

MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO
UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

AVALIAÇÃO NUMÉRICA E EXPERIMENTAL DA CONVECÇÃO NATURAL
EM COLETOR SOLAR DE TUBOS EVACUADOS

por

Tiago Francisco Manea

Tese para Obtenção do Título de
Doutor em Engenharia

Porto Alegre, Setembro de 2016.

AVALIAÇÃO NUMÉRICA E EXPERIMENTAL DA CONVECÇÃO NATURAL
EM COLETOR SOLAR DE TUBOS EVACUADOS

por

Tiago Francisco Manea
Mestre em Engenharia Mecânica

Tese submetida ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, da Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, como parte dos requisitos necessários para a obtenção do Título de

Doutor em Engenharia

Área de Concentração: Energia

Orientador: Prof. Dr. Arno Krenzinger

Co-orientadora: Prof. Dr^a. Rejane de Césaró Oliveski

Aprovada por:

Prof. Dr. Samuel Luna de Abreu: IFSC

Prof. Dr. Mario Henrique Macagnan: PPG em Eng. Mecânica / UNISINOS

Prof. Dr.: Luiz Alberto Oliveira Rocha: PROMEC / UFRGS

Prof. Dr. Jakson Manfredini Vassoler
Coordenador do PROMEC

Porto Alegre, 21 de Setembro de 2016

AGRADECIMENTOS

À toda minha família.

Ao Prof. Dr. Arno Krenzinger e à Prof. Dr^a. Rejane de César Oliveski pela orientação e pelo conhecimento transmitido.

Aos colegas de laboratório pela amizade e colaboração.

À minha esposa Ariane pelo amor incondicional.

Aos meus pais Sérgio e Lúcia pelo amor e educação.

Às minhas irmãs Simone, Ângela, Valéria e Juliana pelo apoio.

Ao Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico (CNPq) pelo auxílio financeiro.

À Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior (CAPES) pela bolsa de estudos.

Ao programa de Pós Graduação de Engenharia Mecânica (PROMEC).

À empresa Ecocomfort pela doação do coletor.

A todos que de alguma forma contribuíram para elaboração deste trabalho.

RESUMO

O coletor solar de tubos evacuados une uma alta absorvidade de radiação solar a um ótimo grau de isolamento térmico. Estas características, aliadas a um custo relativamente baixo, fazem deste tipo de coletor o mais utilizado no mundo. Por isso, diversos tipos de abordagens estão sendo adotadas para descrever seu comportamento térmico. Nesta linha, este trabalho foi desenvolvido através de abordagem experimental e teórica, sendo a última subdividida em numérica por CFD e analítica. A abordagem experimental contou com a construção de uma bancada para medida de temperatura e radiação, em um coletor de 24 tubos evacuados acoplados em um reservatório de 178 L. A abordagem por CFD utilizou um modelo tridimensional transiente. Com o modelo numérico validado, utilizando resultados experimentais, simularam-se diferentes condições de operação, em termos de ângulo de inclinação, fluxo de calor sobre o coletor, tamanho do reservatório e temperatura de entrada da água. Em relação à abordagem analítica, esta é dividida em: modelo de irradiância, modelo do tubo e modelo do reservatório. O modelo de irradiância determina a distribuição da radiação solar ao longo da circunferência do tubo. Parte desta radiação é absorvida pelo coletor e transferida para água. Esta quantidade é determinada com o modelo do tubo, que é baseado no método de resistências térmicas. O modelo do reservatório descreve o comportamento térmico da água em seu interior, tanto em aquecimento quanto em resfriamento, analisando a interação energética com o coletor e com o meio externo. O desenvolvimento do modelo do tubo passa pela avaliação da vazão mássica entre o tubo e o reservatório, além disso, o coeficiente de transferência de calor por convecção no interior do tubo deve ser determinado. Tais variáveis são determinadas a partir de uma correlação para o número de Reynolds, a qual foi obtida com resultados da avaliação por CFD e é função dos números de Nusselt, Grashof e Prandtl. A correlação proposta apresentou bom ajuste com os resultados numéricos. Com a bancada de ensaio experimental foram feitas medidas de temperatura da água no reservatório ao longo de alguns dias. Para as mesmas condições do experimento, a temperatura média da água no reservatório foi estimada com resultados da integração dos modelos de irradiância, do tubo e do reservatório. A diferença entre os resultados experimental e teórico foi de 4,8% para a energia acumulada.

Palavras-chave: Energia Solar; Tubo Evacuado; Convecção Natural; Correlação; Irradiância.

ABSTRACT

The evacuated tube solar collector combines high solar radiation absorptivity to a great thermal insulation degree. These characteristics, combined with a relatively low cost, make this type of collector the most used in the world. Therefore, various types of approaches are being adopted to describe its thermal behavior. In this way, this work was developed through experimental and theoretical approaches, the latter being subdivided into numeric, by CFD, and analytical analysis. For the experimental approach a test bench was built. The tests was carried on a solar collector with 24 evacuated tubes coupled to a 178 L tank, measuring temperature and solar radiation. The CFD approach used a transient three-dimensional model. After the numerical model validation using experimental data, simulations was carried over different operating conditions in terms of angle, heat flux on the collector, tank size and water inlet temperature. The analytical approach is divided into: irradiance model, tube model and tank model. The irradiance model determines the irradiance distribution of solar radiation along the circumference of the tube. Part of this radiation is absorbed by the collector and transferred to water, this amount is determined with the tube model, using the thermal resistance method. The tank model describes the thermal behavior of inside water, both in heating and in cooling, analyzing energy interaction with the collector and the external environment. The development of the tube model involves the assessment of the mass flow rate between the tube and the tank, furthermore the convection heat transfer coefficient inside the tube must be determined. These variables are determined from a correlation for the Reynolds number, which was obtained with evaluation results by CFD. Proposed Reynolds number is a function of the Nusselt, Prandtl and Grashof numbers. The correlation presented a good agreement with the numerical results. Using the experimental test bench the water temperature was measured into the tank over a few days. For the same experiment conditions, the average temperature of the water into the tank was estimated by results of integration of irradiance, tube and tank models. The difference between the experimental and theoretical results was 4.8% for the accumulated energy.

Keywords: Solar Energy; Evacuated Tube; Natural Convection; Correlation; Irradiance.

ÍNDICE

1	INTRODUÇÃO.....	1
1.1	Objetivos	3
2	SISTEMAS DE AQUECIMENTO DE LÍQUIDOS POR ENERGIA SOLAR	4
2.1	Sistemas Passivos.....	4
2.2	Sistemas Ativos.....	5
2.3	Reservatório Térmico.....	5
2.4	Energia Auxiliar	5
2.5	Coletor Solar Plano	6
2.6	Eficiência do Coletor Solar	7
2.7	Determinação da Eficiência em Regime Permanente	8
2.8	Aplicações de Coletores Solares	9
3	COLETOR SOLAR DE TUBOS EVACUADOS.....	11
3.1	Construção do Tubo	11
3.2	Formas de Extração de Calor	13
3.2.1	Tubo de Calor.....	14
3.2.2	Tubo em U	14
3.2.3	Transferência Direta.....	15
4	DISTRIBUIÇÃO DA IRRADIÂNCIA SOBRE O TUBO.....	18
4.1	Irradiância Direta	19
4.1.1	Transmitância do Vidro para Radiação Direta.....	23
4.2	Irradiância Difusa Superior	25
4.2.1	Transmitância do Vidro para Radiação Difusa	26
4.3	Irradiância Difusa Posterior	26
4.4	Irradiância Absorvida.....	27
4.5	Comparação com a Literatura	28
4.6	Perfis de Irradiância	29

5	CONVECÇÃO NATURAL.....	30
5.1	Correlação Analítica para Sistemas em Termossifão.....	31
5.2	Convecção Natural em Tubos	34
6	METODOLOGIA EXPERIMENTAL.....	37
6.1	Determinação da Vazão Mássica	37
6.2	Montagem do Experimento.....	38
6.3	Perdas Térmicas do Reservatório.....	42
6.4	Sensores de Temperatura	42
6.5	Análise de Incertezas.....	44
7	METODOLOGIA NUMÉRICA.....	45
7.1	Domínio Computacional	45
7.2	Modelagem Matemática.....	46
7.2.1	Condições de Contorno	47
7.3	Metodologia de Solução.....	48
7.3.1	Discretização do Domínio.....	49
7.4	Avaliação Paramétrica	52
7.4.1	Avaliação da Irradiância	52
7.4.2	Avaliação da Inclinação do Coletor	53
7.4.3	Avaliação do Tamanho do Reservatório	53
7.4.4	Avaliação da Temperatura da Água.....	53
8	RESULTADOS.....	55
8.1	Validação do Modelo Numérico	55
8.1.1	Independência de Malha	55
8.1.2	Comparação Numérico-experimental	56
8.2	Resultados das Simulações	59
8.2.1	Análise do Período Transiente	59
8.2.2	Comportamento Fluidodinâmico	61
8.2.3	Escoamento Secundário	64
8.2.4	Perfis de Velocidade na Abertura do Tubo	64

8.2.5 Estratificação Térmica no Reservatório	65
8.3 Avaliação Paramétrica	66
8.3.1 Análise da Irradiância	68
8.3.2 Análise do Tamanho do Reservatório	68
8.3.3 Correlação Adimensional.....	70
9 MODELO MATEMÁTICO DO COLETOR DE TUBOS EVACUADOS.....	72
9.1 Modelo Térmico do Tubo	72
9.2 Modelo Térmico do Reservatório	75
9.2.1 Modelo Simplificado.....	75
9.2.2 Método dos Múltiplos Nós.....	76
9.3 Modelo do Coletor	79
9.3.1 Validação Experimental do Modelo do Coletor.....	81
10 CONCLUSÕES.....	83
10.1 Sugestões para Trabalhos Futuros.....	85
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	87
BIBLIOGRAFIA CONSULTADA.....	89

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1	Distribuição da capacidade total instalada em operação por tipo de coletor em 2010 e 2013. Fonte: Adaptado de IEA, 2012 e 2015.	1
Figura 1.2	Coletor solar de tubos evacuados: (a) Tubo evacuado. (b) Processo de convecção natural no coletor acoplado com transferência direta. Fonte: adaptado de Morrison, et al., 2004.....	2
Figura 2.1	Sistema passivo de aquecimento de água.....	4
Figura 2.2	Disposições da fonte auxiliar de energia em sistemas passivos diretos: (a) Interno; (b) Em série; (c) Em paralelo. Fonte: Lafay, 2005.	6
Figura 2.3	Tipos de coletores solares planos: (a) com cobertura. Fonte: modificado de (solares-online.com.br). (b) sem cobertura. Fonte: aquecimentocomcoletorsolar.com.br.	7
Figura 2.4	Faixas de aplicação de coletores solares em função da diferença de temperatura de operação e ambiente. Fonte: modificado de www.solarserver.de.	9
Figura 3.1	Modelos de coletores de tubos de vidro evacuado.	11
Figura 3.2	Desenho esquemático de um tubo a vácuo. Fonte: Zhiqiang, 2005.	12
Figura 3.3	Refletância (R) de uma superfície seletiva de Al-N/Al, poder emissivo espectral da radiação solar e de um corpo negro a 100 °C em função do comprimento de onda. Fonte: Zhiqiang, 2005.	13
Figura 3.4	Camadas seletivas: (a) Camada de Al-N/SS/Cu; (b) Camada de Al-N/Al. Fonte: adaptado de (www.apricus.com).	13
Figura 3.5	Configuração tubo de calor: (a) Funcionamento do tubo de calor. (b) Coletor de tubos evacuados configuração <i>heat pipe</i> . Fonte: (www.apricus.com)	14
Figura 3.6	Configuração tubo em “U” (a) Montagem do tubo em “U” dentro do tubo evacuado. Fonte: www.cnbg-solar.com. (b) Coletor de tubo evacuado com tubo em “U”. Fonte: modificado de Morrison, et al., 2004.	15
Figura 3.7	Extração de calor do tipo transferência direta. Fonte: Morrison, et al., 2004.	16
Figura 3.8	Coletores de tubo evacuado com transferência direta: (a) Coletor de passagem; (b) Coletor acoplado.	16
Figura 4.1	Distribuição do fluxo de radiação em um tubo: (a) Coordenadas cartesianas; (b) Coordenadas polares. Fonte: Cabanilhas, et al., 1995.	18
Figura 4.2	Componentes da radiação incidente em um tubo evacuado intermediário.	19

Figura 4.3	Sistema de coordenadas utilizado para determinar a direção da radiação direta.	20
Figura 4.4	Radiação direta em um plano tangente ao tubo externo.....	22
Figura 4.5	Ângulos de incidência e de refração em meios de diferentes índices de refração.....	23
Figura 4.6	Radiação transmitida por um material bifacial não absorvivo.....	24
Figura 4.7	Irradiância difusa superior.....	26
Figura 4.8	Irradiância difusa posterior.....	27
Figura 4.9	Irradiância circunferencial sobre um tubo não sombreado.	28
Figura 4.10	Irradiância circunferencial transmitida para: (a) 9h, (b) 10h, (c) 11h e (d) 12h..	29
Figura 5.1	Circuitos termossifão: (a) fechado e (b) aberto.....	30
Figura 6.1	Troca de calor e massa entre tubo e reservatório.	37
Figura 6.2	Coletor solar de tubos evacuados utilizado para os ensaios: (a) fotografia do coletor instalado; (b) desenho esquemático da bancada de ensaio.....	39
Figura 6.3	Dimensões do tubo evacuado disponível para os ensaios.....	39
Figura 6.4	Distribuição dos sensores no interior do reservatório.	40
Figura 6.5	Distribuição dos sensores no tubo evacuado: (a) haste plástica instalada no centro do tubo; (b) sensores de temperatura instalados nesta haste.	41
Figura 6.6	Esquema de um termopar tipo T.	43
Figura 6.7	Diferença entre a temperatura medida pelos termopares e o sensor de referência, após a calibração.....	43
Figura 7.1	Geometria considerada para as análises.	46
Figura 7.2	Condições de contorno: (a) para o reservatório e a extremidade fechada do tubo; (b) para o tubo.	48
Figura 7.3	Malha tetraédrica no plano central do tubo.....	50
Figura 7.4	Malha hexaédrica: (a) no plano de corte central ao tubo; (b) na conexão tubo-reservatório, no mesmo plano; (c) em uma seção de corte transversal ao tubo.	51
Figura 8.1	Vazão mássica entre tubo e reservatório em função do tempo para malha com 900 mil volumes e com 1,9 milhões de volumes.....	56
Figura 8.2	Temperatura da água na seção de abertura do tubo.	57
Figura 8.3	Temperatura da água no interior do reservatório.	58
Figura 8.4	Vazão mássica em função do tempo para condição G1-I2-45, com temperaturas de 290 K e 335 K.....	60

Figura 8.5	Linhas de corrente para: $D_R = 360$ mm, $I = 455$ W/m ² , $\beta = 45^\circ$ e $T = 290$ K.....	62
Figura 8.6	Linhas de corrente na seção de abertura do tubo.	63
Figura 8.7	Região de recirculação.	63
Figura 8.8	Escoamento secundário para G1-45-290, com irradiância de: (a) I1; (b) I3.....	64
Figura 8.9	Perfil de velocidade na saída do tubo: (a) para inclinação de 45° e irradiância de 800, 500 e 300 W/m ² ; (b) para irradiância de 500W/m ² e inclinação de 45° e 30°	65
Figura 8.10	Estratificação térmica no reservatório com malha tetraédrica, $I = 800$ W/m ² e inclinação de: (a) 30° e (b) 45°	66
Figura 8.11	Vazão mássica em função da temperatura e inclinação, para $D_r = 360$ mm: (a) $I = 305$ W/m ² e (b) $I = 145$ W/m ²	67
Figura 8.12	Vazão mássica em função da temperatura e inclinação, para $D_r = 360$ mm e $I = 455$ W/m ²	68
Figura 8.13	Vazão mássica em função da temperatura, para $D_r = 360$ mm, $\beta = 45^\circ$ e $I = 455$, 305 e 145 W/m ²	69
Figura 8.14	Vazão mássica em função da temperatura para $\beta = 45^\circ$, $I = 305$ W/m ² e $D_r = (360$ mm, 500 mm Tubo Aberto).	69
Figura 8.15	Re_D em função de $5,2\cos 0,0086(\beta)NuDGrDPrD$ para: $D_i/D_r = 44/360$, $44/500$ e zero (Tubo Aberto)	70
Figura 8.16	$Re_{D,Correlação}$ vs. $Re_{D,Numérico}$	71
Figura 9.1	Circuito térmico para o tubo evacuado.	72
Figura 9.2	Desenho esquemático da seção do tubo evacuado e suas componentes da taxa de calor.....	73
Figura 9.3	Reservatório térmico dividido em n camadas.	77
Figura 9.4	Interação energética na camada "i" do reservatório.	78
Figura 9.5	Fluxograma de solução para o modelo do coletor.....	80
Figura 9.6	Temperatura ambiente e radiação total no plano do coletor ao longo de três dias.....	81
Figura 9.7	Comparação entre a temperatura média da água no interior do reservatório obtida experimentalmente e estimada com o modelo, ao longo de três dias de operação.....	82

LISTA DE TABELAS

Tabela 7.1	Valores de fluxo de calor na parte superior e posterior do tubo.....	52
Tabela 7.2	Siglas utilizadas para se referir as condições na seção de abertura do tubo.....	53
Tabela 8.1	Valores médios de vazão mássica, e comparação com o valor obtido através da malha de 1,9 milhões de volumes, para cada caso simulado.....	56
Tabela 8.2	Valores médios, máximos e mínimos da irradiância e temperatura ambiente.....	57
Tabela 9.1	Dados utilizados para aplicação do modelo térmico do coletor.....	82

LISTA DE SIGLAS E ABREVIATURAS

ABNT	Associação Brasileira de Normas Técnicas
ABRAVA	Associação Brasileira de Refrigeração, Ar Condicionado, Ventilação e Aquecimento
CFD	(<i>Computational Fluid Dynamics</i>) Dinâmica dos Fluidos Computacional
GLP	Gás Liquefeito de Petróleo
IEA	(<i>International Energy Agency</i>) Agência internacional de energia
LABSOL	Laboratório de Energia Solar da UFRGS
NBR	Norma Brasileira
UFRGS	Universidade Federal do Rio Grande do Sul

LISTA DE SÍMBOLOS

a	Parâmetro de desempenho do coletor solar	[W/°C.m ²]
A_{ts}	Área da seção do duto de termossifão	[m ²]
A_{ric}	Área interna da parede cilíndrica do reservatório	[m ²]
A_{rec}	Área externa da parede cilíndrica do reservatório	[m ²]
A_{rL}	Área das paredes laterais do reservatório	[m ²]
A_{re}	Área externa do reservatório	[m ²]
A_c	Área do coletor	[m ²]
A_1	Área interna do tubo interno	[m ²]
A_2	Área externa do tubo interno	[m ²]
A_4	Área externa do tubo externo	[m ²]
A_{Li}	Área da camada “i” em contato com as paredes do reservatório	[m ²]
A_{sup_i}	Área superior da camada “i”	[m ²]
A_{inf_i}	Área inferior da camada “i”	[m ²]
b	Parâmetro de desempenho do coletor solar	[W/°C ² .m ²]
B	Distância entre os centros dos tubos	[m]
c	Distância percorrida pelo fluido até concluir um ciclo no circuito termossifão	[m]
c_p	Calor específico a pressão constante	[J/kg.K]
C	Comprimento do tubo	[m]
C_r	Comprimento interno do reservatório	[m]
D	Diâmetro	[m]
D_r	Diâmetro do reservatório	[mm]
D_t	Diâmetro do tubo	[mm]
dm_q	Diferencial de massa de fluido aquecido	[kg]
dm_f	Diferencial de massa de fluido arrefecido	[kg]
d_n	Número do dia do ano no calendário Juliano	[-]
dV	Diferencial de volume	[m ³]

dP	Diferencial de peso	[N]
$d\rho$	Diferencial de massa específica	[kg/m ³]
dT	Diferencial de temperatura	[°C]
dp	Diferencial de pressão	[Pa]
dh	Diferencial de altura	[m]
dq	Diferencial da taxa de transferência calor	[W]
E	Termo de empuxo para conservação da quantidade de movimento	[N/m ³]
F	Força de empuxo	[N]
$F_{dA-c\acute{e}u}$	Fator de forma entre o plano dA e o céu	[-]
F_{dA-P}	Fator de forma entre o plano dA e o plano posterior	[-]
f	Fator de atrito	[-]
G	Irradiância solar total sobre o plano do coletor	[W/m ²]
G_T	Irradiância total transmitida	[W/m ²]
G_b	Irradiância direta	[W/m ²]
G_{ds}	Irradiância difusa superior	[W/m ²]
G_{dP}	Irradiância difusa posterior	[W/m ²]
g	Aceleração da gravidade	[m/s ²]
Gr_D	Número de Grashof referente ao diâmetro	[-]
\bar{h}	Coefficiente de transferência de calor por convecção médio	[W/m ² .K]
h_i	Coefficiente de transferência de calor por convecção interno	[W/m ² .K]
h_e	Coefficiente de transferência de calor por convecção externo	[W/m ² .K]
H	Altura do termossifão	[m]
I	Irradiância	[W/m ²]
I_i	Irradiância incidente no meio 1	[W/m ²]
I_r	Irradiância refletida para o meio 1	[W/m ²]
I_t	Intensidade de radiação transmitida para o meio 2	[W/m ²]
K	Coefficiente de extinção de radiação em um material parcialmente transparente	[-]
k	Condutividade térmica	[W/m.K]
L	Espessura	[m]

L_{st}	Longitude da hora padrão	[°]
L_{loc}	Longitude do local do coletor	[°]
M	Massa de água no reservatório	[kg]
m_i	Massa de água na camada “i”	[kg]
\dot{m}	Vazão mássica	[kg/s]
n	Número de tubos do coletor	[-]
n_1	Índice de refração no meio 1	[-]
n_2	Índice de refração no meio 2	[-]
Nu_D	Número de Nusselt referente ao diâmetro	[-]
P_q	Peso do volume de água aquecida	[N]
P_f	Peso do volume de água arrefecida	[N]
Pr	Número de Prandtl	[-]
p	Pressão	[Pa]
\dot{Q}_u	Potência útil convertida pelo coletor	[W]
Q_r	Quantidade de calor fornecida pelo tubo para o reservatório	[kJ]
Q_{ra}	Quantidade de calor acumulada no reservatório	[kJ]
$Q_{r_{loss}}$	Quantidade de calor perdida pelo reservatório	[kJ]
q	Taxa de transferência de calor	[W]
q_u	Taxa de calor útil transferido para água	[W]
q_p	Taxa de calor rejeitado para o ambiente	[W]
q_{pi}	Taxa de calor rejeitado para o ambiente na camada “i”	[W]
q_{sup}	Taxa de calor total na face superior para a camada “i”	[W]
q_{inf}	Taxa de calor total na face inferior para a camada “i”	[W]
R_{CDi}	Resistência térmica de condução no tubo interno	[°C/W]
R_{CDe}	Resistência térmica de condução no tubo externo	[°C/W]
R_{CVi}	Resistência térmica de convecção interna	[°C/W]
R_{CVe}	Resistência térmica de convecção externa	[°C/W]
R_{Ri}	Resistência térmica de radiação interna	[°C/W]
R_{Re}	Resistência térmica de radiação externa	[°C/W]
Re	Número de Reynolds	[-]
Re_D	Número de Reynolds referente ao diâmetro	[-]

r	Refletividade	[-]
r_1	Raio interno do tubo interno	[m]
r_2	Raio externo do tubo interno	[m]
r_3	Raio interno do tubo externo	[m]
r_4	Raio externo do tubo externo	[m]
r_{\perp}	Componente perpendicular da refletividade	[-]
r_{\parallel}	Componente paralela da refletividade	[-]
T	Temperatura	[°C]
T_{amb}	Temperatura ambiente	[°C]
\bar{T}_w	Temperatura média da parede	[°C]
\bar{T}_{∞}	Temperatura média da corrente de fluido	[°C]
\bar{T}_r	Temperatura média da água no interior do reservatório	[°C]
\bar{T}_{amb}	Temperatura ambiente média	[°C]
\bar{T}_{ri}	Temperatura da água no reservatório no início do ensaio de arrefecimento	[°C]
\bar{T}_{rf}	Temperatura da água no reservatório ao final do ensaio de arrefecimento	[°C]
T_m	Temperatura média do fluido no interior do coletor	[°C]
T_{in}	Temperatura medida da água de entrada do tubo	[°C]
T_{jf}	Temperatura da água no reservatório na camada j ao final do ensaio de vazão mássica	[°C]
T_{ji}	Temperatura da água no reservatório na camada j no início do ensaio de vazão mássica	[°C]
T_{out}	Temperatura medida da água de saída do tubo	[°C]
T_0	Temperatura do fluido quando sua massa específica é ρ_0	[°C]
T_1	Temperatura interna do tubo interno	[°C]
T_2	Temperatura externa do tubo interno	[°C]
T_3	Temperatura interna do tubo externo	[°C]
T_4	Temperatura externa do tubo externo	[°C]
$T_{CÉU}$	Temperatura equivalente do céu	[°C]
T_{∞}	Temperatura do ar	[°C]

T_S	Temperatura da água de saída do tubo	[°C]
T_i	Temperatura atribuída à camada “i”	[°C]
TSV	Hora solar verdadeira	[h]
TO	Hora correspondente ao meridiano de longitude padrão	[h]
t_f	Tempo ao final do ensaio	[s]
ΔT	Diferença de temperatura do fluido entre as seções de entrada e saída do coletor	[°C]
ΔT_i	Varição de temperatura da camada “i”	[°C]
Δp_d	Pressão da perda de carga no termosifão	[Pa]
Δt	Intervalo de tempo	[s]
ΔH	Distância entre os nós de duas camadas	[m]
U_r	Coefficiente global de transferência de calor do reservatório	[W/m ² .K]
U_P	Coefficiente global de perdas térmicas do reservatório para o modelo de múltiplos nós	[W/m ² .K]
u	Componente da velocidade na coordenada x	[m/s]
V_r	Volume do reservatório	[m ³]
\dot{V}	Vazão volumétrica	[m ³ /s]
v	Componente da velocidade na coordenada y	[m/s]
v_m	Velocidade média	[m/s]
W_S	Incerteza associada às medidas de temperatura dos sensores	[°C]
W_V	Incerteza associada à medida de tensão do instrumento	[°C]
W_C	Incerteza associada à calibração dos sensores	[°C]
w	Componente da velocidade na coordenada z	[m/s]
α	Absortividade	[-]
ε_2	Emissividade da superfície externa do tubo interno	[-]
ε_4	Emissividade da superfície externa do tubo externo	[-]
β	Ângulo de inclinação do coletor	[°]
β_T	Coefficiente de expansão térmica	[1/K]
θ_t	Ângulo entre a normal de um plano diferencial (dA) no tubo externo e o eixo no centro do tubo	[°]
θ_1	Ângulo de incidência da irradiância no meio 1	[°]
θ_2	Ângulo de incidência da irradiância no meio 2	[°]

θ_{CS}	Ângulo de sombreamento da radiação difusa superior	[°]
θ_{CP}	Ângulo de sombreamento da radiação difusa posterior	[°]
φ	Ângulo entre o norte e o plano do coletor	[°]
λ	Latitude do local	[°]
ω	Ângulo horário	[°]
δ	Declinação solar	[°]
γ	Ângulo entre o vetor normal do plano dA e vetor da radiação direta	[°]
ψ_s	Ângulo entre o plano dA e o céu (considerado como um plano infinito)	[°]
ρ	Massa específica	[kg/m ³]
ρ_q	Massa específica do fluido aquecido	[kg/m ³]
ρ_f	Massa específica do fluido arrefecido	[kg/m ³]
ρ_0	Massa específica do fluido a temperatura T_0	[kg/m ³]
η	Eficiência do coletor solar	[-]
η_0	Fração da radiação solar absorvida pelo coletor	[-]
μ	Viscosidade dinâmica	[Pa.s]
Ω	Constante da correlação de termossifão	[-]
τ	Transmitância	[-]
τ_d	Transmitância para a radiação difusa	[-]
τ_r	Transmitância para um material não absortivo	[-]
τ_{\perp}	Componente perpendicular transmitida	[-]
τ_{\parallel}	Componente paralela transmitida	[-]
τ_{α}	Transmitância considerando a absorção	[-]
$\sigma_{\dot{m}}$	Incerteza associada à estimativa da vazão mássica	[-]
$\sigma_{\Delta T_R}$	Incerteza associada à medida da variação de temperatura da água no reservatório	[-]
$\sigma_{\Delta T_T}$	Incerteza associada à medida da diferença de temperatura da água na abertura do tubo	[-]

1 INTRODUÇÃO

Sistemas para aquecimento de fluido que utilizam energia solar são uma forma limpa e renovável para conversão de energia. A sua aplicação mais comum é aquela voltada para o aquecimento de água para uso doméstico, na qual o sistema é composto basicamente por coletor solar, reservatório térmico, tubulações e, geralmente, uma fonte de energia auxiliar.

Segundo a Associação Brasileira de Refrigeração, Ar Condicionado, Ventilação e Aquecimento (ABRAVA), o aquecimento de água para uso doméstico no Brasil consome anualmente uma importante parcela de energia elétrica gerada no país. Grande parte desta energia poderia ser suprida com energia solar, o que traria enormes vantagens socioeconômicas e ambientais.

Coletores solares planos são amplamente utilizados e já possuem uma tecnologia consolidada. No entanto, o coletor solar de tubos evacuados está participando de forma significativa no cenário mundial da conversão térmica de energia solar. Como pode ser visto na Figura 1.1 (a), em 2010 a utilização destes coletores já compreendia mais da metade da capacidade mundial instalada de coletores solares utilizados para aquecimento a média temperatura, segundo a *International Energy Agency* – (IEA, 2012). Segundo IEA, 2015, a utilização deste tipo de coletor teve um aumento expressivo nos anos subsequentes, chegando a mais 70 % da capacidade instalada em 2013, como mostra a Figura 1.1 (b).

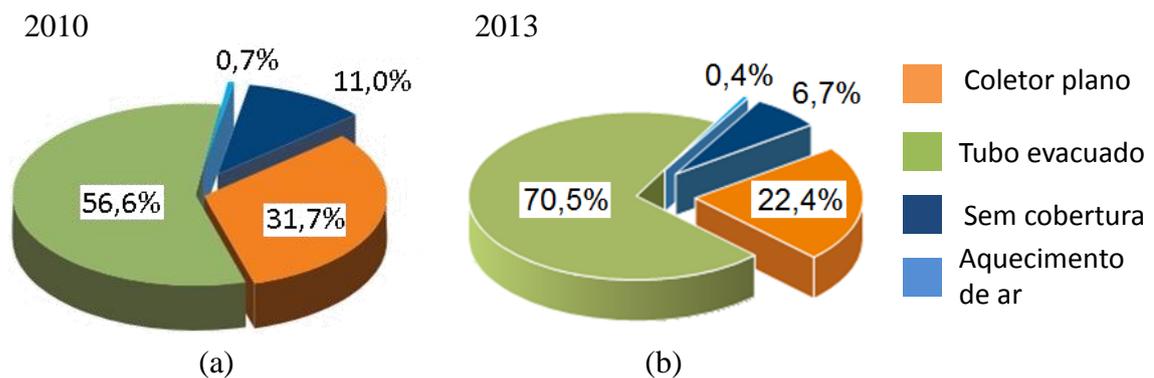


Figura 1.1 – Distribuição da capacidade total instalada em operação por tipo de coletor em 2010 e 2013. Fonte: Adaptado de IEA, 2012 e 2015.

O tubo evacuado, Figura 1.2 (a), é construído segundo o princípio do frasco de Dewar, no qual dois cilindros de vidro concêntricos são unidos nas extremidades e o espaço entre eles é evacuado. Há uma camada com alta capacidade de absorver energia solar depositada na superfície externa do tubo interno. Da energia solar absorvida nesta camada

parte é transferida para o interior do tubo interno e parte é transferida para o ambiente externo. O espaço evacuado entre os tubos diminui de forma significativa a perda de calor para o ambiente. O coletor de tubos evacuados é formado por um conjunto de tubos e pode assumir diferentes configurações.

Entre as várias configurações de sistemas de aquecimento que utilizam tubos evacuados, a configuração “Coletor Acoplado com Transferência Direta” é a mais difundida devido à sua simplicidade de funcionamento e ao seu menor custo em relação às outras configurações. Neste modelo os tubos evacuados são acoplados ao reservatório térmico. O movimento de fluido entre tubo e reservatório se dá pelo processo de convecção natural, como indica o desenho esquemático da Figura 1.2 (b). A irradiância solar aquece a superfície absorvedora do tubo que transfere o calor para o fluido no seu interior. O fluido aquecido, representado pelas setas vermelhas, na parte superior do tubo, ascende ao reservatório no mesmo instante em que há sua reposição descendente pela parte inferior do tubo, conforme indicam as setas azuis.



Figura 1.2 – Coletor solar de tubos evacuados: (a) Tubo evacuado. (b) Processo de convecção natural no coletor acoplado com transferência direta. Fonte: adaptado de Morrison, et al., 2004.

Coletores solares que utilizam vácuo para melhor isolamento térmico já são conhecidos há décadas, mas seu alto custo deixou reservada sua utilização para os casos em que realmente esta tecnologia fosse imprescindível, como para aquecimento a média temperatura (entre 80 °C e 150 °C). Porém, nos últimos anos, o uso destes coletores tem se proliferado, principalmente a partir da participação massiva de países como a China na sua fabricação. Tal fato tornou este tipo de coletor financeiramente competitivo e um modelo de

coletor utilizado apenas para situações específicas, devido seu suposto alto custo, torna a participar das competições do mercado voltado ao aquecimento de água para uso doméstico.

O coletor solar de tubo evacuado é preferido ao coletor convencional por sua operação adequada nos meses de inverno, quando as perdas térmicas praticamente inviabilizam a utilização de um coletor solar com isolamento simples. Porém, mesmo não tendo uma operação muito vantajosa em relação aos coletores planos em climas mais quentes, os coletores de tubos evacuados estão se tornando uma opção atraente devido aos seus preços competitivos.

A significativa penetração de coletores de tubos evacuados no mercado brasileiro justifica a realização de estudos que analisem aspectos técnicos desta tecnologia. Estes estudos podem envolver ensaios experimentais, simulações computacionais ou avaliações analíticas que permitam compreender e descrever o comportamento térmico destes tipos de coletores.

1.1 Objetivos

O objetivo desta tese é avaliar o comportamento térmico e fluidodinâmico da água no coletor solar de tubos evacuados. Para isso, uma série de análises é desenvolvida, utilizando-se de abordagens teóricas e experimentais. Com estas abordagens, os objetivos específicos são:

- Desenvolver uma correlação, em termos de números adimensionais, que descreva a convecção natural em um coletor solar de tubos evacuados;
- Construir e instrumentar uma bancada para ensaios experimentais com um coletor solar de 24 tubos acoplados a um reservatório de 178 L.
- Observar o comportamento fluidodinâmico da água no interior do coletor;
- Descrever um modelo para avaliar a distribuição da radiação solar sobre o tubo;
- Descrever um modelo teórico para determinar o calor útil absorvido pela água;
- Descrever um modelo teórico para avaliar a temperatura da água no interior do reservatório;
- Combinar os modelos citados para desenvolver um modelo teórico do coletor.

2 SISTEMAS DE AQUECIMENTO DE LÍQUIDOS POR ENERGIA SOLAR

Estes sistemas são responsáveis pela conversão da irradiância solar em energia térmica. De forma geral, tais sistemas são constituídos pelos seguintes componentes: coletor solar, reservatório térmico, fonte auxiliar de energia e tubulações.

Pode-se classificar os sistemas de aquecimento de líquidos que utilizam energia solar em sistemas diretos e indiretos. Nos primeiros, o fluido de trabalho é o mesmo utilizado para o consumo. Já nos sistemas indiretos aquece-se um fluido de trabalho que posteriormente troca calor com o fluido de consumo. Dentro destes dois tipos de sistema de aquecimento tem-se a subdivisão entre sistemas ativos e sistemas passivos, descritos nos itens que seguem.

2.1 Sistemas Passivos

Nos sistemas passivos, também chamados de sistema de termossifão, o fluido de trabalho circula naturalmente entre o coletor e o reservatório. Esta circulação natural ocorre devido ao gradiente de temperatura que causa um gradiente de massa específica no circuito hidráulico, como mostra a Figura 2.1. Nesta figura, a cor vermelha representa o fluido com temperatura mais alta.

A utilização de sistemas passivos é mais conveniente em regiões com alta incidência solar. Por não possuírem um equipamento para forçar a circulação do fluido, na maioria dos casos, esta configuração tem um custo relativo mais baixo. Pode-se citar como uma desvantagem o fato de que o reservatório térmico, obrigatoriamente, ter de estar acima do nível do coletor.

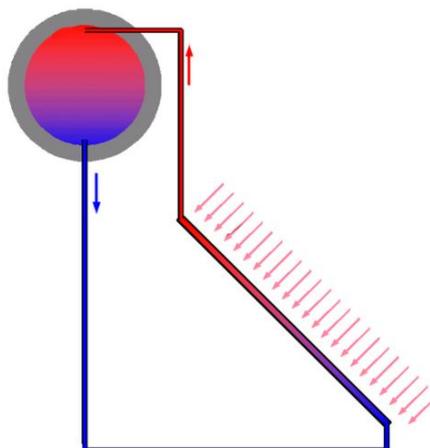


Figura 2.1 – Sistema passivo de aquecimento de água.

2.2 Sistemas Ativos

Nestes sistemas a circulação entre o coletor e o reservatório é forçada utilizando-se, geralmente, uma bomba hidráulica. A aplicação mais comum deste sistema é quando as condições de instalação não permitem a utilização do sistema de termossifão, seja pela alta perda de carga ocasionada por um grande número de coletores, pela impossibilidade da instalação do reservatório acima do coletor, ou ainda em situações que poderiam resultar no congelamento do fluido. Um exemplo comum da utilização deste tipo de sistema é no aquecimento de água para piscina, onde na maioria das vezes o reservatório (a piscina) fica abaixo dos coletores.

2.3 Reservatório Térmico

Armazenar a água aquecida pelo coletor é a função do reservatório térmico. O armazenamento do fluido aquecido deve ser feito sem degradação de material e com baixa perda de calor para o ambiente. Por estes motivos, os reservatórios são construídos, em sua grande maioria, em aço inoxidável ou polímero resistente a altas temperaturas. Para diminuir as perdas térmicas, geralmente, são revestidos com material de baixa condutividade térmica, como poliuretano expandido ou lã de vidro.

Correlações numéricas para o resfriamento do fluido armazenado em reservatórios térmicos cilíndricos, dispostos na horizontal e na vertical, foram desenvolvidas, respectivamente, por Oliveski, et al., 2003, e Savicki, et al., 2011.

Segundo Lafay, 2005, o projeto e seleção do equipamento de armazenamento é um dos aspectos mais negligenciados nos sistemas de energia solar. Além disso, este autor sugere que o correto dimensionamento deste equipamento é fundamental para o funcionamento adequado do sistema de aquecimento.

2.4 Energia Auxiliar

Grande parte dos sistemas de aquecimento, que utilizam energia solar, não é dimensionada para suprir a totalidade da demanda energética. A imprevisibilidade das condições climáticas, em especial da irradiância solar, a flutuação da demanda, entre outros fatores, são os motivos para não dimensionar um sistema de aquecimento totalmente suprido por energia solar. Em função disso, os sistemas são configurados para fornecer a energia total

do consumo dividida em uma parcela de energia térmica vinda do sistema de aquecimento solar e outra suprida por uma fonte auxiliar de energia.

A parcela de energia térmica anual adicionada por um sistema de aquecimento solar, em relação energia total consumida, é denominada Fração Solar (FS). A FS é um importante parâmetro para o dimensionamento de sistemas de aquecimento de água utilizando energia solar.

Duffie e Beckman, 1991, sugerem utilizar uma fração solar de 75%. Por outro lado, Aita, 2006, citou que Shariah e Löff, 1997, recomendam que o valor esteja na faixa de 50% a 80%. Não há consenso quanto a um número fixo para este fator, o certo é que em cada aplicação o valor ótimo é diferente, e depende de inúmeros fatores. Uma avaliação financeira pode ser feita para encontrar a fração solar com melhor retorno de investimento para cada caso.

As fontes de energia auxiliar mais utilizadas são a eletricidade e o gás liquefeito de petróleo (GLP). A Figura 2.2 mostra as formas mais comuns de disposição da energia auxiliar nestes sistemas. Em (a) um aquecedor, geralmente uma resistência elétrica, é inserido dentro do reservatório. Em (b) o aquecedor é posto em série com a saída de água para o consumo, e em (c) o aquecedor é instalado em paralelo com o reservatório.

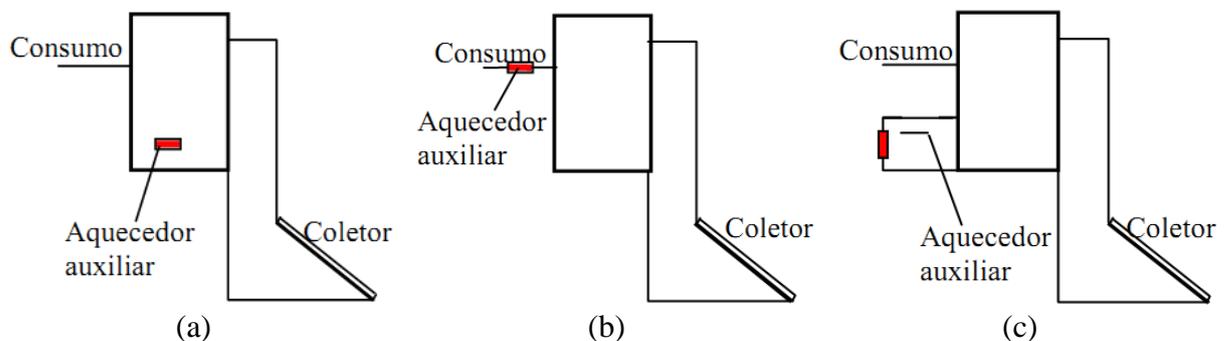


Figura 2.2– Disposições da fonte auxiliar de energia em sistemas passivos diretos: (a) Interno; (b) Em série; (c) Em paralelo. Fonte: Lafay, 2005.

2.5 Coletor Solar Plano

Os coletores solares planos são divididos em dois tipos: com e sem cobertura. Na Figura 2.3 (a) é mostrado um coletor com cobertura. Sua construção típica é uma caixa metálica revestida nas laterais e na parte posterior com material de baixa condutividade térmica. Na parte superior uma cobertura com alta transmitância separa a placa absorvedora (aleta) do meio externo. As aletas são conectadas às tubulações que conduzem o fluido de

trabalho, geralmente, através do processo de soldagem, para garantir uma melhor transferência de calor das aletas para os tubos e, conseqüentemente, para o fluido de trabalho.

Coletores planos sem cobertura, como o representado pela Figura 2.3 (b), tem sua construção semelhante à de coletores com cobertura, porém, não utilizam nenhuma separação entre a placa absorvedora e o ambiente. Em geral coletores sem cobertura são construídos com materiais poliméricos.



Figura 2.3 – Tipos de coletores solares planos: (a) com cobertura. Fonte: modificado de (solares-online.com.br). (b) sem cobertura. Fonte: aquecimentocomcoletorsolar.com.br

2.6 Eficiência do Coletor Solar

A formulação descrita a seguir é baseada na teoria desenvolvida por Hottel, Whillier e Bliss, mencionada e descrita por Duffie e Beckman, 1991. Esta é uma das mais aceitas e aplicáveis a coletores planos com cobertura. Segundo os autores que a mencionam, esta teoria pode ser aplicada a diferentes modelos de coletores, inclusive aos de tubos evacuados.

A eficiência de um coletor é a razão entre a potência útil e a potência solar disponível em sua área, como mostra a Equação (2.1). É denominada potência útil a energia térmica entregue pelo coletor ao fluido de trabalho.

A eficiência de um coletor também pode ser escrita como o percentual de potência solar absorvida (η_0), que computa as propriedades ópticas de transmitância e absortância, menos a potência térmica perdida para o ambiente. Desta forma, a eficiência do coletor é função da diferença entre a temperatura do fluido e a ambiente, como mostra a segunda igualdade da Equação (2.1).

$$\eta = \frac{\dot{Q}_u}{GA_c} = \eta_0 - a \frac{(T_m - T_{amb})}{G} - b \frac{(T_m - T_{amb})^2}{G} \quad (2.1)$$

onde η é a eficiência do coletor solar, \dot{Q}_u a potência útil, A_c a área do coletor exposta à irradiância solar G , η_0 é a fração da radiação solar absorvida pelo coletor, T_m é a temperatura média do fluido no interior do coletor, T_{amb} é a temperatura ambiente, a e b são parâmetros de desempenho característicos de cada coletor.

2.7 Determinação da Eficiência em Regime Permanente

Em um escoamento estacionário através de um coletor solar, a potência útil é determinada pela primeira lei da termodinâmica como descrito na Equação (2.2).

$$\dot{Q}_u = \dot{m}c_p(\Delta T) \quad (2.2)$$

onde $\dot{m} = \rho\dot{V}$ é a vazão mássica, \dot{V} é a vazão volumétrica, ρ a massa específica, c_p o calor específico e ΔT é a diferença de temperatura do fluido entre as seções de entrada e saída do coletor.

A Equação (2.3) é utilizada para estimar a eficiência experimental do coletor solar sob determinada condição de operação.

$$\eta = \frac{\dot{V}\rho c_p(\Delta T)}{GA_c} \quad (2.3)$$

No instante que o coletor está operando em regime permanente, ou seja, em um ponto onde ΔT é estável, e as condições de radiação, vazão mássica, temperatura de entrada e velocidade do vento apresentam poucas variações, é determinada a eficiência para tal condição de operação.

Com a determinação experimental de eficiência sob várias situações de operação, é possível traçar a curva de eficiência do coletor conforme a Equação (2.1), obtendo assim, seus parâmetros de desempenho.

2.8 Aplicações de Coletores Solares

O tipo de coletor solar a ser utilizado em um sistema de aquecimento depende, entre outros fatores, das suas condições de operação. Em especial da faixa de temperatura do fluido que irá aquecer, e da temperatura ambiente na qual estará exposto. A diferença entre estas duas temperaturas causa um fluxo de calor no sentido do coletor para o ambiente, e portanto, diz respeito à suas perdas térmicas.

A Figura 2.4 apresenta a curva de eficiência típica de três tipos de coletores, coletor plano com e sem cobertura e coletor de tubos evacuados. A eficiência é mostrada em função da diferença entre a temperatura do fluido no coletor e a temperatura ambiente, para uma radiação de 1000 W/m^2 incidente sobre a área de abertura do coletor (área transparente). Nesta figura pode-se observar que os coletores planos tem eficiência próxima a do coletor de tubos para faixas onde a diferença de temperatura é pequena. Portanto, para aplicações nesta faixa, coletores planos são preferíveis por terem um preço mais baixo. Porém, para situações onde a diferença de temperatura entre o fluido e o ambiente é maior, coletores de tubos evacuados são mais indicados.

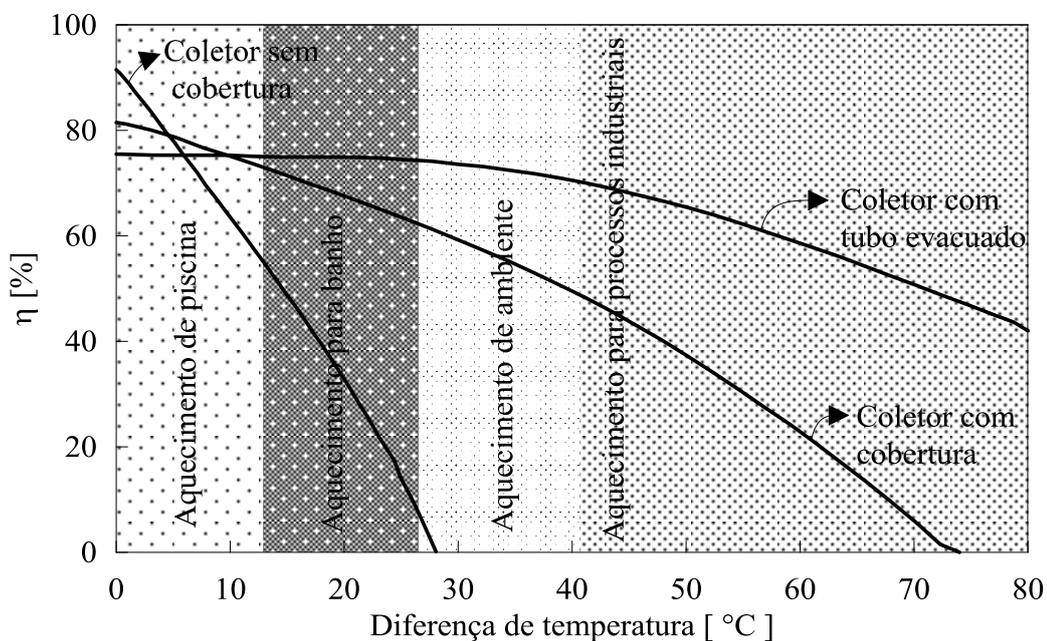


Figura 2.4 – Faixas de aplicação de coletores solares em função da diferença de temperatura de operação e ambiente. Fonte: modificado de www.solarserver.de.

Ainda em relação à Fig. 2.4, analisando-se a curva de eficiência típica de um coletor de tubo evacuado, pode-se concluir também que sua aplicação é interessante mesmo para faixas em que a diferença de temperatura é menor.

Rosa, 2012, analisou a aplicabilidade do coletor solar de tubos evacuados em diversas regiões do Brasil computando a sua energia térmica anual convertida. O autor concluiu que para a Região Sul, em especial para a cidade de Porto Alegre, um coletor de tubos evacuados converte até o dobro de energia solar por área de absorvedor em relação a um coletor plano. Já para Regiões Norte e Nordeste o desempenho de coletores planos e de tubos evacuados é muito próximo.

3 COLETOR SOLAR DE TUBOS EVACUADOS

Coletores solares que utilizam o tubo a vácuo minimizam as perdas de calor por convecção e condução, colocando a superfície absorvedora em um ambiente quase totalmente evacuado de matéria. Nestes coletores a troca de calor por radiação também é minimizada, pelo fato da superfície absorvedora ter baixa emissividade. Estas características põem este tipo de coletor em vantagem aos coletores planos quanto às perdas térmicas. Desta forma, coletores de tubos evacuados tendem a ter melhor desempenho em ambientes menos favoráveis como, por exemplo, em climas mais frios ou em aplicações que exijam temperatura mais alta do fluido de trabalho.

Os coletores deste tipo diferenciam-se por utilizar diferentes formas para a extração do calor de dentro dos tubos evacuados. Algumas das formas mais comuns são: a utilização de tubos de calor, tubo em “U” e por transferência direta. Estas formas de extração bem como a construção do tubo a vácuo estão descritos nas seções a seguir.

3.1 Construção do Tubo

O primeiro coletor solar utilizando tubo de vidro evacuado foi proposto por Speyer, 1965, *apud* Duffie e Beckman, 1991. No seu modelo, mostrado na Figura 3.1, o absorvedor é plano e está envolto por um único tubo de vidro evacuado e selado nos extremos.



Figura 3.1 – Modelos de coletores de tubos de vidro evacuado.

Fonte: Duffie e Beckman, 1991.

Outro modelo de tubo evacuado é construído segundo o princípio do frasco de Dewar, nomeado em homenagem ao seu inventor, o físico escocês James Dewar. Sua construção consiste em dois cilindros concêntricos, unidos nas extremidades e com espaço entre eles evacuado. Este formato é o mesmo utilizado em recipientes domésticos popularmente conhecidos como “garrafas térmicas” utilizados para armazenagem de líquidos aquecidos ou resfriados.

O desenho esquemático da Figura 3.2 mostra as partes componentes de um tubo evacuado do tipo frasco de Dewar, o qual é abordado neste trabalho.

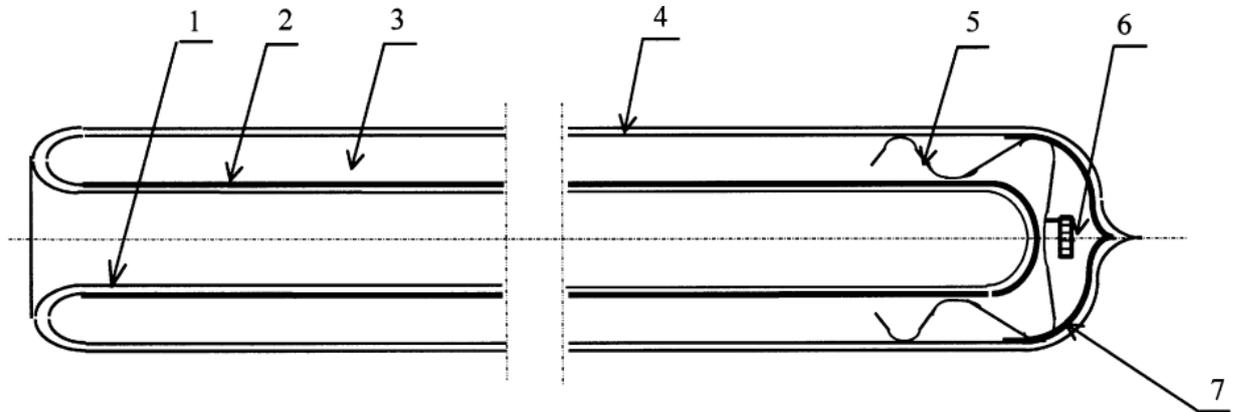


Figura 3.2 – Desenho esquemático de um tubo a vácuo. Fonte: Zhiqiang, 2005.

As numerações descritas nesta figura representam: (1) tubo de vidro interno, (2) superfície seletiva, (3) espaço evacuado, (4) tubo de vidro externo, (5) grampo, (6) capturador e (7) camada capturadora.

O capturador, ou *getter*, é uma pastilha de material reativo que é colocada dentro do sistema de vácuo com o propósito de mantê-lo praticamente sem matéria. Quando as moléculas de gases contidas no espaço evacuado colidem com o material do capturador, elas combinam-se quimicamente ou por absorção com ele. Então, o “*getter*” remove pequenas quantidades de gás do espaço evacuado que causariam condução de calor indesejada.

Nestes modelos de tubos, uma superfície seletiva é depositada na parte externa do tubo de vidro interno. Esta camada é classificada como uma superfície de Absorção/Reflexão por possuir uma alta absorvância no espectro de emissão solar e alta refletância na banda de emissão do infravermelho de baixas temperaturas. A Figura 3.3 mostra a refletância de um dos tipos de superfície seletiva utilizada em tubos evacuados para coletor solar, a qual é constituída por uma camada de nitrato de alumínio sobreposta a uma camada de alumínio (Al-N/Al), como mostra a Figura 3.4(a).

Segundo Zhiqiang, 2005, as superfícies seletivas de Al-N/Al são depositadas no tubo interno utilizando a técnica “*single cathode cylindrical magnetron sputtering*”, a qual envolve um tratamento térmico em vácuo por uma hora a uma temperatura superior a 400 °C durante a evacuação dos tubos. O autor refere-se a esta técnica como o grande passo para a produção em massa destes tubos.

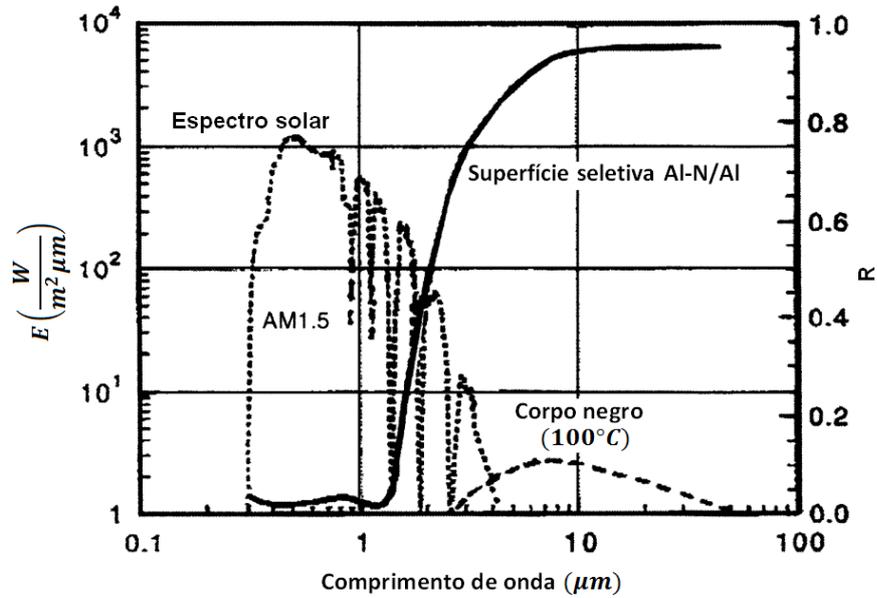


Figura 3.3 – Refletância (R) de uma superfície seletiva de Al-N/Al, poder emissivo espectral da radiação solar e de um corpo negro a $100\text{ }^{\circ}\text{C}$ em função do comprimento de onda.

Fonte: Zhiqiang, 2005.

Também é bastante utilizada na fabricação do tubo evacuado a superfície seletiva que utiliza três camadas: nitrato de alumínio sobre aço inoxidável sobre cobre (Al-N/SS/Cu), mostrada na Figura 3.4(b). Suas propriedades ópticas são um pouco superiores aos da superfície citada anteriormente.



Figura 3.4– Camadas seletivas: (a) Camada de Al-N/SS/Cu; (b) Camada de Al-N/Al. Fonte: adaptado de (www.apricus.com).

3.2 Formas de Extração de Calor

Há diversas formas de transferir a energia térmica absorvida pelo tubo evacuado para o fluido de trabalho. As características das configurações mais comuns estão descritas a seguir.

3.2.1 Tubo de Calor

Neste tipo de coletor um tubo de calor (*heat pipe*) é inserido dentro do tubo evacuado e estes são unidos com um selo entre o vidro e o metal. O dispositivo tubo de calor consiste em um tubo metálico com ambos extremos fechados, cujo interior é preenchido com um fluido que troca de fase, a uma pressão adequada, vaporizando e condensando em uma determinada faixa de temperatura. Ao incidir a radiação solar, como mostra a Figura 3.5(a), o líquido vaporiza, deslocando-se a parte mais elevada do tubo, onde troca calor com a água circulante na calha de coleta, indicada na Figura 3.5(b). Após a troca de calor, o fluido condensa e retorna à parte inferior do tubo de calor.

Coletores planos também podem utilizar tubos de calor juntos à sua placa absorvedora. Abreu, 2003, construiu o protótipo de um coletor plano acoplado que utiliza tubos de calor com água como fluido de trabalho. O autor elaborou modelo matemático para a simulação de seu funcionamento e o validou através de medidas experimentais.

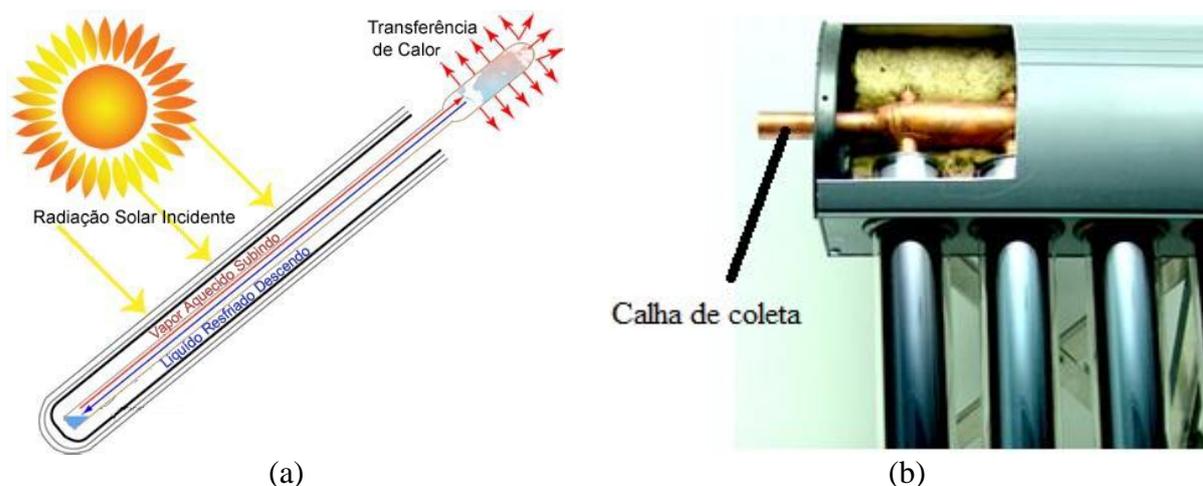


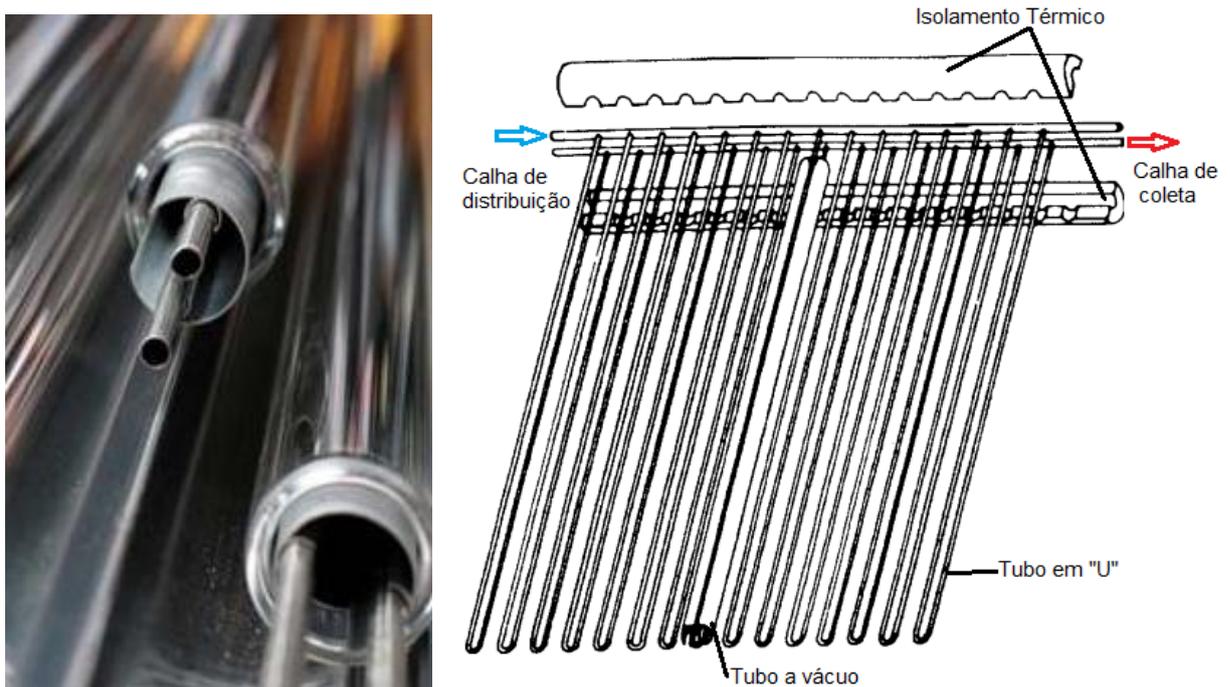
Figura 3.5 – Configuração tubo de calor: (a) Funcionamento do tubo de calor. (b) Coletor de tubos evacuados configuração *heat pipe*. Fonte: (www.apricus.com)

3.2.2 Tubo em U

Nesta configuração de coletor, um tubo de metal em forma de ‘U’, com uma aleta circular, é inserido no interior do tubo a vácuo, como mostra a Figura 3.6 (a). Na Figura 3.6 (b) observa-se o funcionamento deste tipo de coletor, em que uma extremidade do tubo em ‘U’ está conectada à calha de distribuição de água ‘fria’, a qual percorre o tubo até a parte

inferior e retorna aquecida à calha de coleta. Estas calhas são envolvidas por um isolamento térmico.

Este tipo de coletor necessariamente tem de ser utilizado em sistema ativo, ou seja, com circulação forçada por uma bomba hidráulica. Uma vantagem desta configuração é que, por não haver água no tubo a vácuo, a avaria de um único tubo não afeta significativamente o funcionamento do sistema.



(a) (b)
 Figura 3.6 – Configuração tubo em “U” (a) Montagem do tubo em “U” dentro do tubo evacuado. Fonte: www.cnbg-solar.com. (b) Coletor de tubo evacuado com tubo em “U”.

Fonte: modificado de Morrison, et al., 2004.

3.2.3 Transferência Direta

Nesta configuração a transferência de calor do tubo evacuado é feita diretamente para o fluido em contato com sua superfície, sem intermédio de outro material. Ao aquecer o fluido ascende ao reservatório pela parte superior do tubo, enquanto acontece a reposição desta massa pela parte inferior do tubo, como ilustra a Figura 3.7.

A configuração de transferência direta (*water-in-glass*) é a mais utilizada devido a sua simplicidade e seu baixo custo de fabricação, Morrison, et al., 2004.

Há dois tipos de coletores de tubos evacuados que utilizam transferência direta: coletor de passagem e coletor acoplado, mostrados respectivamente nas Figura 3.8(a-b). O coletor de passagem possui um “cabeçote”, ou distribuidor, que conecta todos os tubos para distribuir o fluido “frio” e coletá-lo aquecido. Este distribuidor possui um volume interno próximo ao volume interno de um tubo evacuado. Assim, ele não armazena o fluido aquecido, mas sim o conduz para um reservatório.

Já na segunda configuração, os tubos são acoplados diretamente ao reservatório de água quente, o qual possui um volume interno muito maior que o “cabeçote” do coletor de passagem.

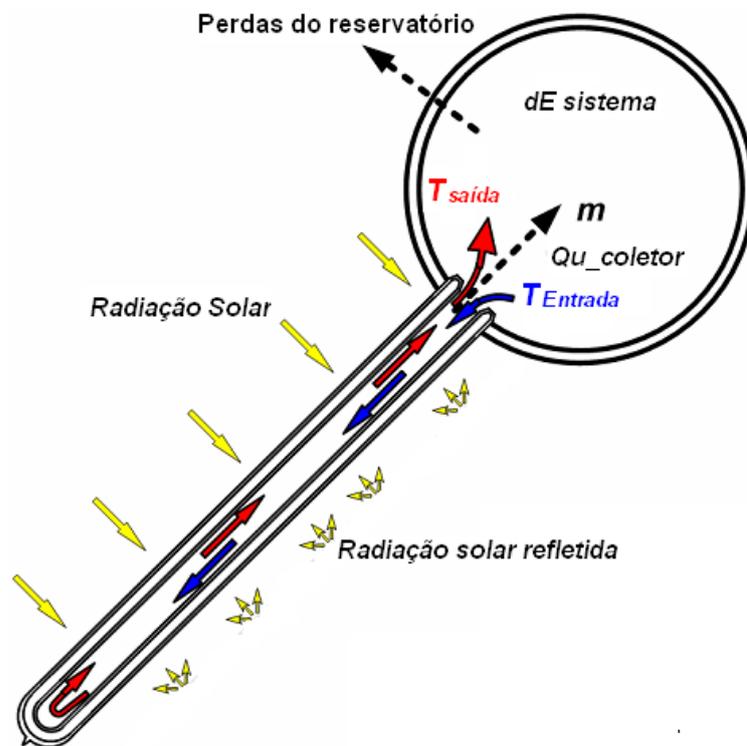


Figura 3.7 – Extração de calor do tipo transferência direta. Fonte: Morrison, et al., 2004.



(a)



(b)

Figura 3.8 – Coletores de tubo evacuado com transferência direta: (a) Coletor de passagem; (b) Coletor acoplado.

Window, 1983 e Yin, 1984, 1985, mostraram que coletores de tubos evacuados que utilizam transferência direta tem menor resistência térmica entre o absorvedor e o líquido em comparação com as outras configurações, o que indica uma melhor transferência de calor da superfície absorvedora para o fluido de trabalho.

Embora haja várias configurações de coletores de tubos evacuados, o tipo que foi adotado para a produção em massa foram os de transferência direta. Este sistema representa cerca de 85 % dos sistemas de aquecimento de água na China, do total de uma capacidade instalada de 289,52 MW, segundo IEA, 2015.

4 DISTRIBUIÇÃO DA IRRADIÂNCIA SOBRE O TUBO

Modelos teóricos para prever o desempenho térmico de coletores de tubos evacuados passam pela avaliação da irradiância disponível em sua superfície. Porém, a geometria cilíndrica da área de incidência da radiação dificulta tal avaliação, já que os equipamentos medidores de radiação, em geral, a medem apenas em um plano.

Este trabalho traz um modelo analítico que avalia a distribuição da irradiância solar ao redor de um único tubo evacuado centralizado entre outros dois. Tal modelo toma como condição inicial o conhecimento da radiação solar direta, da radiação solar difusa no plano superior do coletor, e da difusa no plano posterior do coletor. A partir destas condições iniciais o modelo determina a distribuição da irradiância transmitida pelo tubo externo, considerando o sombreamento dos tubos adjacentes, e a transmitância direcional do vidro. Com a integração deste perfil ao longo da circunferência do tubo é possível determinar a quantidade de irradiância transmitida pelo tubo evacuado. Por fim, a parcela de irradiância absorvida pelo tubo interno é determinada conhecendo-se a absorvidade de sua superfície.

Cabanilhas, et al., 1995, desenvolveram um equipamento para medir a intensidade de radiação solar no interior de um tubo utilizando um fotodiodo. Eles posicionaram o tubo acima de um refletor de alumínio, e com o sol a pino, estimaram a distribuição do fluxo de radiação ao longo da sua circunferência, conforme mostra a Figura 4.1 (a-b). Os autores observaram que a parte inferior do tubo recebe um fluxo de radiação de quase 50% da máxima, que ocorre no topo.

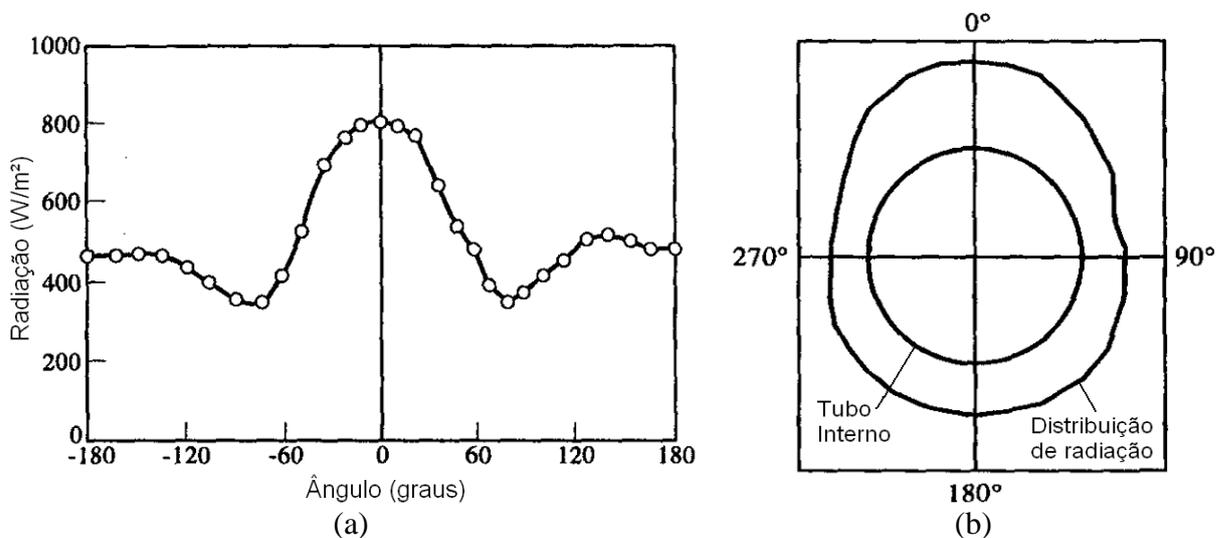


Figura 4.1 – Distribuição do fluxo de radiação em um tubo: (a) Coordenadas cartesianas; (b) Coordenadas polares. Fonte: Cabanilhas, et al., 1995.

A distribuição de irradiância solar sobre um cilindro intermediário posicionado acima de uma superfície difusa pode ser dividida em três componentes: irradiância solar direta, irradiância solar difusa na face superior e irradiância difusa na face posterior, como mostra a Figura 4.2. A irradiância solar transmitida em um plano diferencial qualquer do tubo externo é a soma destas componentes naquele ponto, conforme Equação (4.1).

$$G_T(\theta_t) = G_b(\theta_t) + G_{ds}(\theta_t) + G_{dp}(\theta_t) \quad (4.1)$$

onde G_T é a irradiância total transmitida, G_b é irradiância direta, G_{ds} a irradiância difusa superior, G_{dp} a irradiância difusa posterior e θ_t o ângulo formado entre a normal de um plano diferencial (dA) no tubo externo e o eixo no centro do tubo, conforme Figura 4.2.

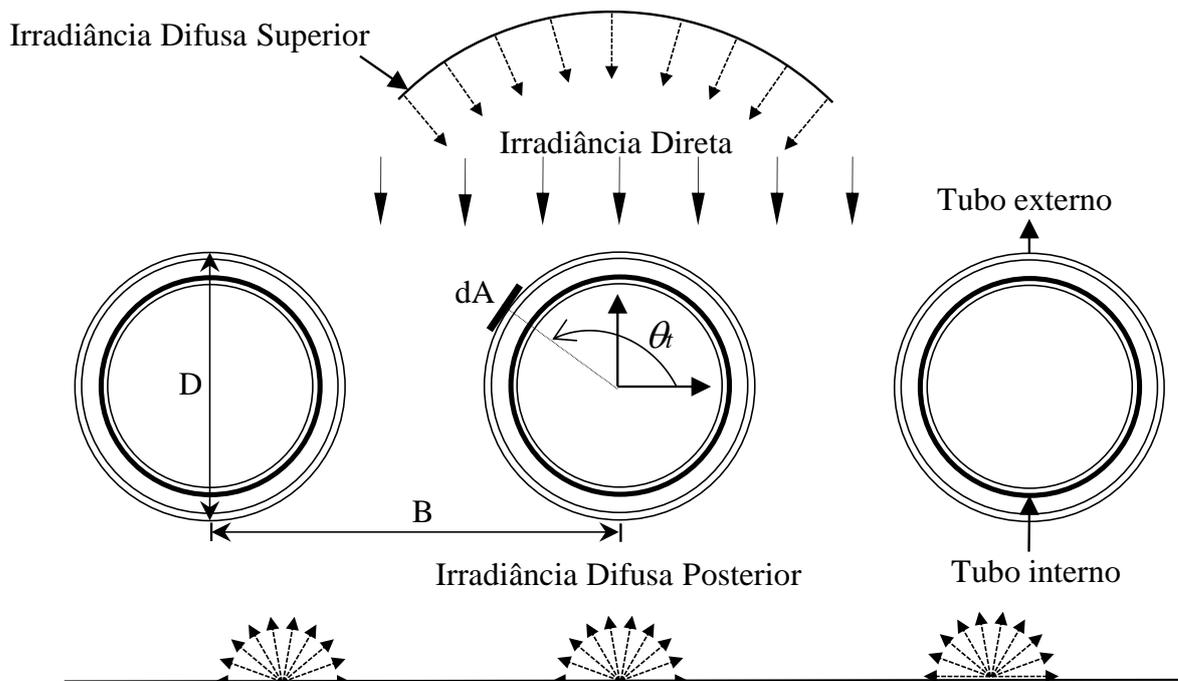


Figura 4.2 – Componentes da radiação incidente em um tubo evacuado intermediário.

4.1 Irradiância Direta

Para determinar a irradiância direta no plano do coletor solar, inclinado sob um ângulo β , será utilizado o sistema de coordenadas apresentado na

Figura 4.3. Neste sistema de coordenadas a componente (x) é a direção perpendicular ao plano horizontal, a (y) aponta para o leste e a (z) para o norte geográfico. Já as componentes (x',y',z') são as coordenadas referentes ao plano inclinado com um desvio de φ

em relação ao norte. A componente x' é perpendicular ao plano do coletor. Este sistema de coordenadas foi proposto inicialmente por Rabl, et al., (1981), e utilizado por Tang, et al., (2009) para determinar ângulos ótimos de inclinação do coletor de tubos evacuados para diversas cidades chinesas.

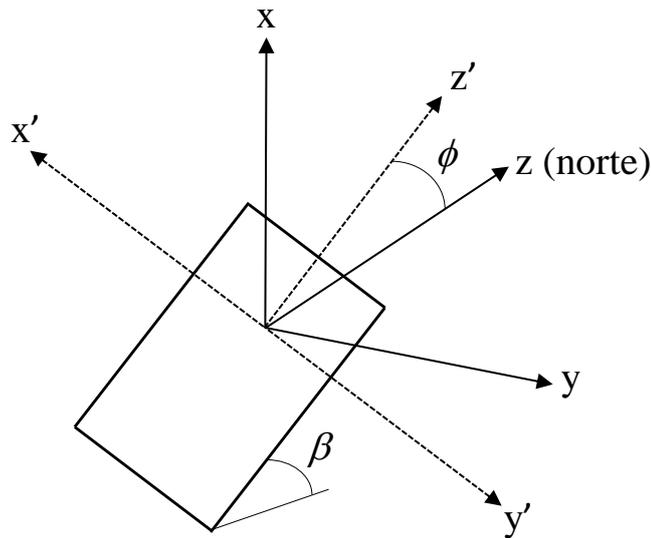


Figura 4.3 – Sistema de coordenadas utilizado para determinar a direção da radiação direta.

O vetor (n) dado pela Equação (4.2), representa o vetor unitário entre a posição do Sol e um ponto na Terra onde está localizado o coletor. Suas componentes i , j e k , representam a projeção do vetor nas coordenadas x , y e z , respectivamente. Estas componentes definidas nas Equações (4.3) a (4.5), dependem fundamentalmente da posição do ponto na Terra e do instante analisado. Este vetor será utilizado para determinar a direção da radiação direta sobre o coletor.

$$n = (i, j, k) \quad (4.2)$$

$$i = \cos \delta \cos \lambda \cos \omega + \sin \delta \sin \lambda \quad (4.3)$$

$$j = -\cos \delta \sin \omega \quad (4.4)$$

$$k = -\cos \delta \sin \lambda \cos \omega + \sin \delta \cos \lambda \quad (4.5)$$

onde λ é a latitude do local, ω é o ângulo horário e δ é a declinação solar.

A declinação solar, estimada com a Equação (4.6), é o ângulo formado entre o plano equatorial e a linha que une os centros da Terra e do Sol.

$$\delta = 23,45 \sin \left[\frac{360}{365} (d_n + 284) \right] \quad (4.6)$$

onde d_n é o número do dia do ano no calendário, variando de 1 (1° de Janeiro) até 365 (31 de Dezembro).

O ângulo horário é aquele formado entre o meridiano do ponto de referência e o meridiano correspondente à posição do Sol. Tem valor zero ao meio-dia solar e varia 15° a cada hora. Este ângulo é estimado utilizando-se a Equação (4.7).

$$\omega = 15(TSV - 12) \quad (4.7)$$

onde TSV é a hora solar verdadeira (de 0 a 24) que pode ser calculada com a Equação (4.8).

$$TSV = TO + 4(L_{st} - L_{loc}) + E_t \quad (4.8)$$

onde TO é a hora correspondente ao meridiano de longitude da hora padrão L_{st} , L_{loc} é a longitude do local do coletor e E_t é a equação do tempo, expressa na Equação (4.9).

A equação do tempo é um termo utilizado para corrigir a hora solar verdadeira o qual considera a perturbação na taxa de rotação da Terra, a qual afeta o tempo que o sol cruza o meridiano do observador.

$$E_t = 229,18(0,000075 + 0,001868 \cos \Gamma - 0,032077 \sin \Gamma - 0,014615 \cos 2\Gamma - 0,04089 \sin 2\Gamma) \quad (4.9)$$

onde Γ é chamado ângulo do dia, determinado com a Equação (4.10), varia de zero (primeiro de Janeiro a 2π (31 de dezembro)).

$$\Gamma = 2\pi(d_n - 1)/365 \quad (4.10)$$

As componentes do vetor Terra-Sol nas coordenadas do plano inclinado (n') é dado pela Equação (4.11). Ele pode ser obtido através de uma translação de coordenadas, como segue nas Equações (4.12) - (4.14).

$$n' = (i', j', k') \quad (4.11)$$

$$i' = i \cos \beta - (j \sin \varphi + k \cos \varphi) \sin \beta \quad (4.12)$$

$$j' = j \cos \varphi - k \sin \varphi \quad (4.13)$$

$$k' = i \sin \beta + (j \sin \varphi + k \cos \varphi) \cos \beta \quad (4.14)$$

onde i', j', k' são as componentes do vetor n' .

Após determinar a direção da radiação direta no plano do coletor, ela será analisada ao longo da circunferência do tubo externo. Para isso, considera-se o sistema de coordenadas polares definido na Figura 4.4, onde (θ_t) é o ângulo formado entre o eixo horizontal e um plano tangente ao tubo externo, como mostra a figura. O ângulo (γ) é aquele formado entre o vetor normal ao plano e o vetor da radiação direta, dado pela Equação (4.15).

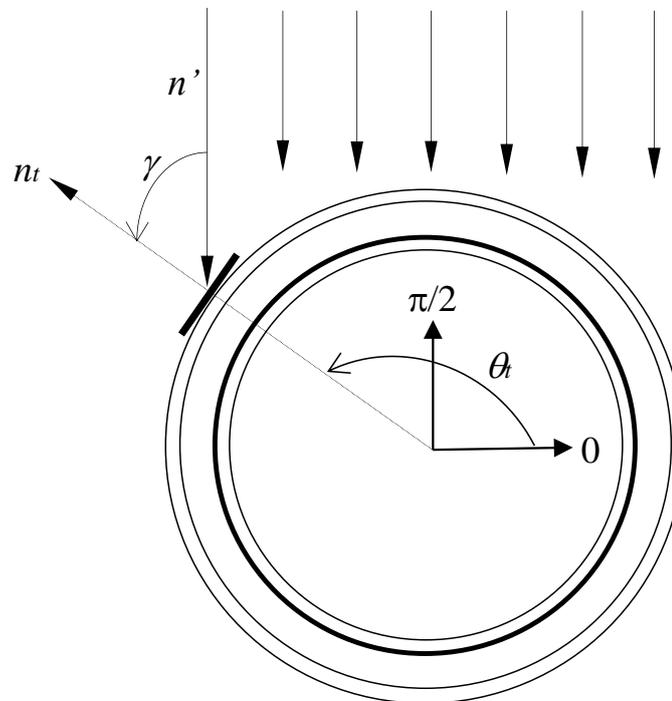


Figura 4.4 – Radiação direta em um plano tangente ao tubo externo.

$$\gamma(\theta_t) = \pi - \cos^{-1}(n'n_t) = \pi - \cos^{-1}(i' \sin \theta_t + j' \cos \theta_t) \quad (4.15)$$

A radiação solar direta transmitida pelo tubo externo, $G_b(\theta_t)$, pode ser descrita em função da posição no plano tangente ao tubo pela Equação (4.16).

$$G_b(\theta_t) = G_b \tau(\gamma) \cos \gamma \quad (4.16)$$

onde G_b é a radiação direta perpendicular a um plano normal aos raios solares, $\tau(\gamma)$ é a transmitância do vidro para cada plano de incidência no tubo externo.

4.1.1 Transmitância do Vidro para Radiação Direta

A metodologia utilizada para determinar a transmitância do vidro é aquela descrita por Duffie e Beckman, 1991. Nesta metodologia, os autores separam a transmitância devido à reflexão e a absorção. Para tanto, a irradiância incidente é considerada não polarizada e as propriedades radiantes independentes da condição espectral.

A Figura 4.5 mostra a irradiância I_i incidindo com um ângulo θ_1 sobre uma superfície plana. Ela separa um meio com índice de refração n_1 e outro com n_2 . O ângulo de refração (θ_2) é dado pela lei de Snell, descrita na Equação (4.17).

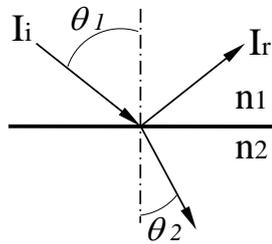


Figura 4.5 – Ângulos de incidência e de refração em meios de diferentes índices de refração.

$$\frac{n_1}{n_2} = \frac{\sin \theta_2}{\sin \theta_1} \quad (4.17)$$

A radiação refletida é dividida em duas componentes: perpendicular (r_{\perp}) e paralela (r_{\parallel}) ao plano da radiação incidente. Para um ângulo de incidência (θ_1) diferente de zero, estas componentes são estimadas com as Equações (4.18) e (4.19), respectivamente. A refletividade (r) de uma superfície, definida como a fração da radiação refletida sobre a incidente, é uma média entre as duas componentes, como mostra a Equação (4.20).

$$r_{\perp} = \frac{\sin^2(\theta_2 - \theta_1)}{\sin^2(\theta_2 + \theta_1)} \quad (4.18)$$

$$r_{\parallel} = \frac{\tan^2(\theta_2 - \theta_1)}{\tan^2(\theta_2 + \theta_1)} \quad (4.19)$$

$$r = \frac{I_r}{I_i} = \frac{r_{\perp} + r_{\parallel}}{2} \quad (4.20)$$

A análise da refletividade pode ser estendida para um material bifacial não absortivo, como mostra a Figura 4.6.

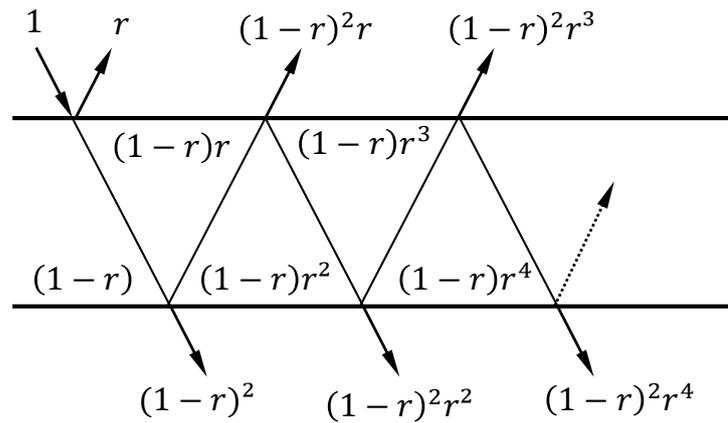


Figura 4.6 – Radiação transmitida por um material bifacial não absorptivo.

Assim como a refletividade, a transmitância pode ser dividida entre a componente transmitida perpendicular (τ_{\perp}) e a paralela (τ_{\parallel}). Considerando as múltiplas reflexões no interior do material, pode-se determinar cada uma delas com as Equações (4.21) - (4.22), respectivamente. Logo, a transmitância para um material não absorptivo (τ_r), ou seja, considerando apenas a radiação refletida, é dada pela média das duas componentes, como indica a Equação (4.23).

$$\tau_{\perp} = (1 - r_{\perp})^2 \sum_{n=0}^{\infty} r_{\perp}^{2n} = \frac{1 - r_{\perp}}{1 + r_{\perp}} \quad (4.21)$$

$$\tau_{\parallel} = (1 - r_{\parallel})^2 \sum_{n=0}^{\infty} r_{\parallel}^{2n} = \frac{1 - r_{\parallel}}{1 + r_{\parallel}} \quad (4.22)$$

$$\tau_r = \frac{\tau_{\perp} + \tau_{\parallel}}{2} = \frac{1}{2} \left(\frac{1 - r_{\perp}}{1 + r_{\perp}} + \frac{1 - r_{\parallel}}{1 + r_{\parallel}} \right) \quad (4.23)$$

Neste momento, a transmitância será analisada considerando a absorção parcial da radiação pelo meio material.

A intensidade radiação (I) no interior de um meio parcialmente transparente é descrita pela lei de Bourguier, a qual assume que esta decresce exponencialmente com a distância (x) que a radiação percorre através do meio, conforme a Equação (4.24).

$$I = e^{-Kx} \quad (4.24)$$

onde K é o coeficiente de extinção de radiação em um material parcialmente transparente.

Considerando o caminho percorrido pela radiação no meio material, de espessura L , igual a $(L/\cos \theta_2)$, a intensidade de radiação transmitida I_t é dada pela Equação (4.25).

$$I_t = e^{-\frac{KL}{\cos \theta_2}} \quad (4.25)$$

Então, a transmitância considerando a absorção (τ_α), é igual à razão entre a radiação transmitida e a incidente, dada pela Equação (4.26).

$$\tau_\alpha = \frac{I_t}{I_i} = e^{-\frac{KL}{\cos \theta_2}} \quad (4.26)$$

Por fim a transmitância do material τ é igual ao produto entre a transmitância referente à absorção e a transmitância referente à reflexão, conforme Equação (4.27).

$$\tau = \tau_r \tau_\alpha \quad (4.27)$$

Para cada plano perpendicular a superfície do tubo externo é considerado um ângulo de incidência diferente para radiação direta, tendo assim, $\theta_1 = \gamma$ para cada plano.

4.2 Irradiância Difusa Superior

A Figura 4.7 mostra a distribuição da radiação difusa que incide na parte superior de um tubo evacuado intermediário posicionado sobre um plano horizontal. O ângulo em que ocorre o sombreamento da radiação difusa superior é indicado como θ_{CS} , dado pela Equação (4.28) e considerado simétrico. Para cada plano diferencial tangente ao tubo externo, como indicado na figura, estabeleceu-se um ângulo com o céu (considerado como um plano infinito (ψ_s)). Este ângulo é função apenas de (θ_t).

$$\theta_{CS} = \pi + \cos^{-1} \frac{D}{B} \quad (4.28)$$

onde D é o diâmetro do tubo externo e B a distância entre os centros dos tubos, conforme indicado na Figura 4.2.

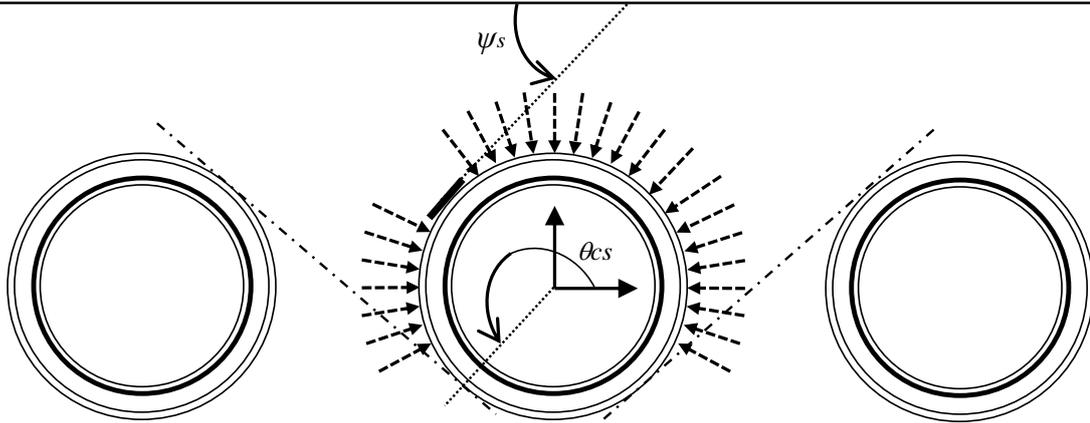


Figura 4.7 – Irradiância difusa superior.

Para avaliar a distribuição da radiação difusa superior, considerou-se o fator de forma ($F_{dA-céu}$) entre o plano tangente ao tubo externo e o plano infinito superior. Para cada um destes planos há um fator de forma estabelecido pela Equação (4.29).

$$F_{dA-céu} = 0,5[1 + \cos(\psi_s)] \quad (4.29)$$

Com isso, a radiação difusa para cada ponto do tubo externo (G_{ds}) é dada pela Equação (4.30).

$$G_{ds}(\theta_t) = G_{ds}\tau_d F_{dA-céu} \quad (4.30)$$

onde G_{ds} é a radiação difusa no plano do coletor e τ_d é a transmitância do vidro para a radiação difusa.

4.2.1 Transmitância do Vidro para Radiação Difusa

Brandemuehl e Beckman, *apud* Duffie e Beckman (1991), definem a transmitância para radiação difusa isotrópica vinda do céu como sendo equivalente a transmitância da radiação direta para um determinado ângulo. Segundo os autores, este ângulo equivalente pode ser considerado como 60° .

4.3 Irradiância Difusa Posterior

A irradiância difusa incidente na parte posterior do coletor está mostrada esquematicamente na Figura 4.8. O método utilizado para estabelecer a distribuição da radiação difusa incidente pela parte posterior é semelhante àquele aplicado para difusa

superior, porém, o ângulo crítico de sombreamento (θ_{CP}) é dado pela Equação (4.31), e considerado simétrico. O ângulo utilizado para determinar o fator de forma entre o plano tangente ao tubo e o plano inferior de onde parte a radiação é ψ_P .

$$\theta_{CP} = \pi - \cos^{-1} \frac{D}{B} \quad (4.31)$$

Com isso, a radiação difusa posterior para cada ponto do tubo externo (G_{dP}) é dada pela Equação (4.32).

$$G_{dP}(\theta_t) = G_{dP} \tau_d F_{dA-P} \quad (4.32)$$

onde G_{dP} é a radiação difusa no plano posterior do coletor e F_{dA-P} é o fator de forma de cada plano tangente ao tubo externo com o plano P . Para cada plano perpendicular ao tubo externo há um fator de forma estabelecido pela Equação (4.33).

$$F_{dA-P} = 0,5[1 + \cos(\psi_P)] \quad (4.33)$$

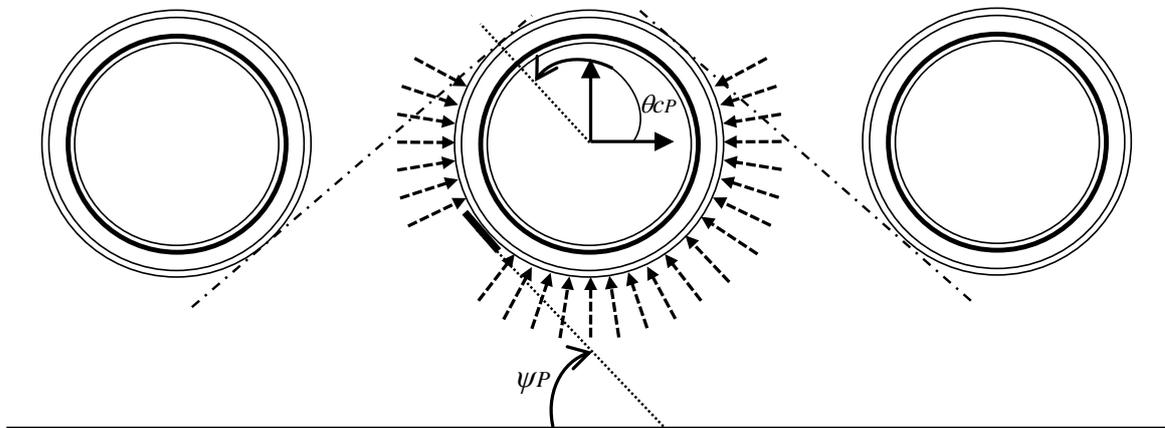


Figura 4.8 – Irradiância difusa posterior.

4.4 Irradiância Absorvida

A irradiância transmitida em cada ponto do tubo externo é dado pela Equação (4.1). Logo, a irradiância total transmitida pelo tubo externo (G_T) é determinada com a integral desta equação ao longo da circunferência, conforme Equação (4.34).

$$G_T = \frac{\int_0^{2\pi} G(\theta_t) d\theta_t}{2\pi} = \frac{\int_0^{2\pi} G_b(\theta_t) d\theta_t + \int_0^{2\pi} G_{ds}(\theta_t) d\theta_t + \int_0^{2\pi} G_{dP}(\theta_t) d\theta_t}{2\pi} \quad (4.34)$$

A irradiância absorvida pelo tubo interno é dada pelo produto da irradiância transmitida e a absorvidade da superfície (α). Para determinar a taxa de calor absorvido (q) pelo tubo multiplica-se a irradiância absorvida pela área externa do tubo interno (A_2), como indica a Equação (4.35).

$$q = A_2 \alpha G_T \quad (4.35)$$

4.5 Comparação com a Literatura

Cabanillas, et al., 1995, mediram a irradiância ao longo da circunferência de um tubo sobreposto a uma placa refletora de alumínio. Window, 1983, determinou o perfil de irradiância sobre um tubo posicionado sobre uma placa refletora branca através do método "Raytracing". Estes perfis estão traçados no gráfico da Figura 4.9, onde também está exposto um perfil elaborado utilizando-se a teoria desenvolvida neste trabalho. A irradiância média para os três perfis é de 510 W/m², não há sombreamento de tubos adjacentes e a incidência da radiação direta é normal ao plano do coletor.

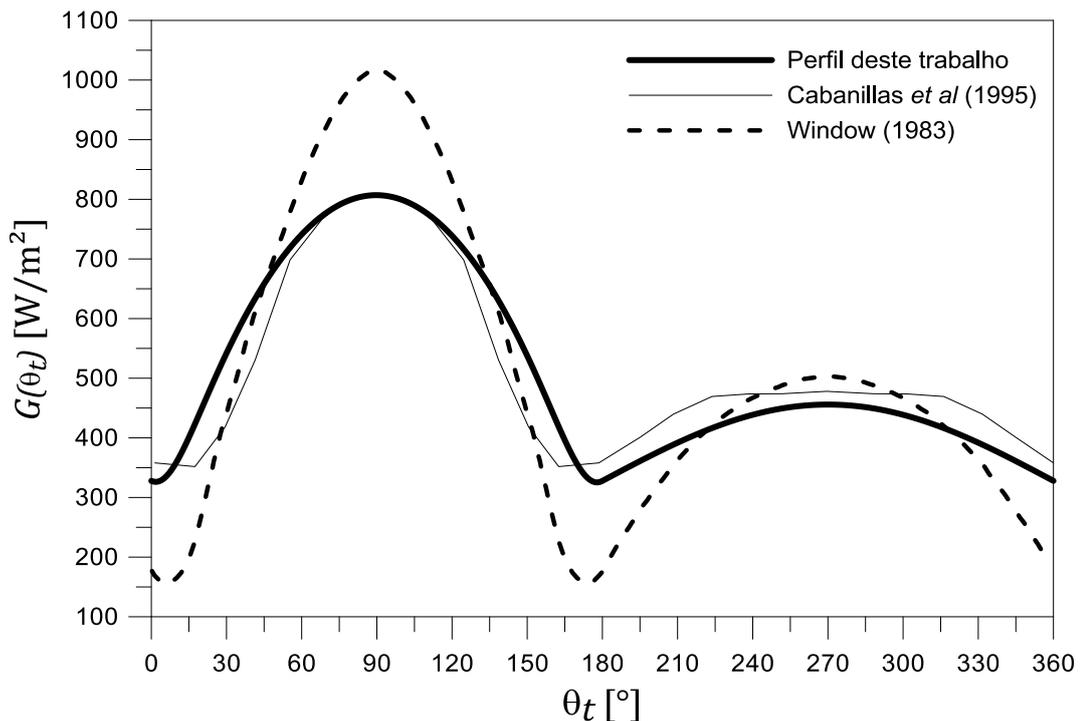


Figura 4.9 – Irradiância circunferencial sobre um tubo não sombreado.

Comparando os perfis percebe-se um comportamento geral próximo entre eles. A diferença entre o perfil de Cabanillas e o desenvolvido neste trabalho acontece principalmente na região onde a irradiância difusa posterior interfere na parte superior do tubo. Esta diferença ocorre principalmente pelo fato da superfície refletora utilizada por Cabanillas não ser isotrópica nem um plano infinito, como considerado no modelo deste trabalho.

4.6 Perfis de Irradiância

A Figura 4.10(a-d) mostra perfis de irradiância ao redor do tubo para quatro horas solares: (a) 9h, (b) 10h, (c) 11h e (d) 12h. Estes perfis foram traçados utilizando o modelo descrito neste trabalho e utilizando dados de irradiância fornecidos pelo programa RADIASOL. Os dados são referentes a um dia com poucas nuvens que ocorre em 1° de janeiro, para uma inclinação de 40° na cidade de Porto Alegre.

É possível observar nestas figuras que o ponto máximo de irradiância acompanha o ângulo de irradiância direta máxima, assim como os perfis observados por Cabanillas, et al., 1995.

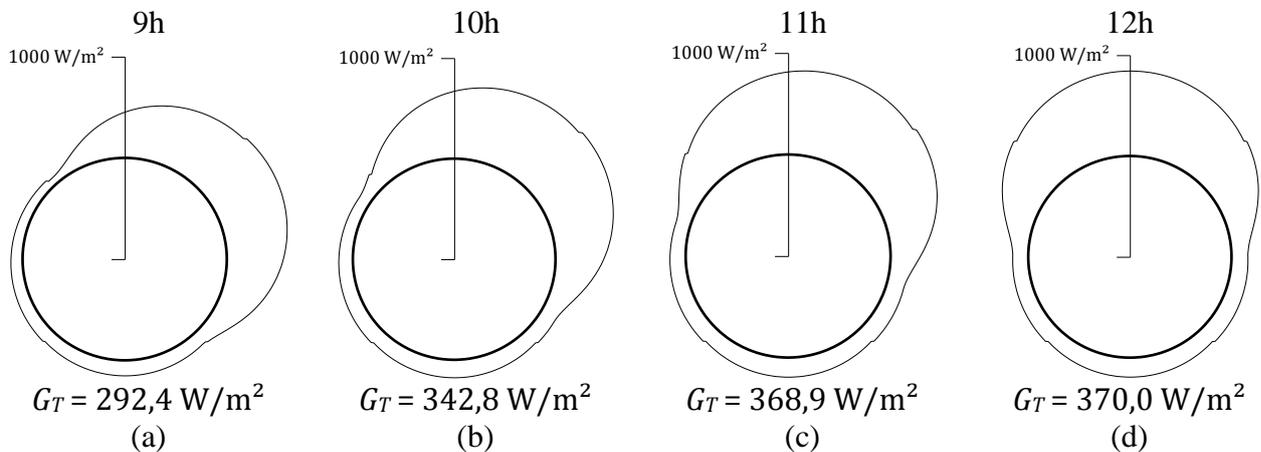


Figura 4.10 – Irradiância circunferencial transmitida para: (a) 9h, (b) 10h, (c) 11h e (d) 12h.

5 CONVECÇÃO NATURAL

Convecção é um mecanismo de transferência de calor que ocorre com o movimento macroscópico de matéria, que na maioria das vezes é representada pela massa de um fluido. Este fenômeno de transporte pode ser classificado como convecção forçada e convecção natural. Na primeira, o movimento de massa ocorre devido à impulsão de um mecanismo externo ao fluido. Já na convecção natural o movimento de massa acontece devido à diferença de massa específica no fluido.

Sistemas de aquecimento solar que operam em regime de convecção natural também são chamados de sistemas em circuito de termossifão. Nestes sistemas, a diferença de massa específica que impulsiona o movimento de massa ocorre pelo aquecimento ou resfriamento do fluido. Aquecendo-se uma parte do fluido, neste local, a massa específica será menor e ele ascenderá. Em seguida, uma reposição imediata do espaço deixado pela quantidade aquecida é feita pelo fluido de maior massa específica.

O sistema em termossifão é bastante utilizado em aplicações para aquecimento de fluido utilizando energia solar. Estes sistemas podem ser divididos em dois tipos: sistemas fechados e abertos, como mostram as Figura 5.1(a-b), respectivamente. Estas figuras esquemáticas representam a diferença de massa específica ao longo de um fluido contido em um duto, no qual a cor vermelha representa o fluido menos denso e a cor azul representa o fluido mais denso.

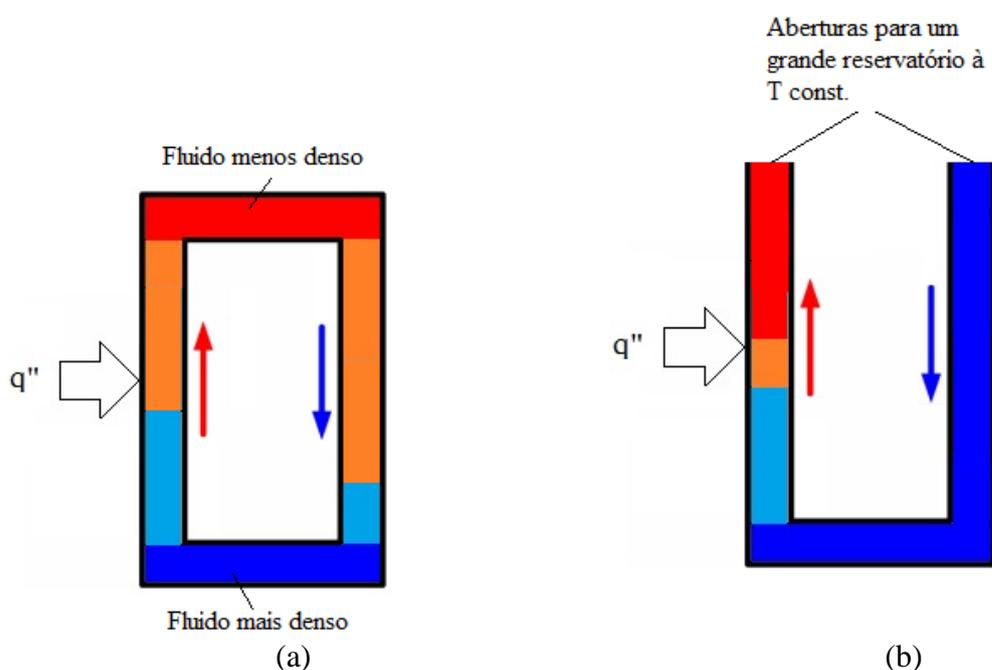


Figura 5.1 – Circuitos termossifão: (a) fechado e (b) aberto.

Em um sistema fechado o fluido fica confinado no circuito termossifão, já no sistema aberto, o fluido é constantemente renovado por aquele contido em um grande reservatório a temperatura constante.

Analisando o tubo evacuado como um sistema isolado, ou seja, separado do reservatório, ele apresentará as mesmas características de um termossifão aberto. No entanto, no aquecedor solar que é avaliado neste trabalho, os tubos evacuados estão acoplados a um tanque de armazenamento e o sistema será avaliado como um termossifão fechado.

Com a revisão bibliográfica, observou-se que ainda não há publicações de uma correlação para circulação natural em tubo de abertura única considerando-o como um sistema em termossifão fechado.

5.1 Correlação Analítica para Sistemas em Termossifão

Nos sistemas que operam em termossifão, a vazão mássica e a transferência de calor estão acoplados. Para obter uma correlação analítica da circulação natural em um circuito termossifão toma-se como partida o esquema representado na Figura 5.1(a), e a formulação descrita a seguir, desenvolvida por Holman, 1960, e citada por Budihardjo, et al., 2007.

Se for considerada uma fatia horizontal em um circuito termossifão fechado, como aquele mostrado na Figura 5.1(a), o peso do fluido ascendente e descendente são dados pelas Equações (5.1) e (5.2), respectivamente.

$$P_q = gdm_q = g\rho_q dV \quad (5.1)$$

$$P_f = gdm_f = g\rho_f dV \quad (5.2)$$

onde P é a força peso, g a aceleração da gravidade e dm a massa contida no volume dV e ρ a massa específica. Os subíndices q e f referem-se ao volume aquecido (ascendente) e ao volume não aquecido (descendente), respectivamente.

A força de empuxo que movimenta os volumes de fluido é igual à diferença entre seus pesos, como descrito na Equação (5.3).

$$F = dP = g\rho_f dV - g\rho_q dV = g d\rho dV \quad (5.3)$$

onde dP é a diferença da força peso e $d\rho$ a diferença de massa específica ($\rho_f - \rho_q$).

A diferença de massa específica entre os volumes de fluido ($d\rho$) pode ser obtida a partir da definição matemática para o coeficiente de expansão térmica β_T , conforme a Equação (5.4).

$$\beta_T = -\frac{1}{\rho} \frac{d\rho}{dT} \quad (5.4)$$

onde dT é a diferença de temperatura entre os volumes.

A diferença de pressão entre os volumes (dp) é igual à diferença de peso sobre a área da seção do duto (A_{ts}). Ela também pode ser descrita substituindo $d\rho$ da Equação (5.4) na Equação (5.3), como mostra a Equação (5.5).

$$dp = \frac{dP}{A_{ts}} = -\rho g \beta_T dT dh \quad (5.5)$$

onde dh é a altura do volume.

A taxa de calor no volume aquecido é dada pela Equação (5.6).

$$dq = \dot{m} c_p dT \quad (5.6)$$

onde dq é a taxa de calor, \dot{m} a vazão mássica e c_p o calor específico a pressão constante.

Esta taxa de calor pode ser reescrita em função da velocidade média do fluido no tubo (v_m) conforme a Equação (5.7).

$$dq = \rho v_m A_{ts} c_p dT \quad (5.7)$$

Isolando dT na Equação (5.5) e substituindo na Equação (5.7), pode-se reescrever a diferença de pressão como na Equação (5.8).

$$dp = -\frac{g \beta_T dq dh}{v_m A_{ts} c_p} \quad (5.8)$$

Integrando a Equação (5.8) ao longo da altura (H) obtém-se o módulo da diferença de pressão ao longo do termossifão, dada pela Equação (5.9).

$$\Delta p = \int_0^q \int_0^H \frac{g\beta_T dq dh}{v_m A_{ts} c_p} = \frac{g\beta_T q H}{v_m A_{ts} c_p} \quad (5.9)$$

onde Δp é a diferença total de pressão entre as duas colunas de fluido do circuito termosifão e q é a taxa de calor total ao longo da coluna aquecida.

Para uma condição de regime permanente a pressão de termosifão é balanceada pela pressão da perda de carga do sistema (Δp_d), que pode ser estimada segundo a equação de Darcy-Weisbach, mostrada na Equação (5.10).

$$\Delta p_d = f \frac{c}{D} \frac{\rho v_m^2}{2} \quad (5.10)$$

onde f é o fator de atrito, c é a distância percorrida pelo fluido até concluir um ciclo no circuito termosifão e D o diâmetro do tubo.

Para um escoamento laminar o fator de atrito é expresso pela Equação (5.11).

$$f = \frac{16}{Re} = \frac{16\mu}{\rho v_m D} \quad (5.11)$$

onde μ é a viscosidade dinâmica do fluido.

Igualando as Equações (5.9) e (5.10), substituindo o fator de atrito e a área da seção do tubo por $(\pi D^2/4)$ e isolando a taxa de calor obtém-se a Equação (5.12).

$$q = 2 \frac{c v_m^2 \pi c_p \mu}{g \beta H} \quad (5.12)$$

A taxa de calor também pode ser expressa pela Lei de resfriamento de Newton, como na Equação (5.13).

$$q = \pi D H \bar{h} (\bar{T}_w - \bar{T}_\infty) \quad (5.13)$$

onde o termo $\pi D H$ representa a área lateral da coluna aquecida, \bar{h} o coeficiente de transferência de calor por convecção médio, \bar{T}_w a temperatura média da superfície interna do tubo e \bar{T}_∞ a temperatura média do fluido em contato com esta superfície.

Igualando as Equações (5.12), (5.13) e isolando \bar{h} obtém-se a Equação (5.13).

$$\bar{h} = 2 \frac{c v_m^2 c_p \mu}{g \beta_T H^2 D (\bar{T}_w - \bar{T}_\infty)} \quad (5.14)$$

Multiplicando a Equação (5.14) pelas expressões em parênteses resulta na Equação (5.15).

$$\left(\frac{D}{k}\right) \bar{h} = 2 \frac{c v_m^2 c_p \mu}{g \beta_T H^2 D (\bar{T}_w - \bar{T}_\infty)} \left(\frac{D}{k}\right) \left(\frac{\mu}{\mu}\right) \left(\frac{D^3}{D^3}\right) \left(\frac{\rho^2}{\rho^2}\right) \quad (5.15)$$

onde k é a condutividade térmica do fluido.

Os números de Nusselt (Nu_D), de Reynolds (Re_D), de Grashof (Gr_D) e de Prandtl (Pr) estão descritos nas Equações (5.16) - (5.19), respectivamente.

$$Nu_D = \frac{D \bar{h}}{k} \quad (5.16)$$

$$Re_D = \frac{\rho v_m D}{\mu} \quad (5.17)$$

$$Gr_D = \frac{g \beta_T D^3 \rho^2 (\bar{T}_w - \bar{T}_\infty)}{\mu^2} \quad (5.18)$$

$$Pr = \frac{c_p \mu}{k} \quad (5.19)$$

Substituindo estes adimensionais na Equação (5.15) e rearranjando-a, pode-se reescrevê-la de duas formas, conforme as Equações (5.20) - (5.21).

$$Nu_D = \frac{2CD}{H^2} \frac{Re_D^2 Pr}{Gr_D} \quad (5.20)$$

$$Re_D = \Omega \left(\frac{Nu_D Gr_D}{Pr} \right)^{0.5} \quad (5.21)$$

onde Ω é uma constante que depende das características dimensionais do circuito de termossifão.

5.2 Convecção Natural em Tubos

Este item traz uma revisão bibliográfica sobre o processo de convecção natural em tubos selados em uma extremidade e abertos na outra. Quando o tubo conectado ao

reservatório é aquecido em um dos lados, haverá movimento de fluido do tubo para o reservatório e vice-versa, sendo este impulsionado pelas diferenças de massa específica. O escoamento no interior do tubo ocorre apenas pela sua abertura, onde a corrente de fluido aquecido ascende para o reservatório e a corrente de fluido “frio” entra no tubo a partir do reservatório. Nestes casos não há uma parede separando os escoamentos em contracorrente. O que há é uma região de cisalhamento entre o fluido ascendente e o descendente.

Segundo Budihardjo, et al., 2007, os pioneiros no estudo de termossifão em tubos foram Lighthill, 1953, Martin e Cohen, 1953, Leslie, 1959, Larsen e Hartnett, 1961, Bayley e Czekanski, 1963, Martin e Lockwood, 1963. O principal objetivo das pesquisas destes autores foi o desenvolvimento de correlações de transferência de calor. Outros aspectos de interesse foram: a estrutura do fluido no interior dos tubos, a transição para turbulência, o uso de vários fluidos de trabalho, inclinação, e a razão comprimento/diâmetro do tubo.

Estudos feitos por Lighthill (1953) com termossifões em tubos abertos sob aquecimento isotérmico, mostraram a existência de uma região de fluido estagnado, próxima à parte fechada do tubo. O autor observou esta situação para os casos de baixo fluxo de calor e altas razões de aspecto. Nesta região a circulação de fluido é praticamente nula. Este autor também propôs um parâmetro para prever a diferença de temperatura e razão de aspecto crítica do tubo a partir da qual a região de estagnação se desenvolve.

Holman, et al., 1960, realizaram medições experimentais da transferência de calor em um circuito de termossifão, usando o fluido refrigerante R-12. Uma relação entre a vazão mássica, a resistência de atrito no interior do circuito e a taxa de calor foi apresentada. Os testes foram realizados em condições de regime turbulento. Eles também salientaram que as correlações de transferência de calor para problemas de convecção forçada não podem ser aplicadas a um sistema de circulação natural. Com medidas experimentais estes autores chegaram a uma correlação para o número de Reynolds em função de $Nu.Gr.Pr^{-1}$.

Başaran, et al., 2003, avaliaram experimental e numericamente um termossifão de seção quadrada mantendo a diferença de temperatura entre as colunas constante. Concluíram que os resultados obtidos utilizando um modelo numérico bidimensional foram muito próximos dos experimentais, com exceção dos casos com número de Grashof maiores que 10^6 .

Misale, et al., 2000, usaram um modelo matemático bidimensional para investigar o efeito da capacidade térmica da parede e a condução axial em um circuito de circulação natural de fase única. Eles mostraram que a capacidade térmica e condução axial na parede

alteram a distribuição da temperatura "ideal" no circuito e, conseqüentemente afetam a sua vazão mássica de circulação natural.

Budihardjo, et al., 2007, realizaram simulações numéricas avaliando o tubo evacuado como um sistema de termossifão aberto. Nas simulações os autores variaram a taxa de calor sobre o tubo, a sua razão de aspecto (H/D), a sua inclinação (β) e a temperatura do fluido. Com isso, desenvolveram a correlação mostrada na Equação (5.22).

$$Re_D = 0,1914 \left[\frac{Nu_D Gr_D}{Pr} \left(\frac{H}{D} \right)^{1,2} \cos \beta \right]^{0,4084} \quad (5.22)$$

Al-Mashat e Hasan, 2013, obtiveram uma correlação, Equação (5.23), através de ensaios experimentais aplicados a um coletor com 16 tubos, razão de aspecto 38,6, um reservatório de 112 L e inclinado a 45°.

$$Re_D = 2 \times 10^{-5} (Ra_D Nu_D)^{0,85} \quad (5.23)$$

6 METODOLOGIA EXPERIMENTAL

As medidas experimentais tem como objetivo estimar a vazão mássica de água trocada entre um tubo evacuado e o reservatório térmico. Além disso, este experimento permite avaliar os perfis de temperatura na seção de abertura do tubo e ao longo da altura do tanque.

6.1 Determinação da Vazão Mássica

A vazão mássica de água trocada entre um tubo evacuado e o reservatório térmico pode ser estimada com um balanço de energia, seguindo a metodologia descrita na sequência.

A Figura 6.1 mostra um desenho esquemático da interação energética entre tubo e reservatório durante o processo de aquecimento de água em um coletor de tubos evacuados. Durante este processo a quantidade de energia térmica adicionada ao reservatório é aquela carregada com a água aquecida na seção de abertura do tubo. A energia térmica que ficará acumulada no reservatório, durante um determinado período, é a quantidade fornecida pelo tubo menos as perdas térmicas para o ambiente. Com isso chega-se ao balanço de energia dado pela Equação(6.1).

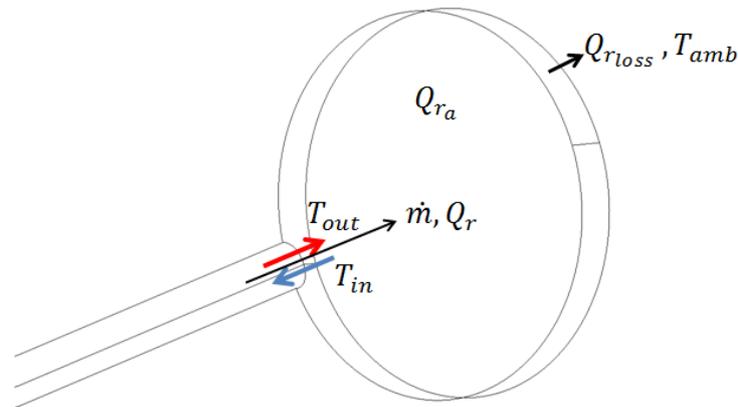


Figura 6.1 – Troca de calor e massa entre tubo e reservatório.

$$Q_{r_a} = Q_r - Q_{r_{loss}} \quad (6.1)$$

onde Q_r é a quantidade de calor fornecida pelo tubo para o reservatório, Q_{r_a} é a quantidade de calor acumulado no reservatório e $Q_{r_{loss}}$ a quantidade de calor perdida pelo reservatório para o ambiente.

A radiação solar incidente sobre o reservatório pode adicionar uma parcela de energia à água no seu interior durante o experimento. Para evitar que isto aconteça é preciso sombrear o reservatório durante os ensaios.

Em um coletor com n tubos, a quantidade de calor adicionado pelos tubos ao reservatório durante um intervalo de tempo Δt é calculada pela Equação (6.2).

$$Q_r = n \dot{m} \Delta t c_p (T_{out} - T_{in}) \quad (6.2)$$

onde \dot{m} é a vazão mássica, c_p o calor específico a pressão constante, T_{out} a temperatura média da água que está saindo do tubo e T_{in} a temperatura média da água que está entrando no tubo.

Substituindo a Equação (6.1) na Equação (6.2) e isolando a vazão mássica tem-se a Equação (6.3).

$$\dot{m} = \frac{Q_{ra} + Q_{r_{loss}}}{n \Delta t c_p (T_{out} - T_{in})} \quad (6.3)$$

O método experimental descrito foi utilizado por Budihardjo, et al., 2007, para estimativas da vazão mássica em um coletor solar de tubos evacuados acoplados. Os autores compararam os valores das medidas com aqueles obtidos em simulações e encontraram uma diferença da ordem das incertezas experimentais, aproximadamente 10 %.

Siqueira, 2003, realizou ensaios experimentais em sistemas de aquecimento solar com coletores planos operando em termossifão. O autor comparou diversos métodos de obtenção empírica da vazão mássica com medidas feitas por um sensor de vazão do tipo turbina. Entre estes métodos, o de balanço de energia mostrou-se confiável quando não houve variações bruscas na vazão.

6.2 Montagem do Experimento

Com o balanço de energia entre tubo e reservatório é possível estimar a vazão mássica do sistema apenas com medidas de temperatura. Para tal, foi montada no Laboratório de Energia Solar (LABSOL) da Universidade Federal do Rio Grande do Sul (UFRGS) uma bancada de ensaio com um coletor solar de 24 tubos, acoplados a um reservatório de 178 L, como mostra a Figura 6.2(a). O coletor ensaiado está instalado com inclinação de 37° referente ao plano horizontal.

A bancada de ensaio está equipada com um pirômetro da marca Kipp&Zonen, modelo CM11, para medida da irradiância solar sobre o plano superior do coletor. Já a radiação incidente na parte posterior do coletor foi bloqueada por uma superfície, como indica a Figura 6.2(b). A bancada conta ainda com um sensor Pt-100 classe A para medida da temperatura ambiente.

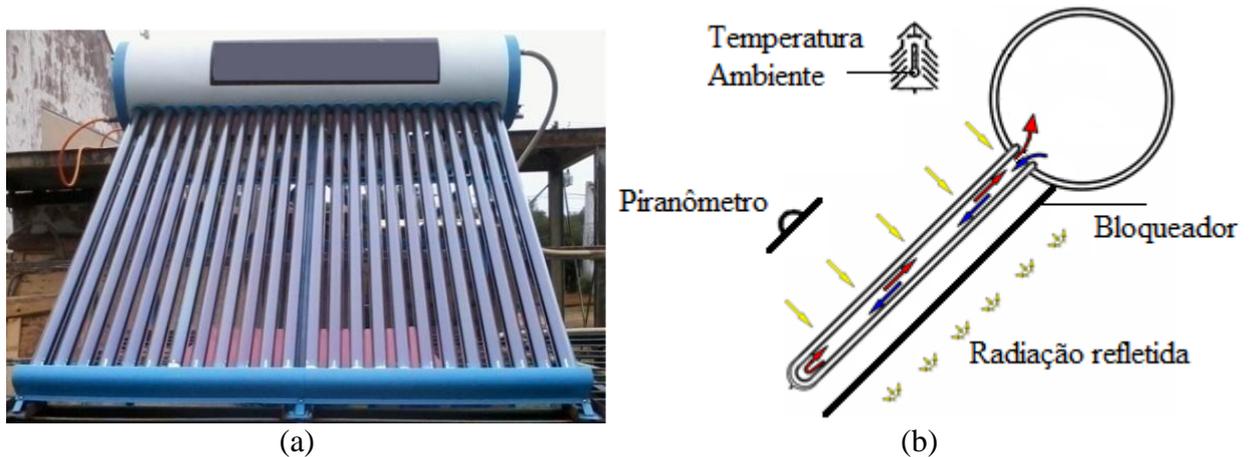


Figura 6.2 – Coletor solar de tubos evacuados utilizado para os ensaios: (a) fotografia do coletor instalado; (b) desenho esquemático da bancada de ensaio.

Este coletor possui tubos evacuados com dimensões conforme a Figura 6.3, com camada seletiva do tipo Al-N/SS/Cu.

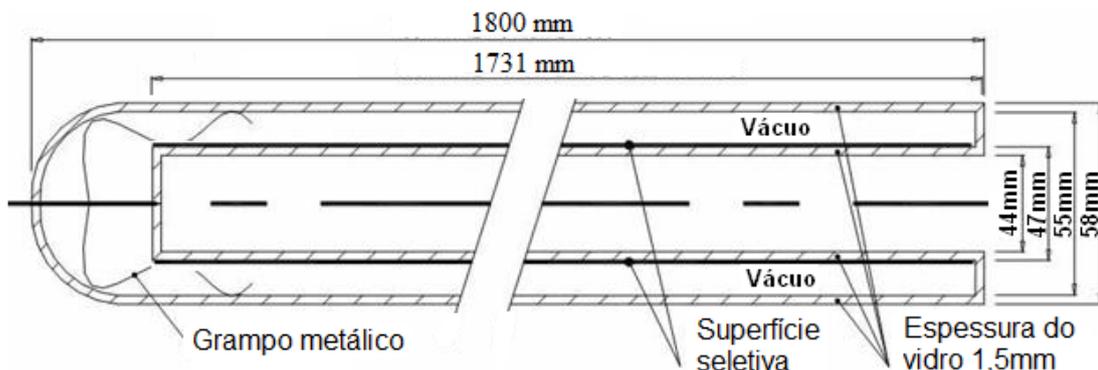


Figura 6.3 – Dimensões do tubo evacuado disponível para os ensaios.

Para estimar a quantidade de energia acumulada no reservatório (Q_{r_a}) sensores de temperatura foram instalados no seu interior ao longo de sua altura, conforme a Figura 6.4.

Simulações numéricas preliminares, que serão descritas no Item 8.2.5, indicaram que há uma maior estratificação térmica na parte superior do reservatório durante a operação do

coletor. Portanto, optou-se por uma distribuição não linear dos sensores, privilegiando o detalhamento térmico na região superior.

Na montagem do experimento foram utilizados oito sensores de temperatura distribuídos conforme as distâncias indicadas na Figura 6.4. Os valores mostrados nesta figura são a fração entre a altura da posição do sensor e o diâmetro do reservatório. Desta forma, considera-se que a temperatura do sensor representa a temperatura média da água na sua respectiva camada. A camada correspondente a cada sensor está compreendida entre a distância média entre eles, conforme mostram as linhas contínuas horizontais marcadas na Figura 6.4.

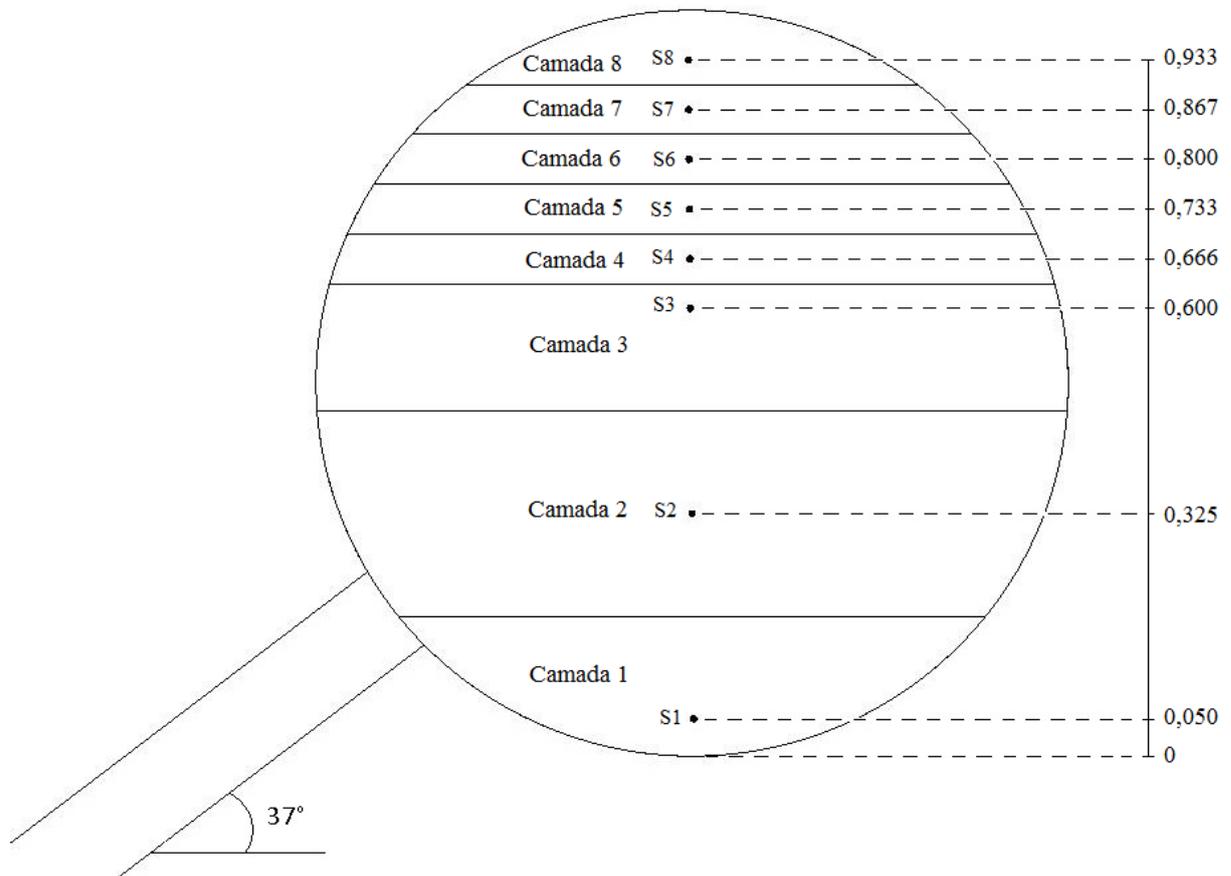


Figura 6.4 – Distribuição dos sensores no interior do reservatório.

Com a variação de temperatura medida pelos sensores nas camadas do reservatório é possível estimar a quantidade de energia térmica acumulada no reservatório como o somatório da energia acumulada em cada camada, conforme descrito pela Equação (6.4):

$$Q_{ra} = \sum_{j=1}^8 \bar{\rho}_j V_j \bar{c}_{p_j} (T_{f_j} - T_{i_j}) \Delta t \quad (6.4)$$

onde $\bar{\rho}_j$ é a massa específica à temperatura média, V_j é o volume da camada, \bar{c}_{p_j} é o calor específico à temperatura média, j representa o número da camada, T_i a temperatura da água na camada j no início do ensaio, T_f a temperatura da água na mesma camada ao final do ensaio e Δt o tempo de ensaio.

A quantidade de calor transferido do reservatório para o ambiente é determinada com a Equação (6.5):

$$Q_{r_{loss}} = U_r A_{re} (\bar{T}_r - \bar{T}_{amb}) \Delta t \quad (6.5)$$

onde U_r é o coeficiente global de transferência de calor do reservatório, A_{re} a área externa do reservatório, \bar{T}_r a temperatura média da água no interior do reservatório, durante o intervalo de ensaio (Δt) e \bar{T}_{amb} a temperatura ambiente média.

A determinação experimental do coeficiente global de transferência de calor do reservatório está descrita no Item 6.3.

Neste experimento, a temperatura da água que entra e da água que sai do tubo é determinada utilizando-se sensores de temperatura instalados na seção de abertura do tubo, conforme mostram as Figura 6.5(a-b). Os sensores foram fixados em uma haste de plástico resistente a temperaturas mais elevadas posicionada no centro do tubo conforme mostra a Figura 6.5(a). Quatro sensores foram utilizados para determinar a temperatura média da água que sai do tubo para o reservatório, numerados de 1 a 4, conforme Figura 6.5(b). Já para determinar a temperatura da água que entra do reservatório no tubo, dois sensores foram utilizados (5 e 6, conforme Figura 6.5(b)). O tubo no qual as medidas foram feitas está localizado no centro do coletor.

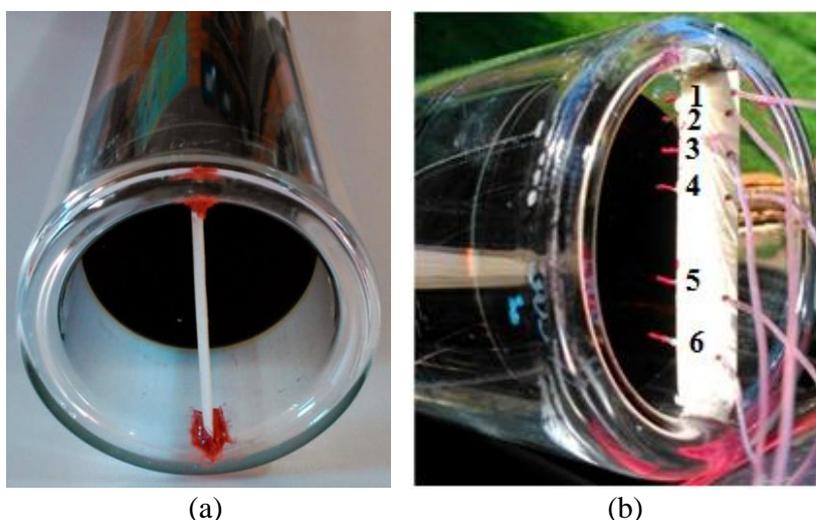


Figura 6.5 – Distribuição dos sensores no tubo evacuado: (a) haste plástica instalada no centro do tubo; (b) sensores de temperatura instalados nesta haste.

6.3 Perdas Térmicas do Reservatório

O coeficiente global de perda de calor do tanque de armazenamento é determinado a partir de um teste externo de arrefecimento. Neste ensaio o reservatório fica totalmente preenchido com água e é isolado dos tubos evacuados, inserindo-se uma tampa nas aberturas. A temperatura do reservatório é determinada a partir da medida dos sensores instalados no interior do reservatório, conforme Figura 6.4.

No início do ensaio, a água no interior do tanque é pré-aquecida a uma temperatura média (\bar{T}_{ri}), usando um aquecedor elétrico. A queda de temperatura do tanque e a temperatura ambiente são monitoradas ao longo de um período de tempo (Δt). O coeficiente global de perda de calor do reservatório é estimado com a correlação especificada na norma (ISO, 1994), dada pela Equação (6.6).

$$U_r A_{re} = \frac{\rho c_p V_r}{\Delta t} \ln \frac{(\bar{T}_{ri} - \bar{T}_{amb})}{(\bar{T}_{rf} - \bar{T}_{amb})} \quad (6.6)$$

onde V_r é o volume do reservatório, \bar{T}_{rf} a temperatura média da água no interior do reservatório ao final do processo de arrefecimento e \bar{T}_{amb} a temperatura ambiente média durante o processo.

6.4 Sensores de Temperatura

Os sensores de temperatura utilizados na montagem do experimento são termopares do tipo T, com fios de diâmetro 0,125 mm. A pequena intervenção no escoamento e na condução de calor são os motivos por utilizar o termopar com fio de pequeno diâmetro.

O termopar tipo T é construído com dois fios de materiais diferentes, um de Cobre e outro de uma liga Cobre/Níquel (Constantan). Os fios são soldados em uma extremidade e ligados a um voltímetro na outra, conforme mostra a Figura 6.6. Com isto, mede-se no voltímetro uma tensão elétrica (V), que varia com a diferença de temperatura entre as extremidades ($T_1 - T_2$).

A proporcionalidade entre a diferença de temperatura e a tensão medida pelo par de fios depende dos materiais com os quais são construídos estes sensores.

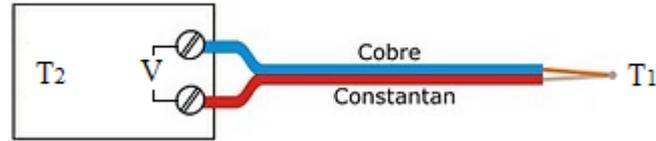


Figura 6.6 – Esquema de um termopar tipo T.

Os sensores utilizados na montagem do experimento foram calibrados a partir de medidas de temperatura comparadas a um sensor Pt-100, com incerteza de $0,1\text{ }^{\circ}\text{C}$. Os sensores foram imersos em um equipamento de banho térmico da marca Lauda, modelo E200, que mantém a temperatura do banho com uma estabilidade de $0,01\text{ }^{\circ}\text{C}$.

As medidas foram realizadas com intervalos de 30 s, registrando-se os valores de tensão da resposta dos termopares e também o valor de temperatura do sensor de referência. O sistema multiplexador da marca Agilent, modelo 34970A, foi utilizado para as medidas e aquisição dos dados.

Os sensores foram submetidos às temperaturas do banho de $15\text{ }^{\circ}\text{C}$ a $85\text{ }^{\circ}\text{C}$, com intervalos de $10\text{ }^{\circ}\text{C}$. Após três experimentos de calibração, associou-se uma curva de ajuste de tensão em função da temperatura para os 15 sensores. Um novo procedimento foi realizado com o intuito de comparar a diferença de temperatura do sensor de referência e dos sensores calibrados. A Figura 6.7 mostra os resultados desta comparação. Pode-se perceber que o desvio na medida de temperatura dos sensores calibrados em relação à medida pelo sensor de referência ficou compreendido em sua maior parte na faixa de $\pm 0,1\text{ }^{\circ}\text{C}$.

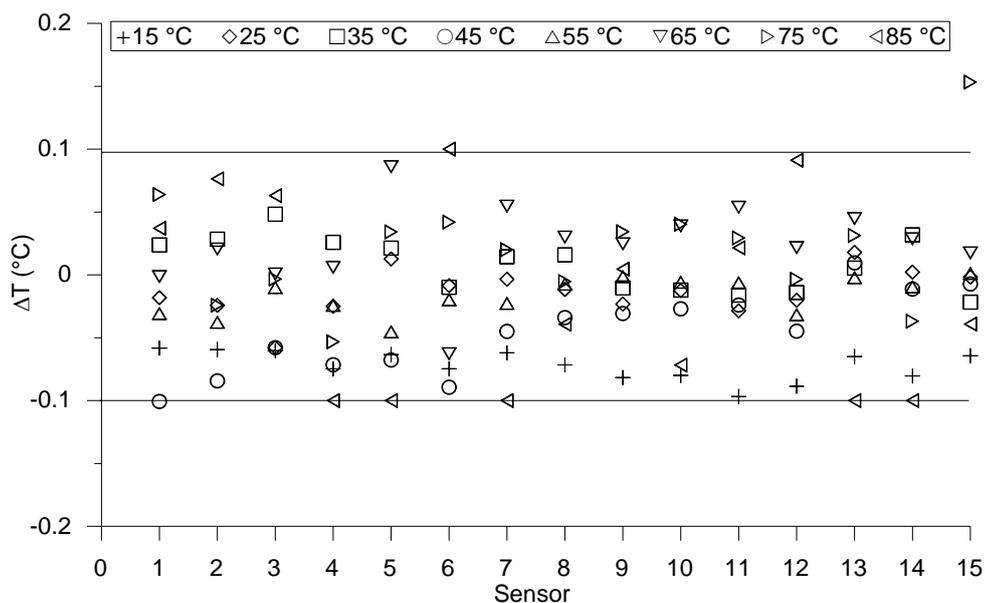


Figura 6.7 – Diferença entre a temperatura medida pelos termopares e o sensor de referência, após a calibração.

6.5 Análise de Incertezas

A incerteza associada às medidas de temperatura dos sensores (W_S) é obtida através da combinação de incertezas associadas à medida de tensão do instrumento (W_V) e à incerteza de calibração (W_C), como expressa a Equação (6.7).

$$W_S = \sqrt{(W_C)^2 + (W_V)^2} \quad (6.7)$$

As incertezas associadas ao sensor de referência e ao sensor da junção fria não foram considerados por serem erros de *offset*. Este tipo de erro não afeta diretamente a medida, tendo em vista que as medidas relativas são mais importantes que as absolutas, ou seja, a precisão da medida é mais determinante que a sua exatidão.

A incerteza associada à medida de tensão é de 0,001 °C, considerando o termopar do tipo T com um coeficiente de 4,3 mV/°C. Já a incerteza de calibração foi considerada igual ao desvio entre os valores medidos pelos termopares e sensor de referência, 0,1 °C, conforme Figura 6.7. Combinando as incertezas, a precisão dos sensores termopares para a medida de temperatura fica igual a 0,1 °C.

A incerteza na estimativa da vazão mássica ($W_{\dot{m}}$) é uma combinação dada pela Equação(6.8), que leva em consideração as incertezas na medida da variação de temperatura no reservatório ($W_{\Delta T_R}$) e na saída do tubo ($W_{\Delta T_T}$). Nesta equação não foi considerada a incerteza na medida da energia perdida pelo reservatório, tendo em vista que seu valor é pequeno frente aos valores das outras incertezas.

$$\left(\frac{\sigma_{\dot{m}}}{\dot{m}}\right)^2 = \left(\frac{\sigma_{\Delta T_R}}{\Delta T_R}\right)^2 + \left(\frac{\sigma_{\Delta T_T}}{\Delta T_T}\right)^2 \quad (6.8)$$

onde ΔT_R é a variação média de temperatura da água contida no reservatório e ΔT_T é a diferença de temperatura entre a água de entrada e saída do tubo.

7 METODOLOGIA NUMÉRICA

Uma forma de avaliar o escoamento em circulação natural no coletor de tubos evacuados é utilizando a Dinâmica dos Fluidos Computacional, em inglês *Computational Fluid Dynamics* (CFD). Na análise por CFD, as equações de transporte de calor e de massa são avaliadas em volumes de controle de pequeno porte no domínio do escoamento.

O rápido desenvolvimento do poder computacional tornou este tipo de análise um método atraente para avaliar muitos problemas de Mecânica dos Fluidos e de Transferência de Calor. Uma aproximação numérica é particularmente vantajosa quando as instalações experimentais são caras ou quando um programa de medição de grande escala não é possível de ser realizado.

Os *softwares* de CFD atualmente comercializados contém um sistema integrado de pré-processamento, solução e pós-processamento. A disponibilidade destes *softwares*, juntamente com a capacidade de computação que está disponível, faz a análise por CFD um instrumento poderoso para realizar estudos paramétricos.

7.1 Domínio Computacional

Simular o coletor por CFD exatamente como o modelo real, com múltiplos tubos, teria um custo computacional muito grande. Assim, para a análise proposta neste trabalho levou-se em conta a condição de simetria geométrica deste coletor. Desta forma, o domínio característico utilizado para representar o comportamento do coletor é aquele mostrado na Figura 7.1. O comportamento do fluido neste domínio pode ser estendido para as demais parcelas do coletor. Esta região começa na metade do espaçamento entre os tubos e termina na metade do diâmetro do tubo.

As dimensões do domínio são as mesmas do coletor solar de tubos evacuados utilizado para os ensaios experimentais. O reservatório tem diâmetro interno de 360 mm, o comprimento do tubo é de 1731 mm e seu diâmetro interno mede 44 mm. A seção de corte tem uma largura de 39 mm. A extremidade fechada do tubo, apesar de ter o formato semiesférico, foi considerada plana. Na avaliação paramétrica a única condição geométrica modificada foi a do reservatório, como descreve o Item 7.4.3.

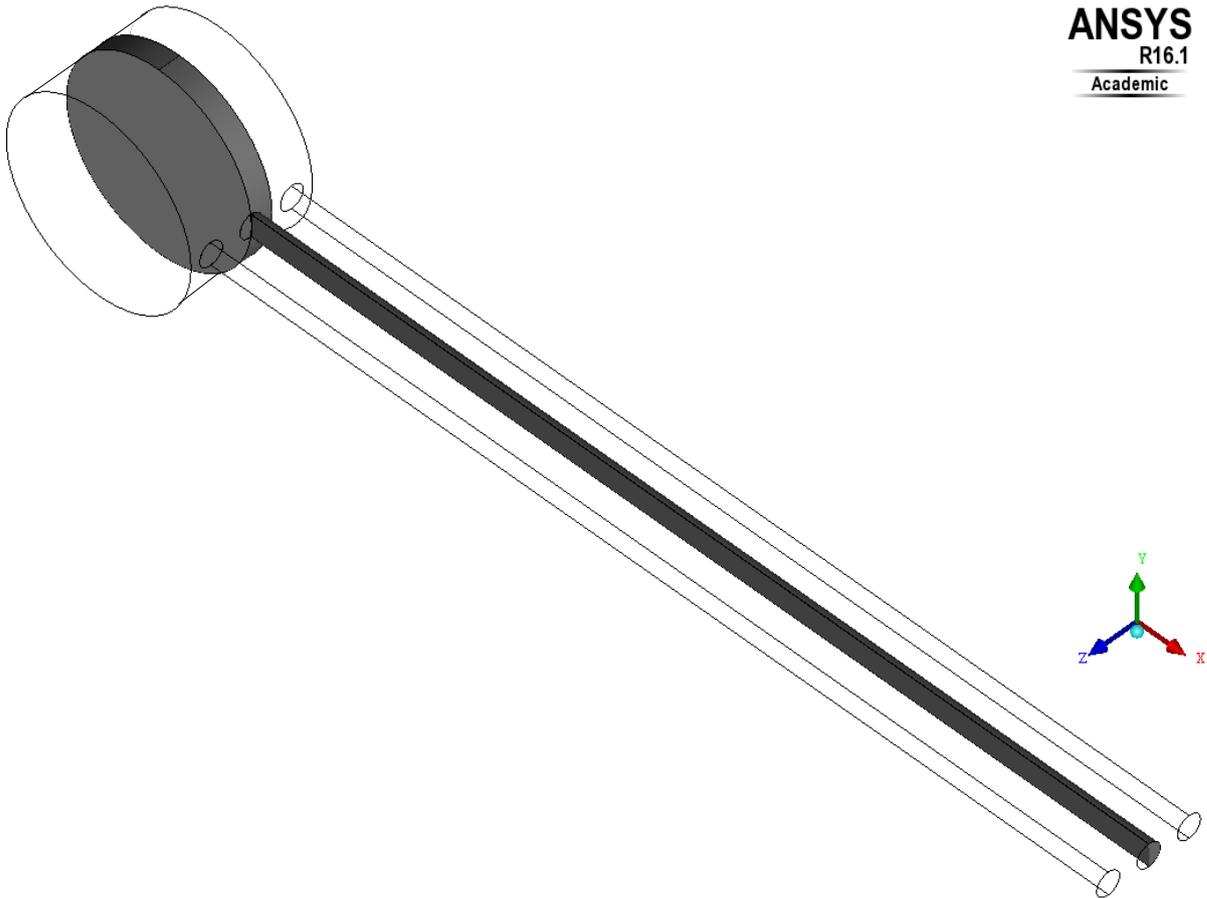


Figura 7.1 – Geometria considerada para as análises.

7.2 Modelagem Matemática

O modelo matemático que descreve problemas de escoamento com transporte de massa e energia é composto pelas equações de conservação da massa, Equação (7.1), conservação da quantidade de movimento em x, y e z, Equações (7.2-7.4), respectivamente, e conservação de energia, Equação (7.5).

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (7.1)$$

$$\rho \left(\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) \quad (7.2)$$

$$\begin{aligned} \rho \left(\frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right) \\ = -\frac{\partial p}{\partial y} + \mu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) + \rho g [1 - \beta_T (T - T_0)] \end{aligned} \quad (7.3)$$

$$\rho \left(\frac{\partial w}{\partial t} + u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right) = -\frac{\partial p}{\partial z} + \mu \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) \quad (7.4)$$

$$\frac{\partial T}{\partial t} + u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} = \frac{k}{\rho c_p} \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) \quad (7.5)$$

onde u , v e w são as componentes de velocidade nas direções x , y e z , respectivamente.

A variação da massa específica com a temperatura foi modelada utilizando a aproximação de Boussinesq. Esta hipótese é aplicada para a modelagem do termo de empuxo a partir da definição do coeficiente de expansão térmica (β), conforme a Equação (7.6)

$$\beta_T = -\frac{1}{\rho} \frac{d\rho}{dT} \approx -\frac{1}{\rho} \frac{\Delta\rho}{\Delta T} \approx \frac{1}{\rho_0} \frac{(\rho_0 - \rho)}{(T_0 - T)} \quad (7.6)$$

onde ρ_0 é a massa específica de referência à temperatura de referência T_0 .

Resolvendo para ρ obtém-se a Equação (7.7):

$$\rho \approx \rho_0 [1 - \beta_T (T - T_0)] \quad (7.7)$$

O produto entre a massa específica e a aceleração da gravidade (g) resulta no termo de empuxo (E), dado pela Equação (7.8), e observado na Equação (7.3).

$$E \approx \rho_0 g [1 - \beta_T (T - T_0)] \quad (7.8)$$

Para simular o processo de convecção natural entre o tubo evacuado e o reservatório foi considerada água como fluido de trabalho. As hipóteses são de escoamento incompressível, regime de escoamento laminar e propriedades termofísicas constantes, sendo função apenas da temperatura inicial.

7.2.1 Condições de Contorno

No domínio característico, ilustrado na Figura 7.2(a), os dois lados de corte são considerados como superfícies de simetria. Já para o tubo, as condições de contorno são de fluxo de calor prescrito. Na superfície semicilíndrica superior a intensidade do fluxo de calor

é maior que na posterior, conforme Figura 7.2(b). A extremidade fechada do tubo e a parede do reservatório são consideradas adiabáticas

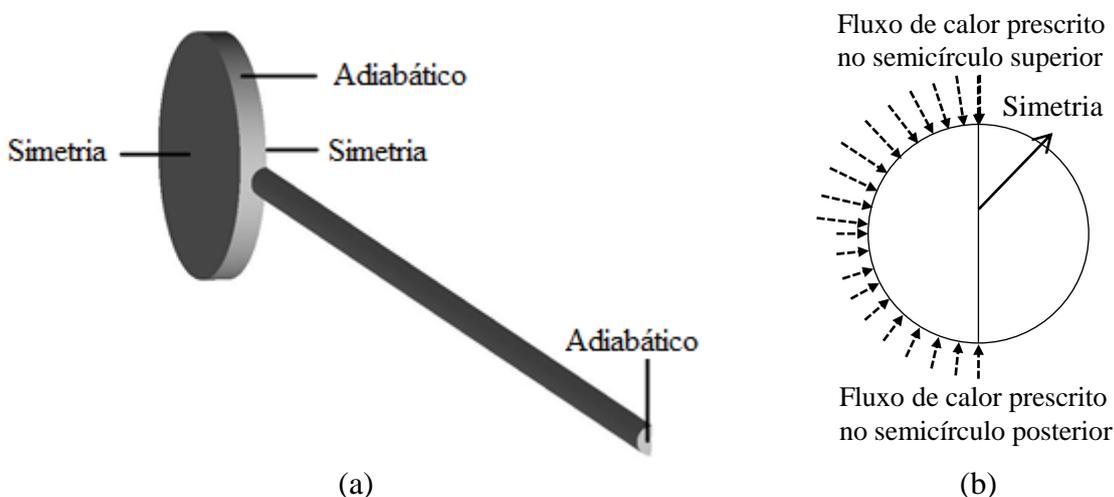


Figura 7.2 – Condições de contorno: (a) para o reservatório e a extremidade fechada do tubo; (b) para o tubo.

Junto às paredes, que não tem condição de simetria, considera-se que não há deslizamento nem permeabilidade de fluido, ou seja, as componentes de velocidade tem valor zero.

Além de determinar as condições de contorno, é necessário atribuir ao problema as suas condições iniciais para a solução. Tais condições foram de temperatura do fluido homogênea e campo de velocidades zero em todo domínio.

7.3 Metodologia de Solução

Para solução do escoamento em convecção natural que ocorre no coletor de tubos evacuados por CFD, utilizou-se o *software* comercial ANSYS-FLUENT 12.0. A partir de um domínio discretizado, esse *software* resolve numericamente as equações diferenciais de conservação, apresentadas no Item 7.2, utilizando o método de volumes finitos (MVF).

O MVF resolve as equações diferenciais a partir da integração das variáveis em cada face dos volumes, garantindo, desta forma, a conservação de massa, da quantidade de movimento e da energia para cada volume e, conseqüentemente, para o domínio.

Para avaliar as integrais nas faces dos volumes é necessário assumir uma função de interpolação entre um volume de controle e seus volumes vizinhos. Algumas funções são propostas pela literatura para realizar esta interpolação, tais como: *Piecewise* (Aproximação

linear), *Stepwise* (Perfil por partes), *Upwind* (Assume a preponderância das condições de contorno do volume à jusante) e *Power Law* (Assume uma função exponencial). Neste trabalho as funções *Upwind* e *Power Law* foram testadas. A diferença entre os resultados para a vazão mássica entre tubo e reservatório, produzidos com estas duas funções de interpolação, para uma mesma simulação, foi menor que dois por cento.

No escoamento incompressível de um fluido newtoniano o campo de pressões é dependente do campo de velocidades, e como não há uma relação explícita que expresse estas duas variáveis diz-se que há um problema de acoplamento de pressão-velocidade para solução deste tipo de escoamento. Este problema, por vezes, é resolvido através de métodos iterativos. O método utilizado neste trabalho é aquele proposto por Patankar, 1980, denominado *Semi Implicit Method for Pressure Linked Equations* (SIMPLE). Este algoritmo utiliza passos com estimativa e correção baseado na hipótese de que a velocidade obtida pela equação de conservação de quantidade de movimento só irá satisfazer a equação de conservação de massa se o campo de pressão estiver correto.

7.3.1 Discretização do Domínio

A aproximação numérica deve reproduzir a equação diferencial quando os tamanhos da malha espacial e temporal tendam a zero. Além disso, os erros devem tender a zero quando a malha tender a um número infinito de volumes. No entanto, o número de volumes de controle utilizados em uma malha influi no tempo de computação (Maliska, 2004).

A discretização do domínio consiste em dividi-lo em vários volumes de tamanho menor. A este conjunto de volumes que constituem o domínio dá-se o nome de Malha Espacial.

Uma das malhas espaciais utilizada é formada por volumes tetraédricos de tamanhos iguais, como mostra a Figura 7.3. Esta malha foi construída com o *software* ICEM (módulo do software ANSYS-CFX 12.0), e possui aproximadamente 1,5 milhões de volumes.

A construção da malha tetraédrica é rápida e por isso ela foi utilizada para obtenção de alguns resultados preliminares. Porém, esta malha não é a mais adequada para avaliar um problema que tenha escoamento em um sentido preferencial, ou seja, que ocorre em uma direção bem definida. Para estes casos, a malha que utiliza volumes no formato hexaédrico é mais indicada. Com esta malha é possível alinhar os volumes de tal forma que uma de suas

faces fique perpendicular ao escoamento preferencial, e isto acarretará em menores erros na decomposição dos vetores de velocidade naquela face.

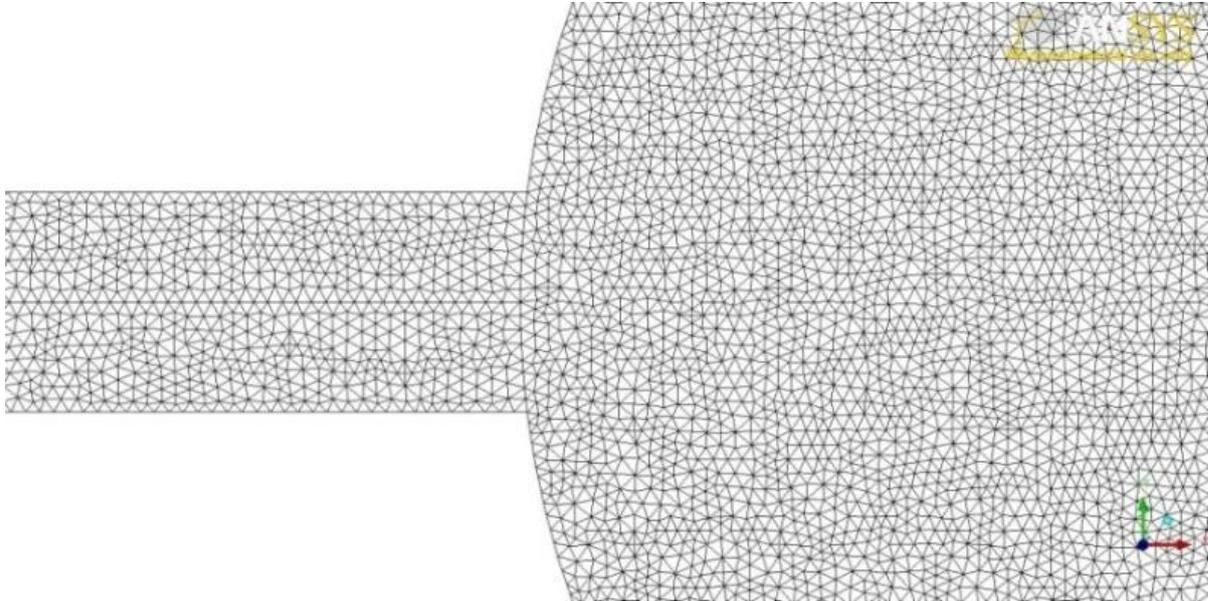
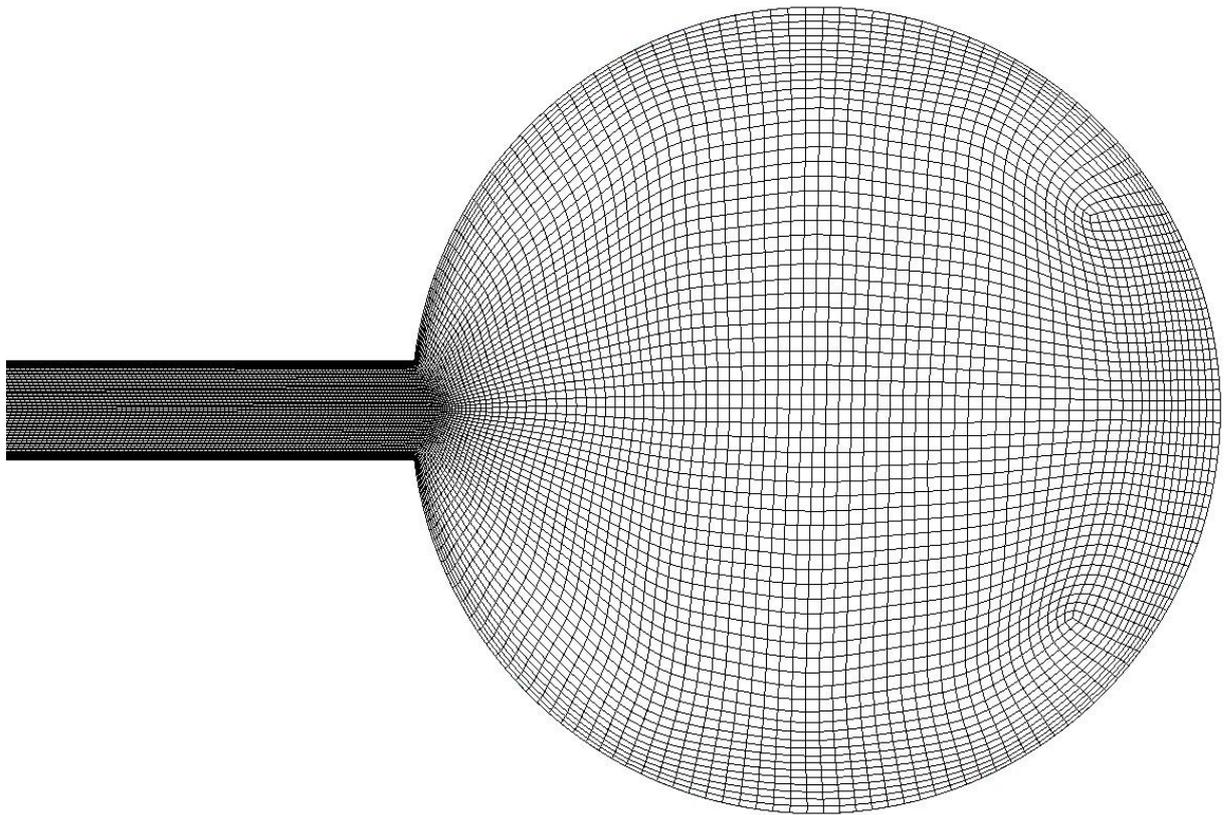


Figura 7.3 – Malha tetraédrica no plano central do tubo.

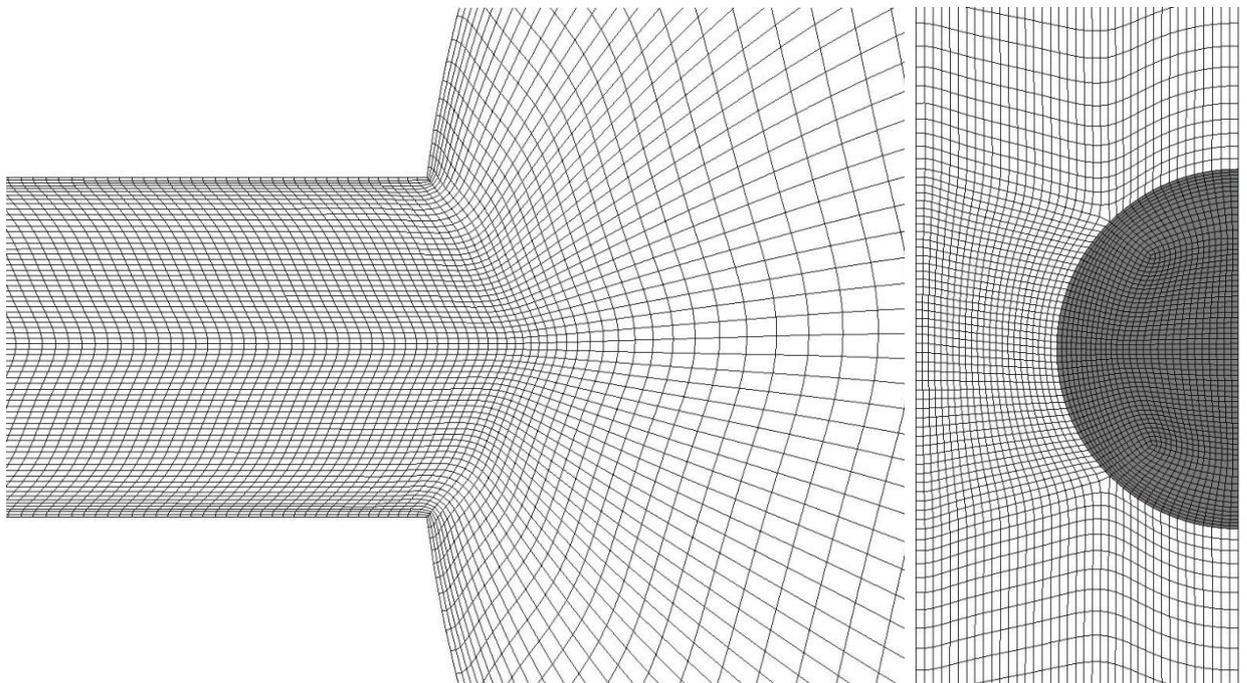
No problema tratado o escoamento no interior do tubo ocorre principalmente na sua direção longitudinal, ou seja, perpendicular ao plano de sua seção transversal. Por este motivo, optou-se pela malha hexaédrica para realizar as simulações. Uma malha com 900 mil volumes foi construída, como mostra a Figura 7.4. Nesta figura é possível observar que a malha tem uma maior densidade de volumes próximo às paredes do domínio e na região de conexão entre tubo e reservatório. Isto é necessário porque nestes locais há maiores gradientes de temperatura e de velocidade.

A solução de escoamentos utilizando CFD contém erros devido à utilização de um método discreto para avaliar um problema contínuo. Estes erros podem ser minimizados aumentando-se o número de volumes na discretização de um domínio, ou seja, aumentando o número de elementos da malha espacial. Por isso, faz-se necessário uma análise que identifique o quanto os resultados são dependentes da malha, chamada teste de independência de malha.

Uma malha mais refinada, com 1,9 milhões de volumes, foi construída para que seus resultados fossem comparados aos da malha com menos elementos. Os resultados desta comparação estão descritos no Item 8.1.1.



(a)



(b)

(c)

Figura 7.4 – Malha hexaédrica: (a) no plano de corte central ao tubo; (b) na conexão tubo-reservatório, no mesmo plano; (c) em uma seção de corte transversal ao tubo.

7.4 Avaliação Paramétrica

O objetivo do estudo numérico é uma avaliação paramétrica do processo de convecção natural entre um tubo evacuado e o reservatório térmico. Os parâmetros utilizados para tal avaliação foram: fluxo de calor sobre o tubo, inclinação do coletor, tamanho do reservatório e temperatura da água. A combinação destes parâmetros gerou um número de 125 diferentes casos para implementação e simulação. Estas simulações foram realizadas no Laboratório de Simulação Computacional da Universidade do Rio dos Sinos (UNISINOS). Os computadores utilizados possuem processador Intel Core i7-2600 CPU @ 3.40 GHz, com 16,0 GB de memória RAM. A simulação com maior tempo de duração foi em torno de cinco dias ininterruptos, já a com menor tempo de duração foi de um dia.

7.4.1 Avaliação da Irradiância

A distribuição da irradiância sobre o tubo não é uniforme e pode ser determinada utilizando o método proposto no Item 4. Porém, para simplificar a implementação do modelo numérico, a distribuição de irradiância foi tomada como uniforme sobre cada superfície semicilíndrica do tubo, com valores diferentes, na parte superior e posterior, conforme a

Tabela 7.1.

Tabela 7.1 – Valores de fluxo de calor na parte superior e posterior do tubo.

Irradiância	I1	I2	I3
Médio	455 W/m²	305 W/m²	145 W/m²
Superior	710 W/m ²	488 W/m ²	290 W/m ²
Inferior	200 W/m ²	122 W/m ²	0 W/m ²

Estas situações de irradiância correspondem a valores típicos quando o coletor está em operação. No modelo numérico estes valores correspondem ao fluxo de calor trocado entre a superfície interna do tubo e a água no seu interior.

O perfil do fluxo de calor sobre o tubo modifica as condições de convecção, porém, essas mudanças não são de ordem significativa, como demonstrou Budihardjo, et al., 2007. Os autores avaliaram numericamente um tubo inclinado em regime de convecção natural interna com o mesmo valor do fluxo de calor, distribuído de três formas diferentes: totalmente distribuído na superfície semicilíndrica superior, uniformemente distribuído e totalmente distribuído na superfície semicilíndrica posterior. Com esta análise eles observaram uma

diferença em torno de 4% entre os resultados quando compararam as vazões mássicas na saída do tubo.

7.4.2 Avaliação da Inclinação do Coletor

A inclinação do coletor determina a componente axial da força de empuxo. Esta componente é um dos fatores que impulsiona o processo de convecção natural, por isso, a inclinação do coletor foi tomada como um parâmetro de análise.

Os coletores de tubos evacuados acoplados são comumente montados sob estruturas metálicas que lhes deixam inclinados de 30° a 60° em relação a um plano horizontal. No entanto, há coletores comerciais que possibilitam uma montagem sob qualquer inclinação.

Os ângulos de inclinação utilizados para a avaliação foram de 30°, 45° e 60°.

7.4.3 Avaliação do Tamanho do Reservatório

As correlações obtidas, através de simulação numérica, por Budihardjo, et al., 2007, utilizam como condição de contorno: pressão e temperatura uniforme na região externa à seção de abertura do tubo. Tal condição não é na prática o que acontece na operação do coletor, por isso, tomou-se como parâmetro de análise diferentes condições na seção de abertura do tubo. As condições avaliadas foram: tubo acoplado a um reservatório de 360 mm de diâmetro, a um reservatório de 500 mm de diâmetro e o tubo aberto (condição de temperatura e pressão uniforme na seção de abertura). Os tamanhos dos reservatórios utilizados são aqueles mais comumente comercializados.

A Tabela 7.2 mostra as siglas utilizadas para se referir as condições na seção de abertura do tubo.

Tabela 7.2 – Siglas utilizadas para se referir as condições na seção de abertura do tubo.

Sigla	G1	G2	Open
Diâmetro do Reservatório	360 mm	500 mm	Tubo aberto

7.4.4 Avaliação da Temperatura da Água

A temperatura da água dentro do sistema é um dos fatores com maior influência sobre a intensidade de troca mássica entre tubo e reservatório. Tal observação pode ser feita analisando os estudos desenvolvidos por Budihardjo, et al., 2007 e Al-Mashat e Hasan, 2013.

Esta intensa influência se deve principalmente ao fato da água aumentar significativamente seu coeficiente de expansão térmica (β) com a temperatura. Além disso, a viscosidade da água diminui com o aumento de temperatura, o que intensifica o processo de convecção natural. As temperaturas avaliadas foram de 290 K, 305 K, 320 K, 335 K e 350 K. Estes cinco valores abrangem uma parcela significativa das temperaturas comuns de operação de um coletor de tubos evacuados.

O fluido considerado nas simulações é água, com as propriedades termodinâmicas consultadas, a pressão de 1 *atm*, em tabelas disponibilizadas online por *National Institute of Standards and Technology (NIST)* dos EUA, no endereço eletrônico (webbook.nist.gov/chemistry/fluid).

8 RESULTADOS

8.1 Validação do Modelo Numérico

A validação do modelo numérico passa por duas etapas: a primeira é uma verificação do grau de refinamento da malha (independência de malha) e a segunda uma comparação de resultados obtidos através de simulação com os medidos experimentalmente (comparação numérico-experimental).

8.1.1 Independência de Malha

O número de volumes de controle utilizados em uma malha espacial possui consequências no tempo de simulação computacional. Desta forma, deve-se utilizar uma malha com número de volumes suficiente para obter um resultado próximo do exato, porém, cujo tempo de solução seja compatível com a capacidade computacional disponível. O teste de independência de malha compara resultados obtidos por malhas com números de volumes diferentes, com intuito de verificar se o aumento na quantidade de volumes altera significativamente os resultados da simulação.

Este item traz uma comparação de resultados produzidos por duas malhas hexaédricas de tamanhos diferentes. Uma malha com aproximadamente 900 mil volumes, chamada de M1, e outra com 1,9 milhões de volumes, denominada de M2. Ambas foram simuladas com o tubo a uma inclinação de 37° , e sob fluxo de calor de 500 W/m^2 distribuído uniformemente sobre o semicilindro superior do tubo. A temperatura inicial da água foi de 300 K.

A variável utilizada para comparação entre as malhas foi a vazão mássica. A Figura 8.1 mostra resultados desta variável em função do tempo, onde se pode observar um comportamento semelhante para as duas malhas. Há, nos primeiros 2 min, um instante de rápido aumento da vazão mássica, tendo seu pico ao final deste intervalo. Logo após, há um momento de oscilação até chegar a uma condição de estabilidade que ocorre após os 13 min. A partir deste momento o escoamento é considerado em regime permanente e a vazão mássica para tal condição oscila em torno de um valor médio. A diferença desse valor médio obtido com estas malhas foi de 2,91 %. Desta forma, considera-se a malha de 900 mil volumes suficiente para solução numérica do problema.

Além da análise do tamanho da malha, duas outras avaliações foram feitas: o teste de duas funções de interpolação entre os volumes: *Upwind* (UP) e *Powerlaw* (PL). Também se analisou os resultados da malha de 900 mil volumes com passos de tempo de 0,1 s e 0,25 s.

As simulações foram realizadas para uma inclinação do tubo de 37° , com fluxo de calor de 500 W/m^2 sobre a superfície semicilíndrica superior, e temperatura inicial da água de 300 K .

A máquina utilizada para as simulações possui um processador (Intel® Core™ i7-2600 CPU @ 3.2 GHz), com 16 GB de memória RAM. O tempo aproximado de simulação foi de três e dez dias ininterruptos, para o caso com a malha de 900 mil volumes e 1,9 milhões de volumes, respectivamente. Os resíduos de massa, energia e quantidade de movimento, para cada iteração foram de 10^{-4} em todas as simulações deste trabalho.

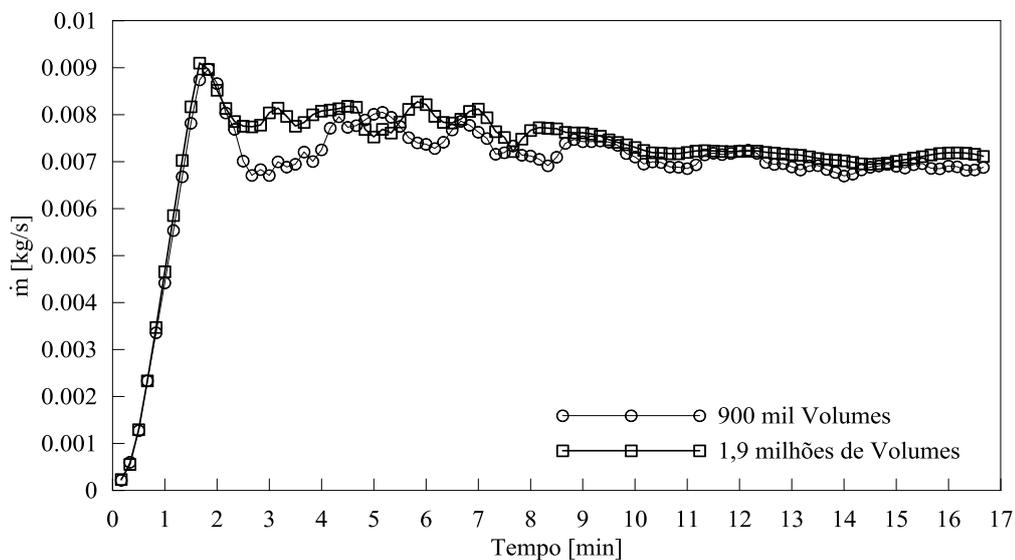


Figura 8.1 – Vazão mássica entre tubo e reservatório em função do tempo para malha com 900 mil volumes e com 1,9 milhões de volumes.

Após o sistema entrar em regime permanente os valores de vazão mássica são próximos para todos os casos avaliados, como indica a Tabela 8.1. Com esta avaliação conclui-se que os resultados são pouco sensíveis à função de interpolação e que o passo de tempo de $0,25 \text{ s}$ é adequado para as simulações.

Tabela 8.1 – Valores médios de vazão mássica, e comparação com o valor obtido através da malha de 1,9 milhões de volumes, para cada caso simulado.

	M1 – UP – $0,1 \text{ s}$	M1 – UP – $0,25 \text{ s}$	M1 – PL – $0,25 \text{ s}$	M2
\dot{m} [kg/s]	0,00698	0,00686	0,00697	0,00707
Comparação com M2	1,28%	2,91%	1,37%	Referência

8.1.2 Comparação Numérico-experimental

Mostrar uma comparação prévia entre valores de vazão mássica obtidos com os experimentos e com uma simulação numérica é o objetivo deste item.

Realizou-se um ensaio experimental conforme procedimentos descritos no Capítulo 6. Para diminuir a influência da distribuição assimétrica da radiação solar sobre o tubo, o experimento foi realizado no entorno do meio dia solar. Os valores médios, máximos e mínimos da radiação total e temperatura ambiente durante o ensaio estão mostrados na Tabela 8.2.

Tabela 8.2 – Valores médios, máximos e mínimos da irradiância e temperatura ambiente.

	G [W/m ²]	T_{amb} [°C]
Valor médio	1010,0	23,1
Valor máximo	1016,8	23,6
Valor mínimo	999,0	22,7

A Figura 8.2 mostra resultados de temperaturas ao longo do tempo durante o ensaio experimental, medidas pelos sensores posicionados na seção de abertura do tubo, indicados na Figura 6.5. Pode-se observar que, até aproximadamente 200 s, a temperatura é praticamente a mesma em toda seção do tubo. Após este período, há um aumento rápido da temperatura medida pelos sensores posicionados na parte superior do tubo (numerados de 1 a 4), o que indica o início da troca de massa entre tubo e reservatório. A temperatura nas seis posições medidas tem um aumento constante a partir do instante de 400 s. Portanto, a diferença entre a temperatura da água de entrada e de saída do tubo mantém-se constante a partir deste momento.

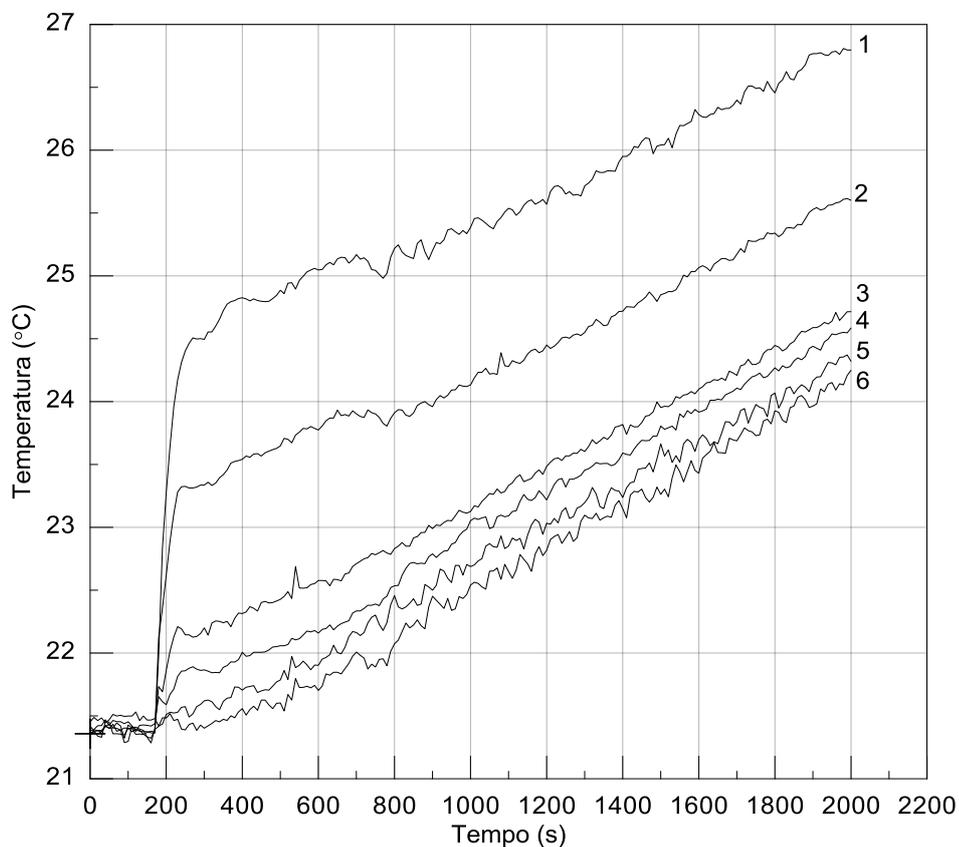


Figura 8.2 – Temperatura da água na seção de abertura do tubo.

A Figura 8.3 mostra resultados experimentais da variação de temperatura da água no interior do reservatório em função do tempo. Estas temperaturas foram medidas com sensores de temperatura distribuídos ao longo da altura do reservatório, conforme mostrado na Figura 6.4. Pode-se observar nesta figura que não há variação significativa de temperatura durante os primeiros 250 s. A partir deste instante, a temperatura das camadas aumenta de forma constante, com exceção da água localizada na parte mais inferior do reservatório. Com isso, pode-se concluir que a variação de energia térmica da água no interior do reservatório é constante neste período.

Analisando a variação de temperatura da água no interior do reservatório e na seção de abertura do tubo, obtidas experimentalmente, conclui-se que, a partir do instante de 400 s, a vazão mássica do sistema é constante. Pode-se chegar a esta conclusão porque a diferença de temperatura na seção de abertura do tubo, assim como a variação de energia térmica da água no reservatório, permanecem constantes.

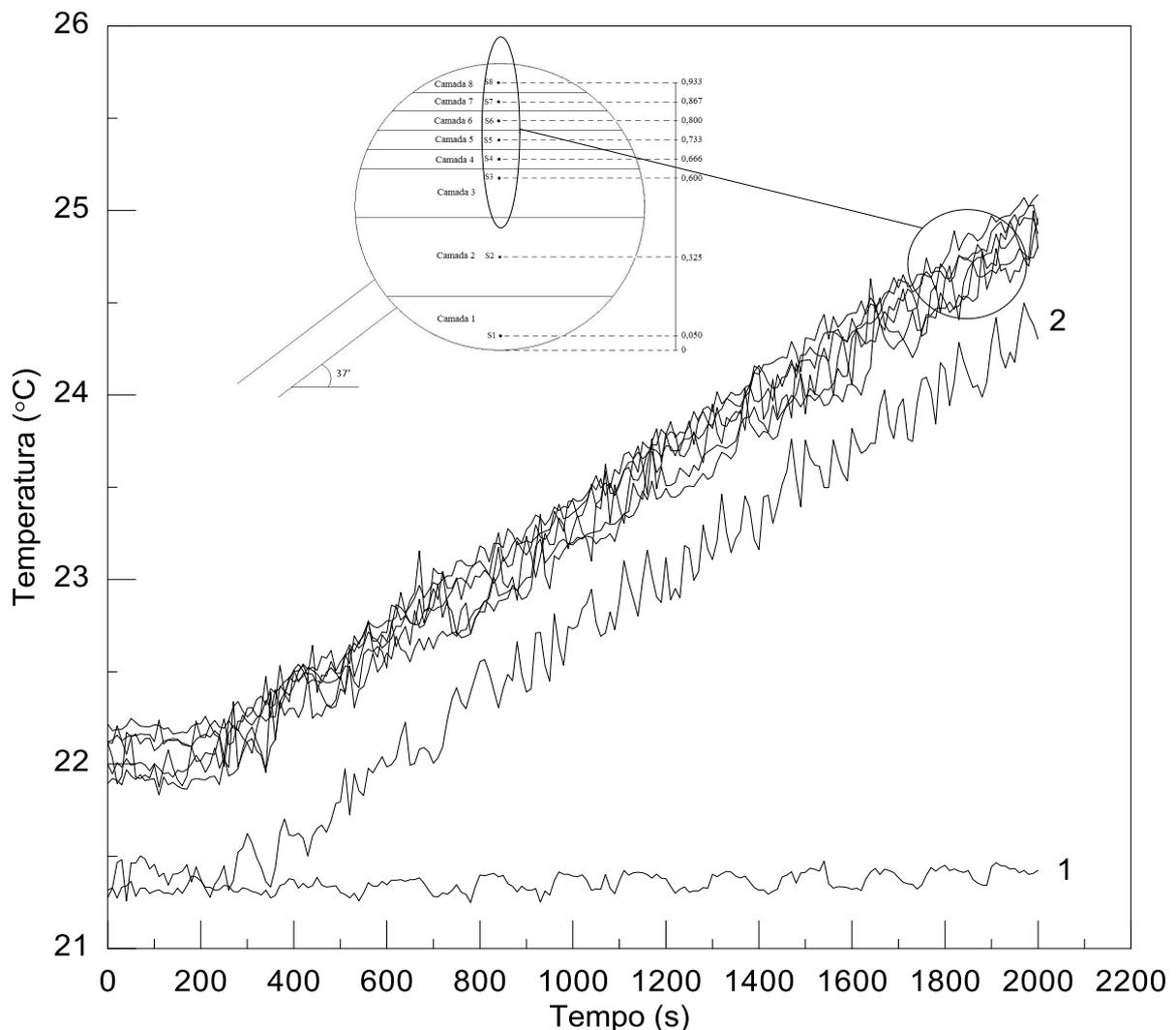


Figura 8.3 – Temperatura da água no interior do reservatório.

A vazão mássica durante o ensaio experimental foi estimada utilizando-se a Equação (6.3). As perdas térmicas do reservatório foram desconsideradas, já que a temperatura ambiente ficou próxima à temperatura média da água no interior do reservatório durante o ensaio. O intervalo de tempo escolhido para determinar a vazão média foi aquele compreendido entre 1000 s e 2000 s. Neste intervalo tomou-se a diferença média de temperatura da água na seção de abertura do tubo e a variação de energia térmica da água no reservatório. A vazão mássica média foi estimada em, aproximadamente, 0,0086 kg/s.

Para comparar os resultados experimentais com os numéricos, um problema com as mesmas condições do experimento foi implementado no programa ANSYS-FLUENT-12, utilizando-se a metodologia descrita no Capítulo 7.

O resultado da vazão mássica média, para o mesmo intervalo do experimento, foi igual a 0,008 kg/s. A diferença entre o resultado experimental e o numérico para estimativa da vazão mássica ficou em 7 %.

A incerteza para a determinação experimental da vazão mássica, calculada com a Equação (6.8) é de 9 %. Sendo assim, a diferença entre os valores de vazão mássica obtidos com o experimento e com a simulação está dentro da margem de incerteza.

8.2 Resultados das Simulações

Após o modelo numérico ter sido validado, uma série de resultados foram obtidos com as simulações. Em um primeiro momento, avaliou-se o período transiente, após, o comportamento fluidodinâmico e, por fim, os resultados da análise paramétrica.

8.2.1 Análise do Período Transiente

Logo do início da incidência de radiação solar sobre o tubo, inicia-se também, a circulação de fluido entre o tubo e o reservatório. Esta circulação é impulsionada pela força de empuxo que ocorre devido à diferença de massa específica entre a água aquecida e a água com temperatura menor.

A vazão mássica entre o tubo e o reservatório em função do tempo, para duas condições simuladas, estão representadas no gráfico da Figura 8.4. Para as duas condições, nos primeiros instantes a vazão mássica entre o tubo e o reservatório tem um rápido aumento, tendo seu pico nos primeiros dois minutos. Com exceção desta observação, nota-se um comportamento distinto das vazões mássicas entre as condições comparadas.

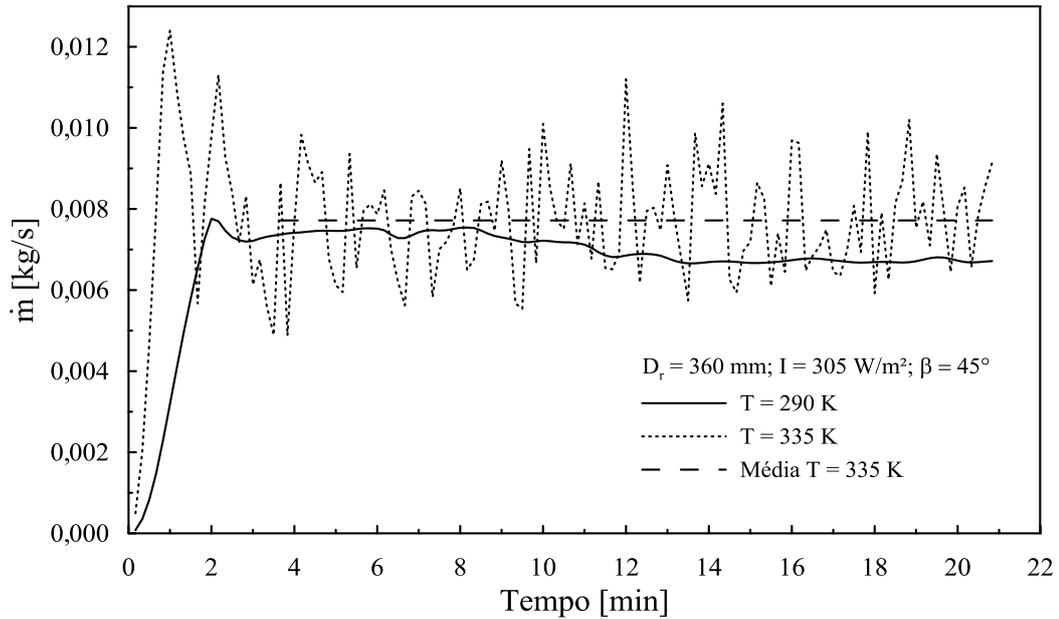


Figura 8.4 – Vazão mássica em função do tempo para condição G1-I2-45, com temperaturas iniciais de 290 K e 335 K.

A condição com temperatura de 335 K tem um comportamento oscilatório, enquanto a condição com temperatura de 290 K tem um comportamento praticamente estável. Para esta última, uma condição estável com patamar maior ocorre até o tempo de aproximadamente doze minutos. Ao fim deste intervalo, há uma queda do patamar, indicando a completa estratificação térmica na região de saída do tubo. A partir deste momento o escoamento é considerado em regime estável e a vazão mássica é determinada como uma média dos valores subsequentes. Um comportamento semelhante foi observado para condições simuladas com menores irradiâncias e/ou menores temperaturas.

Para a condição com temperatura de 335 K observa-se uma condição instável da vazão mássica. Este comportamento oscilatório da saída de água do tubo para o reservatório foi observado para as condições com temperaturas mais altas e/ou irradiâncias mais altas. Para estas condições a vazão mássica é mais alta, e com isso, supõe-se que, combinada a alta razão de aspecto do tubo, há um escoamento em golfadas.

O escoamento em golfadas é definido, mais comumente, para um escoamento bifásico, como sendo um fluxo de líquido com intermitência sucessiva de bolhas de gás. Porém, no problema estudado neste trabalho tal intermitência é ocasionada por inserções rápidas de água fria do reservatório para o tubo, e conseqüentemente, golfadas de água quente do tubo para o reservatório.

Para as simulações que incorreram neste tipo de escoamento, a vazão mássica foi tomada como uma média, conforme mostra a linha (Média 335 K) na Figura 8.4.

8.2.2 Comportamento Fluidodinâmico

Análises de escoamentos utilizando CFD permitem observar de forma detalhada características do movimento de fluido. O objetivo deste item é observar o comportamento fluidodinâmico no processo de convecção natural que ocorre no interior de um coletor solar de tubos evacuados. Para esta observação serão utilizados os resultados das simulações especificadas nos Itens anteriores.

A trajetória de um fluido pode ser observada através de linhas de corrente. Elas representam o caminho percorrido por uma partícula fluida no sistema durante certo tempo. Linhas de corrente são mostradas na

Figura 8.5 para a água em um coletor solar de tubos evacuados quando em aquecimento. Estes resultados foram obtidos para a situação de simulação G1-II-45-290. As linhas azuis correspondem a menores valores de velocidade, já as vermelhas o oposto.

O comportamento padrão observado nas simulações foi aquele mostrado na

Figura 8.5, em que a água aquecida que sai do tubo assume a forma de uma pluma ascendendo ao topo do reservatório. Neste instante há uma reposição da água pela parte inferior do tubo, o que ocasiona um movimento contracorrente, e divide a seção do tubo em duas regiões, como pode ser observado com detalhe na Figura 8.6.

No interior do tubo também há uma divisão, entre a água aquecida que ascende ao reservatório pela parte superior e a água do reservatório que entra no tubo pela parte inferior. Esta divisão causa uma região de cisalhamento, onde a velocidade do escoamento é zero. Nesta região pode-se observar que há uma recirculação do fluido próximo à conexão tubo-reservatório. Esta recirculação é mostrada com maior detalhe através de linhas de corrente na Figura 8.7.

Em situações onde a troca mássica entre tubo e reservatório é mais intensa, observou-se um comportamento fluidodinâmico instável. Este comportamento foi observado, principalmente, nas situações de maior temperatura da água. Para situações de maior inclinação e irradiância também se observou uma maior instabilidade do escoamento.

As situações nas quais observou-se um escoamento instável, a mistura entre as camadas ascendente e descendente é mais intensa, e a água sai do tubo de forma intermitente, ou seja, em golfadas. Portanto o comportamento de pluma não se aplica a estas situações.

A região próxima à extremidade fechada do tubo tem uma participação modesta na circulação de fluido. A maior parte da água que entra no tubo não percorre todo seu comprimento, tomando o caminho oposto antes de tocar o seu fundo.

Behnia e Morrison, 1991, utilizaram um corante traçador para visualizar o escoamento em tubos inclinados com abertura única e em processo de convecção natural. Eles observaram que próximo à extremidade fechada do tubo há uma região onde o fluido fica estagnado. Verificaram também que o volume de fluido estagnado é dependente da razão de aspecto do tubo e do número de Rayleigh. Este mesmo comportamento foi observado por Lighthill, 1953, e Martin, et al., 1953. O primeiro propôs uma correlação para prever as condições nas quais a região de estagnação começa a se desenvolver.

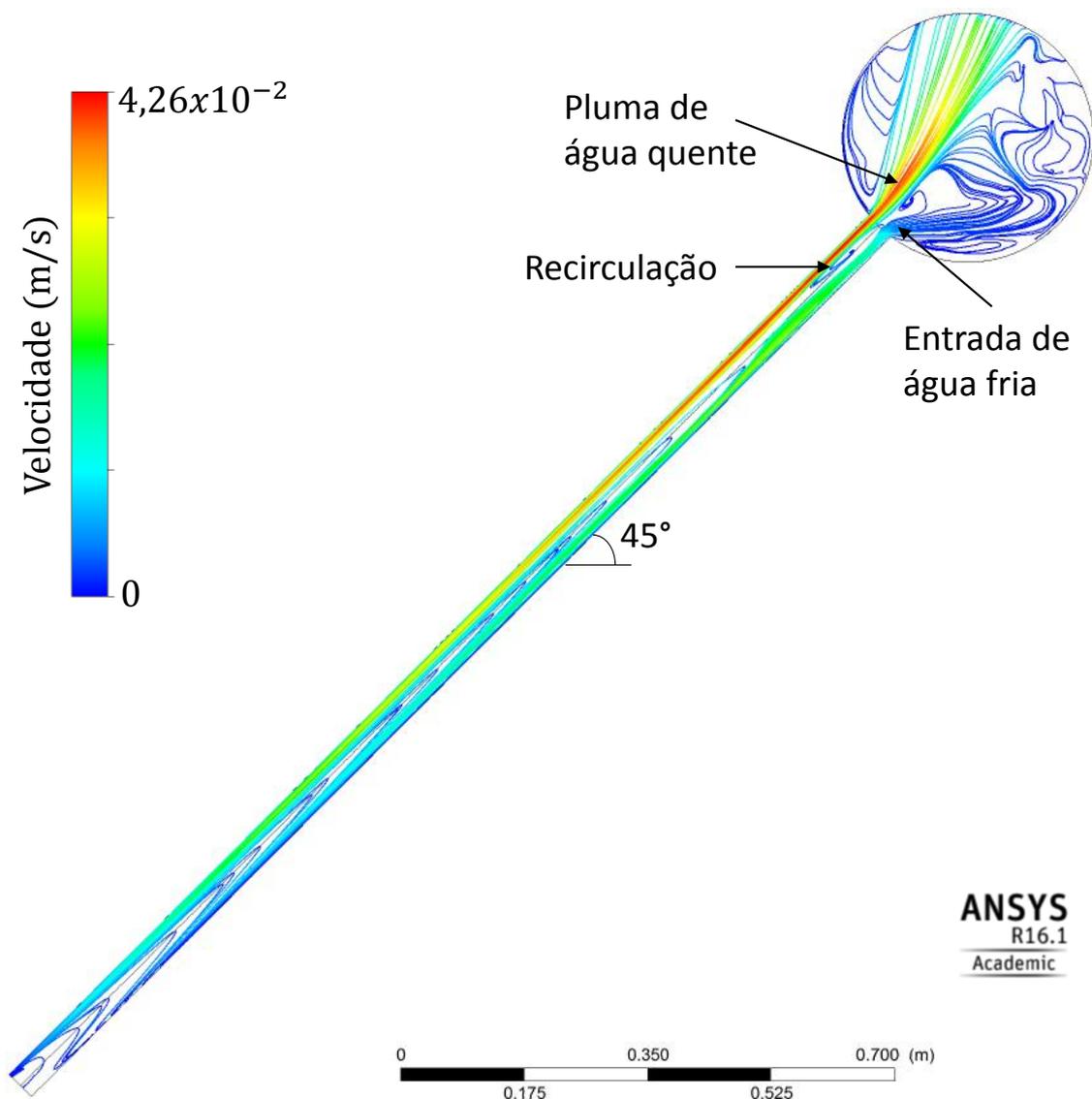


Figura 8.5 – Linhas de corrente para: $D_R = 360$ mm, $I = 455$ W/m², $\beta = 45^\circ$ e $T = 290$ K.

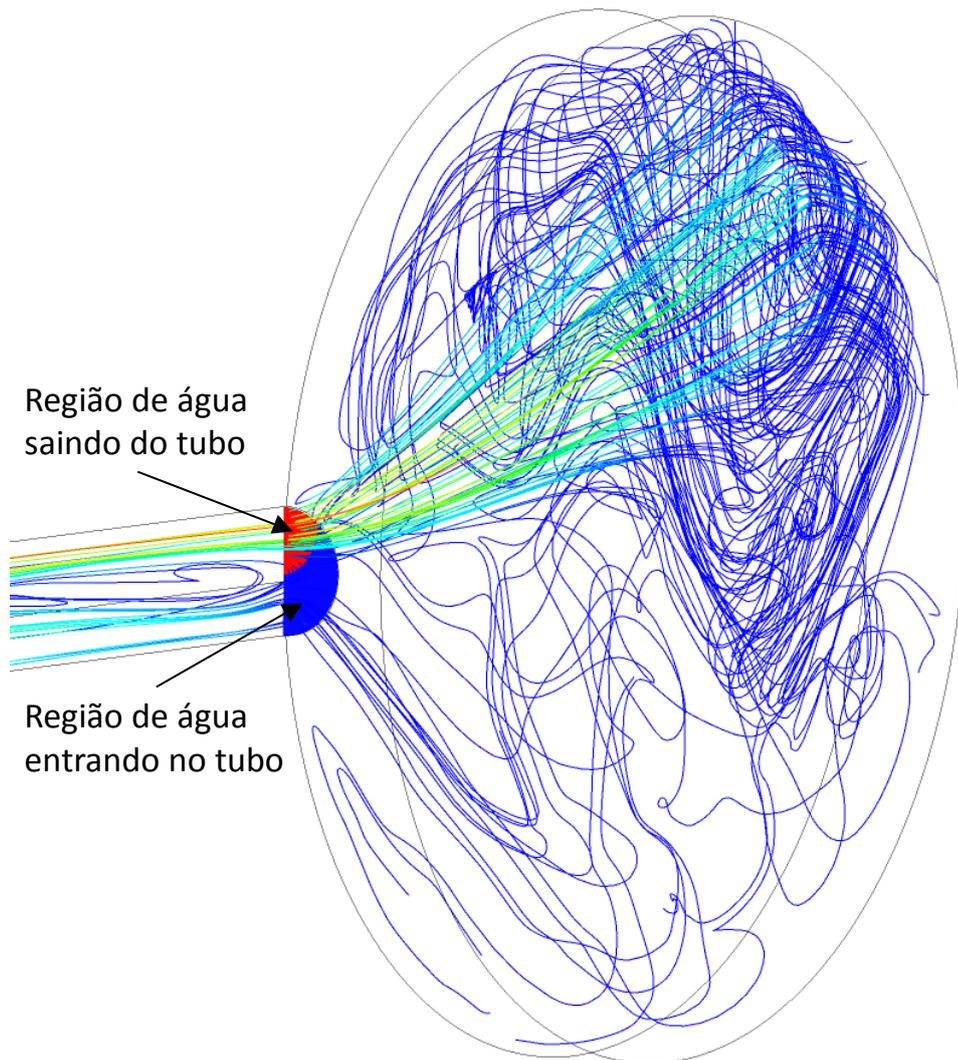


Figura 8.6 – Linhas de corrente na seção de abertura do tubo.

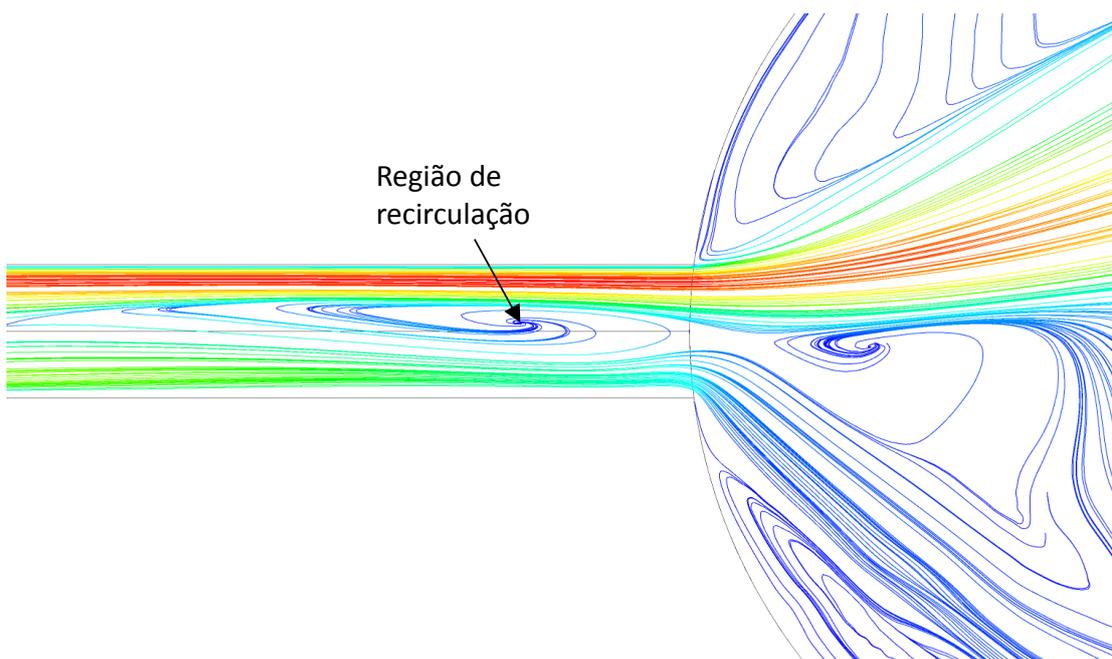


Figura 8.7 – Região de recirculação.

8.2.3 Escoamento Secundário

No aquecimento de água em um coletor de tubos evacuados há um escoamento preferencial, ou primário, composto pelas correntes ascendente e descendente que acontecem no sentido longitudinal do tubo. Há também um escoamento secundário, que ocorre na seção transversal do tubo. Neste escoamento há uma troca mássica entre as regiões “quente e fria” do tubo. Em um movimento anular, próximo às paredes, há movimento de fluido da região fria para a quente, enquanto na região central o movimento é no sentido oposto.

O escoamento secundário pode ser observado com detalhe nas Figura 8.8(a-b). As imagens destas figuras foram obtidas com um corte transversal exatamente na metade do comprimento do tubo. A região vermelha representa parcela da seção onde o fluido é ascendente, e a azul onde o fluido é descendente. As setas são os vetores velocidade. A Figura 8.8(a) mostra o escoamento secundário para o caso $D_R = 360$ mm, $I = 455$ W/m², $\beta = 45^\circ$ e $T = 290$ K, a Figura 8.8(b) para o caso $D_R = 360$ mm, $I = 305$ W/m², $\beta = 45^\circ$ e $T = 290$ K.

Analisando as imagens é possível observar que a intensidade do escoamento secundário aumenta com o aumento da irradiância. Isto se deve principalmente porque a intensidade do fluxo de calor na parte posterior do tubo aumenta.

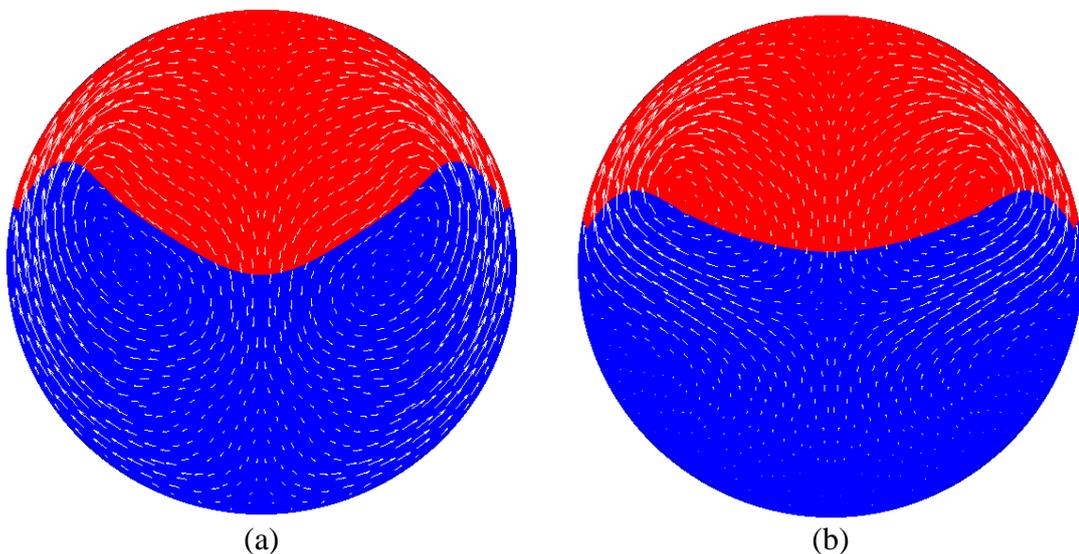


Figura 8.8 – Escoamento secundário para G1-45-290, com irradiância de: (a) I1; (b) I3.

8.2.4 Perfis de Velocidade na Abertura do Tubo

Nas Figura 8.9(a, b) são mostrados perfis de velocidade ao longo de uma linha central vertical localizada na seção de abertura do tubo. Estes resultados foram obtidos com a malha tetraédrica. A Figura 8.9(a) mostra resultados para uma inclinação do tubo de 45° e três

valores de fluxo de calor na superfície semicilíndrica superior do tubo (300, 500 e 800 W/m²). Já na Figura 8.9(b) pode-se verificar o perfil de velocidade para duas inclinações do coletor (30 e 45°) com uma irradiância de 500 W/m².

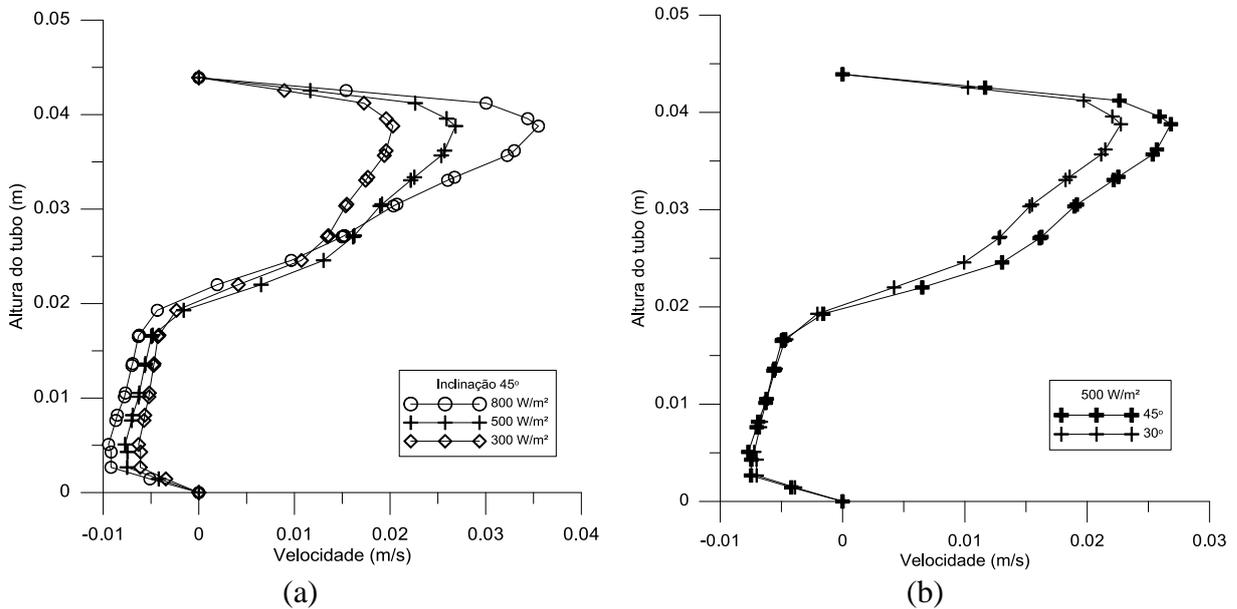


Figura 8.9 – Perfil de velocidade na saída do tubo: (a) para inclinação de 45° e irradiância de 800, 500 e 300 W/m²; (b) para irradiância de 500W/m² e inclinação de 45° e 30°.

Ao observar os perfis de velocidade conclui-se que eles apresentam um comportamento semelhante, no qual o escoamento é descendente na parte inferior do tubo e ascendente na parte superior do tubo. Além disso, observa-se que o perfil de velocidade na seção de abertura do tubo é assimétrico e depende do fluxo de calor e da inclinação dos tubos. Observa-se também que, conforme aumenta a irradiância e a inclinação dos tubos, a velocidade é maior na região de saída de fluido do tubo para o reservatório, próximo ao topo. Isto sugere que há também para estes casos um escoamento mais intenso entre tubo e reservatório.

8.2.5 Estratificação Térmica no Reservatório

As Figura 8.10(a, b) mostram resultados de campos de temperatura para as inclinações de 30° e 45°, respectivamente. Estes campos foram obtidos após 2000 s de aquecimento a 800 W/m², com temperatura inicial da água de 300 K, utilizando a malha tetraédrica. Comparando-se os dois casos é possível observar que, para o tubo com inclinação de 45° (Fig. 7.4(b)), há uma homogeneização maior na temperatura do reservatório. Este fato está

vinculado à ocorrência de maiores magnitudes de vazão mássica na circulação de fluido entre o tubo e o reservatório para maiores inclinações.

Para a inclinação de 30° (Figura 8.10(a)), nota-se uma maior estratificação da água no interior do reservatório. Em ambos os casos a temperatura da água na parte inferior do reservatório, aquela que fica abaixo da seção do tubo, tem pouca variação durante o aquecimento. Isto foi observado também na análise experimental.

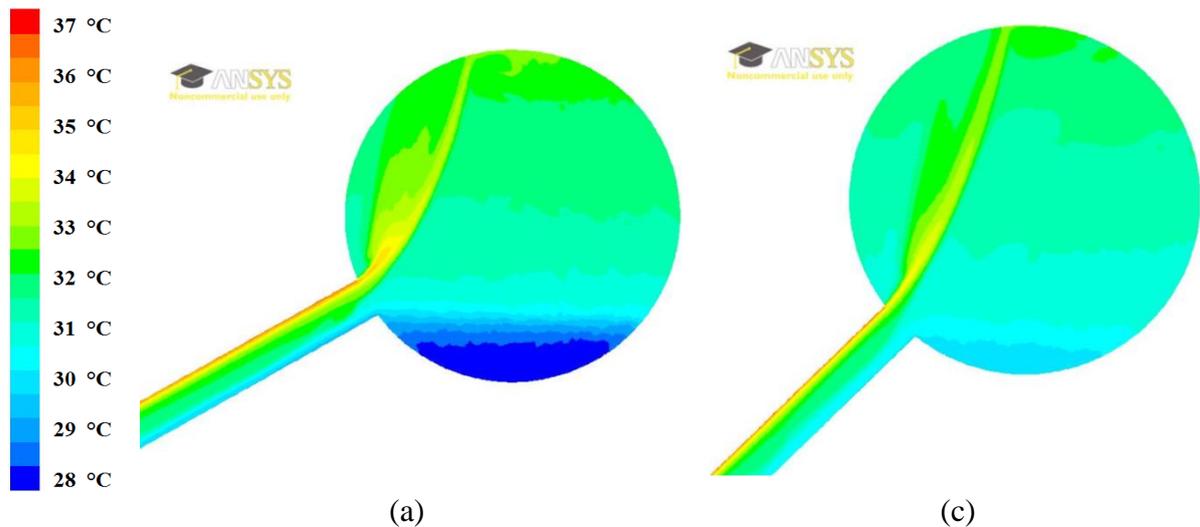


Figura 8.10 – Estratificação térmica no reservatório com malha tetraédrica, $I = 800 \text{ W/m}^2$ e inclinação de: (a) 30° e (b) 45°.

8.3 Avaliação Paramétrica

A avaliação paramétrica dos resultados das simulações será feita observando o efeito dos parâmetros (Inclinação, Irradiância, Temperatura e Diâmetro do Reservatório) sobre a vazão mássica na seção de abertura do tubo.

A análise dos resultados das simulações foi feita com o auxílio do software ANSYS CFD-Post 12.0. Para cada caso simulado avaliou-se a vazão mássica de água na seção de abertura do tubo. Como nesta seção há um fluxo contracorrente, é preciso delimitar uma região onde a componente da velocidade axial (u) é maior que zero. Nesta região há apenas o escoamento de massa no sentido do tubo para o reservatório. E é nesta área que é determinada a vazão mássica aplicando-se a integral da velocidade multiplicada pela área, com a Equação (8.1).

$$\dot{m} = \int_{A_S} \rho u \, dA, \text{ para } u > 0 \quad (8.1)$$

onde \dot{m} é a vazão mássica, ρ a massa específica, A_S a área de saída da água no tubo e u a componente axial da velocidade.

Aplicando o mesmo método, porém para $u < 0$, é possível estimar a vazão mássica na direção oposta, ou seja, do reservatório para o tubo. Os valores das vazões de entrada e saída do tubo ficaram com uma diferença menor que 1%, para todos os casos simulados, o que indica um balanço de massa adequado para a seção de abertura do tubo.

A Figura 8.11(a, b) mostram os resultados das vazões mássicas em função da temperatura para três inclinações. A Figura 8.11(a) traz os resultados para $D_r = 360$ mm e $I = 305$ W/m², enquanto a Figura 8.11(b) traz os resultados para $D_r = 360$ mm e $I = 145$ W/m².

Pode-se observar que, para os dois primeiros valores de temperatura, há um aumento da vazão mássica. Isso se deve principalmente ao aumento do coeficiente de expansão térmica da água com a temperatura. Além disso, a diminuição da viscosidade também contribui para este fato.

No entanto, este aumento da vazão mássica com a temperatura nem sempre ocorre, e não é proporcional. Para temperaturas mais baixas, percebe-se uma taxa de aumento maior, contudo, a temperaturas maiores (a partir de 320 K) o acréscimo não é tão significativo. Sugere-se que, isso seja consequência da transição de regime de escoamento. Quando o escoamento passa a ser em golfadas, há uma diminuição da vazão mássica. Logo após, observa-se novamente um aumento da vazão mássica, porém a uma taxa menor.

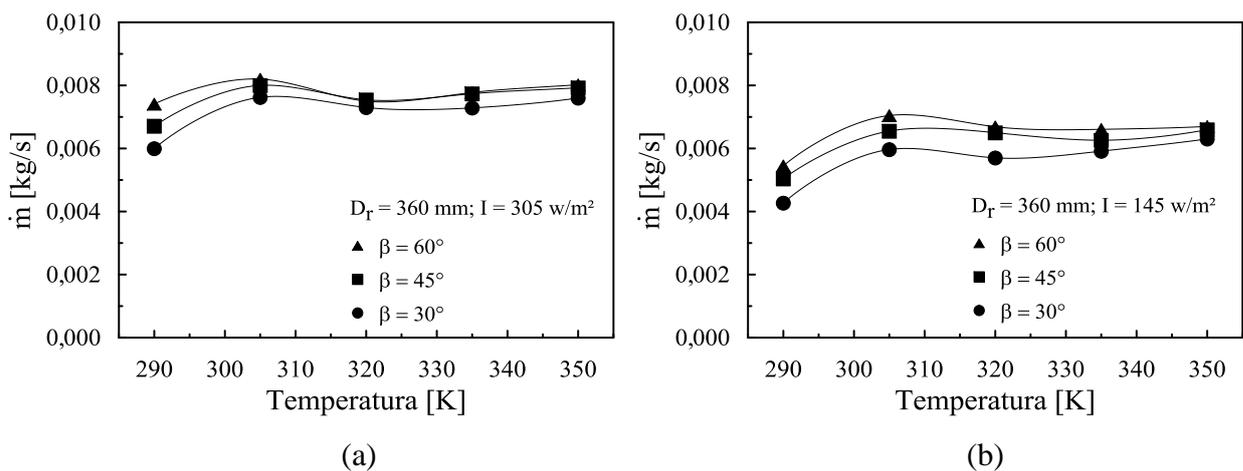


Figura 8.11 – Vazão mássica em função da temperatura e inclinação, para $D_r = 360$ mm:

(a) $I = 305$ W/m² e (b) $I = 145$ W/m².

A Figura 8.12 mostra resultados de vazão mássica para geometria $D_r = 360$ mm e $I = 455$ W/m². Observa-se neste gráfico um comportamento geral de aumento da vazão com a

temperatura e com a inclinação. Entretanto, não há um comportamento tão bem definido quanto nos casos de irradiâncias menores, mostrados nos gráficos da Figura 8.11. Sugere-se que este comportamento ocorre devido a um escoamento mais perturbado, causado pelo valor mais alto do fluxo de calor prescrito na fronteira.

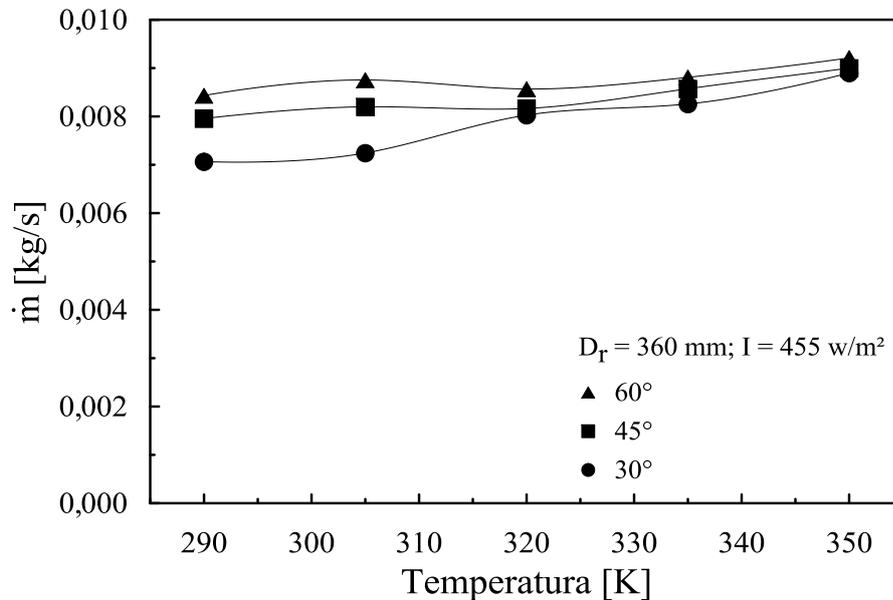


Figura 8.12 – Vazão mássica em função da temperatura e inclinação, para $D_T = 360$ mm e $I = 455$ W/m².

8.3.1 Análise da Irradiância

A Figura 8.13 mostra resultados de vazão mássica para $D_T = 360$ mm e tes valores de irradiância: $I = 455, 305$ e 145 W/m². Cada valor de irradiância possui três resultados, um para cada valor de inclinação: $\beta = 30^\circ, 45^\circ$ e 60° . Um aumento da vazão com a irradiância pode ser observado neste gráfico. Com o acréscimo do fluxo de calor prescrito na fronteira do tubo há um aumento significativo na vazão mássica de circulação natural.

8.3.2 Análise do Tamanho do Reservatório

O tamanho do reservatório, numa primeira análise, parece não influenciar na troca mássica do coletor de tubos evacuados. Provavelmente esse seja um dos motivos para as correlações observadas na literatura terem sido desenvolvidas através de simulações numéricas em tubo aberto.

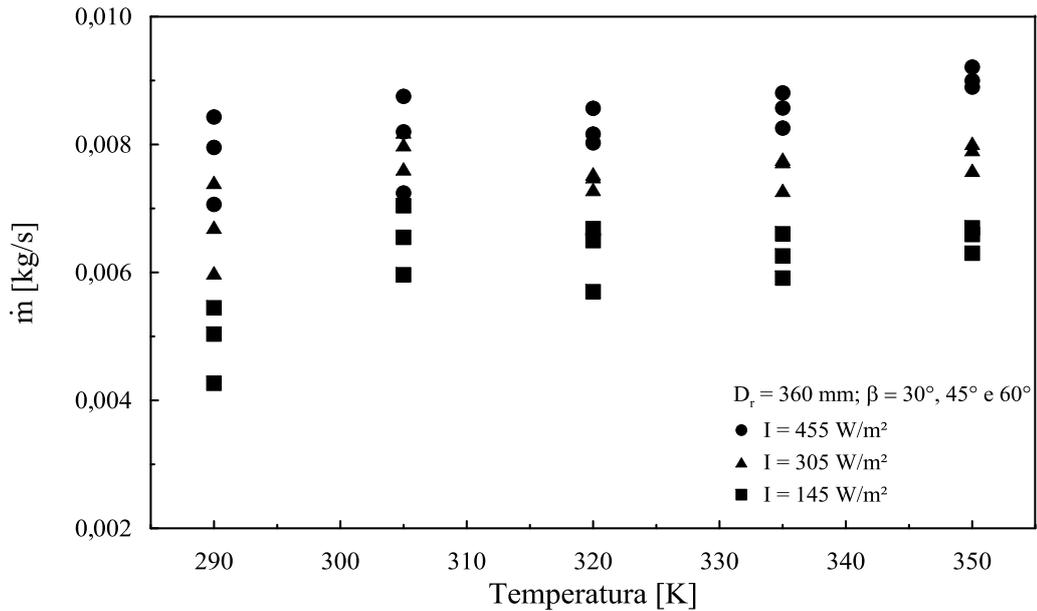


Figura 8.13 – Vazão mássica em função da temperatura, para $D_r = 360 \text{ mm}$, $\beta = 30^\circ, 45^\circ, 60^\circ$ e $I = 455, 305$ e 145 W/m^2 .

Contudo, na análise que segue, percebe-se que o tamanho do reservatório pode ser um parâmetro importante na análise do processo de convecção natural em um coletor de tubos evacuados. A Figura 8.14 mostra a variação da vazão mássica em função da temperatura, com o tubo inclinado a 45° e sob irradiação de 305 W/m^2 . Este gráfico traz resultados para diâmetros do reservatório de: $D_r = 360 \text{ mm}$; $D_r = 500 \text{ mm}$ e Tubo Aberto. Observando-o é possível perceber que com o aumento do diâmetro do reservatório há um aumento da vazão mássica. Em outras palavras, quanto maior a restrição de espaço na seção de abertura do tubo, menor será a troca mássica por convecção natural.

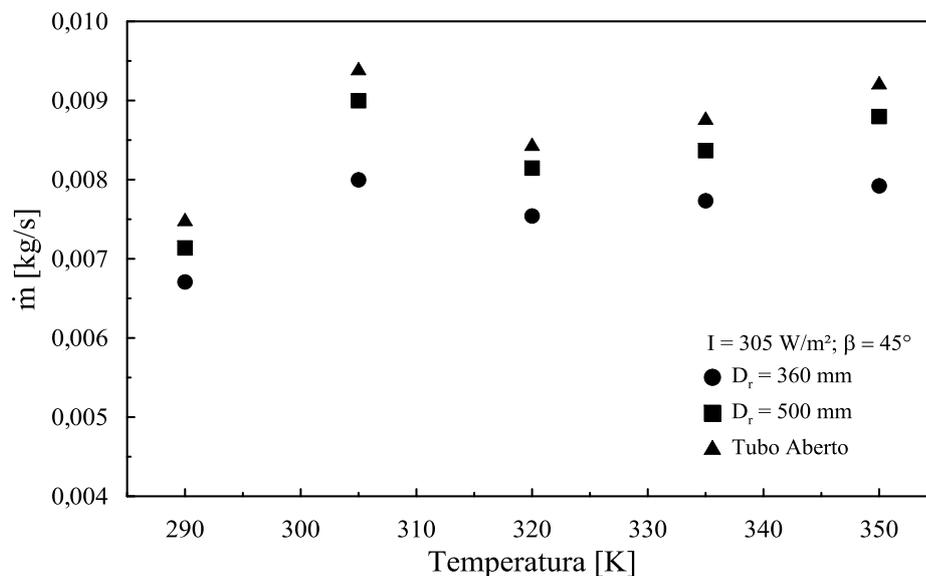


Figura 8.14 – Vazão mássica em função da temperatura para $\beta = 45^\circ$, $I = 305 \text{ W/m}^2$ e $D_r = (360 \text{ mm}, 500 \text{ mm Tubo Aberto})$.

8.3.3 Correlação Adimensional

Para obter uma correlação adimensional partiu-se do pressuposto que a relação entre os adimensionais é semelhante àquela apresentada pela correlação analítica, dada pela Equação (5.21). Então, partiu-se para observação de uma relação matemática entre os adimensionais, utilizando-se os resultados da avaliação paramétrica.

Para cada caso simulado o número de Reynolds é avaliado na seção de abertura do tubo com a Equação (8.2). O valor de $\left(\frac{Nu_D Gr_D}{Pr}\right)$ pode ser obtido através da combinação das Equações (5.13), (5.16), (5.18) e (5.19), resultando na Equação (8.3).

$$Re_D = \frac{4\dot{m}}{\pi D \mu} \quad (8.2)$$

$$\frac{Nu_D Gr_D}{Pr} = \frac{g \beta q'' D^4}{\rho c_p v^3} \quad (8.3)$$

Além da dependência de Re_D com o grupo $\left(\frac{Nu_D Gr_D}{Pr}\right)$, há também uma dependência com o ângulo de inclinação (β) e com a razão entre o diâmetro do tubo e do reservatório (D_t/D_r). Em um primeiro momento uma correlação de Re_D para cada (D_t/D_r) foi obtida com o auxílio do programa DataFit v.9.0. Estes resultados podem ser observados na Figura 8.15.

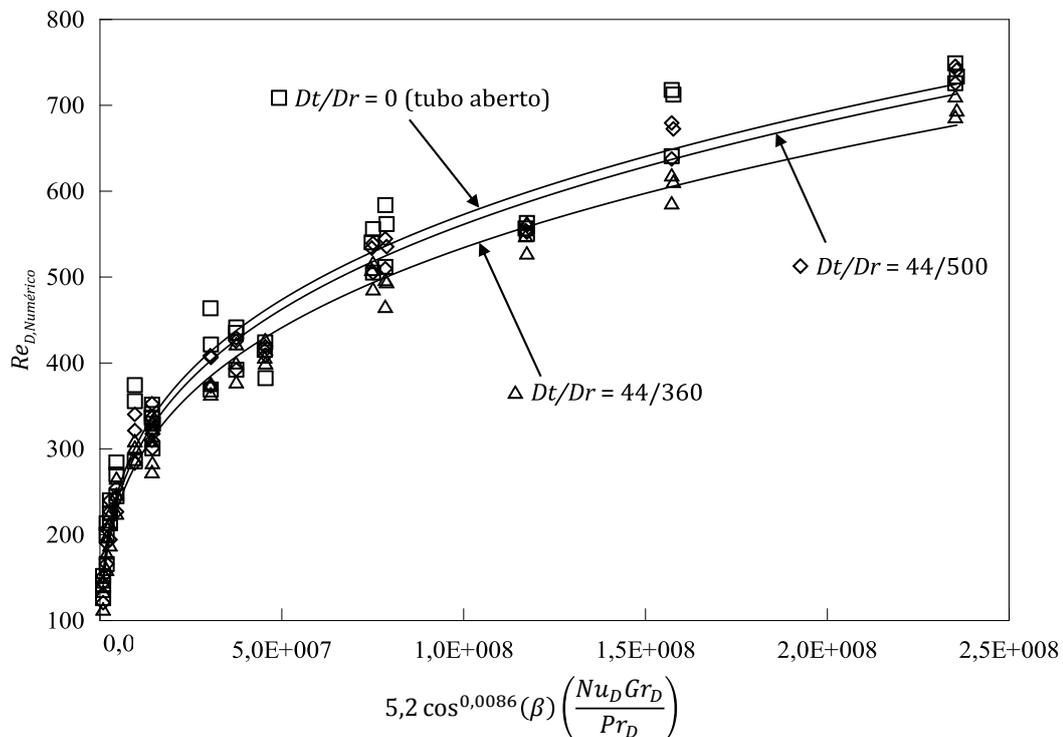


Figura 8.15 – Re_D em função de $5,2 \cos^{0,0086}(\beta) \left(\frac{Nu_D Gr_D}{Pr_D}\right)$ para: $D_t/D_r = 44/360, 44/500$ e zero (Tubo Aberto)

Uma correlação completa, Equação (8.4), foi obtida utilizando-se o mesmo programa. A função obtida possui uma boa adequação aos pontos que foram utilizados para sua obtenção, conforme se pode observar no gráfico da Figura 8.16. Os intervalos de aplicabilidade da correlação são aqueles dados nas Equações (8.5 – 8.7).

$$Re_D = 5,2 \cos^{0,0086}(\beta) \left(\frac{Nu_D Gr_D}{Pr_D} \right)^{0,281 - 0,03 \frac{D_t}{D_r}} \quad (8.4)$$

$$1,7 \times 10^5 \leq \frac{Nu_D Gr_D}{Pr_D} \leq 4,5 \times 10^7 \quad (8.5)$$

$$\frac{D_t}{D_r} \leq 0,12 \quad (8.6)$$

$$30^\circ \leq \beta \leq 60^\circ \quad (8.7)$$

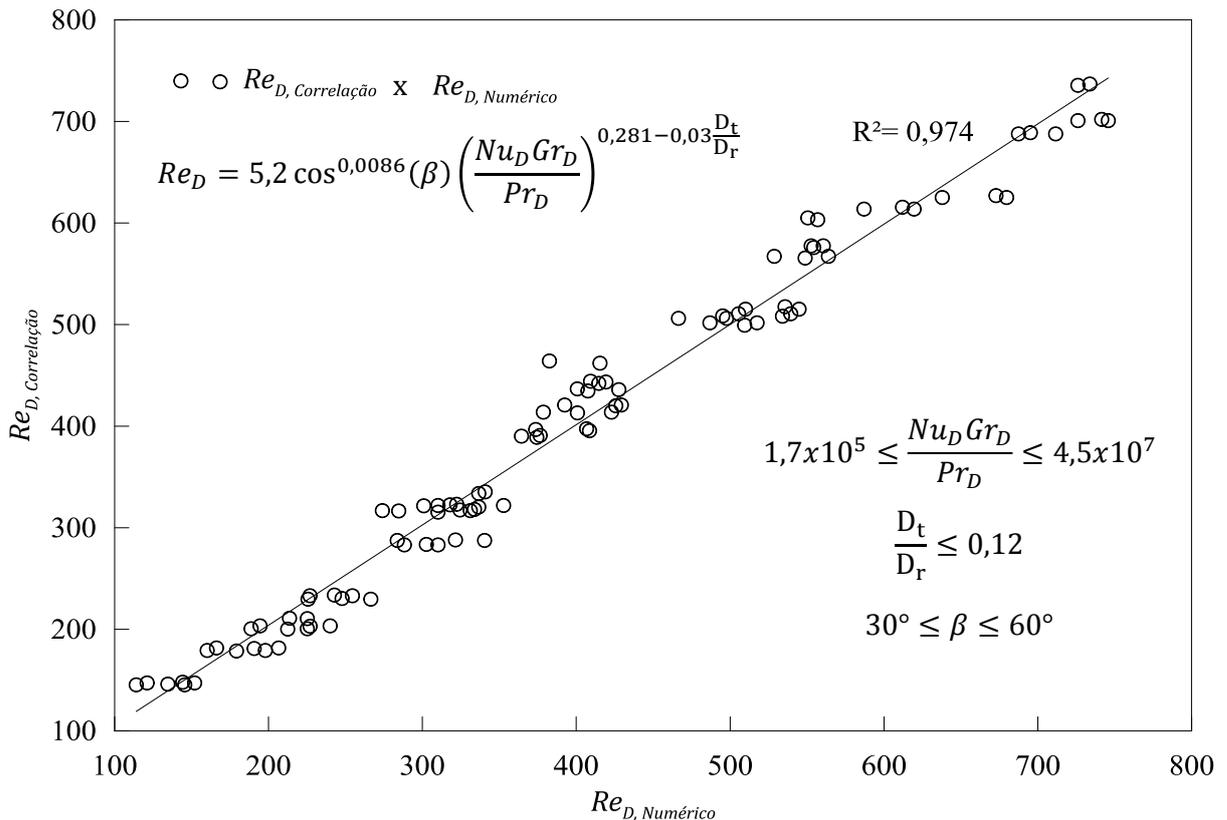


Figura 8.16 – $Re_{D, Correlação}$ vs. $Re_{D, Numérico}$.

9 MODELO MATEMÁTICO DO COLETOR DE TUBOS EVACUADOS

Neste capítulo está descrito o desenvolvimento de um modelo matemático utilizado para descrever o comportamento térmico de um coletor solar de tubos evacuados. Este modelo será dividido em outros três: modelo de irradiação visto no Capítulo 4, modelo do tubo, e modelo do reservatório.

9.1 Modelo Térmico do Tubo

O modelo térmico utilizado para avaliar um tubo evacuado operando em regime permanente é representado pelo circuito térmico mostrado na Figura 9.1. A Figura 9.2 mostra a seção do tubo evacuado, indicando a taxa de calor absorvido pela superfície externa do tubo interno (q), desenvolvida no Item 4. Parte do calor absorvido é transferido para a água no interior do tubo interno, a qual denomina-se calor útil (q_u). A parcela de calor absorvido que é rejeitada para o ambiente está representada por (q_p).

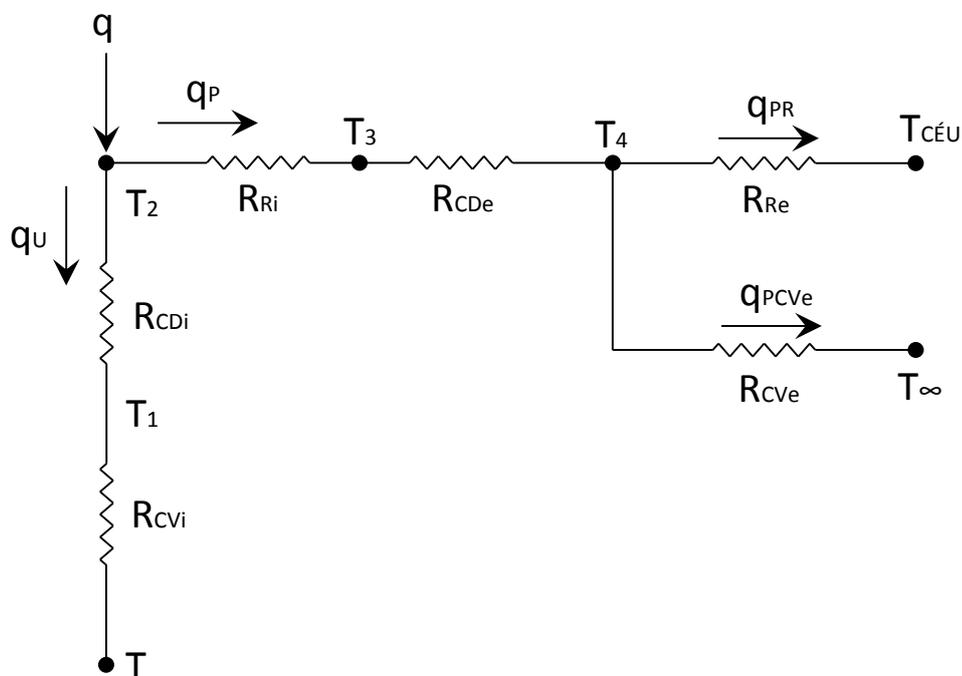


Figura 9.1 – Circuito térmico para o tubo evacuado.

Utilizando o método de resistências térmicas, pode-se determinar o calor útil a partir da Equação (9.1).

$$q_u = \frac{T_2 - T}{R_{CDi} + R_{CVi}} \quad (9.1)$$

onde R_{CDi} é a resistência de condução oferecida pelo tubo de vidro interno, R_{CVi} é a resistência de convecção entre a superfície do tubo interno e a água que está a temperatura T , T_2 é a temperatura da superfície externa do tubo interno.

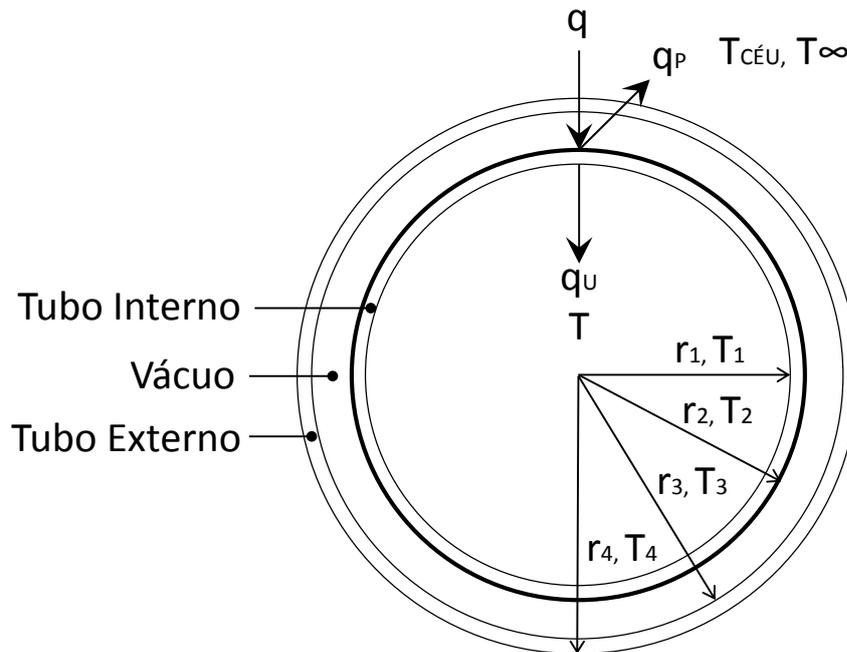


Figura 9.2 – Desenho esquemático da seção do tubo evacuado e suas componentes da taxa de calor.

O calor rejeitado para o ambiente é dado pela Equação (9.2):

$$q_P = q_{PR} + q_{PCVe} \quad (9.2)$$

onde q_{PR} é o calor rejeitado por radiação, dado pela Equação (9.3), e q_{PCVe} é o calor rejeitado por convecção, dado pela Equação (9.4).

$$q_{PR} = \frac{T_4 - T_{CÉU}}{R_{Re}} \quad (9.3)$$

$$q_{PCVe} = \frac{T_4 - T_{\infty}}{R_{CVe}} \quad (9.4)$$

onde R_{Re} e R_{Cve} são as resistências térmicas de radiação e convecção externa, respectivamente.

As resistências térmicas envolvidas no circuito térmico da Figura 9.1 são dadas pelas Equações (9.5)- (9.10).

$$R_{CDi} = \frac{\ln(r_2 - r_1)}{2\pi C K_V} \quad (9.5)$$

$$R_{CDe} = \frac{\ln(r_4 - r_3)}{2\pi C K_V} \quad (9.6)$$

$$R_{CVi} = \frac{1}{h_i A_1} \quad (9.7)$$

$$R_{Cve} = \frac{1}{h_e A_4} \quad (9.8)$$

$$R_{Ri} = \frac{1}{A_2 \varepsilon_2 \sigma (T_3^2 + T_2^2) (T_3 + T_2)} \quad (9.9)$$

$$R_{Re} = \frac{1}{A_4 \varepsilon_4 \sigma (T_4^2 + T_{CÉU}^2) (T_4 + T_{CÉU})} \quad (9.10)$$

onde r é o raio, C o comprimento do tubo, K_V a condutividade térmica do vidro, h_i o coeficiente de transferência de calor por convecção no interior do tubo, A a área, h_e o coeficiente de transferência de calor por convecção no exterior do tubo, os subíndices 1, 2, 3, 4 são atribuídos, respectivamente, às superfícies: interna do tubo interno, externa do tubo interno, interna do tubo externo e externa do tubo externo, como indica a Figura 9.2.

O coeficiente de transferência de calor por convecção interno é determinado a partir da correlação obtida com as simulações numéricas apresentada na Equação (8.4). Já para determinar o coeficiente de transferência de calor por convecção externo utilizou-se a correlação apresentada na Equação (9.11). Esta equação é uma correlação empírica proposta por Hilpert, 1933, *apud* Incropera, 2011, para escoamento cruzado sobre um cilindro.

$$Nu_{De} = \frac{h_e D_4}{k_{ar}} = 0,683 Re_{De}^{0,466} Pr_{ar}^{1/3} \quad (9.11)$$

onde k_{ar} é a condutividade térmica do ar, Re_{De} é o número de Reynolds externo ao tubo e Pr_{ar} é o número de Prandtl para o ar.

O número de Reynolds externo é determinado com a Equação (9.12).

$$Re_{De} = \frac{\rho_{ar} V D_4}{\mu_{ar}} \quad (9.12)$$

onde ρ_{ar} é a massa específica do ar, V é a velocidade do escoamento e μ_{ar} a viscosidade dinâmica do ar.

Com o modelo de circuito térmico proposto é possível determinar o calor útil transferido para água no interior do tubo. A partir deste valor determina-se a temperatura da água na saída do tubo (T_S) com a Equação (9.13).

$$T_S = \frac{q_u}{\dot{m} c_p} + T \quad (9.13)$$

onde \dot{m} é a vazão mássica de água na saída do tubo, c_p o calor específico da água e T a temperatura da água na entrada do tubo.

A vazão mássica de água é determinada a partir da correlação obtida com as simulações numéricas apresentada na Equação (8.4).

9.2 Modelo Térmico do Reservatório

Neste item serão abordados dois modelos matemáticos para avaliação térmica do reservatório: O Modelo Simplificado e o Modelo dos Múltiplos Nós.

9.2.1 Modelo Simplificado

Quando o coletor está em aquecimento, o reservatório térmico recebe do tubo uma vazão mássica de água (\dot{m}) à temperatura (T_S). No método simplificado esta quantidade de água é totalmente misturada à água já existente no reservatório. Desta forma, o reservatório é tratado como um único volume de controle a temperatura uniforme, ou seja, não há estratificação térmica.

Modelando-se o reservatório desta forma, a Equação (9.14) é utilizada para determinar a variação de temperatura da água no seu interior ao longo do tempo. Esta equação representa um balanço de energia no reservatório, em que a variação de energia interna da água é igual à diferença de energia imposta pela interação mássica com o tubo e as perdas térmicas para o ambiente.

$$Mc_p \frac{\Delta T_r}{\Delta t} = n\dot{m}c_p(T_{in} - T_s) - U_r A_{re}(T_r - T_{amb}) \quad (9.14)$$

onde n é o número de tubos do coletor, M é a massa de água no interior do reservatório, ΔT_r a variação de temperatura da água no interior do reservatório durante o intervalo de tempo Δt , U_r é o coeficiente global de transferência de calor do reservatório, A_{re} a área externa do reservatório, T_r a temperatura da água no interior do reservatório e T_{amb} a temperatura ambiente.

O coeficiente global de transferência de calor do reservatório pode ser determinado experimentalmente, conforme descrito no Item 6.3, ou analiticamente com a Equação (9.15). Nesta equação o primeiro termo do lado direito é referente à resistência térmica da parede cilíndrica, e o segundo termo às paredes planas laterais.

$$\frac{1}{U_r A_{re}} = \left(\frac{1}{A_{ric} h_i} + \frac{\ln(D_e/D_r)}{2\pi C_r k_{iso}} + \frac{1}{A_{rec} h_e} \right)^{-1} + \left(\frac{1}{A_{rL} h_i} + \frac{L_{iso}}{A_{rL} k_{iso}} + \frac{1}{A_{rL} h_e} \right)^{-1} \quad (9.15)$$

onde A_{ric} é a área interna da parede cilíndrica, A_{rec} é a área externa da parede cilíndrica, A_{rL} é a das paredes laterais, D_e o diâmetro externo do reservatório, D_r o diâmetro interno do reservatório, C_r o comprimento interno do reservatório k_{iso} a condutividade térmica do isolante térmico, L_{iso} a espessura do isolante térmico, h_i o coeficiente de transferência de calor por convecção interno e h_e o externo.

9.2.2 Método dos Múltiplos Nós

Outro modelo matemático possível para avaliação térmica do reservatório é aquele proposto por Klein, 1976, denominado Método dos Múltiplos Nós. Neste método o tanque é dividido em n volumes de controle (camadas), como ilustra a Figura 9.3. A temperatura atribuída ao nó é uniforme em toda a camada.

A variação de temperatura de uma determinada camada é estimada a partir de um balanço de energia em seu volume. Neste balanço considera-se a variação de energia interna da camada "i" como sendo a diferença entre a energia que entra e que sai através das fronteiras do volume de controle.

Quando o coletor está em aquecimento, a água sai do tubo para o reservatório com vazão mássica (\dot{m}) e temperatura T_s . Em seguida, esta quantidade de água é misturada na camada superior do reservatório. Para conservar a massa nesta camada, uma quantidade de água, a temperatura desta camada (T_n) é entregue para a camada logo abaixo, que por sua vez

entrega a mesma quantidade de massa, a temperatura T_{n-1} , para a camada subsequente. Este processo ocorre até a camada localizada na abertura do tubo, onde a água retorna ao tubo à temperatura desta camada. Neste modelo não há interação mássica nas camadas abaixo da abertura do tubo. Nestas camadas inferiores considera-se a hipótese de região estagnada, ou seja, só há interação por condução de calor. Tal hipótese é coerente, já que esta condição foi observada nas simulações e na avaliação experimental.

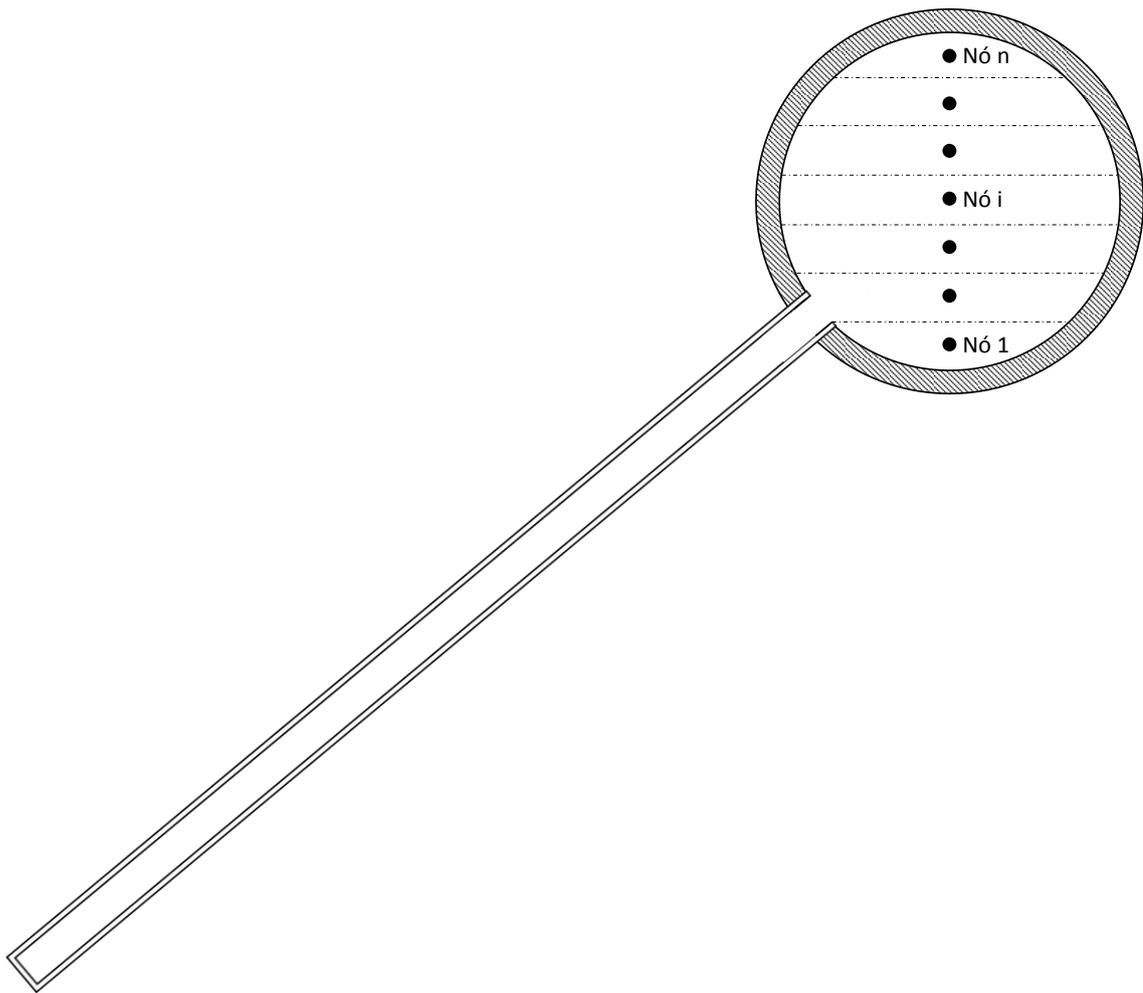


Figura 9.3 – Reservatório térmico dividido em n camadas.

A interação energética da camada “i” com a fronteira, como mostra a Figura 9.4, corresponde à troca de calor com as camadas adjacentes, troca de calor com o ambiente através das perdas térmicas do tanque e troca de massa com o tubo evacuado.

A perda térmica para o ambiente (q_{pi}) é determinada com a Equação (9.16). O coeficiente global de perdas térmicas do reservatório U_P pode ser estimado teoricamente conforme a Equação (9.17).

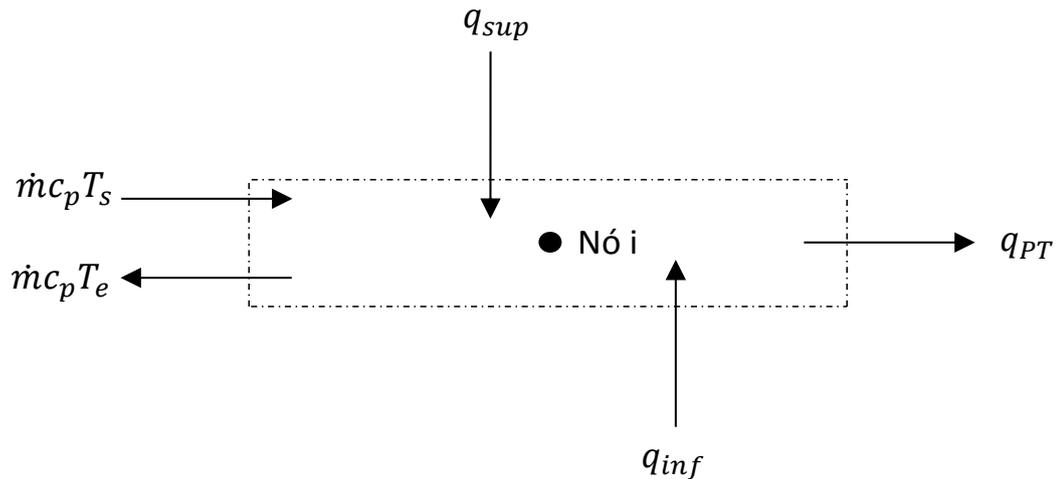


Figura 9.4 – Interação energética na camada "i" do reservatório.

$$q_{Pi} = U_P A_{Li} (T_i - T_{amb}) \quad (9.16)$$

$$U_P = \left(\frac{1}{h_i} + \frac{L_{iso}}{k_{iso}} + \frac{1}{h_e} \right)^{-1} \quad (9.17)$$

onde A_{Li} é a área da camada em contato com as paredes do reservatório, T_i a temperatura atribuída à camada, T_{amb} a temperatura ambiente, k_{iso} a condutividade térmica do isolante térmico, L_{iso} a espessura do isolante térmico, h_i o coeficiente de transferência de calor por convecção interno e h_e o externo.

Nas faces superior e inferior da camada há uma troca de calor por condução e por interação mássica. A soma destas duas quantidades representa a troca de calor total na face superior (q_{sup}), expresso na Equação (9.18), e na face inferior (q_{inf}), expresso na Equação (9.19).

$$q_{sup} = \dot{m}c_p T_{i+1} + \frac{k}{\Delta H} A_{sup_i} (T_{i+1} - T_i) \quad (9.18)$$

$$q_{inf} = \dot{m}c_p T_{i-1} + \frac{k}{\Delta H} A_{inf_i} (T_i - T_{i-1}) \quad (9.19)$$

onde \dot{m} é a vazão mássica, T_{i+1} é a temperatura da camada superior, k a condutividade térmica, ΔH a distância entre os nós, A_{sup_i} a área superior da camada, T_i a temperatura da camada, T_{i-1} a temperatura da camada abaixo e A_{inf_i} é a área inferior da camada.

Aplicando o balanço de energia no volume representado pela camada do nó "i", obtém-se a Equação (9.20).

$$m_i c_p \frac{\Delta T_i}{\Delta t} = \dot{m} c_p (T_S - T_{in}) + q_{sup} + q_{inf} \quad (9.20)$$

onde m_i é a massa de água na camada, ΔT_i a variação de temperatura da camada, Δt o intervalo de tempo, T_S a temperatura da água que sai do tubo e T_{in} a temperatura da água que entra no tubo.

A temperatura da água que entra no tubo é aquela correspondente ao nó localizado na parte inferior da seção de abertura do tubo. A vazão mássica (\dot{m}) é determinada com a correlação da Equação (8.4). A temperatura da água na saída dos tubos é determinada com a Equação (9.13).

A implementação deste modelo requer funções de controle quando o coletor está sendo avaliado sob uma condição apenas de resfriamento, como por exemplo, durante a noite.

9.3 Modelo do Coletor

O desempenho de um sistema de aquecimento solar de água é influenciado pela configuração do coletor e pelas condições meteorológicas locais. O tamanho do sistema varia de acordo com a demanda de água quente. O coletor é geralmente montado em uma inclinação padrão, mas também pode ser ajustado para otimizar o desempenho durante os meses de inverno, quando a demanda de água quente é maior. O uso de experimentos para o estudo dos efeitos destes parâmetros sobre o desempenho do sistema a longo prazo é caro e demorado. Uma forma alternativa para prever o desempenho de longo prazo de um sistema de aquecimento solar de água é a utilização de um modelo térmico teórico.

Para o coletor de tubos evacuados há alguns modelos disponíveis na literatura. Budihardjo e Morrison, 2009, elaboraram um modelo que prediz a distribuição de temperatura no interior do reservatório para operação do coletor de tubos evacuados acoplado. Neste modelo, os autores utilizaram a correlação avaliada com simulações numéricas. Para aplicar o modelo descrito por Budjardjo e Morrison é necessário conhecer a curva de eficiência do coletor solar, e outros parâmetros de desempenho do sistema.

Já o modelo elaborado por Kabeel, et al., 2015, não necessita conhecer previamente parâmetros de desempenho do sistema. Os autores utilizaram a correlação elaborada por Budihardjo, et al., 2007.

Esta tese tem como um dos objetivos desenvolver um modelo para avaliação do desempenho térmico de coletores solares de tubos evacuados. Para modelar o tubo evacuado

será utilizada a teoria descrita no Item 9.1. O modelo utilizado para determinação da irradiância solar absorvida pelo tubo é aquele descrito no Capítulo 4. Para modelar o reservatório térmico utilizar-se-á da teoria descrita no Item 9.2. A metodologia de avaliação de um coletor quando em operação será seguida pelo fluxograma descrito na Figura 9.5.

O modelo aplicado está limitado às situações de aquecimento de água sem consumo concomitante. Para uma completa simulação de operação o modelo deverá ser atualizado com rotinas de retirada de água quente e reposição de água fria.

No primeiro ato, os dados de radiação, hora local, temperatura ambiente, inclinação, propriedades ópticas e dimensões do coletor são utilizados para determinar a irradiância absorvida pelo tubo. Parte da irradiância absorvida é convertida em calor útil, esta parcela é determinada com o modelo do tubo em um passo seguinte. Também com o modelo do tubo, determina-se a temperatura e a vazão mássica da água na saída do tubo. Este modelo é alimentada pelos dados: condutividade térmica do vidro, dimensões, inclinação do coletor, propriedade termofísicas das substâncias e propriedades ópticas das superfícies. Por fim, é determinada a distribuição de temperatura no reservatório com o seu modelo térmico.

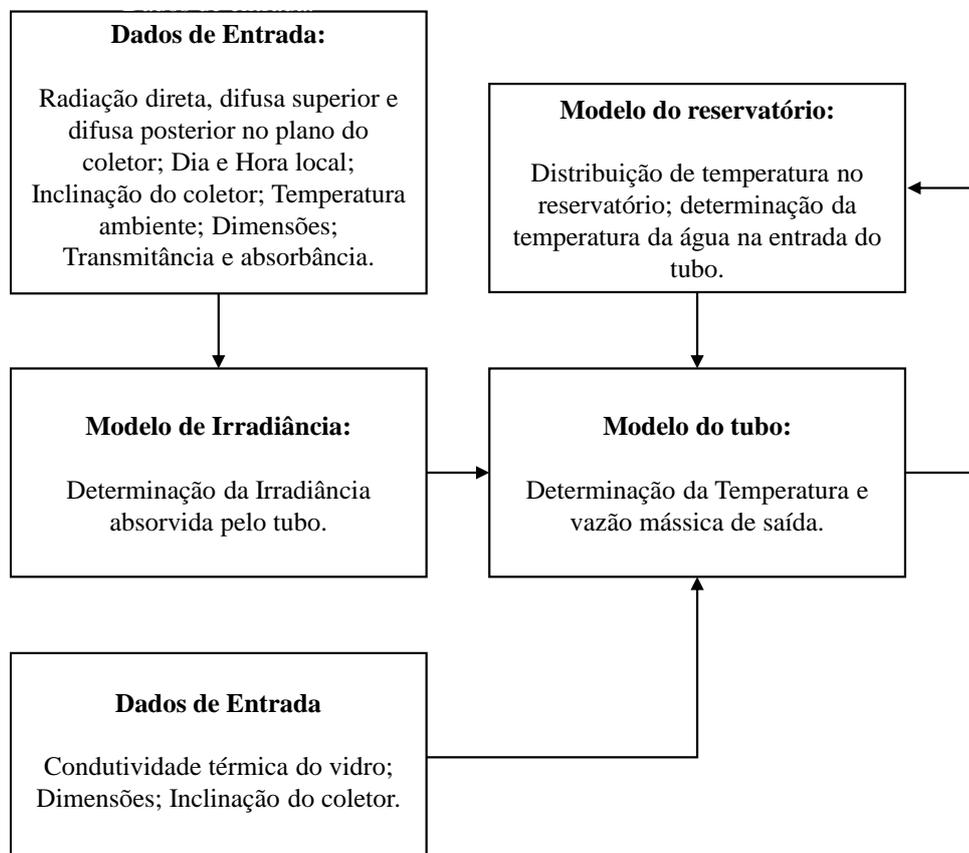


Figura 9.5 – Fluxograma de solução para o modelo do coletor.

9.3.1 Validação Experimental do Modelo do Coletor

Utilizando o aparato experimental descrito no Capítulo 6, o coletor solar de tubos evacuados foi observado ao longo de três dias de operação. Durante estes dias foram medidas as radiações difusa e direta no plano superior do coletor, a temperatura ambiente e a distribuição de temperatura no interior do reservatório. Estão mostradas no gráfico da Figura 9.6 os dados de temperatura ambiente e a radiação total (difusa mais direta) para os três dias de ensaio. Durante estes dias não houve consumo nem reposição de água do reservatório.

Para aplicação do modelo do coletor os dados dimensionais do tubo foram aqueles descritos no desenho da Figura 6.3. Outros dados utilizados para aplicação do modelo estão na Tabela 9.1.

Tabela 9.1 – Dados utilizados para aplicação do modelo térmico do coletor.

Dado	Valor	Fonte
Absortividade da superfície externa ao tubo interno	0,96	Fabricante
Emissividade da superfície externa ao tubo interno	0,06	Fabricante
Emissividade de outras superfícies	0,9	-
Diâmetro interno do reservatório	360 mm	Medido
Volume do reservatório	178 L	Medido
$(UA)_r$	2,27 W/°C	Medido

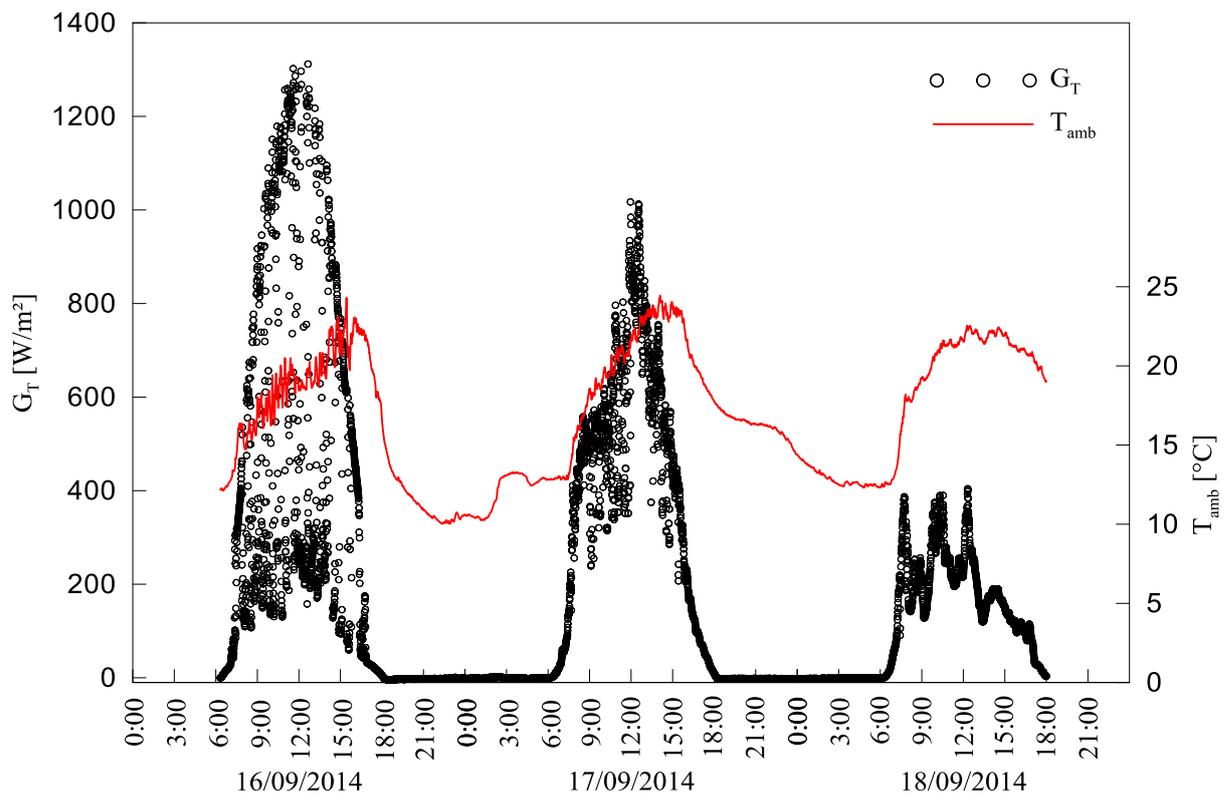


Figura 9.6 – Temperatura ambiente e radiação total no plano do coletor ao longo de três dias.

Com os sensores instalados no interior do reservatório é possível acompanhar a evolução da temperatura da água ao longo dos dias. Uma média desta temperatura pode ser observada no gráfico da Figura 9.7. Esta média é determinada ponderando-se a massa correspondente a cada camada representada pelo sensor. Também neste gráfico, é possível observar a temperatura média da água no interior do reservatório, obtida com o modelo térmico proposto por este trabalho.

Comparando-se as duas temperaturas nota-se uma ótima concordância. A diferença entre a energia acumulada no reservatório, ao longo dos três dias, experimental e estimada pelo modelo foi de 4,8 %. Com isso, conclui-se que o modelo proposto satisfaz uma predição do comportamento térmico deste tipo de coletor.

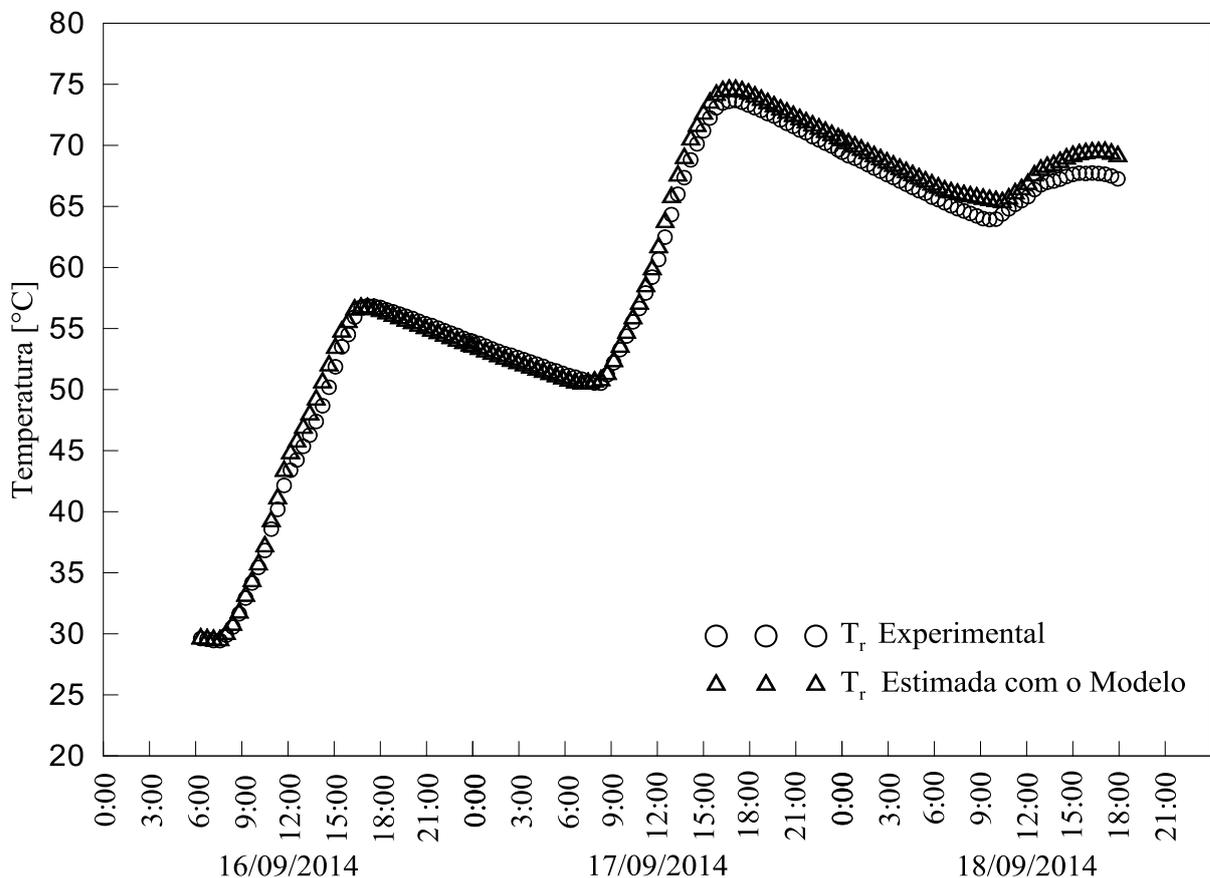


Figura 9.7 – Comparação entre a temperatura média da água no interior do reservatório obtida experimentalmente e estimada com o modelo, ao longo de três dias de operação.

10 CONCLUSÕES

O coletor solar de tubos evacuados é um tipo de coletor que utiliza vácuo para isolamento térmico e uma superfície seletiva para conversão térmica. Estes detalhes construtivos o tornam mais eficiente que coletores planos para uma ampla faixa de operação. Além disso, após a participação massiva da China na fabricação deste tipo de coletor, o seu preço se tornou bastante competitivo. Estes fatores tornaram o coletor solar de tubos evacuados o mais utilizado para conversão de energia solar em energia térmica no mundo.

O objetivo desta tese foi avaliar o comportamento térmico e fluidodinâmico do coletor solar de tubos evacuados. Para isso, uma série de análises foi desenvolvida, utilizando-se de abordagens teóricas e experimentais. Através destas abordagens se desenvolveu um modelo matemático para descrever o comportamento térmico de um coletor solar de tubos evacuados.

Para as avaliações experimentais, uma bancada de ensaios foi construída com instrumentação de um coletor de 24 tubos acoplados em um reservatório de 178 L. As avaliações teóricas foram divididas em numéricas e analíticas. A análise numérica do escoamento sob convecção natural no coletor foi feita utilizando CFD. Já a abordagem analítica foi utilizada para avaliação da irradiância solar sobre o coletor e, para uma análise de transferência de calor envolvendo o tubo evacuado.

Para a abordagem numérica, um domínio físico característico foi selecionado para a simulação. O comportamento do fluido nesta região pode ser estendido para outras porções do coletor. Este domínio foi discretizado, gerando a malha espacial. Um teste de independência de malha foi realizado e mostrou que a malha testada possui um grau de refinamento adequado.

Um experimento foi utilizado para validação do modelo numérico. Nesta validação a vazão mássica, tomada de forma experimental, foi comparada com a obtida por simulação numérica para uma mesma situação de operação do coletor. Os resultados foram comparados e mostraram uma boa concordância.

Com o uso do modelo numérico, fez-se uma análise paramétrica do processo de convecção natural no coletor em aquecimento. Esta análise levou em conta os parâmetros: fluxo de calor sobre o tubo; inclinação referente ao plano horizontal; temperatura do fluido; e a razão entre o diâmetro do tubo e o diâmetro do reservatório. Em geral, observou-se um aumento da vazão mássica entre o tubo e o reservatório com o aumento da inclinação, com o aumento do fluxo de calor sobre o tubo, com o aumento da temperatura da água e com o aumento do diâmetro do reservatório.

Com os resultados da avaliação paramétrica foi desenvolvida uma correlação para o número de Reynolds em função dos números de Nusselt, Grashof e Prandtl. Esta correlação descreve o processo de escoamento em regime de convecção natural no interior do coletor quando em aquecimento.

As simulações utilizando CFD permitiram, também, observar o comportamento fluidodinâmico da água no interior do tubo e do reservatório. O comportamento padrão observado foi aquele no qual a água aquecida assume a forma de uma pluma que sai do tubo ascendendo ao topo do reservatório. Neste instante há uma reposição da água pela parte inferior do tubo, o que ocasiona um movimento contracorrente, nesta região pode-se observar que há uma recirculação do fluido próximo à conexão tubo-reservatório.

Em situações onde a troca mássica entre tubo e reservatório é mais intensa, observou-se um comportamento fluidodinâmico instável. Para estas situações a mistura entre as camadas ascendente e descendente é mais intensa, e a água sai do tubo de forma intermitente, ou seja, em golfadas.

Nesta tese foi proposto um modelo matemático para determinação da irradiância sobre um tubo evacuado. A partir das informações de radiação direta e difusa incidentes sobre os planos superior e posterior do coletor, este modelo determina a distribuição circunferencial da irradiância sobre o tubo para qualquer instante do ano, e para qualquer localidade e posição do coletor.

Um modelo matemático foi proposto para determinar a parcela de energia solar absorvida que é transferida para água no interior do tubo. Para esta avaliação, utilizou-se o método de resistências térmicas e a correlação para o processo de convecção natural proposta neste trabalho.

Foram propostos dois métodos para modelagem do reservatório térmico: um método simplificado, que aplica um balanço de energia no reservatório como um único volume; e o método de múltiplos nós, que leva em consideração a estratificação térmica no seu interior, a partir da sua divisão em várias camadas.

O modelo do coletor é a integração dos modelos propostos: para irradiância, para o tubo, incluindo a correlação, e para o reservatório. Em um ensaio experimental obteve-se radiação, temperatura ambiente e temperatura no interior do reservatório ao longo de três dias consecutivos, sem consumo nem reposição de água. Com estas informações experimentais, mais as especificações técnicas do coletor, o modelo do coletor foi implementado para estimar a temperatura média da água no reservatório ao longo destes três dias. A diferença entre os resultados para energia acumulada no reservatório foi de 4,8 %.

As avaliações realizadas nesta tese permitiram uma compreensão melhor do escoamento no interior de um coletor solar de tubos evacuados. A correlação obtida para o processo de convecção natural pode ser utilizada para estimativas teóricas do desempenho térmico destes coletores. Além disso, a aplicação dos modelos propostos mostrou uma boa concordância com os resultados experimentais e, podem ser aperfeiçoados para uma simulação completa de um sistema de aquecimento solar com tubos evacuados.

10.1 Sugestões para Trabalhos Futuros

A seguir são listadas algumas das possibilidades de continuidade do trabalho descrito nesta tese:

- O modelo matemático desenvolvido neste trabalho para o coletor de tubos evacuados não leva em consideração fontes de energia no reservatório. Estas fontes podem representar a entrada e saída de água do reservatório, provenientes do consumo, ou da reposição de água. Além disso, esta fonte poderia representar uma fonte auxiliar de energia, como uma resistência elétrica. Portanto, sugere-se uma alteração no modelo do reservatório com estas considerações;
- A implementação do modelo proposto em um programa de interface amigável, como o TERMOSIM, programa que simula a operação de um sistema de aquecimento solar completo ao longo de um ano de operação;
- O modelo de irradiância, desenvolvido neste trabalho, determina analiticamente a distribuição circunferencial da irradiância sobre o tubo. Uma medida experimental desta distribuição é possível quando instalados sensores de radiação distribuídos ao longo da circunferência do tubo. Pode ser realizada uma comparação entre os resultados experimentais e analíticos, para diversas situações de operação;
- A correlação adimensional obtida com as simulações numéricas não levou em consideração a razão de aspecto do tubo. Portanto, uma avaliação deste parâmetro seria possível;
- A correlação também não avaliou o quanto a distribuição não uniforme da radiação pode influenciar na convecção natural. Apesar de a literatura mostrar que a influência não é tão grande, ela pode ser considerada em uma correlação mais precisa;
- Durante a noite, se a água no interior do reservatório estiver a uma temperatura maior que a ambiente, haverá resfriamento. A água próxima às paredes do reservatório

sofrerá uma diminuição de temperatura e se movimentará para a parte inferior do reservatório, ou do tubo evacuado acoplado. Este processo de resfriamento causa um movimento natural de água dentro do sistema. Sugere-se uma análise numérica e experimental da convecção natural do coletor de tubos quando em resfriamento, sem incidência de radiação solar. Uma correlação adimensional poderia ser desenvolvida com estas análises.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Al-Mashat, S.M.S.; Hasan, A. A. Evaluation of convective heat transfer and natural circulation in an evacuated tube solar collector, **Journal of Engineering**, v.19, p. 121-129, 2013.

Abreu, S. L. **Desenvolvimento de um Sistema de Aquecimento Solar Compacto Utilizando Termossifões Bifásicos**. Tese de doutorado, POSMEC, UFSC, Florianópolis, 2003.

Aita, F. **Estudo do Desempenho de um Sistema de Aquecimento de Água por Energia Solar e Gás**. Dissertação de mestrado, PROMEC, UFRGS, Porto Alegre, 2006.

Başaran T.; Küçüka S. Flow through a rectangular thermosyphon at specified wall temperatures, **International Communications in Heat and Mass Transfer**, v. 30, p. 1027-1039, 2003.

Bayley, F.J.; Czekanski, J. Experimental investigation of free convection in a liquid metal in long tubes, **Journal of Mechanical Engineering Science**, v. 5(4), p. 295-302, 1963.

Behnia, M.; Morrison, G.L. An experimental investigation of inclined open thermosyphons, **Solar Energy**, v. 47(4), p. 313-326, 1991.

Budihardjo, I.; Morrison, G. L.; Behnia, M. Natural circulation flow through water-in-glass evacuated tube solar collectors, **Solar Energy**, v.81, p. 1460–1472, 2007.

Budihardjo, I.; Morrison, G. L. Performance of water-in-glass evacuated tube solar water heaters, **Solar Energy**, v.83, p. 49–56, 2009.

Cabanilhas, R.; Estrada, C. A.; Avila, F. A device for measuring the angular distribution of incident radiation on tubular solar collectors, **Renewable Energy**, v. 6, p. 843 - 847, 1995.

Duffie, J. A.; Beckman, W. A. **Solar Engineering of Thermal Processes**. Wiley, New York, 1991.

Holman, J. A. Heat transfer to Freon 12 near the critical state in a natural-circulation loop, **Jornal of Heat Transfer**, v. 82, p. 221-226, 1960.

IEA – International Energy Agency, **Solar Heat Worldwide - Markets and Contribution to the Energy Supply 2010**, Gleisdorf, 2012.

IEA – International Energy Agency, **Solar Heat Worldwide - Markets and Contribution to the Energy Supply 2013**, Gleisdorf, 2015.

Incropera, F. P., **Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa**. LTC, Rio de Janeiro, 2011.

ISO – International Standard Organization, **Test Methods for Solar Collectors - Part 1 - Thermal Performance of Glazed Liquid Heating Collectors Including Pressure Drop**. Genebra, 1994.

Kabeel, A. E.; Khalil, A.; Elsayed, S. S.; Alatyar, A. M. Modified mathematical model for evaluating the performance of water-in-glass evacuated tube solar collector considering tube shading effect, **Energy**, v. 89, p. 24 - 34, 2015.

Klein, S.A., **A Design Procedure for Solar Heating Systems**, Ph.D Thesis, Department of Chemical Engineering, University of Wisconsin-Madison, 1976.

Lafay, J.M. S. **Análise Energética de Sistemas de Aquecimento de Água com Energia Solar e Gás**. Tese de doutorado, PROMEC, UFRGS, Porto Alegre, 2005.

Lalla, N. D. Cocina Solar de Alto Rendimiento con Aplicación de Tubo Evacuado Selectivo y Concentrador CPC, **Avances en Energías Renovables y Medio Ambiente**, 2011.

Larsen, F.W; Hartnett, J.P. Effect of aspect ratio and tube orientation on free convection heat transfer to water and mercury in enclosed circular tubes, **Journal of Heat Transfer**, v. 83(1), p.87-93, 1961.

Leslie, F.M. Free convection in the tilted open thermosyphon, **Journal of Fluid Mechanics**, v. 7, p.115-127, 1959.

Maliska, C. R. **Transferência de Calor e Mecânica dos Fluidos Computacional**, Editora S.A., Rio de Janeiro, 2004.

Martin, B.W.; Cohen, H. Heat transfer by free convection in an open thermosyphon tube, **British Journal of Applied Physics**, v. 5, p. 91-95, 1953.

Martin, B.W.; Lockwood, F.C. Entry effects in the open thermosyphon, **Journal of Fluid Mechanics**, v. 19(2), p.246-256, 1963.

Misale, M. R. The influence of the Wall Thermal Capacity and Axial Conduction over a Single-phase Natural Circulation Loop. **Heat and Mass Transfer**, v. 36(6), p. 533-539, 2000.

Morrison, G.; Budihardjo, I.; Behnia, M. Water-in-glass evacuated tube solar water heaters. **Solar Energy**, v. 76, p. 135–140, 2004.

Oliveski, R. C.; Krenzinger, A.; Vielmo, H. A. Cooling of Cylindrical Vertical Tanks Submitted to Natural Internal Convection. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 46, p. 2015-2026, 2003.

Patankar, S.V. **Numerical Heat Transfer and Fluid Flow**, McGraw-Hill, New York, 1980.

Rabl A. **Active solar collectors and their applications**, Oxford: Oxford University Press, 1981.

Rosa, F. N. **Aplicabilidade de Coletores Solares com Tubo Evacuado no Brasil**. Dissertação de mestrado, PROMEC, UFRGS, Porto Alegre, 2012.

Savicki, D. L.; Vielmo, H. A.; Krenzinger, A. Three-dimensional Analysis and Investigation of the Thermal and Hydrodynamic Behaviors of Cylindrical Storage Tanks. **Renewable Energy**, v. 36, p. 1364-1373, 2011.

Siqueira, A. M. **Desenvolvimento de um Programa de Simulação Computacional de Sistemas de Aquecimento Solar para Água**. Tese de doutorado, PROMEC, UFRGS, Porto Alegre, 2003.

Tang, R., Gao, W., Yu, Y., Chen, H. Optimal tilt-angles of all-glass evacuated tube solar collectors, **Energy**, v. 34, p. 1387-1395, 2009.

Tomé, M. C., **Análise do Impacto do Chuveiro Elétrico em Redes de Distribuição no Contexto da Tarifa Horossazonal**. Dissertação de mestrado, UNICAMP, Campinas, 2014.

Window, B. Heat Extraction From Single Ended Glass Absorber Tubes. **Solar Energy**, v. 31, p. 159-166, 1983.

Yin, Z. H. Water-in-glass Manifolds for Heat Extraction from Evacuated Solar Collector Tubes. **Solar Energy**, v. 32(2), p. 223-230, 1984.

Zhiqiang, Y. Development of Solar Thermal Systems in China, **Solar Energy Materials & Solar Cells**, v. 86, p. 427-442, 2005.

BIBLIOGRAFIA CONSULTADA

Associação Brasileira de Refrigeração, Ar Condicionado, Ventilação e Aquecimento (ABRAVA). Site oficial – www.abrava.com.br – acessado em 2012

AGILENT. **User's Guide, Agilente 34970A, Data Acquisition / Switch Unit**, 2003.

APRICUS GLOBAL. Site oficial da empresa –www.apricus.com – acessado em janeiro de 2012.

BAOQUANG. Site oficial da empresa – www.cnbg-solar.com– acessado em janeiro de 2012.

CEN-EN-12975-2 - **Thermal solar systems and components - Solar collectors**, Bruxelas, 2006.

International Electrotechnical Commission IEC-60751 - **Industrial platinum resistance thermometer sensors**. Geneva, 1995.

National Institute of Standards and Technology (NIST) dos EUA. Propriedades termofísicas de sistemas fluido, site - [shttp://webbook.nist.gov/chemistry/fluid/](http://webbook.nist.gov/chemistry/fluid/)- acessado em outubro de 2014.

SOLARES. Site oficial da empresa – www.solares-online.com.br - acessado em janeiro de 2012.

Zhang, X. R.; Yamaguchi, H. An Experimental Study on Evacuated Tube Solar Collector. **Applied Thermal Engineering**, v. 28, p. 1225–1233, 2008.

Zilles, R. **Comparação Experimental de Testes de Coletores Solares Planos com Simulador e com Radiação Solar**. Dissertação de mestrado, PROMEC, UFRGS, Porto Alegre, 1987.