerical analysis of convective heat transfer in a closed two-phase thermosyphon. Journal of Engineering Thermophysics. v. 20, n. 2, p. 201-210. 2011. ISSN 1810-2328.

KUTATELADZE, S. S. Heat Transfer and Hydrodynamic Resistance. Energoatomizdat Publishing House. Moscow, Russia, 1990 apud JAFARI, D.; DI MARCO, P.; FILIPPESCHI, S.; FRANCO, A. An experimental investigation on the evaporation and condensation heat transfer of two-phase closed thermosyphons. *Experimental Thermal and Fluid Science*. v. 88, p. 111-123. 2017a.

LABUNTSOV, D.A. Heat transfer problems with nucleate boiling of liquids, *Thermal Engineering*. v. 19, p. 21–28. 1972 apud JAFARI, D.; DI MARCO, P.; FILIPPESCHI, S.; FRANCO, A. An experimental investigation on the evaporation and condensation heat transfer of two-phase closed thermosyphons. *Experimental Thermal and Fluid Science*. v. 88, p. 111-123. 2017a.

LIENHARD, J. H.; DIHR, V. K. Hydrodynamic prediction of peak pool-boiling heat fluxes from finite bodies. *ASME Journal of Heat Transfer*, v. 95(2), p. 152-158, 1973. doi: 10.1115/1.3450013 apud 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.

LIU, B.Y.H.; JORDAN, R.C. The interrelationship and characteristic distribution of direct, diffuse and total solar radiation. *Solar. Energy*. v. 4, p. 1–19. 1960 apud KALOGIROU, S. A. *Solar Energy Engineering Processes and Systems*. 2nd ed. Elsevier, 2014. ISBN 139780123972705.

MA, H. *Mechanical Engineers' Handbook: Energy and Power*. 3rd. ed. Hoboken: John Wiley & Sons, v. 4, 2006. Cap. 9, p. 335-361.

MANTELLI, M. B. H. *Disciplina: Tubos de calor e termossifões*. Universidade Federal de Santa Catarina. Florianópolis. 2009. Notas de Aula.

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.

MATHIOULAKIS, E.; BELESSIOTIS, V. A new heat-pipe type solar domestic hot water system. *Solar Energy*. v. 22, n. 1, p. 13-20. 2002.

MIKHAILOV, M. D.; ÖZİŞİK, M. N. *Unified Analysis and Solutions of Heat and Mass Diffusion*, New York, John Wiley. 1984.

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

NEGUISHI, K.; SAWADA, T. Heat transfer performance of a inclined two-phase closed thermosyphon. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. v. 26, n. 8, p. 1207-1213. 1983.

NKWETTA, D. N.; SMYTH, M.; ZACHAROPOULOS, A.; HYDE, T.; Indoor experimental analysis of concentrated and non-concentrated evacuated tube heat pipe collectors for medium temperature applications. *Energy and Buildings*. v. 47, p. 674-681. 2012.

NOIE, S. H. Heat Transfer characteristics of a two-phase closed thermosyphon. *Applied Thermal Engineering*. v. 25, p. 495-506. 2005.

NURPEIIS, A. Mathematical modeling of heat transfer in closed two-phase thermosyphon. *EPJ Web of Conferences – Thermophysical Basis of Energy Technologies*. v. 76, n. 1016, pp. 6. 2014. doi: 10.1051/epjconf/20147601016.

NURPEIIS, A.; NEE, A. Mathematical modelling of force convection in a two-phase thermosyphon in conjugate formulation. *EPJ WEB Conferences – Thermophysical Basis of Energy Technologies*. v. 110, n. 1045, pp. 7. 2016. doi: 10.1051/epjconf/201611001045.

ONG, K. S.; TONG, W. L.; LOW, S. K. System performance of heat pipe solar water heaters. 10th International Heat Pipe Symposium. Taipei, Taiwan. Nov., 2011.

ONS – Operador Nacional do Sistema Elétrico. Disponível em: http://ons.org.br/Paginas/resultados-da-operacao/historico-da-operacao/geracao_energia.aspx. Acesso em 17/10/2017.

ÖZİŞİK, M. N.; MURRAY, R. L. On the Solution of Linear Diffusion Problems with Variable Boundary Conditions Parameters, *Journal Heat Transfer*. v. 96, n. 48-51. 1974.

PAPADIMITRATOS, A.; SOBHANSARBANDI, S.; POZDIN, V.; ZAKHIDOV, A.; HASSANIPOUR, F. Evacuated tube solar collectors integrated with phase change materials. *Solar Energy*. v. 129, p. 10-19. 2016.

PENEREIRO, J. C.; MELO, L. P.; CORADI, T. B. Construção de um aquecedor solar de baixo custo sem cobertura: análise experimental da eficiência térmica para vários ensaios. *Revista de ciência & tecnologia*. Nova Iguaçu, Rio de Janeiro, v.10, n. 1. Gráfica Universitária, 2010.

PEREIRA, E. B.; MARTINS, F. R.; GONÇALVES, A. R.; COSTA, R. S.; LIMA, F. J. L.; RÜTHER, R.; ABREU, S. L.; TIEPOLO, G. M.; PEREIRA, S. V.; SOUZA, J. G. Atlas brasileiro de energia solar. INPE. São José dos Campos, 2017.

PEREZ, R.; STEWART, R.; SEALS, R.; GUERTIN, T. The Development and Verification of the Perez Diffuse Radiation Model. Contractor Report SAND88-7030. National Laboratories. Sandia, Oct., 1988 apud DUFFIE, J. A.; BECKMAN, W. A. *Solar Energy Thermal Process*. 4th ed. Hoboken, New Jersey: John Wiley, 2013.

PRANDHAN, D., MITRA, D. NEOGI, S. Thermal Performance of a Heat Pipe Embedded Evacuated Tube Collector in a Compound Parabolic Concentrator. *Energy Procedia*. v. 90, p. 217-226. 2016.

QIU, S.; RUTH, M.; GHOSH, S. Evacuated tube collectors : A notable driver behind the solar water heater industry in China. *Renweable an Sustainable Energy Reviews*. v. 47, p. 580-588. 2015.

RAMSEY, J. W.; GUPTA, B. P.; KNOWLES, G. R. Experimental Evaluation of a Cylindrical Parabolic Solar Collector, ASME Journal of Heat Transfer, v. 99, p. 163-168. 1977 apud ISMAIL, K. A. R., ABOGDERAH, M. M. Performance of a Heat Pipe Solar Collector. ASME Journal of Solar Energy Engineering. v. 120, p. 51-59. 1998.

REAY, D. A.; KEW, P. A. Heat Pipes – Theory, Design and Applications. 5th ed. Elsevier, 2006. ISBN 978-0-7506-6754-8.

REAY, D. A.; KEW, P. A.; MCGLEN, R. J. Heat Pipes – Theory, Design and Applications. 6th ed. Elsevier, 2014. ISBN 978-0-08-098266-3.

REDPATH, David A. G. Thermosyphon heat-pipe evacuated tube solar water heaters for northern maritime climates. Solar Energy. v. 86, p. 705-715. 2012.

REINDL, D.T.; BECKAMN, W.A.; DUFFIE, J.A. Diffuse fraction correlations. Solar Energy. v. 45, p. 1–7. 1990a apud KALOGIROU, S. A. Solar Energy Engineering Processes and Systems. 2nd ed. Elsevier, 2014. ISBN 139780123972705.

REINDL, D.T.; BECKAMN, W.A.; DUFFIE, J.A. Evaluation of hourly tilted surface radiation models. Solar. Energy. v. 45, p. 9–17. 1990b apud KALOGIROU, S. A. Solar Energy Engineering Processes and Systems. 2nd ed. Elsevier, 2014. ISBN 139780123972705.

REN21 – Renewable Energy Policy Network for the 21st Century. Renewables 2017 Global Status Report. Paris, 2017. ISBN 978-3-9818107-6-9.

ROHSENOW, W.M. A method of correlating heat transfer data for surface boiling of liquids. Trans. ASME. v. 74, p. 969–976. 1952 apud JAFARI, D.; DI MARCO, P.; FILIPPESCHI, S.; FRANCO, A. An experimental investigation on the evaporation and condensation heat transfer of two-phase closed thermosyphons. Experimental Thermal and Fluid Science. v. 88, p. 111-123. 2017a.

ROSA, F. N. Aplicabilidade de coletores solares com tubo evacuado no Brasil. Dissertação de mestrado. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, UFRGS, Porto Alegre, 2012.

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

SHIRAISHI, M.; KIKUCHI, K.; YAMANISHI, T. Investigation of heat transfer characteristics of a two-phase closed thermosyphon, *Heat Recovery Systems*. v. 1, 287–297. 1981 apud JAFARI, D.; DI MARCO, P.; FILIPPESCHI, S.; FRANCO, A. An experimental investigation on the evaporation and condensation heat transfer of two-phase closed thermosyphons. *Experimental Thermal and Fluid Science*. v. 88, p. 111-123. 2017a.

SIVARAMAN, B.; MOHAN, N. K. Experimental Analysis of Heat Pipe Solar Collector with Different L/di Ratio of Heat Pipe. *Journal of Scientific & Industrial Research*. v. 64, p. 698-701. 2005.

SANTOS, P. H. D. . K. L. . A. T. A. Analysis of a stainless steel heat pipe based on operation limits. *International Review of Mechanical Engineering*, v. 8, p. 599-608, 2014.

SAHGBARD, H.; XIAO, B.; FAGHRI, A.; GUPTA, R.; WEISSMAN, W. Thermal characteristics of a closed thermosyphon under various filling conditions. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. v. 70, p. 91-102. 2014.

TIBA, C.; FRAIDENRAICH, N.; MOSZKOWICZ, M.; CAVALCANTI, E.S.C.; LYRA, F. J. M.; NOGUEIRA, A. M. B.; GROSSI, H. G. Atlas Solarimétrico do Brasil. Recife, Pernambuco: Editora Universitária - UFPE, 2000.

UNFCCC – United Nations Framework Convention on Climate Change. Report of the Conference of the Parties on its twenty-first session, held in Paris from 30 November to 13 December 2015. Addendum - Part two: Action taken by the Conference of the Parties at its

twenty-first session Disponível em: <<http://unfccc.int/documentation/decisions/items/3597.php?dec=j&such=j&cp=/CP#beg>>. Acesso em 18 de Julho de 2016.

VILLALVA, M. G.; GAZOLI, J. R. Energia Solar fotovoltaica: conceitos e aplicações. 2. ed. São Paulo: Érica. 2012.

WANG, N.; ZENG, S.; ZHOU, M.; WANG, S. Numerical study of flat plate solar collector with novel heat Collecting components. International Communications in Heat and Mass Transfer. v. 69, p. 18-22. 2015.

WEI, L.; YUAN, D.; TANG, D.; WU, B. A study on a flat-plate type of solar heat collector with an integrated heat pipe. Solar Energy. v. 97, p. 19-25. 2013.

ZANARDI, M. A., LEITE, N. G. C. Theoretical modeling of a two-phased thermosyphon assuming the liquid reservoir. Engenharia Térmica (Thermal Engineering). v. 6, n.1, p. 74-88. 2007

ZOHURI, B. Heat pipe design and technology – modern applications for practical thermal management. 2nd ed. Albuquerque: Springer, 2016.