

UNIVERSIDADE DO VALE DO RIO DOS SINOS - UNISINOS
UNIDADE ACADÊMICA DE PÓS-GRADUAÇÃO E PESQUISA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

ESTUDO NUMÉRICO DE CARACTERÍSTICAS DE ESCOAMENTO E
TRANSFERÊNCIA DE CALOR EM COLETOR SOLAR DE TUBO EVACUADO

FÁBIO RICARDO DE OLIVEIRA DE SOUZA

Dissertação de Mestrado

São Leopoldo, 2013

ESTUDO NUMÉRICO DE CARACTERÍSTICAS DE ESCOAMENTO E
TRANSFERÊNCIA DE CALOR EM COLETOR SOLAR DE TUBO EVACUADO

FÁBIO RICARDO DE OLIVEIRA DE SOUZA

Trabalho submetido ao Programa de Pós-Graduação
em Engenharia Mecânica da Universidade do Vale do
Rio dos Sinos - UNISINOS como pré-requisito parcial
para a obtenção do título de Mestre em Engenharia
Mecânica.

Mestre em Engenharia Mecânica

Orientadora: Prof^ª Dr^ª Rejane De César Oliveski

Banca Examinadora:

Prof. Dr Arno Krenzinger – Universidade Federal do Rio Grande do Sul
Prof. Dr Conrad Yuan Yuen Lee – Universidade do Vale do Rio dos Sinos
Prof. Dr João Batista Dias – Universidade do Vale do Rio dos Sinos

Ficha catalográfica

S729e Souza, Fábio Ricardo de Oliveira de
Estudo numérico de características de escoamento e
transferência de calor em coletor solar de tubo evacuado / por
Fábio Ricardo de Oliveira de Souza. – 2013.
95 f. : il., 30cm.

Dissertação (mestrado) — Universidade do Vale do Rio dos
Sinos, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica,
2013.

Orientação: Prof^ª. Dr^ª. Rejane De César Oliveski.

1. Energia solar térmica. 2. Tubo evacuado. 3. Simulação
numérica. 4. Dinâmica de fluídos computacional - CFD.

I. Título.

CDU 621.8.036

Catálogo na Fonte:
Bibliotecária Vanessa Borges Nunes - CRB 10/1556

*À minha esposa Cleomara, por ter me
incentivado firmemente a percorrer este
caminho, por seu sorriso alegre, companheira
que faz meus sonhos valerem a pena.*

AGRADECIMENTOS

Em especial, agradeço aos meus queridos pais, Euclides (saudades eternas) e Eloeci, pelo amor e apoio inesgotável.

À professora Dr^a Rejane De Césaro Oliveski muito obrigado pela ajuda, dedicação e orientações. Acima de tudo, pelo exemplo que tenho de uma educadora e pesquisadora.

Aos meus irmãos pelo companheirismo ao longo de toda uma vida.

Aos demais professores do mestrado em Engenharia Mecânica pelas contribuições prestadas ao longo deste curso.

À Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior (CAPES) pelo apoio através da bolsa PROSUP.

“A oportunidade favorece a mente preparada.”

Louis Pasteur

RESUMO

Este trabalho apresenta um estudo numérico sobre características de escoamento e transferência de calor em tubo evacuado. A abordagem numérica foi realizada com o software comercial ANSYS-CFX. O modelo numérico adotado é tridimensional e é composto pelas equações da conservação da massa, quantidade de movimento e energia. A malha computacional é do tipo hexaédrica, com refinamento nas regiões de maiores gradientes térmicos e fluidodinâmicos. O modelo implementado foi validado com resultados numéricos da literatura e um estudo de caso foi realizado, considerando variações do ângulo de inclinação do tubo, da variação da taxa de transferência de calor para o tubo e da variação da temperatura da água proveniente do reservatório térmico. Também foram avaliadas duas hipóteses: uma considerando propriedades físicas da água constantes e a outra com propriedades variáveis com a temperatura. Comparações são apresentadas para campos de velocidade e temperatura, vazão mássica e números de Nusselt e de Reynolds. O comparativo entre os resultados obtidos com a hipótese de propriedades constantes, com aqueles obtidos com propriedades variáveis mostra diferenças significativas entre eles, apontando a importância do uso de propriedades variáveis neste tipo de simulação numérica. Os resultados dos estudos paramétricos indicam que o incremento da vazão mássica e da temperatura média de saída do fluido é diretamente proporcional ao incremento do ângulo de inclinação, da taxa de transferência de calor e da temperatura do reservatório térmico.

Palavras-Chave: Energia Solar Térmica, Tubo Evacuado, Simulação Numérica, CFD.

ABSTRACT

This work presents a numerical study on characteristics of flow and heat transfer in an evacuated tube. The numerical approach was performed with the commercial software ANSYS-CFX. The numerical model adopted is three-dimensional and consists of the mass, momentum and energy equations. The computational mesh is hexaedrical, with refinement in regions of higher thermal and fluid gradients. The implemented model was validated with numerical results of literature and a case study was conducted considering inclination angle, rate of heat transfer and water temperature from the thermal reservoir. Also were evaluated two hypotheses: one considering constant physical properties of water and the other with properties varying with temperature. Comparisons are presented for velocity and temperature fields, mass flow and Nusselt and Reynolds numbers. The comparison between the results obtained with the hypothesis of constant properties, with those obtained with variable properties, shows significant differences between them, pointing out the importance of using variable properties in this type of numerical simulation. The results of the parametric studies indicate that the increment of the mass flow and average temperature of the fluid is directly proportional to the inclination angle, the rate of heat transfer and the temperature of the thermal reservoir.

Keywords: Solar Thermal Energy, Evacuated Tube, Numerical Simulation, CFD.

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

ASHRAE – Sociedade Americana de Engenheiros em Aquecimento, Refrigeração e Ar Condicionado “American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers”.

CCL – CFX Command Language.

CFD – Dinâmica de fluidos computacional (Computational Fluid Dynamics).

EN – Norma Europeia.

FU – Fluxo de calor uniforme.

FV – Fluxo de calor variado.

ISO – Organização Internacional para Padronização “International Standards Organization”

PC – Propriedades constantes.

PERL – Practical Extracting and Reporting Language.

PV – Propriedades variáveis.

UNISINOS – Universidade do Vale do Rio dos Sinos.

WRC – Centro Internacional de Radiação “World Radiation Center”.

LISTA DE SÍMBOLOS

Nomenclatura

A – área [m^2]

b_0 – coeficiente de escala da correlação

b_I – coeficiente índice da correlação

b_i – coeficiente do fator de correção para o ângulo de incidência

c_p – calor específico do fluido a pressão constante [$\text{J kg}^{-1} \text{K}^{-1}$]

d – diâmetro interno [m]

D_{ext} – diâmetro externo [m]

d_{ext} – diâmetro externo do tubo interno em um conjunto de tubo evacuado [m]

e_p – espessura da parede do tubo [m]

F_R – fator de remoção de calor

F' – fator de eficiência do coletor

g – aceleração da gravidade [m s^{-2}]

G_T – irradiância solar total [W m^{-2}]

G_b – irradiância solar direta [W m^{-2}]

G_d – irradiância solar difusa [W m^{-2}]

Gr_d – número de Grashof para dutos

h – coeficiente de transferência de calor por convecção [$\text{W m}^{-2} \text{K}^{-1}$]

k – condutividade térmica [$\text{W m}^{-1} \text{K}^{-1}$]

$K_{\alpha\tau}$ – fator de correção global para ângulo de incidência

K_{θ} – fator de correção para ângulo de incidência

$K_{\theta b}$ – fator de correção para radiação direta

$K_{\theta l}$ – fator de correção longitudinal para ângulo de incidência

$K_{\theta t}$ – fator de correção transversal para ângulo de incidência

K_d – fator de correção para radiação difusa

L – comprimento do tubo [m]

L_N – o comprimento nominal do tubo [m]

L^* – comprimento adimensional do tubo

\dot{m} – vazão mássica [kg s^{-1}]
 n_t – número de tubos
 Nu – número de Nusselt
 p – pressão [Pa]
 Pr – número de Prandtl
 q – taxa de transferência de calor [W]
 q'' – fluxo de calor [W m^{-2}]
 r – raio [m]
 R – raio interno do tubo interno em um conjunto de tubo evacuado [m]
 Re_d – número de Reynolds no tubo evacuado
 t – tempo [s]
 T – temperatura [K]
 u – velocidade na direção X [m s^{-1}]
 U_L – coeficiente global de transferência de calor do coletor [$\text{W m}^{-2} \text{K}^{-1}$]
 v – velocidade na direção Y [m s^{-1}]
 w – velocidade na direção axial Z [m s^{-1}]
 x, y, z – coordenadas retangulares
 X, Y, Z – vetores espaciais

Símbolos Gregos

α – absorvidade do absorvedor do coletor
 α_t – difusividade térmica [$\text{m}^2 \text{s}^{-1}$]
 β – coeficiente de expansão térmica [K^{-1}]
 β_i – inclinação da superfície do coletor [$^\circ$]
 η – eficiência do coletor
 η_m – eficiência do coletor solar em função da temperatura média do fluido
 θ – coordenada angular [rad]
 θ_b – ângulo de incidência [$^\circ$]
 θ_t – ângulo de incidência transversal [$^\circ$]
 θ_l – ângulo de incidência longitudinal [$^\circ$]

μ – viscosidade dinâmica (absoluta) [Pa s]

ν – viscosidade cinemática [$\text{m}^2 \text{s}^{-1}$]

ρ – massa específica [kg m^{-3}]

τ – transmissividade da cobertura do coletor

$(\tau\alpha)_e$ – produto transmissividade-absortividade efetivo

$(\tau\alpha)_{en}$ – produto transmissividade-absortividade normal

Sub-índices

a – ambiente

col – coletor

e – entrada

FU – fluxo de calor uniforme

FV – fluxo de calor variado

i – inicial

m – média

$M1, M2, M3$ – média aritmética em três diferentes casos.

P – parede

PC – propriedades constantes

PV – propriedades variáveis

R – Raio do tubo

s – saída

t – tempo

r, θ, z – coordenadas cilíndricas

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 – Capacidade total instalada de coletores para aquecimento de água até o final de 2009.	21
Figura 2.1 – Esquema de um aquecedor solar de água por termosifão.	26
Figura 2.2 – Coletores: (a) placa plana e (b) parabólico.	27
Figura 2.3 – Tubo coletor solar isolado a vácuo.	28
Figura 2.4 – Configurações de coletores com tubo evacuado: (a) tubo em “U”. (b) tubo de calor, (c) transferência direta com tubo e (d) transferência direta sem tubo.	30
Figura 2.5 – Esquema de aquecedor solar de água com tubo evacuado: (a) conjunto tubo evacuado e reservatório térmico e (b) detalhe da circulação secundária.	31
Figura 2.6 – Sistema de aquecimento de água por coletor solar.	31
Figura 2.7 – Definição do ângulo de incidência.	37
Figura 2.8 – Fatores de correção para ângulo de incidência em tubo evacuado.	38
Figura 2.9 – Fator de correção para ângulo de incidência transversal em tubo evacuado.	39
Figura 3.1 – Esquema adotado para o modelo computacional: (a) tubo evacuado, (b) tubo evacuado isolado do reservatório térmico e (c) tubo evacuado simplificado.	42
Figura 3.2 – Distribuição da irradiância sobre um tubo evacuado.	45
Figura 4.1 – Aplicação das condições de contorno.	47
Figura 4.2 – Domínio computacional: (a) secção transversal e (b) secção longitudinal.	50
Figura 4.3 – Diferentes distribuições de volumes de controle na secção do tubo.	50
Figura 5.1 – Campos de magnitude de velocidade: (a) Budihardjo <i>et al.</i> (2007); (b) presente estudo com propriedades constantes.	56
Figura 5.2 – Velocidade axial (w) de Budihardjo (2005) e presente estudo com propriedades constantes (PC): (a) $L^* = 0$, (b) $L^* = 1/4$, (c) $L^* = 1/2$, (d) $L^* = 3/4$	57
Figura 5.3 – Vazão mássica (\dot{m}): Budihardjo <i>et al.</i> (2005) e presente trabalho com propriedades constantes.	58
Figura 5.4 – escoamento primário e secundário em diferentes posições do tubo.	59
Figura 5.5 – Temperatura em diferentes posições do tubo.	60
Figura 5.6 – Posições de medida da temperatura média de parede: (a) $T_{PM1,z}$; (b) $T_{PM2,z}$; (c) $T_{PM3,z}$	61

Figura 5.7 – Variação da temperatura ($T_{P,z} - T_{m,z}$) ao longo do tubo para $M1$, $M2$ e $M3$	61
Figura 5.8 – Nusselt local (Nu_z) ao longo do tubo para diferentes métodos de obtenção de $T_{P,z}$	62
Figura 5.9 – Temperatura em quatro posições do tubo: (a) propriedades variáveis e (b) propriedades constantes.	63
Figura 5.10 – Campos de velocidade: (a) propriedades variáveis e (b) propriedades constantes.	64
Figura 5.11 – Velocidade axial (w) para propriedades constantes (PC) e propriedades variáveis (PV): (a) $L^* = 0$, (b) $L^* = 1/4$, (c) $L^* = 1/2$, (d) $L^* = 3/4$	65
Figura 5.12 – Vazão mássica (\dot{m}) ao longo do tubo para propriedades constantes (PC) e variáveis (PV).	65
Figura 5.13 – Número de Reynolds (Re_d) ao longo do tubo para propriedades constantes (PC) e variáveis (PV).	66
Figura 5.14 – Número de Nusselt local (Nu_z) ao longo do tubo para propriedades constantes (PC) e variáveis (PV).	67
Figura 5.15 – Variação da temperatura ($T_{P,z} - T_{m,z}$) ao longo do tubo para propriedades constantes (PC) e variáveis (PV).	67
Figura 5.16 – Temperatura em quatro posições do tubo: (a) fluxo de calor uniforme e (b) fluxo de calor variado.	68
Figura 5.17 – Temperatura média ($T_{m,z}$) ao longo do tubo para fluxo de calor uniforme (FU) e variado (FV).	69
Figura 5.18 – Número de Nusselt local (Nu_z) ao longo do tubo para fluxo de calor uniforme (FU) e variado (FV).	69
Figura 5.19 – Variação da temperatura ($T_{P,z} - T_{m,z}$) ao longo do tubo para fluxo de calor uniforme (FU) e variado (FV).	70
Figura 5.20 – Velocidade axial: (a) fluxo de calor uniforme e (b) fluxo de calor variado.	70
Figura 5.21 – Vazão mássica ao longo do tubo para fluxo de calor uniforme (FU) e variado (FV).	71
Figura 5.22 – Temperatura em quatro posições do tubo conforme inclinações: (a) $\beta_i = 30^\circ$, (b) $\beta_i = 45^\circ$ e (c) $\beta_i = 60^\circ$	72

Figura 5.23 – Campos de velocidade em quatro posições do tubo conforme inclinações: (a) $\beta_i = 30^\circ$; (b) $\beta_i = 45^\circ$ e (c) $\beta_i = 60^\circ$.	73
Figura 5.24 – Vazão mássica (\dot{m}) ao longo do tubo conforme inclinações: $\beta_i = 30^\circ$, $\beta_i = 45^\circ$ e $\beta_i = 60^\circ$.	74
Figura 5.25 – Vazão mássica ($\dot{m}_{L^*=0}$) para diferentes temperaturas médias de entrada (T_{me}).	75
Figura 5.26 – Temperatura média de saída (T_{ms}) em $L^* = 0$ para diferentes temperaturas médias de entrada (T_{me}).	75
Figura 5.27 – Variação de temperatura ($T_{m,c}$) em $L^* = 0$ para diferentes temperaturas médias de entrada (T_{me}) e q .	76
Figura 5.28 – Número de Nusselt local (Nu_z) ao longo do tubo para $q = 75$ W, $q = 57$ W e $q = 38$ W.	76
Figura 5.29 – Número de Nusselt (Nu_z) ao longo do tubo para diferentes temperaturas médias de entrada ($T_{m,e}$).	77
Figura 5.30 – Número de Reynolds (Re_d) ao longo do tubo para $q = 75$ W, $q = 57$ W e $q = 38$ W.	77
Figura 5.31 – Número de Reynolds (Re_d) ao longo do tubo para diferentes temperaturas médias de entrada ($T_{m,e}$).	78
Figura B.1 – Teste e certificação de coletores.	87
Figura D.1 – Histograma de μ : (a) $L^* = 0$, (b) $L^* = 1/4$, (c) $L^* = 1/2$, (d) $L^* = 3/4$.	91
Figura D.2 – Histograma de k : (a) $L^* = 0$, (b) $L^* = 1/4$, (c) $L^* = 1/2$, (d) $L^* = 3/4$.	92
Figura D.3 – Histograma de c_p : (a) $L^* = 0$, (b) $L^* = 1/4$, (c) $L^* = 1/2$, (d) $L^* = 3/4$.	93
Figura D.4 – Histograma de ρ : (a) $L^* = 0$, (b) $L^* = 1/4$, (c) $L^* = 1/2$, (d) $L^* = 3/4$.	94

LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1 – Coletores de energia solar.....	26
Tabela 3.1 – Dados geométricos do tudo para validação numérica.	42
Tabela 3.2 – Dados para o caso de validação numérica.	43
Tabela 3.3 – Dados para o caso de avaliação da influência da variação das propriedades termofísicas do fluido com a temperatura.	43
Tabela 4.1 – Resultados para avaliação da sensibilidade de malha.	51

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	19
1.1	OBJETIVOS	22
1.2	METODOLOGIA	22
1.3	ESTRUTURA DO TRABALHO	23
2	AQUECIMENTO DE LÍQUIDOS POR ENERGIA SOLAR	24
2.1	FONTE SOLAR	24
2.2	SISTEMAS DE AQUECIMENTO DE LÍQUIDOS POR ENERGIA SOLAR	25
2.2.1	Coletores de Tubo Evacuado	27
2.3	ESTUDOS EM TUBO EVACUADO	32
2.4	ESCOAMENTO INTERNO E TRANSFERÊNCIA DE CALOR	34
2.4.1	Condições de escoamento	34
2.4.2	Fluxo de Calor para Tubo Evacuado	35
3	DEFINIÇÃO DO PROBLEMA	41
3.1	ESTUDO DE CASOS	42
3.1.1	Primeiro Caso: Validação Numérica	42
3.1.2	Segundo Caso: Propriedades Variáveis	43
3.1.3	Terceiro Caso: Fluxo de Calor Variável	44
3.1.4	Quarto Caso: Estudo Paramétrico	45
4	ABORDAGEM NUMÉRICA	46
4.1	MODELO MATEMÁTICO	46
4.1.1	Condições de Contorno	47
4.1.2	Condições Iniciais	48
4.2	ABORDAGEM POR CFD	48
4.2.1	Software ANSYS CFX	48
4.2.2	Malha Computacional	49
4.2.3	Pós-Processamento	51
5	RESULTADOS E DISCUSSÕES	55
5.1	CASO 1: VALIDAÇÃO NUMÉRICA	55
5.2	AVALIAÇÃO DOS ESCOAMENTOS PRIMÁRIO E SECUNDÁRIO	58
5.3	DETERMINAÇÃO DA TEMPERATURA MÉDIA DE PAREDE	60

5.4	SEGUNDO CASO: INFLUÊNCIA DA VARIAÇÃO DAS PROPRIEDADES FÍSICAS	62
5.5	TERCEIRO CASO: INFLUÊNCIA DA VARIAÇÃO DO FLUXO DE CALOR.....	68
5.6	QUARTO CASO: INFLUÊNCIA DA INCLINAÇÃO, TAXA DE ENTRADA DE CALOR E TEMPERATURA DE ENTRADA DA ÁGUA NO TUBO	71
6	CONCLUSÕES.....	79
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	82
	APÊNDICE A – EQUAÇÕES PARA DETERMINAR OS VALORES DAS PROPRIEDADES DA ÁGUA	86
	APÊNDICE B – NORMAS PARA AVALIAÇÃO DE COLETORES SOLARES.....	87
	APÊNDICE C – CÓDIGO PARA CÁLCULO DA VAZÃO MÁSSICA.....	89
	APÊNDICE D – VARIAÇÃO DAS PROPRIEDADES DA ÁGUA COM A TEMPERATURA	90

1 INTRODUÇÃO

A energia é considerada um agente importante na geração de riqueza e um fator significativo em desenvolvimento econômico. Embora nos anos setenta do século passado a preocupação estivesse no custo de energia, durante as últimas duas décadas o risco e realidade de degradação ambiental ficaram mais aparentes. A evidência crescente de problemas ambientais ocorreu devido a uma combinação de diversos fatores, como o aumento da população mundial, o consumo de energia e as atividades industriais. A solução para os problemas ambientais que a humanidade enfrenta hoje requer ações potenciais em longo prazo para o desenvolvimento sustentável. Neste respeito, recursos de energia renováveis parecem ser um das soluções mais eficientes e efetivas (Kalogirou, 2004).

Há alguns anos atrás os instrumentos de análise concentraram-se em poluentes convencionais como dióxido de enxofre SO_2 , óxidos de nitrogênio NO_x , particulados e monóxido de carbono CO . Recentemente a preocupação ambiental estendeu-se para outros poluentes globalmente significantes como gás carbônico CO_2 . Atualmente, a poluição está diretamente relacionada ao consumo de energia. Em 1998 o consumo de óleo diário mundial foi de 76 milhões de barris. Espera-se um aumento para 123 milhões de barris por dia antes do ano 2025. Isto devido a fatores como o crescimento de população, o desempenho econômico e o crescimento no consumo (Dincer, 1998).

O consumo doméstico para banho representa uma considerável parcela da energia elétrica consumida mundialmente. Uma fonte de energia renovável, como a energia solar, pode tornar-se uma solução para suprir grande parte desta necessidade com vantagens econômicas e ambientais. O uso de aquecedores de líquidos com coletores solares é uma solução para o provimento de energia a ser aplicada no aquecimento doméstico de água com menores danos ao meio ambiente.

Segundo Zambolin e Dell Coll (2010), dois tipos de aquecedores domésticos de líquidos através de energia solar estão sendo mais empregados: o aquecedor com coletor solar de placa plana e o aquecedor com coletor solar de tubos evacuados. Estes possuem diferentes custos e desempenhos, que são fatores de escolha dependendo da aplicação e do retorno financeiro esperado. Os coletores de placa plana possuem um absorvedor metálico inserido em uma caixa retangular. A energia absorvida pela placa é transferida para o líquido que passa através do coletor. Neste modelo de coletor existe ar preenchendo o espaço entre a placa

absorvedora e a cobertura semitransparente, o que permite uma perda de calor por convecção considerável quando comparado a outros coletores mais modernos. Apesar disto atendem às necessidades de aquecimento de água para aplicações domésticas.

Recentemente a expansão na utilização de um tipo particular de coletor equipado com tubos evacuados tem demonstrado um grande potencial de aplicações. Os tubos evacuados consistem em tubos concêntricos selados a vácuo, no qual o líquido passa pelo tubo interno de diferentes maneiras. Este líquido é aquecido pela radiação solar através da utilização de uma superfície seletiva absorvedora localizada na superfície externa do tubo interno. Comparando o coletor de tubos evacuados com o de placa plana, o primeiro permite uma redução das perdas de calor por condução e convecção devido ao selo de vácuo. Esta característica permite uma operação mais interessante nos meses de inverno, quando as perdas são mais elevadas e a necessidade de consumo de energia para o aquecimento doméstico de água é maior.

Apesar de o tubo evacuado ter sido desenvolvido há décadas, a aplicação deste em aquecimento doméstico somente foi possível a partir da participação em massa da China. Conforme os estudos de Tang *et al.* (2009), na China os coletores solares de tubo evacuado estão sendo aplicados largamente para o aquecimento de água devido ao bom desempenho, fácil instalação e transporte. Uma investigação de demanda apontou que estes coletores representaram 88% do mercado em 2003 e estão expandindo a um crescimento médio anual de 30% nos últimos anos na China. Em 2001 a produção anual foi de vinte milhões de tubos e em 2007 chegou ao valor de duzentos milhões de unidades. A Figura 1.1 ilustra a capacidade total instalada de coletores solares de diversos países, utilizados apenas para o aquecimento de água no ano de 2009 e destaque para a China com mais de 100 milhões de coletores, sendo 93% destes confeccionados utilizando tubos evacuados.

Devido ao elevado crescimento da produção de tubos e conseqüentemente a grande aplicação deste equipamento, o volume de experimentos e publicações tem aumentado. Dentre as variáveis testadas estão a razão de aspecto do coletor, temperatura de operação, ângulo de inclinação e tempo de resposta em relação à incidência de radiação solar. Considerando o curto período de entrada no mercado, o crescimento da produção deste equipamento e a quantidade de publicações disponíveis a partir de 2005, o tema encontra-se em fase de ascensão.

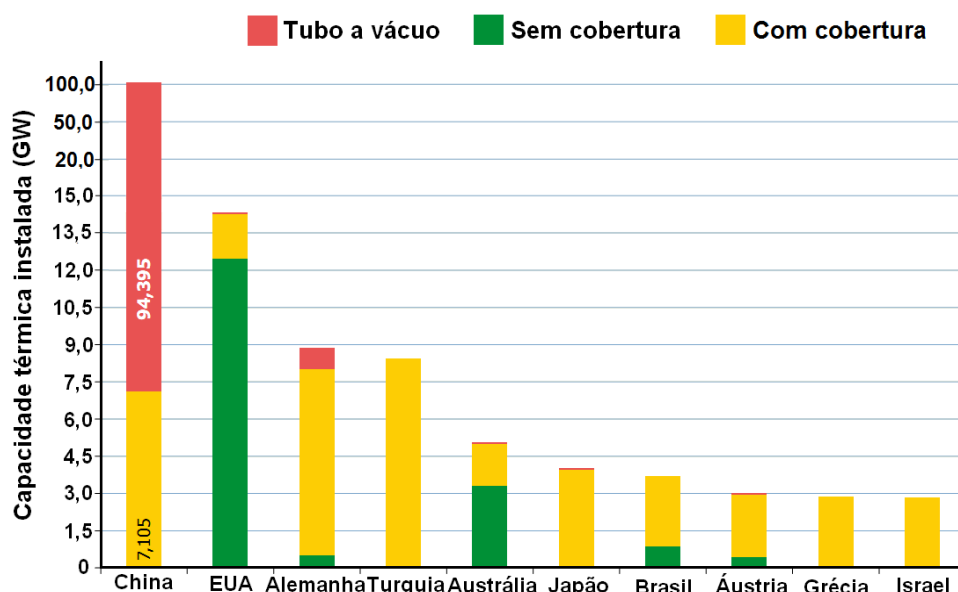


Figura 1.1 – Capacidade total instalada de coletores para aquecimento de água até o final de 2009.

Fonte: Adaptado de IEA, (2011 *apud* Manea, 2012).

Os estudos numéricos são mais raros, com destaque para os trabalhos de Morrison *et al.* (2005) e Budihardjo (2005). Estes autores abordaram o problema de forma experimental e numérica tridimensional, com a utilização de programa comercial ANSYS. O coletor estudado é o tipo tubo evacuado de transferência direta, com a extremidade inferior selada e a extremidade superior com abertura para o reservatório térmico. Nestes trabalhos foram desenvolvidas correlações para o processo de convecção natural, as quais são válidas para o ponto de conexão do tubo com o reservatório térmico. Como as correlações disponíveis não fornecem o comportamento do escoamento ao longo do tubo, torna-se necessária uma nova avaliação do número de Reynolds (Re_d) ao longo do tubo em função de variáveis como: a inclinação do tubo, o fluxo de calor aplicado sobre o tubo e a variação da temperatura.

As normas para testes de coletores da Organização Internacional para Padronização (International Standards Organization - ISO) foram publicadas no início da década de noventa do século passado e a norma da Sociedade Americana de Engenheiros em Aquecimento, Refrigeração e Ar Condicionado (American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers - ASHRAE 93) em 1977 com posterior atualização em 1986 e 2003. Dentre os parâmetros fundamentais para teste de desempenho do coletor estão a vazão mássica do fluido de trabalho (\dot{m}), a temperatura de saída da água quente para o reservatório térmico (T_s) e a temperatura de entrada de água fria no tubo (T_e). Existe a dificuldade de

instalação de sensores quando aplicados métodos de ensaio experimentais, os quais limitam-se à medição direta das temperaturas de entrada e saída de água no tanque e medição indireta da \dot{m} .

Os estudos numéricos disponíveis e utilizados como referência neste trabalho foram modelados considerando propriedades físicas constantes ao longo de todo o domínio computacional. Para um caso mais complexo de simulação em tubo evacuado, a utilização de propriedades físicas variáveis com a temperatura ainda não foi estudada. Existe então uma lacuna quanto à avaliação da variação das propriedades do fluido de trabalho com a variação da temperatura, o que abre oportunidade para o desenvolvimento deste estudo.

1.1 OBJETIVOS

Este trabalho tem como objetivo principal analisar as características térmicas e fluidodinâmicas no interior de um tubo evacuado, pertencente a um sistema de aquecimento doméstico de água por energia solar. Já os objetivos específicos consistem em avaliar: (a) a influência do uso de propriedades termofísicas em função da temperatura; (b) a influência do perfil de radiação incidente; (c) variações de inclinações do tubo evacuado (30°, 45° e 60°); (d) variações de intensidade de radiação e (e) variações de temperatura da entrada da água no tubo a partir do reservatório térmico.

1.2 METODOLOGIA

O estudo foi desenvolvido utilizando-se o software comercial *ANSYS CFX*. O modelo matemático é composto pelas equações da conservação da quantidade de movimento, massa e energia. Malhas computacionais com diferentes graus de refinamento nas áreas que apresentaram os gradientes mais significativos foram construídas. Além do grau de refinamento, o número de volumes da malha espacial também foi analisado. A validação do modelo numérico foi realizada com resultados numéricos disponíveis na literatura.

1.3 ESTRUTURA DO TRABALHO

Este trabalho está dividido em seis capítulos e quatro apêndices. No Capítulo 2 é realizada uma revisão bibliográfica sobre o aquecimento de líquidos por energia solar. Ainda neste capítulo estão descritos os fenômenos de escoamento e transferência de calor envolvidos no estudo de coletores solares de tubo evacuado, os efeitos da convecção para tubo inclinado e a variação do fluxo de calor aplicado sobre o tubo com base no ângulo de incidência da radiação solar direta.

No Capítulo 3 está a definição do problema incluindo a organização dos casos.

No Capítulo 4 está descrito o trabalho de simulação numérica, incluindo o modelo matemático, condições de contorno e condições iniciais, a verificação de sensibilidade de malha e o procedimento de pós-processamento.

No Capítulo 5 são abordados os resultados obtidos a partir das simulações, tratados no pós-processamento dos dados com o uso de ferramentas específicas de plotagem e estudo estatístico pertinente, principalmente para a geração de gráficos. No Capítulo 6 encontram-se as conclusões.

No Apêndice A estão as equações utilizadas para a definição das propriedades físicas do fluido de trabalho em função da variação de temperatura.

No Apêndice B está um resumo das normas para avaliação de coletores solares.

No Apêndice C está o código para cálculo automático de \dot{m} no *CFX-POST* do software *ANSYS CFX*.

No Apêndice D estão disponíveis os histogramas com os resultados da variação das propriedades da água com a variação da temperatura.

2 AQUECIMENTO DE LÍQUIDOS POR ENERGIA SOLAR

O recurso solar está sendo utilizado, dentre outras aplicações, para o aquecimento residencial e o fornecimento de energia elétrica. A conversão de energia solar em energia térmica consiste no aproveitamento da energia radiante como calor, e neste grupo estão os sistemas que trabalham com o aquecimento de líquidos. Em um sistema de aquecimento de líquidos por energia solar, a energia de radiação é transformada em energia interna.

2.1 FONTE SOLAR

Segundo Duffie e Beckman (1991) o Sol é uma esfera de matéria gasosa intensamente aquecida com diâmetro de $1,39 \times 10^9$ m e localiza-se a uma distância de $1,495 \times 10^{11}$ m do planeta Terra. A transmissão de energia solar para a Terra ocorre através de radiação eletromagnética de ondas curtas, sendo a radiação extraterrestre padronizada pelo Centro Internacional de Radiação (World Radiation Center-WRC) igual a 1367 W/m^2 , denominada constante solar. A norma ISO 9459-1 (1993) define a energia solar como a energia emitida do Sol em forma de radiação eletromagnética, com comprimento de onda entre 0,25 e 3,0 μm . A radiação atinge a Terra e sofre uma série de reflexões, absorções e dispersões durante seu percurso até o solo. É parcialmente refletida pelas nuvens e absorvida pelos gases e vapor d'água. Quando chega ao solo, parte da radiação é absorvida e outra parte é refletida novamente para a atmosfera.

Ainda conforme Duffie e Beckman (1991), a radiação global incidente (G_T) sobre um receptor pode ser decomposta em três diferentes formas, as quais são:

- Radiação direta: compreende a radiação solar recebida pela superfície receptora em linha reta a partir da fonte solar;
- Radiação difusa: compreende a radiação procedente da abóboda celeste, excluindo o disco solar, oriunda dos raios indiretos e dispersados pela atmosfera e pelas nuvens;
- Radiação de albedo: compreende a radiação refletida em superfícies como o solo e pode ser aproveitada favoravelmente para a radiação global através do uso de refletores ou superfícies com cores específicas.

De acordo com a Norma ISO 9459-1 (1993), o termo irradiância é definido como a taxa de energia radiante incidente em uma superfície, por unidade de área. A unidade de irradiância é medida, de acordo com o Sistema Internacional (SI), em $[W m^{-2}]$. Frequentemente a irradiância é denominada como a intensidade de radiação solar incidente. A Norma ISO 9459-2 (1993) define o termo irradiação como a energia incidente por unidade de área, calculada pela integração da irradiância em certo período de tempo, normalmente em uma hora ou um dia. A unidade de irradiação pode ser expressa em $[kW h m^{-2}]$.

2.2 SISTEMAS DE AQUECIMENTO DE LÍQUIDOS POR ENERGIA SOLAR

O principal dispositivo de um sistema de aquecimento de líquidos por energia solar é o coletor. O fluido de trabalho (água, óleo, refrigerante ou ar) passa pelo coletor absorvendo calor, proveniente da conversão de energia radiante em energia térmica. A quantidade de massa aquecida no coletor é então transferida para o reservatório térmico. Parte do sistema de aquecimento por energia solar fica exposta às condições do clima. Assim, devem ser previstos no projeto e instalação os efeitos de congelamento ou aquecimento elevado (Kalogirou, 2004).

O escoamento do fluido através do coletor solar pode ocorrer por circulação natural ou por circulação forçada com a utilização de bombas. Para sistemas por circulação forçada, os componentes básicos da instalação são: reservatório térmico, coletor solar e bomba, além da tubulação necessária para interligar os equipamentos.

O sistema de aquecimento de água residencial por radiação solar, mostrado na Figura 2.1, que opera por circulação natural, utiliza o processo de convecção natural para transportar água aquecida do coletor solar até o reservatório térmico. Ao ser aquecida, a água no coletor expande, reduzindo sua massa específica, e percorre o coletor até chegar ao reservatório térmico. A água com temperatura mais reduzida, localizada no fundo do reservatório, flui para a parte inferior do coletor. Este processo ocorre continuamente enquanto a radiação solar for suficiente para provocar forças de flutuação superem as forças viscosas. As tubulações são devidamente cobertas com material isolante a fim de reduzir as perdas de calor. Quando necessário uma fonte de aquecimento auxiliar pode ser utilizada (Kalogirou, 2004).

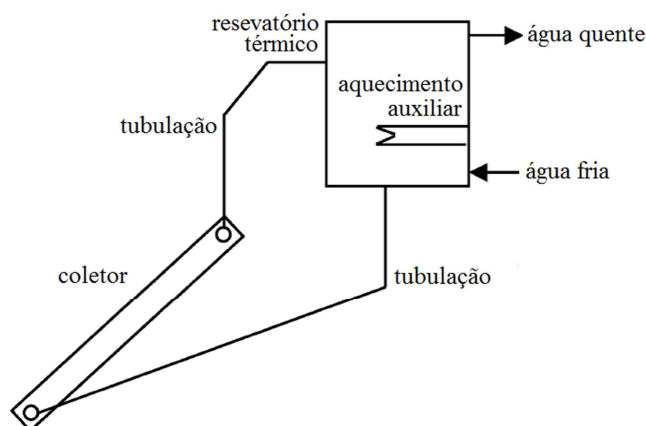


Figura 2.1 – Esquema de um aquecedor solar de água por termosifão.
Fonte: Kalogirou (2004).

Existem basicamente dois tipos de coletores: os não concentradores e os concentradores. Um coletor não concentrador possui a mesma área que intercepta e absorve a radiação solar. O concentrador possui lentes ou espelhos que interceptam e focalizam a luz solar em uma área receptora menor. Coletores de energia solar são também distintos por seu movimento, podendo ser classificados como eixo estacionário, localizador unidimensional e localizador bidimensional. Os coletores estacionários estão permanentemente fixos em sua posição (Kalogirou, 2004).

Um número grande de coletores solares está disponível no mercado e uma lista é mostrada na Tabela 2.1, diferenciando os modelos conforme o tipo de coletor, taxa de concentração da irradiância e campo de temperatura de operação (Kalogirou, 2004).

Tabela 2.1 – Coletores de energia solar.

Movimento	Tipo de coletor	Absorvedor	Taxa de concentração	Campo de temperatura [°C]
Estacionário	Coletor de placa plana	Plano	1	30-80
	Coletor de tubo evacuado	Tubular	1	20-200
	Coletor parabólico	Tubular	1-5	60-240
Localizador uniaxial	Concentrador Fresnel	Tubular	10-40	60-250
	Concentrador parabólico	Tubular	15-45	60-300
	Concentrador de capa cilíndrico	Tubular	10-50	60-300
Localizador biaxial	Concentrador de prato parabólico	Ponto	100-1000	100-500
	Concentrador campo de heliostados	Ponto	100-1500	150-2000

Fonte: Kalogirou (2004).

Como exemplos de coletores destacam-se os de placa plana, os parabólicos e os de tubo evacuado. As Figuras 2.2(a-b) mostram exemplos de coletor de placa plana e parabólico, respectivamente. Por se tratar do objeto de estudo deste trabalho, os coletores de tubo evacuado são abordados separadamente no próximo item.

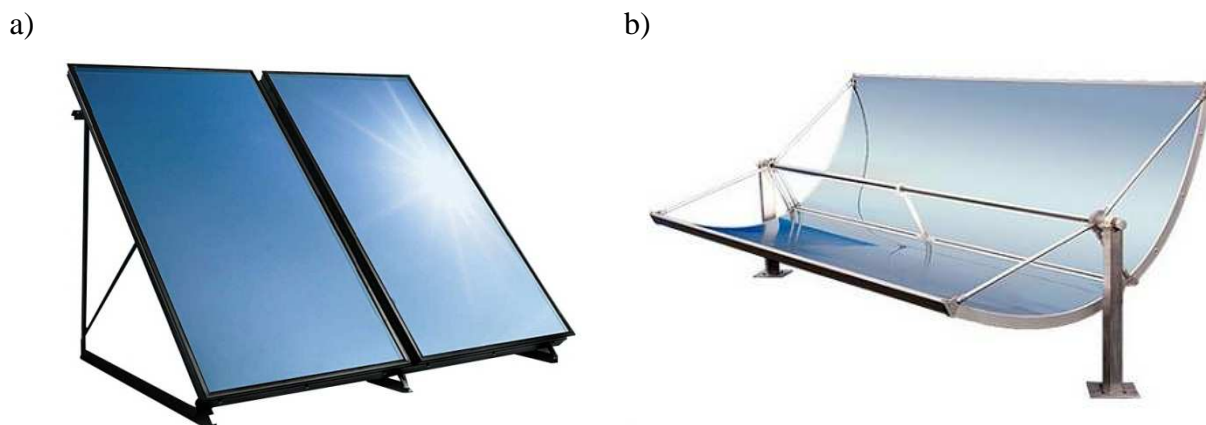


Figura 2.2 – Coletores: (a) placa plana e (b) parabólico.
Fonte: China Suppliers (2012) e Earth Techling (2012).

2.2.1 Coletores de Tubo Evacuado

Coletores solares de placa plana foram desenvolvidos para uso em climas ensolarados e mornos. Os benefícios destes são muito reduzidos quando as condições se tornarem desfavoráveis durante o inverno, em dias nublados e ventosos. Além disso, recebem influências como condensação e umidade, que causam deterioração prematura dos materiais internos e resultam em desempenho reduzido e fracasso de sistema (Kalogirou, 2004).

Proposto inicialmente por Speyer (1965), o desenvolvimento de mercado para coletores de tubo evacuados foi impedido inicialmente pelo alto custo de fabricação dos tubos e há pouco mais de uma década eles são produzidos em escala comercial. Segundo Kalogirou (2004), os coletores solares de tubos evacuados vêm aumentando rapidamente seu lugar no mercado mundial depois do desenvolvimento de equipamentos que possibilitaram a aplicação de revestimentos com superfícies seletivas nos tubos, bem como pela possibilidade de confecção de tubos evacuados em larga escala e com baixo custo. Além disso, segundo Zambolin e Del Coll (2010), coletores de tubo evacuado apresentam melhor desempenho que os coletores planos, para operação em altas temperaturas, por causa da reduzida perda de calor, devido ao envelope de vácuo ao redor da superfície absorvente.

Mesmo após alcançar a produção em larga escala dos tubos evacuados, os coletores planos convencionais ainda são mais baratos do que os coletores de tubo evacuado, mas o custo do a vácuo vem diminuindo bastante. Justamente devido a esta aproximação de custo é que se torna importante estudar detalhadamente a operação dos diferentes tipos de coletor e definir com segurança qual a melhor configuração para cada aplicação.

De acordo com Tang *et al.* (2009) e Zambolin e Dell Coll (2010), o coletor solar de tubos evacuados opera diferentemente dos outros coletores disponíveis no mercado, sendo um conjunto composto por dois tubos de vidro concêntricos lacrados a vácuo. A superfície externa do tubo interno é coberta por uma camada seletiva, responsável pela absorção de radiação solar. A combinação de uma superfície seletiva e capa de vidro diminui as perdas por radiação. Um envelope de vácuo reduz as perdas por convecção e condução. Sendo assim, os coletores a vácuo podem operar a temperaturas mais elevadas que os de placa plana. Entretanto, sua eficiência varia conforme o ângulo de incidência.

A Figura 2.3 mostra o tubo evacuado utilizado neste trabalho, que é construído segundo o princípio de frasco de Dewar. O frasco de Dewar, nomeado em homenagem ao seu inventor, o físico escocês James Dewar, tem como princípio a construção de um frasco com dois tubos concêntricos unidos nas extremidades e com vácuo entre si, o qual também é aplicado para a fabricação de recipientes domésticos para armazenagem de líquidos aquecidos ou resfriados. A figura mostra seus principais elementos: tubos de vidro concêntricos, superfície absorvedora e clipe de suporte.



Figura 2.3 – Tubo coletor solar isolado a vácuo.
Fonte: Apricus (2012)

O captor é uma pastilha de material reativo, colocada dentro do sistema de vácuo, o qual tem como propósito mantê-lo sem matéria. Quando as moléculas de gases contidas no espaço evacuado colidem com o material do captor elas se combinam e se prendem a este. A camada seletiva possui alta absorção no espectro solar e alta reflexão na banda de emissão. O tipo de superfície seletiva mais utilizada é constituída por uma camada de nitrato de alumínio sobreposta a uma camada de alumínio (Al-N/Al). (Manea, 2012).

Segundo Zhiqiang (2005 *apud* Manea 2012), as camadas mais modernas tem alcançado a absorvidade de 0,95 e emissividade de 0,06 a 80°C. Outra superfície seletiva também aplicada nestes tubos é composta por camadas de nitrato de alumínio sobre aço inoxidável sobre cobre (AL-N/SS/Cu).

Tubos evacuados, mostrados nas Figuras 2.4(a-d), podem operar basicamente com quatro configurações: (a) tubo em “U”; (b) tubo de calor; (c) transferência direta com tubo; e (d) transferência direta sem tubo. O comum entre as diferentes configurações é a camada seletiva depositada na superfície externa do tubo de vidro interno. Neste caso, quando os coletores são expostos ao sol, o primeiro elemento a aquecer é o vidro do tubo interno, onde o absorvedor está depositado. A diferenciação entre as configurações ocorre pela forma como esta energia é transferida à água no momento seguinte.

As configurações (a) e (b) mantêm o interior dos tubos de vidro seco, em contato com uma chapa metálica, a qual aquece por condução e repassa a energia a tubos soldados à mesma. O tubo em "U", Figura 2.4(a), possui um suporte cilíndrico conectado a um tubo metálico em forma de "U", com uma entrada de fluido frio e uma saída de fluido quente. Existe a necessidade de utilizar circulação forçada neste tipo de tubo. O tubo de calor, mostrado na Figura 2.4(b), possui uma aleta conectada a um tubo, que transfere calor por condução até o fluido. Por convecção natural e mudança de fase o fluido chega até a região do condensador, o qual transfere calor por condução para aquecer o fluido que circula ao redor deste.

As configurações (c) e (d) utilizam o próprio tubo interno de vidro para ceder calor ao fluido de trabalho. Na transferência direta com tubo, Figura 2.4(c) é instalado dentro do tubo de vidro um tubo metálico, que possui a função de conduzir a água fria por circulação forçada até o fundo do tubo evacuado. A água retorna pelo espaço entre este e o tubo de vidro e o tubo metálico sendo aquecida diretamente. O último modelo apresentado é o de transferência direta, Figura 2.4(d), sem tubo metálico. Neste caso, o tubo de vidro interno fica cheio de

água e a transferência de calor é realizada pelo contato direto do fluido com a parede interna do tubo interno, onde a circulação do fluido ocorrerá unicamente por convecção natural.

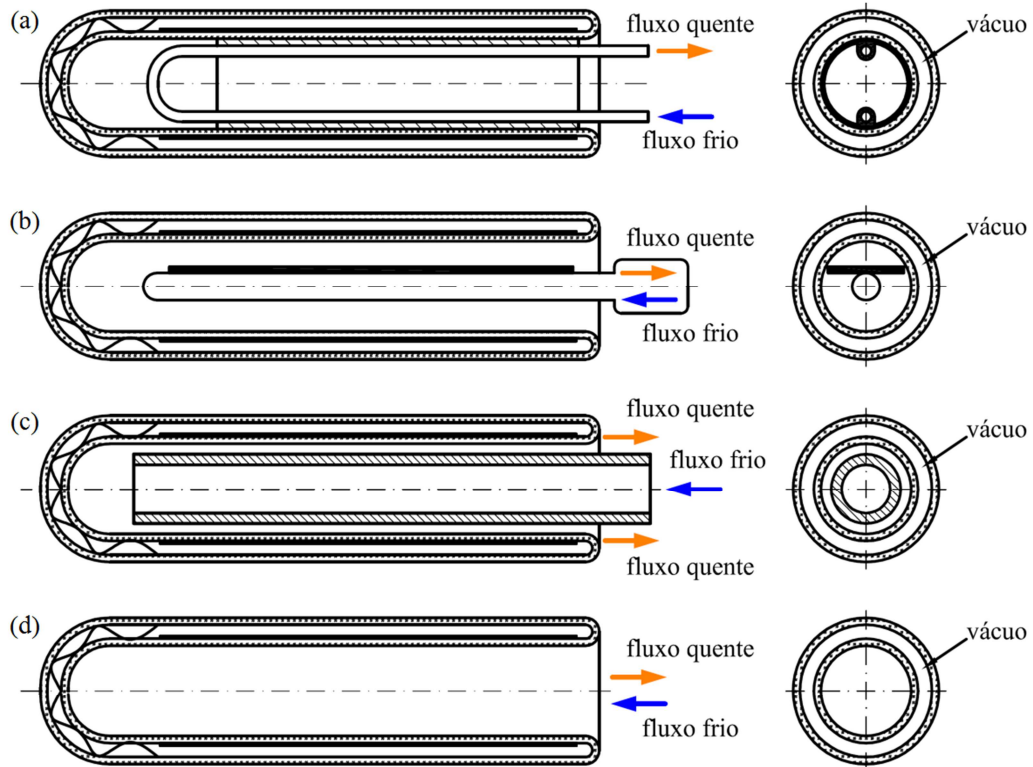


Figura 2.4 – Configurações de coletores com tubo evacuado: (a) tubo em “U”. (b) tubo de calor, (c) transferência direta com tubo e (d) transferência direta sem tubo.

As Figuras 2.5(a-b) mostram um conjunto tubo evacuado tipo transferência direta sem tubo, conectado ao reservatório térmico. Na Figura 2.5(a) identificam-se: os escoamentos primários (ascendente e descendente), os quais estão representados através das setas; o envelope de vácuo utilizado para reduzir as perdas para o ambiente; a placa refletora; e a radiação solar incidente e refletida. No processo de convecção natural, a corrente ascendente quente troca calor com a corrente fria descendente. Este fenômeno provoca uma mudança de direções em um escoamento secundário em torno da circunferência do tubo, que pode ser visualizado no corte realizado na secção transversal do tubo, Figura 2.5(b), como a ocorrência de um escoamento anelar de dois filamentos (Budihardjo, 2005).

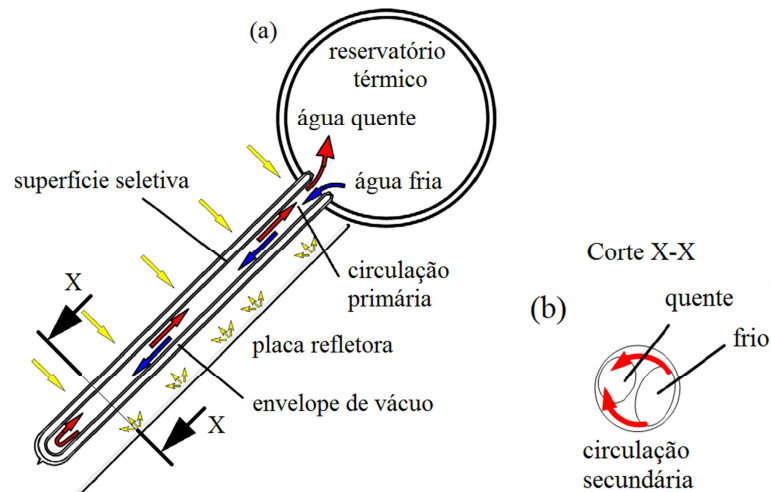


Figura 2.5 – Esquema de aquecedor solar de água com tubo evacuado: (a) conjunto tubo evacuado e reservatório térmico e (b) detalhe da circulação secundária.

Fonte: Adaptado de Budihardjo (2005).

Coletores com diversos conjuntos de tubos de entrada e saída única foram estudados por Window (1983) e Yin *et al.* (1984). Os conjuntos foram classificados como água em metal e água em vidro. O coletor de água em vidro está sendo utilizado amplamente por causa de sua alta eficiência térmica, projeto simples e baixo custo de fabricação. Um sistema de aquecimento de água por coletor solar de tubo evacuado está mostrado na Figura 2.6, que consiste em arranjos de 15 a 40 tubos de abertura simples, conectados diretamente a um reservatório térmico.



Figura 2.6 – Sistema de aquecimento de água por coletor solar.

Fonte: Morrison *et al* (2005).

2.3 ESTUDOS EM TUBO EVACUADO

Quando um tubo aquecido externamente é montado verticalmente, o escoamento ascendente de fluido quente forma uma cortina anelar próximo à parede. Por outro lado, o fluido frio descende no núcleo do tubo, chega até a extremidade selada em um processo contínuo. Inclinando o tubo em ângulo surgem alterações verticais da estrutura do escoamento, devido à introdução de aceleração secundária, normal à linha de centro do tubo. Este efeito foi primeiramente investigado por Martin (1959), que realizou medições experimentais com um tubo aquecido isotermicamente. Larsen e Hartnett (1961) realizaram medições detalhadas da temperatura do fluido no interior de tubos, com uma extremidade aberta, utilizando água e mercúrio como fluidos de trabalho, e concluíram que a melhor transferência de calor foi alcançada com o uso de tubo inclinado em relação ao vertical.

Nos anos 70 do século passado, diversos projetos de coletores surgiram no mercado comercial e com estes a necessidade de desenvolver testes padronizados, para fornecer dados de operação destes coletores. Faltavam as informações necessárias para determinar como os coletores absorvem e perdem energia, quais os efeitos do ângulo de incidência da radiação e qual é a capacidade de aquecimento destes. Em resposta a isto surge a norma ASHRAE 93 (1977), na qual os testes de desempenho de coletores são considerados em três partes: determinação da eficiência, determinação dos efeitos do ângulo de incidência e a determinação da constante de tempo (Duffie e Beckman, 1991).

A transferência de calor em tubos evacuados já tinha sido estudada por Lighthill (1953), Martin e Cohen (1953), Larsen e Hartnett (1961) e Martin e Lockwood (1963). Nestes estudos, o aquecimento ao redor da parede de tubos ficou limitado em temperatura constante ou fluxo de calor constante.

O posicionamento inclinado dos tubos evacuados faz com que ocorra um escoamento complexo da água no interior do tubo. Estabelecer um modelo matemático para descrever este comportamento por completo tornou-se uma tarefa também muito complexa. Para certos parâmetros existe a limitação na medição utilizando ensaios experimentais. A utilização de simulações com Dinâmica de Fluidos Computacional (Computational Fluid Dynamics – CFD) permite avaliar diversas características e estabelecer correlações com determinadas limitações. O equipamento por completo não pode ser analisado corretamente por meio de simulações numéricas uni ou bidimensionais, fazendo-se necessário o uso de modelos

tridimensionais acoplados. Com este tipo de abordagem numérica tridimensional e por CFD, pode-se citar os trabalhos de Morrison *et al.* (2005) e Budihardjo *et al.* (2007). Estes autores abordaram o problema de forma experimental e numérica tridimensional, utilizando o software comercial FLUENT. Budihardjo *et al.* (2007) realizaram investigações experimentais e numéricas para desenvolver uma correlação para a taxa de circulação natural de água através de tubo evacuado montado sobre um refletor difuso, que é válida somente para a conexão do tubo com o reservatório térmico.

Segundo Budihardjo e Morrison (2009), o desempenho de aquecedor solar composto por tubos evacuados pode ser avaliado através de medidas experimentais ópticas, de perda de calor para o meio ambiente, bem como utilizando modelos de simulação numérica. O desempenho desses coletores foi comparado com o desempenho de coletores solares planos para uma série de locais. Nestes casos um conjunto típico composto por 30 tubos evacuados foi definido como tendo um desempenho mais baixo do que uma matriz de um coletor de placa plana típico de dois painéis, para aquecimento de água doméstica, considerando a aplicação em Sydney.

Li *et al.* (2010) estabeleceram um modelo de transferência de calor e massa em coletor composto pela parcela da convecção natural dentro do tubo evacuado e por um fluxo forçado no bloco principal de conexão dos tubos. Foram estabelecidas equações para o balanço de calor no tubo e no bloco principal. Essas equações foram resolvidas através da relação entre a temperatura média do coletor, a temperatura de saída e a vazão de convecção natural. A partir desta relação e da equação do balanço de energia de coletor, a temperatura de saída pode ser determinada.

No trabalho de Tang *et al.* (2009) um procedimento matemático detalhado foi desenvolvido para estimar a radiação absorvida diariamente em tubo evacuado, baseado em geometria e nos conhecimentos de da transferência de energia por radiação. As seguintes variáveis foram utilizadas para o desenvolvimento das equações: tipo de coletor, distância entre o centro dos tubos, dimensões dos tubos, uso de refletor, inclinação e ângulos de azimute.

Zambolin e Del Col (2012) desenvolveram um procedimento matemático para a caracterização da eficiência óptica em coletores solares de tubos evacuados. A principal vantagem deste novo procedimento está em fornecer uma curva contínua do fator de correção

do ângulo de incidência, sem requerer a aquisição de uma quantidade elevada de pontos para o mesmo intervalo de medição.

Segundo Chow *et al.* (2011), os aquecedores solares de água compostos por tubos evacuados são cada vez mais utilizados em Hong Kong. Este fato se deve a sua boa eficiência térmica, combinada com o alcance de temperatura mais elevada, em comparação com os aquecedores solares de placa plana. Comparando dois modelos de tubo evacuado, tubo de calor e transferência direta sem tubo, os resultados mostraram que o desempenho térmico diário e anual do primeiro é ligeiramente melhor do que o do segundo. Entretanto os custos de aquisição e instalação de coletores solares de tubos evacuados do tipo de tubo de calor são menos atraentes.

2.4 ESCOAMENTO INTERNO E TRANSFERÊNCIA DE CALOR

A transferência de calor por convecção é um fenômeno que ocorre devido à interação entre um fluido e um meio estacionário que se encontram em temperaturas diferentes. O calor é transferido pela sobreposição dos efeitos da difusão e da advecção do fluido. As partículas de fluido nas camadas adjacentes à parede entram em equilíbrio térmico com esta. Estas partículas transferem energia para as demais camadas do escoamento, formando assim um perfil de temperatura.

As condições descritas em seguida serão utilizadas para a avaliação da variação das propriedades do fluido de trabalho com a temperatura, assim como para definir as condições de contorno no modelo numérico para o caso de teste de desempenho.

2.4.1 Condições de Escoamento

Em um escoamento interno, em duto circular, plenamente desenvolvido, o número de Reynolds (Re_d) corresponde a 2300, e é definido como:

$$Re_d = \frac{\rho d w_m}{\mu} \quad (2.1)$$

onde ρ é a massa específica, d é o diâmetro do tubo, w_m é a velocidade média na direção axial do tubo e μ é a viscosidade dinâmica. Re_d pode ser relacionado com \dot{m} através da Eq. 2.2

$$Re_d = \frac{\rho d w_m}{\mu} = \frac{4 \dot{m}}{\pi d \mu} \quad (2.2)$$

A correlação Eq. (2.3) foi desenvolvida por Budihardjo (2005) através de dados experimentais e numéricos.

$$Re_d = b_0 \left[\frac{Nu_d Gr_d \cos \beta_i \left(\frac{L}{d} \right)^{1,2}}{Pr} \right]^{b_1} \quad (2.3)$$

$$Nu_d = \frac{h d}{k} \quad (2.4)$$

$$Pr = \frac{c_p \mu}{k} = \frac{\nu}{\alpha_t} \quad (2.5)$$

$$Gr_d = \frac{g \beta (T_p - T_m) d^3 \rho^2}{\mu^2} \quad (2.6)$$

onde Nu_d é o número de Nusselt, Eq. (2.5), Pr é o número de Prandtl, Eq. (2.6), Gr_d é o número de Grashof Eq. (2.7), β_i é a inclinação da superfície do coletor, L é o comprimento do tubo e b_0 e b_1 são coeficientes que valem, respectivamente 0,1914 e 0,4084, h é o coeficiente de transferência de calor por convecção, k a condutividade térmica, c_p o calor específico a pressão constante, ν a viscosidade cinemática, α_t a difusividade térmica, g a aceleração da gravidade, β o coeficiente de expansão térmica, T_p e T_m são respectivamente a temperatura média da parede do tubo e a temperatura média. A correlação de Budihardjo (2005) pode ser utilizada para calcular \dot{m} na conexão do tubo com o reservatório térmico, não sendo válida para o escoamento dentro do tubo.

2.4.2 Fluxo de Calor para Tubo Evacuado

Para definir a eficiência de um coletor, três parâmetros são avaliados: eficiência óptica, coeficiente de perda de calor e fator de correção para o ângulo de incidência. A eficiência do coletor quando exposto a radiação solar normal ao plano do coletor e operando a temperatura ambiente é definida como eficiência óptica. Quando o coletor opera numa temperatura mais elevada que a temperatura ambiente, a eficiência decresce como resultado

da perda de calor do absorvedor para o ambiente. Tubos evacuados possuem diferentes características ópticas em relação a radiação solar incidente, quando comparados aos coletores planos. Quando a radiação solar incide com um determinado ângulo que permite passar através dos espaçamentos entre tubos, parte desta radiação é refletida para a metade inferior do tubo evacuado, desta maneira aumentando a coleta de energia e conseqüentemente aumentando a eficiência do coletor (Budihardjo, 2005).

Segundo Duffie e Beckman (1991), o método básico para a medição do desempenho de um coletor é colocá-lo em operação através da exposição à radiação solar e medir \dot{m} e as temperaturas médias de entrada ($T_{m,e}$) e de saída ($T_{m,s}$). A taxa de transferência de calor (q) pode ser determinada conforme Eq (2.7). Em continuação ao processo mede-se a radiação sobre o coletor, a temperatura do ar ambiente e a velocidade do vento. Dois tipos de informação estão disponíveis: dados térmicos e dados de condições que determinam o desempenho térmico. Estes dados permitem a caracterização de como o coletor absorve e perde energia. Dois diferentes métodos de ensaios são realizados: o ensaio em regime permanente e o ensaio quase dinâmico. Em regime permanente o desempenho do coletor pode ser determinado pelo balanço da energia, incluindo a radiação solar, pelas perdas térmicas e perdas ópticas Eq. (2.8).

$$q = \dot{m} c_p (T_{m,s} - T_{m,e}) \quad (2.7)$$

$$\frac{q}{A_c} = F_R [G_T (\tau\alpha)_e - U_L (T_{m,e} - T_a)] \quad (2.8)$$

onde A_c é a área do coletor, F_R é o fator de remoção de calor, G_T é irradiância solar total, τ é a transmissividade da cobertura do coletor, α é a absorvidade do absorvedor do coletor, U_L é o coeficiente global de transferência de calor do coletor e T_a é a temperatura do ar ambiente. A Eq. (2.9) e a Eq. (2.10) podem ser utilizadas para definir a eficiência do coletor (η).

$$\eta = \frac{q}{A_c G_T} = F_R (\tau\alpha)_e - \frac{F_R U_L (T_{m,e} - T_a)}{G_T} \quad (2.9)$$

$$\eta = \frac{\dot{m} c_p (T_{m,s} - T_{m,e})}{A_c G_T} \quad (2.10)$$

Segundo a ISO 9459-1 (1993), a eficiência do coletor pode ser descrita considerando-se a temperatura do absorvedor igual a média aritmética entre as temperaturas do fluido nas seções de entrada e saída do coletor ($T_{m,c}$), como mostra a Eq. (2.11).

$$\eta_m = F'(\tau\alpha)_e - \frac{F'U_L(T_{m,c} - T_a)}{G_T} \quad (2.11)$$

onde η_m é a eficiência do coletor solar em função da $T_{m,c}$ e F' é o fator de eficiência.

Em geral, a radiação direta não incide completamente normal à superfície do coletor solar, porém a certo ângulo de incidência conforme Figura 2.7. O ângulo medido entre radiação incidente e a normal da superfície do coletor é definido como ângulo de incidência (θ_b) (Kovacs, 2012).

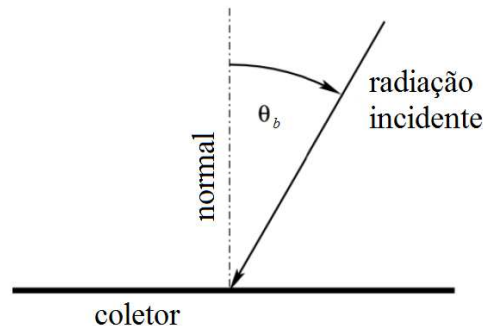


Figura 2.7 – Definição do ângulo de incidência.
Fonte: Adaptado de Kovacs (2012).

Segundo Duffie e Beckman (1991), um dos aspectos importantes em testes de coletores é a determinação dos efeitos de θ_b sobre a área de abertura do coletor, que pode ser descrito através de um fator de correção.

Para coletores solares planos, a definição de apenas um ângulo de incidência é suficiente para a determinação de seu efeito sobre a superfície. Coletores solares de tubo evacuado recebem radiação solar na superfície frontal do tubo e indiretamente na superfície posterior com a utilização de um refletor debaixo da sequência de tubos. A distribuição de fluxo de calor ao redor do tubo varia continuamente durante o dia e depende de alguns fatores, tais como: dimensões de tubo, espaçamento de tubo, a distância entre os tubos e o refletor, forma de refletor e inclinação do coletor. Segundo Zambolin e Del Coll (2012), os coletores com formato cilíndrico, como os coletores compostos de tubos evacuados, possuem superfícies com eficiências ópticas assimétricas. Para este caso é recomendado a utilização

de fatores de correção para ângulos de incidência biaxiais, cujos procedimentos de medição estão descritos nas normas EN12975-2 (2006) e ASHRAE 93-2003 (2003). Neste método a linha de incidência é projetada até dois planos definidos sobre o coletor e os fatores de correção são definidos matematicamente ou através de testes padronizados. O tubo evacuado, conforme mostrado na Figura 2.8, recebe a radiação inclinada a um ângulo de incidência (θ_b) medido em relação ao vetor normal ao plano do coletor. As projeções desta linha nos planos transversal e longitudinal geram respectivamente os ângulos de incidência transversal (θ_t) e longitudinal (θ_l). Para um coletor solar inclinado em relação ao plano horizontal, o valor de θ pode ser determinado também em função da inclinação da superfície (β_i).

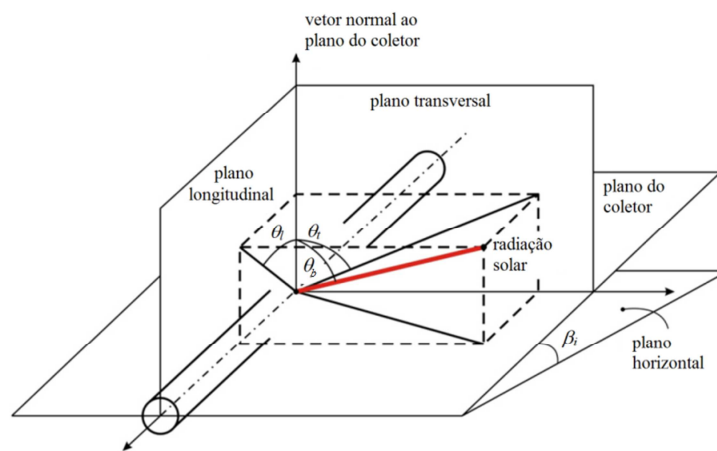


Figura 2.8 – Fatores de correção para ângulo de incidência em tubo evacuado.
Fonte: Adaptado de Zambolin e Del Coll (2012).

Conforme a norma EN 12975-2 (2006), a influência θ_b é definida através de um fator de correção para ângulo de incidência (K_θ), que define a eficiência de um dado θ_b dividido pela eficiência da incidência normal a superfície do coletor, Eq (2.12).

$$K_\theta = \frac{(\tau\alpha)_e}{(\tau\alpha)_{en}} \quad (2.12)$$

Conforme Duffie e Beckman (1991), o K_θ é o produto dos fatores de correção para ângulo de incidência longitudinal (K_{θ_l}) e transversal (K_{θ_t}), conforme mostra a Eq (2.13). O fator de correção longitudinal pode ser determinado através da Eq. (2.14),

$$K_\theta = K_{\theta_t} K_{\theta_l} \quad (2.13)$$

$$K_{\theta_i} = 1 - b_i \left(\frac{1}{\cos \theta_i} - 1 \right) \quad (2.14)$$

onde b_i é o coeficiente do fator de correção para o ângulo de incidência.

As normas ASHRAE 93-2003 (2003) e a EN 12975-2 (2006) recomendam testes experimentais dos fatores de correção para ângulos de incidência transversal com θ_i de 0, 30, 45 e 60° entre outros. A Figura 2.9 mostra a variação do fator de correção para ângulo de incidência transversal, disponível na tese de Budihardjo (2005). Nesta, o K_{θ} foi determinado no trabalho de Budihardjo (2005) considerando tubo evacuado com diâmetro interno $d = 0,034$ m e comprimento $L = 1,42$ m. A curva contínua representa as medições realizadas por para ângulos de incidência transversais até 60°. A curva pontilhada representa as medições realizadas por Chow *et al.* (1984) e adaptadas por Budihardjo (2005) para os ângulos de incidência transversais maiores que 60°.

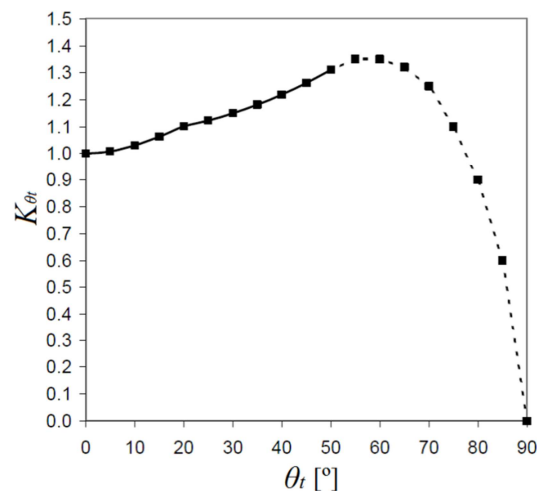


Figura 2.9 –Fator de correção para ângulo de incidência transversal em tubo evacuado.
Fonte: Budihardjo (2005).

Considerando que a radiação global incidente sobre um receptor pode ser decomposta em diferentes formas, as quais para o tubo evacuado são a radiação direta e a radiação difusa, existe a possibilidade de se determinar um fator de correção que contemple estas duas formas. De acordo com a ISO 9459-1 (1993) o produto $(K_{\theta b} G_b)$ pode ser somado ao produto $(K_d G_d)$ tendo como resultado $(K_{\alpha r} G_T)$

$$K_{\alpha r} G_T = K_{\theta b} G_b + K_d G_d \quad (2.15)$$

onde $K_{\alpha\tau}$ é o fator de correção global, $K_{\theta b}$ é o fator de correção para radiação direta, K_d é o fator de correção para radiação difusa, G_b e G_d representam a radiação global direta e difusa respectivamente.

Considerando apenas a eficiência óptica e o coeficiente de perda de calor, a influência do $K_{\alpha\tau}$ é descrita na Eq. (2.16), onde o produto $(\tau\alpha)_e$ é substituído pelo produto de $K_{\alpha\tau}$ e $(\tau\alpha)_{en}$.

$$q = q_{col} = A_c F_R [G_T K_{\alpha\tau} (\tau\alpha)_{en} - U_L (T_{me} - T_a)] \quad (2.16)$$

onde, q_{col} é a taxa de transferência de calor do conjunto de tubos para o reservatório térmico, $(\tau\alpha)_e$ é o produto transmissividade-absortividade efetivo e $(\tau\alpha)_{en}$ é o produto transmissividade-absortividade normal incidente.

Para um coletor com o número de tubos (n_t), a q_{col} é dada pela Eq. 2.17,

$$q_{col} = n_t q_e \quad (2.17)$$

onde q_e é a taxa de transferência de calor de cada tubo para o reservatório térmico.

O fluxo de calor sobre o tubo evacuado (q'') pode ser obtido dividindo q_e pela área da superfície cilíndrica interna do tubo absorvedor (A_t).

$$q'' = \frac{q_e}{A_t} = \frac{q_{col}}{n_t A_t} = \frac{A_c F_R [G_T K_{\alpha\tau} (\tau\alpha)_{en} - U_L (T_{me} - T_a)]}{n_t A_t} \quad (2.18)$$

Cabanillas *et al.* (1995) utilizaram um procedimento alternativo para a determinação do fluxo de calor na superfície cilíndrica do tubo. Neste dispositivo um fotodiodo foi instalado para medir a distribuição da irradiância dentro de um tubo evacuado de 30 mm de diâmetro, montado a 70 mm de um refletor difuso plano. Os resultados mostraram que 57% de radiação solar atinge a metade do topo do tubo. Para irradiância solar de 1 kW/m², o fluxo de calor ao redor da circunferência de tubo foi aproximadamente 500 W/m². Este valor foi utilizado por Budihardjo (2005) como ponto de referência das simulações.

3 DEFINIÇÃO DO PROBLEMA

As normas para testes de coletores solares caracterizam os coletores em função da eficiência instantânea, do ângulo de incidência da radiação solar e da constante de tempo. A avaliação do desempenho do coletor depende desta caracterização e de informações como: vazão mássica, temperatura de saída da água do coletor para o reservatório térmico e da temperatura de entrada de água fria no coletor.

Devido à dificuldade de instalação de sensores, os métodos de ensaio experimentais limitam-se a medição direta das temperaturas de entrada e saída de água no coletor e medição indireta de \dot{m} . Além disso, dependendo da instalação destes sensores, ocorre uma maior ou menor interferência nos valores medidos.

A alternativa em utilizar simulação numérica, combinada com métodos experimentais, foi tema para a tese de Budihardjo (2005) na caracterização do tubo evacuado. Neste trabalho o autor utilizou propriedades físicas constantes ao longo de todo o domínio computacional.

Para a simulação em tubo evacuado, a utilização de propriedades físicas variáveis com a temperatura ainda não foi estudada. Existe a possibilidade que esta variação influencie os resultados de \dot{m} e conseqüentemente de Re_d e Nu_z ao longo do tubo. As propriedades variáveis deste estudo são: ρ , μ , c_p e k . Existe também a necessidade de obter mais informações sobre os fenômenos que ocorrem no escoamento ao longo do tubo de um coletor de tubos evacuados, que podem ser obtidas com o uso de ferramentas computacionais, com destaque para a simulação numérica.

Na Figura 3.1(a) o tubo evacuado está conectado ao reservatório térmico, onde o envelope de vácuo é formado pelos tubos interno e externo, a superfície absorvedora encontra-se na superfície externa do tubo interno e a placa refletora plana está posicionada atrás do tubo. Para a construção do modelo tridimensional, foi selecionado apenas um tubo isolado do reservatório térmico, conforme mostrado na Figura 3.1(b), que consiste de um tubo evacuado de comprimento $L=1,42$ m e o diâmetro interno $d=0,034$ m. A Figura 3.1 (c) representa a simplificação adotada, que consiste no domínio computacional apenas do volume interno do tubo evacuado, o qual é ocupado pela água. Assim, o contorno do domínio computacional é equivalente à superfície interna do tubo interno.

Investigações através de Dinâmica de Fluidos Computacional (Computational Fluid Dynamics – CFD) indicam que a transferência de calor em cada tubo não é significativamente

influenciada pelo que acontece em tubos adjacentes. Este modelo simplificado, com um único tubo, reduz o tempo de simulação, no entanto ainda requer elevada capacidade computacional para o caso de estudos paramétricos (Budihardjo *et al.*, 2007).

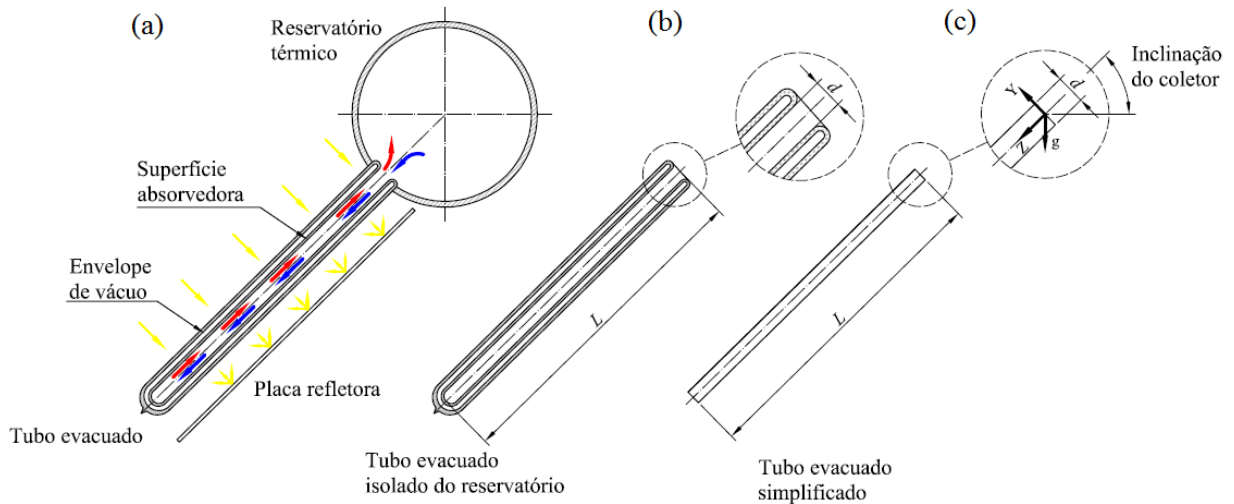


Figura 3.1 – Esquema adotado para o modelo computacional: (a) tubo evacuado, (b) tubo evacuado isolado do reservatório térmico e (c) tubo evacuado simplificado.

3.1 ESTUDO DE CASOS

O estudo de caso consiste em fazer a validação numérica, avaliação da influência das propriedades físicas, da intensidade de radiação, ângulo de inclinação do coletor, fluxo de calor incidente e da variação da temperatura de entrada de água no tubo a partir do reservatório térmico. Estes casos são descritos na sequência.

3.1.1 Primeiro Caso: Validação Numérica

Com base nas revisões dos trabalhos de Budihardjo *et al.* (2007), Tang *et al.* (2009), foi selecionado o tubo evacuado conforme listado na Tabela 3.1.

Tabela 3.1 – Dados geométricos do tubo para validação numérica.

D_{ext} [m]	d [m]	d_{ext} [m]	e_p [m]	L [m]	L_N [m]
0,047	0,034	0,037	0,0015	1,42	1,50

onde D_{ext} é o diâmetro externo do tubo evacuado, d_{ext} é o diâmetro externo do tubo interno, e_p é a espessura da parede do tubo e L_N é o comprimento nominal do tubo.

Medidas realizadas por Cabanillas *et al.* (1995) mostraram que o fluxo de calor em um tubo interno montado sobre um refletor difuso foi 495 W m^{-2} , no seu experimento, ao meio dia solar. Para tubos evacuados, com comprimento absorvedor de 1,42 m e diâmetro de 0,034 m, a taxa de transferência de calor correspondente para o tubo é de aproximadamente 75 W. Esta taxa de transferência de calor foi utilizado por Budihardjo (2005) para estudos sobre tubos evacuados através de diferentes modelos numéricos, assim como neste trabalho. Para validação numérica foi considerado o valor das propriedades termofísicas apresentadas na tabela 3.2,

Tabela 3.2 – Dados para o caso de validação numérica.

β_i	q	T_e	ρ	μ	c_p	k	β
[°]	[W]	[K]	[kg m ⁻³]	[Pa s]	[J kg ⁻¹ K ⁻¹]	[W m ⁻¹ K ⁻¹]	[K ⁻¹]
45	75	300	997	0,000855	4179	0,613	0,000257

onde T_e é a temperatura de entrada e β é o coeficiente de expansão térmica. A simulação foi realizada em regime permanente com intervalo de tempo de 1 s.

Nas publicações de Budihardjo (2005) a circulação natural dentro do tubo foi classificada em dois diferentes movimentos: escoamento primário (ascendente e descendente) e escoamento secundário anelar de dois filamentos. Existe a necessidade de visualizar mais detalhadamente o escoamento secundário para seu melhor entendimento.

3.1.2 Segundo Caso: Propriedades Variáveis

Os processos de transferência de calor em regime de convecção natural podem ser fortemente influenciados pela variação das propriedades termofísicas do fluido em análise. Sendo assim, foi simulado um caso considerando a hipótese de propriedades variáveis (PV) para comparação com o caso de propriedades constantes (PC), com os parâmetros utilizados descritos na Tabela 3.3.

Tabela 3.3 – Dados para o caso de avaliação da influência da variação das propriedades termofísicas do fluido com a temperatura.

	β_i	q	T_e	ρ	μ	c_p	k	β
	[°]	[W]	[K]	[kg m ⁻³]	[Pa s]	[J kg ⁻¹ K ⁻¹]	[W m ⁻¹ K ⁻¹]	[K ⁻¹]
PV	45	75	300	Eq. A.1	Eq. A.2	Eq. A.3	Eq. A.4	0.000257

Para os casos em que consideraram-se propriedades variáveis, foram desenvolvidas equações para calcular o valor das propriedades em função da temperatura. Com base nos valores das propriedades da água à 100 kPa, obtidos de NIST (2011), Dalla-Corte (2011) gerou polinômios de quinto grau com o software *CurveExpert*. As Eqs. A.(1-4) apresentam os polinômios para ρ , μ , c_p e k , respectivamente. Em cada volume do domínio computacional, o valor das propriedades é atualizado no início de cada iteração. A simulação foi realizada em regime permanente com intervalo de tempo de 1 s.

3.1.3 Terceiro Caso: Fluxo de Calor Variável

A radiação solar incidente sobre a superfície seletiva, em um tubo evacuado, varia conforme as dimensões do tubo e seu posicionamento depende das condições climáticas e da posição do sol. Nas publicações de Cabanillas et al. (1995), a radiação solar foi medida através da utilização de fotodiodos. Deste estudo foi construído um gráfico de distribuição da radiação solar. Na publicação de Tang et al. (2009) um modelo matemático foi criado para estimar a radiação diariamente absorvida em um tubo evacuado, entretanto sem fornecer a distribuição desta radiação sobre o tubo. Não foram encontradas publicações que comparem a utilização de distribuição de radiação variável e uniforme. Em simulações numéricas a distribuição de radiação pode ser modelada considerando condição de contorno de fluxo de calor. Diversos estudos numéricos consideraram a hipótese em simplificar a radiação solar variável com a utilização de uma condição de contorno de fluxo de calor uniforme. Para avaliar esta hipótese faz-se necessária a comparação dos possíveis efeitos térmicos e efeitos no escoamento através de casos com Fluxo de Calor Uniforme (FU) e Fluxo de Calor Variável (FV).

Para o caso de FU foi utilizada uma simulação com condição de contorno de $q = 75 \text{ W}$, aplicada uniformemente sobre o tubo. Para o caso de FV foi utilizada a função de distribuição de intensidade de radiação solar apresentada por Cabanillas *et al.* (1995), a qual é mostrada na Figura 3.2. Neste caso, a irradiância varia com a coordenada angular (θ), a qual é utilizada no *CFX-PRE* para imposição de condições de contorno do problema térmico na parede do tubo.

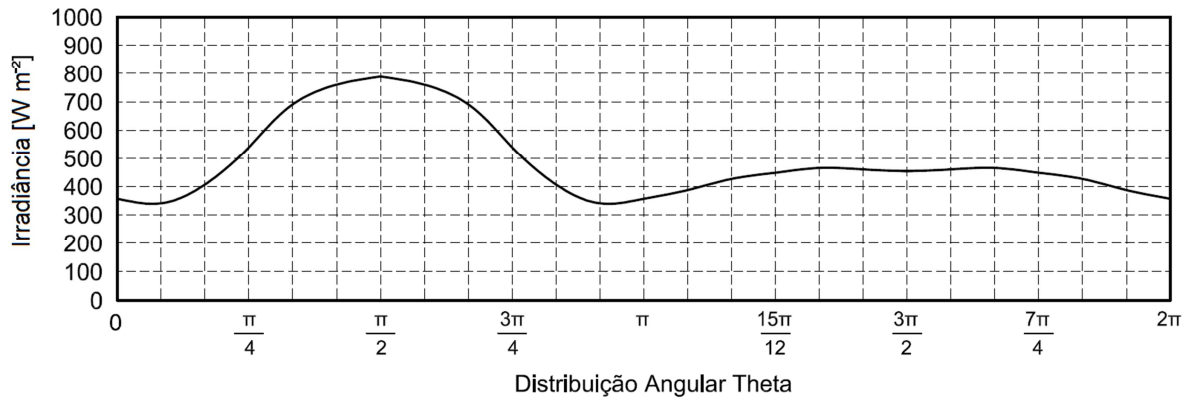


Figura 3.2 – Distribuição da irradiância sobre um tubo evacuado.
Fonte: Adaptado de Cabanillas *et al.* (1995).

3.1.4 Quarto Caso: Estudo Paramétrico

Os sistemas de aquecimento de líquidos por energia solar podem ser instalados em diferentes ângulos de inclinação, conforme o projeto arquitetônico de uma residência ou de um prédio comercial. Ao mesmo tempo, ocorrem variações climáticas e, conseqüentemente, de operação deste equipamento. Considerando estas possibilidades, surge a hipótese de que as variações de inclinação do coletor solar, a variação da radiação solar e a variação da temperatura da água no reservatório térmico são fortes influenciadores no regime de operação do sistema de aquecimento de líquidos por energia solar. Para a utilização de tubos evacuados, a avaliação desta hipótese foi realizada considerando três parâmetros a serem variados com utilização de simulações paramétricas. O primeiro parâmetro foi o ângulo de inclinação, com variações de 30°, 45° e 60°. O segundo parâmetro foi a taxa de transferência de calor para o tubo, com valores de 75 W, 57 W e 38 W. O terceiro parâmetro foi a temperatura da água no reservatório térmico com valores de 285 K a 300 K e variações a cada 5 K. A simulação foi realizada em regime permanente com intervalo de tempo de 1 s.

4 ABORDAGEM NUMÉRICA

Neste capítulo serão apresentados o modelo matemático do problema, composto por equações diferenciais e suas condições iniciais e de contorno. A abordagem por CFD também é feita neste capítulo.

4.1 MODELO MATEMÁTICO

Para os casos analisados é considerado que o fluido de trabalho é incompressível e o regime de escoamento é laminar. Sendo assim, o modelo matemático consiste das equações da conservação da massa (3.1), Navier-Stokes (3.2-3.4) e energia sem dissipação viscosa (3.5), conforme apresentado na sequência.

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (3.1)$$

$$\rho \left(\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right) = - \frac{\partial p}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) + \rho g_x \quad (3.2)$$

$$\rho \left(\frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right) = - \frac{\partial p}{\partial y} + \mu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) + \rho g_y \quad (3.3)$$

$$\rho \left(\frac{\partial w}{\partial t} + u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right) = - \frac{\partial p}{\partial z} + \mu \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) + \rho g_z \quad (3.4)$$

$$\rho c_p \left(u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} \right) = k \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) \quad (3.5)$$

onde u , v e w são as componentes de velocidade do fluido ao longo das direções x , y e z , respectivamente, p é a pressão e T a temperatura.

4.1.1 Condições de Contorno

Neste estudo, o tubo foi separado do reservatório térmico, conforme pode ser observado na Figura 4.1, a qual mostra que o domínio de cálculo está dividido em três superfícies: superfície plana de abertura (conectada ao reservatório térmico), superfície plana inferior (terminação selada) e superfície cilíndrica. A extremidade selada foi simplificada e é representada por uma superfície plana. Foi aplicada a condição de não-deslizamento na superfície cilíndrica e na terminação selada do tubo. Na superfície aberta do tubo foi aplicada a condição de abertura livre, prescrevendo-se pressão estática contante igual a 0 kPa, temperatura constante na entrada e temperatura de saída desconhecida, assim como \dot{m} de entrada e de saída, a qual varia de acordo com as condições de operação. Para o problema térmico foi aplicada condição de contorno adiabática na superfície selada. Na parede cilíndrica foi aplicada condição de contorno de fluxo de calor prescrito, em duas diferentes condições: uniforme e variável, conforme cada caso simulado, os quais serão informados quando da apresentação dos respectivos casos.

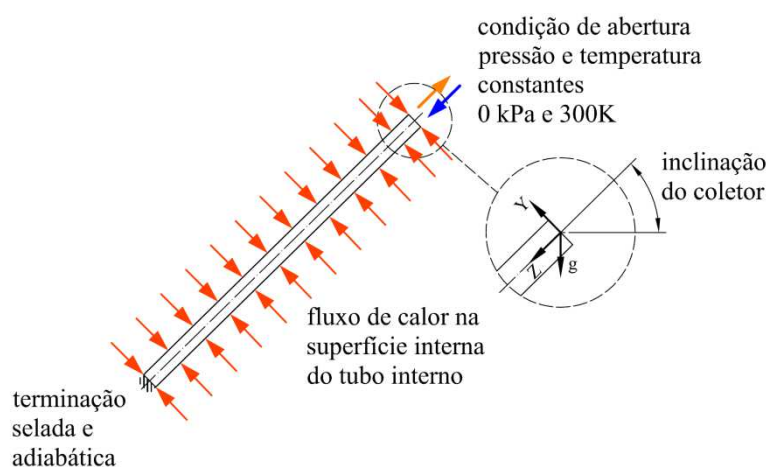


Figura 4.1 – Aplicação das condições de contorno.

O sistema de coordenadas possui eixo Z alinhado com o eixo axial da malha computacional do tubo, origem coincidente com a superfície de abertura para o tanque e sentido para a superfície inferior do tubo.

4.1.2 Condições Iniciais

Como condição inicial do problema fluidodinâmico foi utilizado campo de velocidade nulo na três direções (axial, radial e angular). Também foi considerado como condição inicial pressão estática nula e temperatura igual a temperatura da água no reservatório térmico. Foi utilizada dupla precisão a fim de reduzir o erro numérico da solução. Como critério de convergência foram determinados os números mínimo e máximo de iterações com valores de 200 e 5000, respectivamente. Neste ponto, todas as equações já atingiram o resíduo médio mínimo, que varia de 10^{-9} a 10^{-13} .

4.2 ABORDAGEM POR CFD

Na abordagem numérica por CFD, formas discretizadas de equações diferenciais de dinâmica dos fluidos e transferência de calor são resolvidas em pequenos volumes de controle. A possibilidade de fornecer informações detalhadas dos processos analisados faz desse tipo de abordagem numérica um método atraente para avaliar problemas de transferência de calor e massa. A abordagem numérica torna-se vantajosa quando os modelos experimentais possuem custos elevados ou quando a medição de um determinado parâmetro não é possível devido a limitação em aplicação de equipamentos de medição.

Atualmente, existem diversos softwares comerciais de CFD disponíveis no mercado. Entre os mais conhecidos destacam-se o Ansys CFX, o Fluent, o Star-CD e o Flow-3D, entre outros. Para este estudo as simulações foram realizadas com o software comercial ANSYS CFX, disponível no Laboratório de Simulação Numérica do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da UNISINOS.

4.2.1 Software ANSYS CFX

O CFX possui quatro módulos básicos: ICEM-CFD, CFX-Pre, CFX-Solver e CFX-Post. O ICEM-CFD é um módulo utilizado na criação da geometria e geração da malha computacional. No CFX-Pre a malha é importada e são aplicadas as condições iniciais e de contorno, além de definir todos os demais parâmetros da simulação, tais como o modelo matemático e o controle de operação. No CFX-Solver Manager ocorre a execução os

cálculos da simulação e a visualização da evolução dos cálculos graficamente. No CFX-Post são realizadas as análises dos resultados. Dentre as vantagens deste módulo, destaca-se a possibilidade de criar rotinas para exportação de parâmetros e resultados, avaliação de gráficos e possibilidade de programação para gravação automática de resultados em arquivos externos.

4.2.2 Malha Computacional

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 computacional possui conseqüências no tempo de computação (Maliska, 1995).

A malha computacional utilizada é do tipo hexaédrica, foi refinada junto à superfície cilíndrica e também nas extremidades do tubo, regiões estas que, claramente, exigem refinamento por apresentarem ali os maiores gradientes térmicos e fluidodinâmicos do sistema. O problema estudado apresenta uma região de cisalhamento no centro do domínio. Além disso, o problema é tipicamente tridimensional e possui a atuação da gravidade. Estas características fazem com que a posição do cisalhamento, decorrente do escoamento em contra-corrente, seja variável, havendo assim a necessidade de refinamento da malha também nesta região.

As Figuras 4.2(a-b) mostram um exemplo típico de malha computacional utilizado neste trabalho. Nela pode-se identificar o refinamento descrito anteriormente. Na Figura 4.2(a), seção transversal do tubo, observa-se o refinamento aplicado na direção radial, próximo da superfície do tubo, bem como uma distribuição na região central desta, o qual tem como objetivo melhor caracterizar os elevados gradientes ali existentes, decorrentes do cisalhamento entre os fluxos ascendentes e descendentes. Com o objetivo de também caracterizar melhor o desenvolvimento das camadas-limite, foi aplicado um refinamento axial nas extremidades do tubo, conforme pode ser visto na Figura 4.2(b). A quantidade de elementos e a sua distribuição foram determinadas com base em um estudo de sensibilidade da malha, o qual será comentado oportunamente.

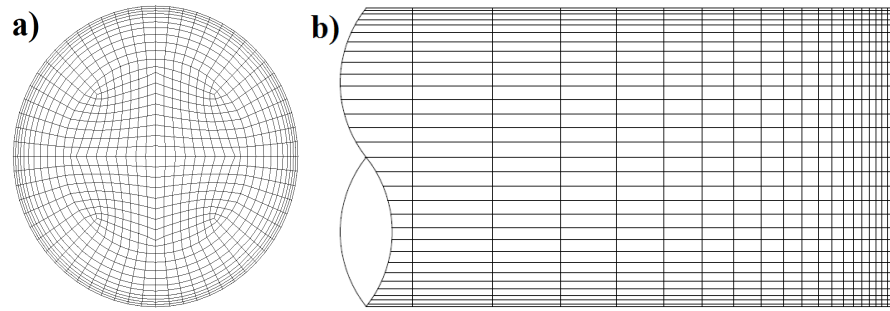


Figura 4.2 – Domínio computacional: (a) secção transversal e (b) secção longitudinal.

As soluções de CFD para movimento de fluidos e transferência de calor carregam erros que em geral podem ser minimizados com o aumento do número de volumes da malha. Existe então a necessidade de melhorar os resultados com um número otimizado de volumes a serem utilizados no domínio computacional. A técnica empregada para otimizar o número de volumes da malha é concentrar volumes em regiões onde existem grandes gradientes térmicos e de velocidade, como nas camadas próximas a paredes aquecidas e em regiões de cisalhamento, conforme descrito no item anterior. Diferentes distribuições de elementos de malha, na secção do tubo, estão mostrados na Figura 4.3.

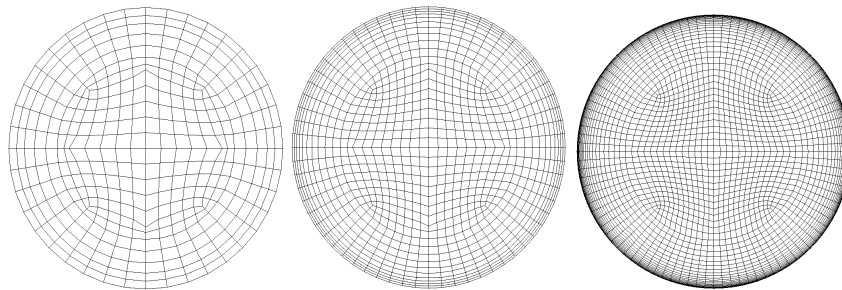


Figura 4.3 – Diferentes distribuições de volumes de controle na secção do tubo.

Um dos parâmetros escolhidos para a determinação da sensibilidade de malha foi \dot{m} na seção aberta do tubo. Outro parâmetro escolhido para a determinação da sensibilidade de malha foi o número de Nusselt local (Nu_z). Os resultados para três variações de malhas estão mostrados na Tabela 4.1, juntamente a diferença percentual entre a malha atual em comparação com a malha mais refinada. Com base nestes resultados verifica-se que a malha 1 não está adequada, devido, principalmente, ao valor do erro percentual obtido para o Nu_z . Na malha 2 os valores obtidos para a \dot{m} e Nu_z se aproximam dos valores da malha mais refinada, com erros percentuais muito baixos. Com base nas comparações de \dot{m} e Nu_z , considerou-se o refinamento aplicado à malha 2 como o mais adequado, pois apresentou menor variação

percentual em relação a malha mais refinada posterior com menor número de volumes de controle.

Tabela 4.1 – Resultados para avaliação da sensibilidade de malha.

Malha	Número de Elementos	\dot{m} [kg/s]	Erro %	Nu_z $L^*=1/2$	Erro %
1	28.120	0,00738217	1,48	22,17	10,63
2	152.576	0,00727942	0,06	20,02	-0,10
3	1.186.432	0,00727485	-	20,04	-

4.2.3 Pós-Processamento

O software CFX-Post não possui comandos diretos para exportação de dados como a temperatura média, a velocidade média do fluido e \dot{m} para qualquer posição do domínio computacional. Desta forma, para obtenção dessas variáveis, pós-processamentos devem ser realizados. Assim, após a simulação numérica de um determinado caso, as variáveis desejadas podem ser exportadas do software CFX-Post em arquivos do tipo txt. Estes arquivos, então, podem ser importados em softwares de planilhas de cálculo e geração de gráficos, para a determinação das grandezas fluidodinâmicas e térmicas de interesse no trabalho.

O pós-processamento consiste, inicialmente, na criação de um plano transversal ao eixo do tubo, a fim de representar a secção transversal deste tubo. Este plano é colocado na posição z que se deseja avaliar determinada propriedade. Neste caso, a temperatura média, por exemplo, pode ser obtida com a utilização da função “areaAve” daquele plano.

A avaliação de outro parâmetro, como \dot{m} , sobre esta mesma secção transversal, pode ser determinada diretamente com a função “massFlow”. Entretanto, para um escoamento primário em duas direções opostas, este procedimento fornece como resultado do balanço a $\dot{m}=0$, o que não condiz com o valor do parâmetro de interesse. Assim, faz-se necessário a utilização de recursos de programação externa (pós-processamento), o que permite superar as limitações do software na determinação dos resultados desejados e na exportação automática destes para um arquivo tipo texto. Neste caso, é possível exportar valores da temperatura média, \dot{m} e velocidade média, ou qualquer parâmetro desejado, o qual é calculado através das expressões inseridas em uma rotina de programação na linguagem PERL, combinada com comandos de linguagem interna CCL (CFX Command Language).

Considerando a utilização das rotinas em linguagem de programação PERL, o procedimento numérico para a determinação de \dot{m} consiste no somatório do produto da velocidade axial de cada elemento por sua respectiva massa específica. A vazão mássica pode ser representada como a integral do fluxo de massa (ρw) sobre a secção transversal. Como existe um escoamento primário em duas direções opostas, coloca-se a velocidade axial no elemento em módulo e divide-se a integral por dois, Eq. (3.6),

$$\dot{m} = \frac{\int \rho |w| dA_z}{2} \quad (3.6)$$

onde $|w|$ é a magnitude absoluta da velocidade axial no elemento e dA_z o diferencial de área cortado perpendicular a secção do tubo. A vazão mássica é numericamente determinada através da função “areaAve” seleccionando como local a secção transversal e como variável a Eq.(3.6), inserida no CFX-Post como uma expressão.

Em um escoamento interno incompressível, a velocidade média (w_m) é determinada através da Eq. (3.7) (Fox e McDonald, 2001).

$$w_m = \frac{\int w dA_z}{A_z} \quad (3.7)$$

onde A_z é a área correspondente ao escoamento ascendente (saída) ou descendente (entrada), respectivamente.

O número de Reynolds (Re_d) para o escoamento de saída é relacionado com \dot{m} através da Eq. (3.8). A viscosidade média (μ_m) para a secção transversal é determinada pela Eq. (3.9). Para o escoamento de saída, Re_d é numericamente determinado através da função “areaAve”, seleccionando como local a secção transversal da área de escoamento de saída e como variável a Eq.(3.8).

$$Re_d = \frac{4\dot{m}}{\pi d_h \mu_{ms}} \quad (3.8)$$

$$\mu_{ms} = \frac{\int_{A_{zs}} \mu dA_z}{A_{zs}} \quad (3.9)$$

O número de Nusselt local em coordenadas cilíndricas ($Nu_{\theta,z}$) na secção transversal é determinado pela Eq (3.10)

$$Nu_{\theta,z} = \frac{h_{\theta,z} 2R}{k_m} \quad (3.10)$$

onde R é o raio do tubo interno, k_m a condutividade térmica média e $h_{\theta,z}$ é o coeficiente local de transferência de calor por convecção, em coordenadas cilíndricas, o qual é determinado através da relação da lei de resfriamento de Newton, Eq (3.11),

$$h_{\theta,z} = \frac{q_\theta}{T_{R,\theta,z} - T_{m,z}} \quad (3.11)$$

onde q_θ representa a taxa de transferência de calor na coordenada angular, $T_{R,\theta,z}$ e $T_{m,z}$ são, respectivamente, temperaturas da parede e temperatura média na secção transversal, Eq (3.13). Substituindo $h_{z,\theta}$ na Eq. (3.10), $Nu_{\theta,z}$ é determinado pela Eq (3.13).

$$T_{m,z} = \frac{\int_0^{2\pi} \int_0^R T_{r,\theta,z} r dr d\theta}{\int_0^{2\pi} \int_0^R r dr d\theta} \quad (3.12)$$

$$Nu_{\theta,z} = \frac{q_\theta 2R}{k_m [T_{R,\theta,z} - T_{m,z}]} \quad (3.13)$$

onde $T_{r,\theta,z}$ é a temperatura em qualquer ponto $(0,R)$ e $(0,2\pi)$, dr o diferencial de raio e $d\theta$ é o diferencial azimutal. A temperatura média na secção transversal é numericamente determinada através da função “areaAve” selecionando como local a secção transversal e como variável a temperatura.

O número de Nusselt local (Nu_z) ao longo do tubo é determinado pela Eq (3.14)

$$Nu_z = \frac{\int_0^{2\pi} q_\theta R d\theta}{k_m [T_{P,z} - T_{m,z}] \int_0^{2\pi} R d\theta dz} 2R \quad (3.14)$$

A temperatura média de parede na secção transversal ($T_{P,z}$) é determinada através da Eq. (3.15) e numericamente obtida através da função “lengthAve”, selecionando como local o perímetro formado pela intersecção da superfície do tubo com um plano de corte perpendicular ao eixo deste tubo e como variável a temperatura.

$$T_{P,z} = \frac{\int_0^{2\pi} T_{R,\theta,z} R d\theta}{\int_0^{2\pi} R d\theta} \quad (3.15)$$

Como será mostrado posteriormente, o escoamento e o processo de transferência de calor em tubos evacuados são influenciados pela variação das propriedades físicas, causadas pela variação dos campos de temperatura no interior do tubo. Para a determinação de $\rho(T)$, $\mu(T)$, $k(T)$ e $c_p(T)$, estão disponíveis polinômios mostrados no Apêndice A. Com estes polinômios são calculados os campos das respectivas propriedades ao longo de todo domínio computacional, e estes são atualizados no início de cada iteração.

5 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Os resultados apresentados neste trabalho estão divididos em dois grupos: validação numérica e estudo de casos. Inicialmente, com o objetivo de validação do modelo numérico, são apresentados resultados de campos de velocidade, de perfis de velocidade e de \dot{m} , comparando-os com aqueles obtidos por Budihardjo (2007). Posteriormente são apresentados resultados da influência da variação das propriedades físicas com a temperatura, do fluxo de calor na paredes do tubo, do ângulo de inclinação do coletor, variações no fluxo de calor sobre o tubo e variações na temperatura do reservatório térmico.

5.1 CASO 1: VALIDAÇÃO NUMÉRICA

As Figuras 5.1(a-b) mostram os campos de velocidade em quatro seções transversais do tubo ($L^* = 0$, $L^* = 1/4$, $L^* = 1/2$ e $L^* = 3/4$), sendo estes de Budihardjo *et al.* (2007) e do presente trabalho, respectivamente. Estes resultados foram obtidos assumindo-se propriedades constantes da água e temperatura de reservatório térmico igual a 300K. A condição de contorno para este caso é de fluxo de calor uniforme, igual a $495,5 \text{ W m}^{-2}$, que equivale a uma potência de 75 W.

De acordo com as escala de cores dos campos de magnitude de velocidade das Figuras 5.1(a-b), pode-se identificar, em toda a circunferência do tubo, uma região de velocidade zero, o que corresponde à condição de não deslizamento implementada no modelo numérico. Além disso, observa-se um aumento da espessura dessa camada na base do tubo, em $L^* = 3/4$. Nestas figuras as forças de empuxo são predominantes na metade superior do tubo, principalmente entre a entrada ($L^* = 0$) e o meio deste ($L^* = 1/2$), o que pode ser inferido através das maiores velocidades ali encontradas. Uma vez que existe escoamento ascendente e descendente no tubo sem uma separação física, existe uma região de cisalhamento entre os dois escoamentos. É esta região de cisalhamento que pode ser observada através das regiões de velocidade zero próximo ao meio do tubo. Observa-se também que, nas quatro posições do tubo ($L^*=0$, $L^*= 1/4$, $L^*=1/2$ e $L^*=3/4$), os campos de velocidade obtidos no presente estudo se aproximam aos campos de magnitude de velocidade das simulações realizadas por Budihardjo *et al.* (2007).

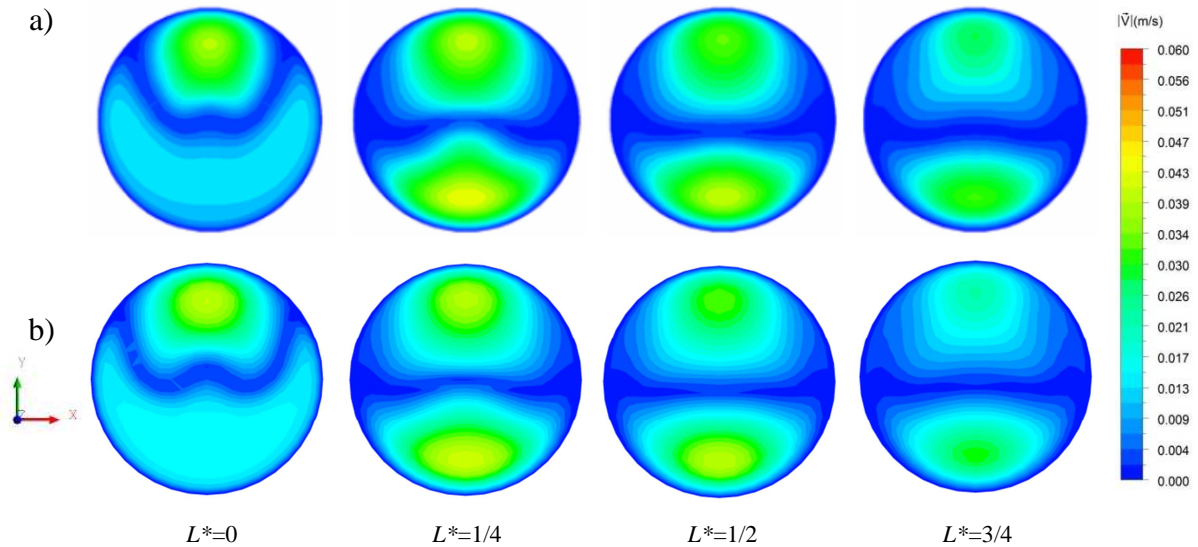


Figura 5.1 – Campos de magnitude de velocidade: (a) Budihardjo *et al.* (2007); (b) presente estudo com propriedades constantes.

As Figuras 5.2 (a-d) mostram perfis de velocidade axial (w), para um plano de corte perpendicular ao eixo X , passando pelo centro do tubo. As linhas contínuas representam os perfis obtidos por Budihardjo (2005), e as linhas tracejadas representam resultados do presente trabalho, obtidos com a hipótese de propriedades termofísicas constantes. Estão indicadas as direções de fluxo de saída e entrada, ou seja, dos escoamentos ascendente (indo para o reservatório térmico) e descendente (vindo do reservatório térmico). Para as quatro posições do tubo mostradas, os resultados qualitativos de campos de magnitude de velocidade do presente estudo aproximam-se dos resultados apresentadas por Budihardjo (2005).

A Figura 5.2 (a) mostra o perfil de w em $L^*=0$, onde na parte inferior verifica-se a formação de um perfil de velocidade de entrada de água (do reservatório térmico para o tubo) e na parte superior o perfil de velocidade mais acentuado, referente à água aquecida que sai do tubo. Na Figura 5.2 (b), observa-se que o perfil ascendente de w é bastante similar ao perfil descendente, parecendo ser simétrico. Pode-se fazer uma observação semelhante quanto aos perfis mostrados na Figura 5.2 (c) e na Figura 5.2 (d), embora a magnitude de w seja menor, o que indica que uma considerável quantidade de massa está deixando de escoar pela direção Z e passa a escoar para outras direções. Nestas também se pode observar que o escoamento no interior dos tubos está dividido em dois escoamentos axiais, chamados de primários: ascendente (primário quente) e descendente (primário frio). Comparando-se o perfil de velocidade do presente estudo com a referência adotada, verifica-se que existe uma boa

concordância destas curvas. A exceção ocorre em $L^* = 0$, onde pequenas diferenças podem ser verificadas.

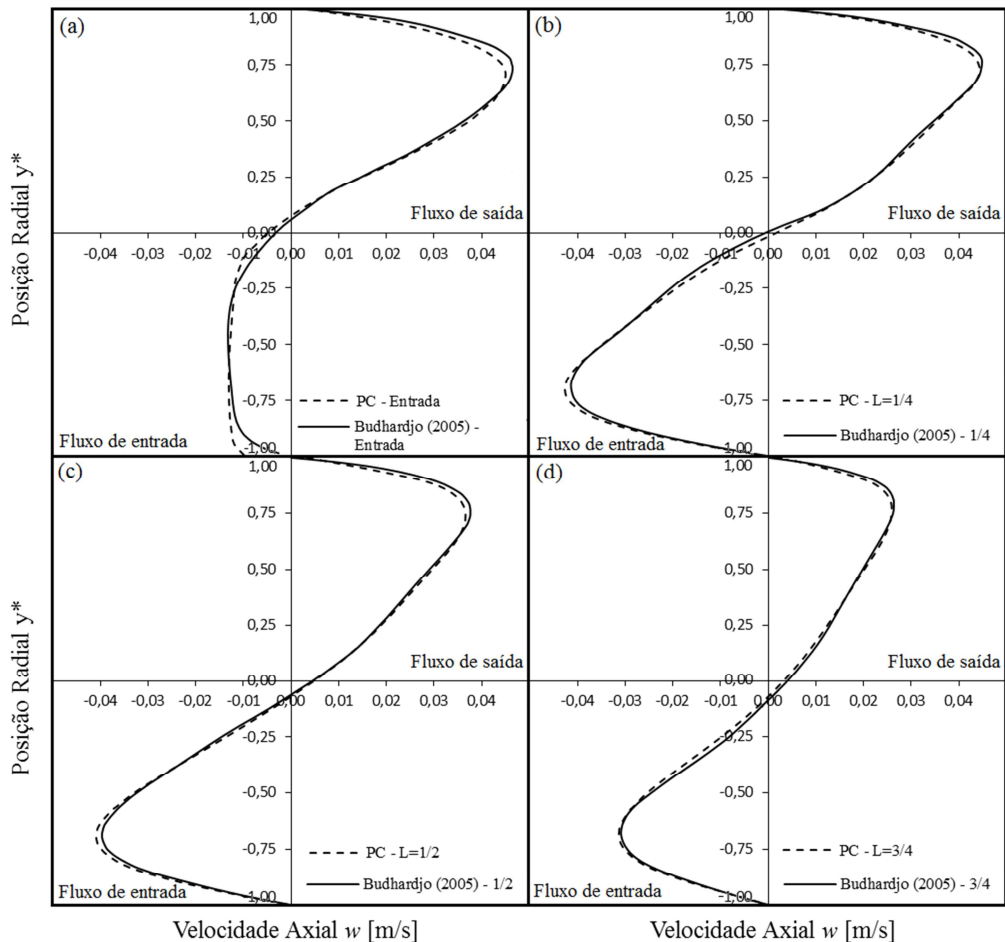


Figura 5.2 – Velocidade axial (w) de Budihardjo (2005) e presente estudo com propriedades constantes (PC): (a) $L^* = 0$, (b) $L^* = 1/4$, (c) $L^* = 1/2$, (d) $L^* = 3/4$.

A Figura 5.3 mostra a variação de \dot{m} ao longo de L^* . Nesta figura são apresentados resultados deste trabalho em relação aos pontos apresentados por Budihardjo (2005). O escoamento primário descendente é gradualmente aquecido e muda de direção, decrescendo até a terminação selada do tubo, onde a velocidade axial final é igual à zero. A máxima \dot{m} ocorre em $L^* = 0,15$, enquanto que a \dot{m} em $L^* = 0$ é 20% mais baixa que a máxima \dot{m} . A variação da vazão mássica ao longo do tubo ocorre devido à presença das recirculações do escoamento secundário. Observa-se que o perfil de \dot{m} ao longo do tubo do presente estudo se aproxima dos pontos de \dot{m} indicados na figura referenciados no trabalho de Budihardjo (2005).

Nas Figuras 5.1, 5.2 e 5.3 verificou-se que os resultados deste trabalho apresentam uma concordância com aqueles apresentados por Budihardjo (2005). Assim considera-se validado o modelo numérico, o que permite, então, investigar outras condições deste tipo de problema físico, os quais serão abordados na próxima seção.

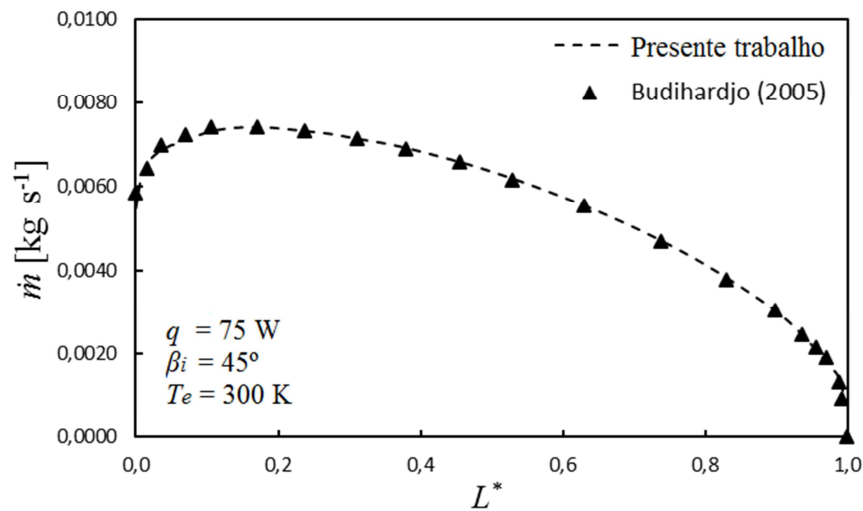


Figura 5.3 – Vazão mássica (\dot{m}): Budihardjo *et al.* (2005) e presente trabalho com propriedades constantes.

5.2 AVALIAÇÃO DOS ESCOAMENTOS PRIMÁRIO E SECUNDÁRIO

Budihardjo (2005) classificou os escoamentos em primário (ascendente e descendente) e secundário (anelar de dois filamentos). Neste item encontra-se a avaliação da hipótese de que no escoamento secundário estão presentes movimentações ascendente e descendente, assim como recirculações.

A Figura 5.4 mostra o escoamento em diferentes posições do tubo. A cor vermelha indica a área ocupada pelo fluido ascendente e a cor azul indica a área ocupada pelo fluido descendente. Observando-se a sequência de resultados desta figura ($L^* = 0$ até $L^* = 3/4$) percebe-se que parte do escoamento primário frio é gradualmente redirecionada para o escoamento primário quente, formando um escoamento secundário, representado pelas flechas de cor branca. Na secção $L^* = 0$, o escoamento secundário ocorre com maior intensidade no centro do tubo, onde a magnitude das setas brancas é maior que as demais. Este fenômeno se deve à troca de calor na região de cisalhamento, onde o escoamento quente ascendente tem contato direto com o escoamento frio de entrada. Na região do escoamento primário

descendente (cor azul), na secção $L^* = 0$, observa-se, através das setas de cor branca, que o escoamento secundário é descendente próximo à parede, o que indica que o fluxo de calor da parede pode não ser suficientemente intenso para um aquecimento que promova a variação de massa específica e que permita elevação desta quantidade de água, ou que o escoamento frio absorve rapidamente o calor quando entra no tubo antes de um possível redirecionamento de massa por convecção natural. Na região do escoamento primário ascendente, o escoamento secundário se comporta conforme o previsto, onde próximo à parede as setas na cor branca são ascendentes, devido ao empuxo daquela região, causado pela absorção de calor. Em $L^* = 0$, o escoamento ascendente quente entra para o reservatório térmico enquanto entra água fria pelas bordas, aumentando a área de entrada do escoamento descendente frio. Nas demais secções o escoamento secundário comporta-se conforme o previsto, ou seja, tanto na região em azul quanto na região em vermelho, o escoamento secundário de massa é ascendente e de maior intensidade nas paredes, o que pode ser verificado através das setas brancas. Existe uma equiparação em área de escoamento a partir da secção $L^* = 1/4$, com uma diferença de 9,4% a mais de área de escoamento primário ascendente em relação à área de escoamento descendente. Para a secção $L^* = 1/2$ a área de escoamento primário ascendente é 14% maior que a área de escoamento descendente. Para $L^* = 3/4$ essa diferença chega ao valor de 19,5%. Podem-se observar recirculações, representadas pelas flechas na cor branca, nas quatro secções apresentadas.

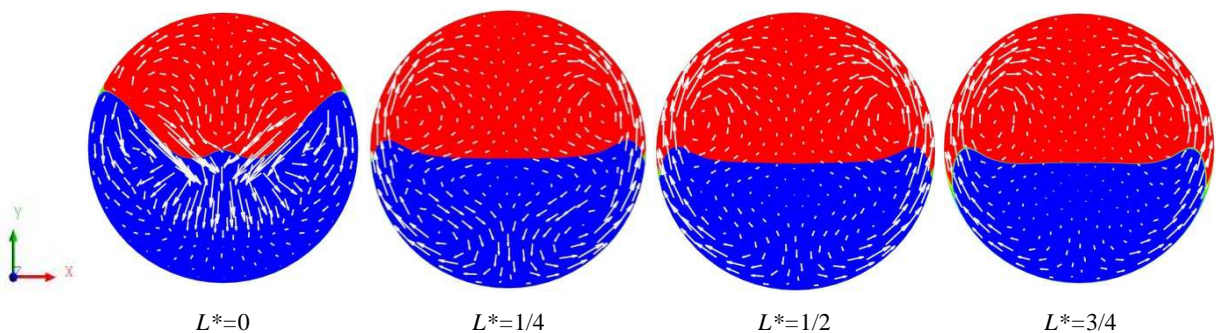


Figura 5.4 – Escoamento primário e secundário em diferentes posições do tubo.

5.3 DETERMINAÇÃO DA TEMPERATURA MÉDIA DE PAREDE

A determinação da temperatura média de parede do tubo é necessária para a avaliação das condições térmicas nos próximos itens. Em abordagens experimentais, a instalação de sensores de temperatura depende do espaço disponível e da avaliação de sua influência no experimento. Entretanto a obtenção de valores de temperatura em uma simulação numérica é mais flexível, sendo realizada no ambiente de pós-processamento do software escolhido. Neste ambiente é possível simular condições de obtenção de resultados semelhantes às utilizadas em métodos experimentais, ou avaliar com maior riqueza de dados considerando todos os pontos do domínio computacional.

Na Figura 5.5 são mostrados os campos de temperatura para $L^* = 0$, $L^* = 1/4$, $L^* = 1/2$ e $L^* = 3/4$. Estes resultados foram obtidos assumindo-se propriedades variáveis da água. A condição de contorno para este caso é de $q'' = 495,5 \text{ W m}^{-2}$, que equivale a $q = 75 \text{ W}$. De acordo com a escala de cores, pode-se identificar em $L^* = 0$ a região de entrada de água fria do reservatório térmico a 300K bem definida, quando comparada com as demais faixas de temperatura nesta secção. Ainda em $L^* = 0$, percebe-se o efeito de entrada de água fria formando uma "aba" (região em que a água do reservatório chega ao tubo), ocasionando um acréscimo de área de entrada do escoamento descendente frio. Nas demais secções do tubo, a área ocupada pela água de entrada (a 300K) vai diminuindo até se desfazer por completo em $L^* = 3/4$. Este fenômeno ocorre devido ao aquecimento e a convecção natural, que gradativamente desloca a massa mais aquecida, separando-a do escoamento descendente para fazer parte do escoamento ascendente. No topo da secção de cada tubo está a região com temperatura mais elevada, a qual cresce gradativamente de $L^* = 3/4$ até $L^* = 0$.

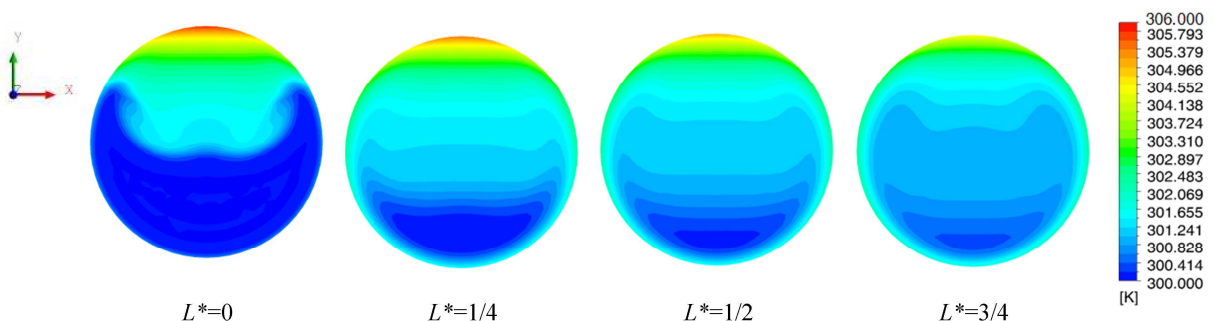


Figura 5.5 – Temperatura em diferentes posições do tubo.

Para um escoamento isotérmico a temperatura da parede ($T_{P,z}$) é constante, mas para uma distribuição de temperatura mostrada na figura anterior, existe uma variação de

temperatura ao longo do perímetro tubo. O valor de $T_{P,z}$ pode ser determinado através da média entre os valores tomados em vários pontos ao longo do perímetro do tubo. As Figuras 5.6 (a-c) mostram, respectivamente, três formas de obtenção de $T_{P,z}$, que neste trabalho serão chamados de M1, M2 e M3. $T_{PM1,z}$ é obtida pela média aritmética entre as posições 0 ; $\pi/2$; π e $3\pi/2$. $T_{PM2,z}$ é obtida pela média aritmética entre as posições $\pi/4$; $3\pi/4$; $5\pi/4$ e $7\pi/4$. Já $T_{PM3,z}$ é obtida pela média aritmética de todos os pontos ao longo do perímetro, conforme mostrado nas Figuras 5.6(a-c).

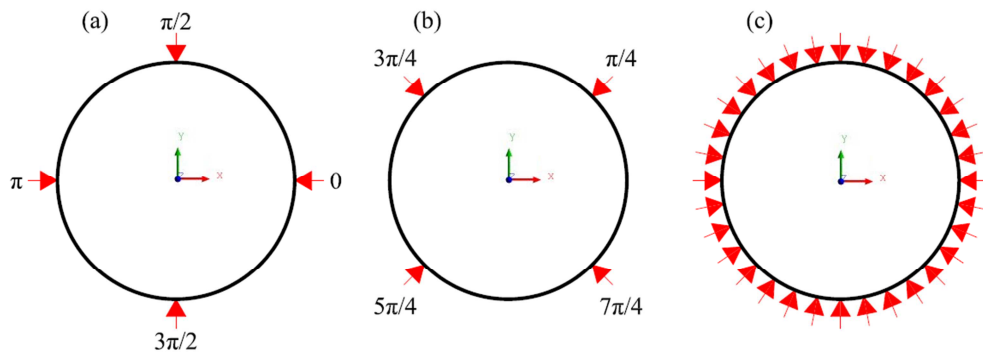


Figura 5.6 – Posições de medida da temperatura média de parede: (a) $T_{PM1,z}$; (b) $T_{PM2,z}$; (c) $T_{PM3,z}$.

A Figura 5.7 mostra os valores de $(T_{P,z} - T_{m,z})$ ao longo do comprimento do tubo para as três formas de obtenção de $T_{P,z}$. Conforme mostrado, os valores de $(T_{PM1,z} - T_{m,z})$ são maiores do que $(T_{PM2,z} - T_{m,z})$ e $(T_{PM3,z} - T_{m,z})$, indicando que a média aritmética de $T_{PM1,z}$ é fortemente influenciada pela posição $\pi/2$, onde a temperatura da água é maior.

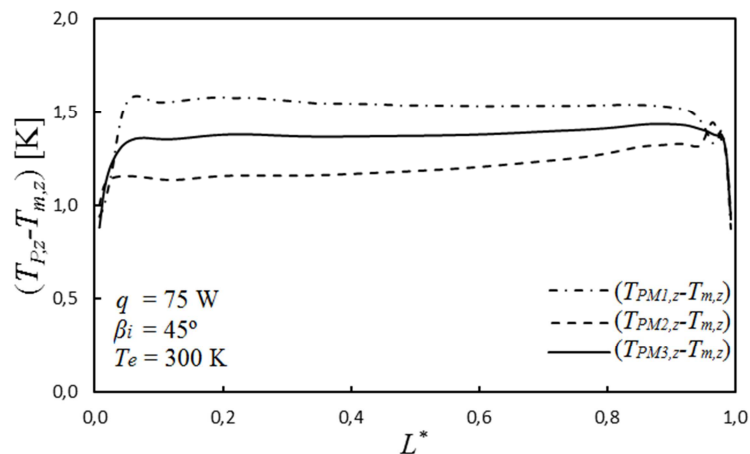


Figura 5.7 – Variação da temperatura $(T_{P,z} - T_{m,z})$ ao longo do tubo para M1, M2 e M3.

O aumento do valor de $(T_{PM1,z} - T_m)$ faz com que diminua Nu_z , pois este é inversamente proporcional à diferença de temperatura. O inverso ocorre em relação a $T_{PM2,z}$. A Figura 5.8 apresenta resultados para Nu_z ao longo de L^* , obtido pela Eq. (3.14), para $T_{PM1,z}$, $T_{PM2,z}$ e $T_{PM3,z}$. Observa-se que, Nu_z obtido $T_{PM1,z}$ e $T_{PM2,z}$ são, respectivamente, maiores e menores do Nu_z obtido com $T_{PM3,z}$.

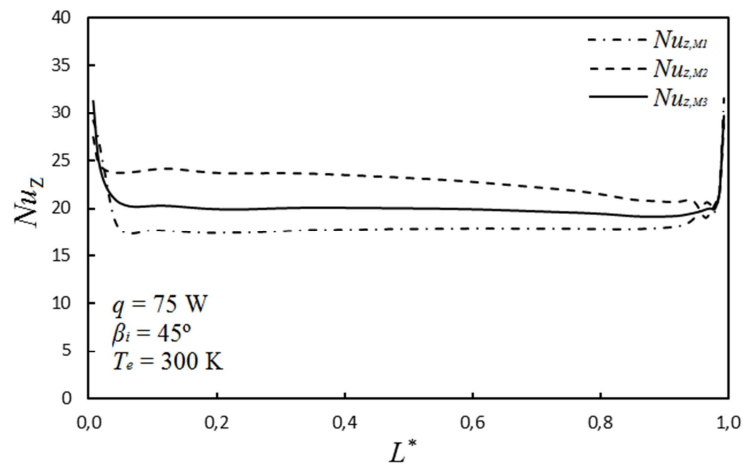


Figura 5.8 – Nusselt local (Nu_z) ao longo do tubo para diferentes métodos de obtenção de $T_{P,z}$.

Considerando que as diferentes formas de obtenção de $T_{P,z}$ apontam diferenças significativas nos resultados de Nu_z , deve-se utilizar, preferencialmente, a obtenção da temperatura média de parede do tubo a partir da média aritmética de todos os pontos ao longo do perímetro. Nos resultados que serão apresentados deste ponto em diante é considerado $T_{P,z} = T_{PM3,z}$, sendo chamado apenas apenas de $T_{P,z}$.

5.4 SEGUNDO CASO: INFLUÊNCIA DA VARIAÇÃO DAS PROPRIEDADES FÍSICAS

Em processos de convecção natural, no qual até pequenas variações de temperatura ocasionam empuxo, tanto a quantidade de calor transferida quanto a quantidade de massa deslocada são influenciadas pelas propriedades termofísicas do fluido de trabalho. Dessa forma, resolveu-se investigar a influência da variação das propriedades físicas no processo e convecção natural em coletor solar de tubo evacuado, comparando resultados obtidos com propriedades constantes com aqueles obtidos com propriedades variáveis em função da temperatura local do domínio computacional. A massa específica $\rho(T)$, a viscosidade dinâmica $\mu(T)$, a condutividade térmica $k(T)$ e o calor específico do fluido a pressão constante

$c_p(T)$ foram obtidos por polinômios que variavam com a temperatura em cada posição do domínio computacional, atualizada a cada intervalo de tempo.

Na Figura 5.9 (a-b) são mostrados os campos de temperatura em $L^* = 0$, $L^* = 1/4$, $L^* = 1/2$ e $L^* = 3/4$ para o caso de propriedades variáveis da água (Figura 5.9 a) e propriedades constantes da água (Figura 5.9 b).

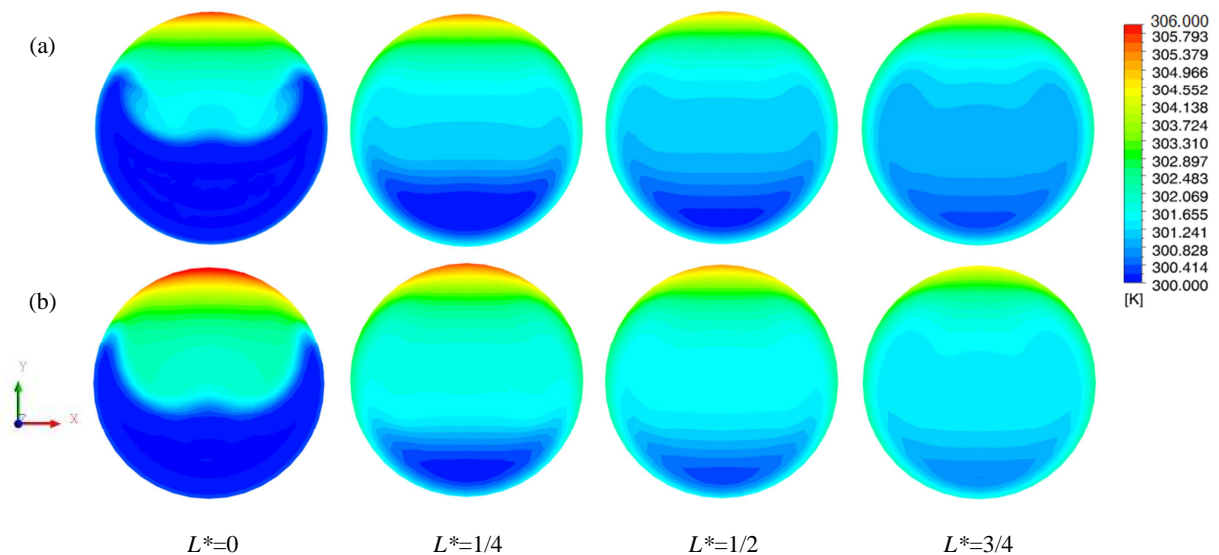


Figura 5.9 – Temperatura em quatro posições do tubo: (a) propriedades variáveis e (b) propriedades constantes.

De acordo com a escala de cores, podem-se identificar diferenças significativas em $L^* = 0$, onde a região de entrada de água ocupa uma menor porção na condição de propriedades constantes da água (Figura 5.9 a) do que na condição de propriedades variáveis (Figura 5.9 b). Nas demais secções, a região de temperatura de 300K ocupa uma área menor para a condição de propriedades constantes da água. Esta região vai diminuindo até se desfazer por completo em $L^* = 3/4$. No topo do tubo está a região com temperatura mais elevada, a qual decresce com o comprimento do tubo. Na condição de propriedades constantes a temperatura no topo de cada secção apresenta valores um pouco mais elevados quando comparado com a condição de propriedades variáveis, resultando em $T_{ms, L^*=0}$ de, respectivamente, 303,04 K e 302,33 K.

Na Figura 5.10 (a-b) são mostrados os campos de velocidade para as duas condições apresentadas anteriormente: (a) propriedades variáveis e (b) propriedades constantes. Os resultados mostram que existe pouca variação da velocidade axial nas localizações mostradas para velocidade zero quando comparados os modelos de propriedades constantes e propriedades variáveis. Entretanto, nas regiões de velocidade mais elevada, o modelo de

propriedades constantes indica velocidades centrais menores, quando comparado ao modelo de propriedades variáveis. Nas quatro posições do tubo mostradas, estas diferenças nos resultados qualitativos de campos de magnitude de velocidade apontam variações significativas entre PC e PV. Esta avaliação pode ser melhor confirmada nos perfis de velocidade que são mostrados adiante.

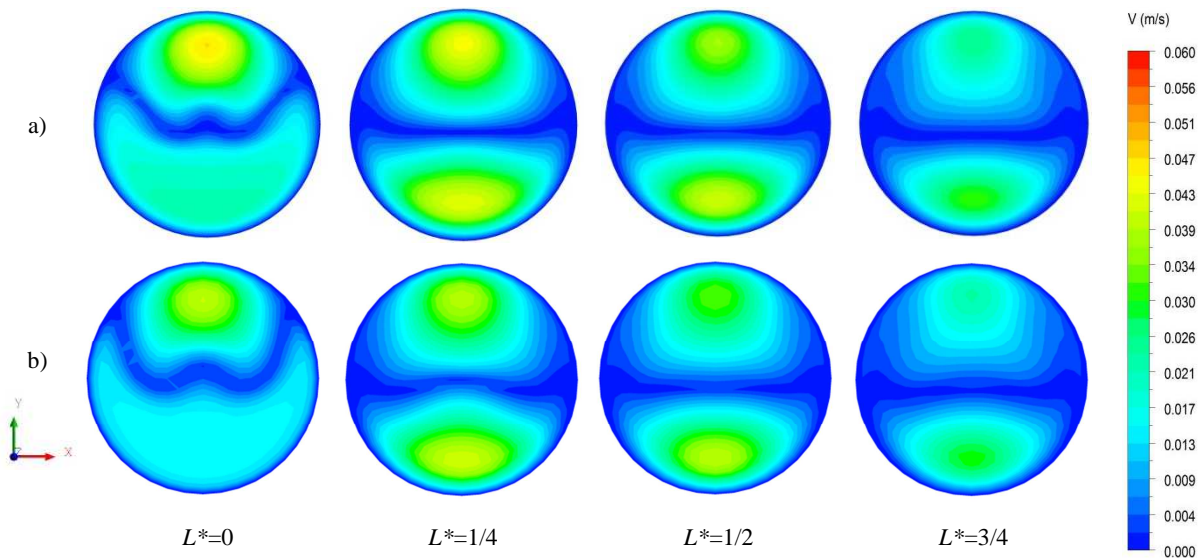


Figura 5.10 – Campos de velocidade: (a) propriedades variáveis e (b) propriedades constantes.

Para avaliar a influência da variação das propriedades físicas, são mostrados na Figura 5.11 (a-d) o perfil velocidade axial em $L^* = 0$, $L^* = 1/4$, $L^* = 1/2$ e $L^* = 3/4$, respectivamente. As linhas contínuas representam os perfis obtidos com a condição de propriedades termofísicas variáveis, enquanto que, as linhas tracejadas representam os perfis obtidos com a condição de propriedades constantes. Observa-se que, junto a parede, as velocidades são praticamente iguais, independentemente da variação, ou não, das propriedades físicas. No entanto, o perfil de velocidade obtido com propriedades termofísicas constantes apresenta velocidades centrais menores do que aquelas obtidas com a condição de propriedades variáveis.

Um parâmetro importante para o coletor e relacionado a velocidade de deslocamento do fluido é \dot{m} . Com o acréscimo da temperatura, tanto μ quanto a ρ diminuem. Com o decréscimo de ρ aumenta o empuxo no interior do tubo. A ação combinada deste empuxo com o decréscimo de μ e com a condição da conservação da massa potencializa o acréscimo de \dot{m} . Esta condição pode ser verificada na Figura 5.12, a qual mostra que, ao longo de todo o tubo,

$\dot{m}_{PC} < \dot{m}_{PV}$, atingindo uma diferença máxima em $L^* = 0$. Nesta região, \dot{m}_{PC} 15 % menor do que \dot{m}_{PV} .

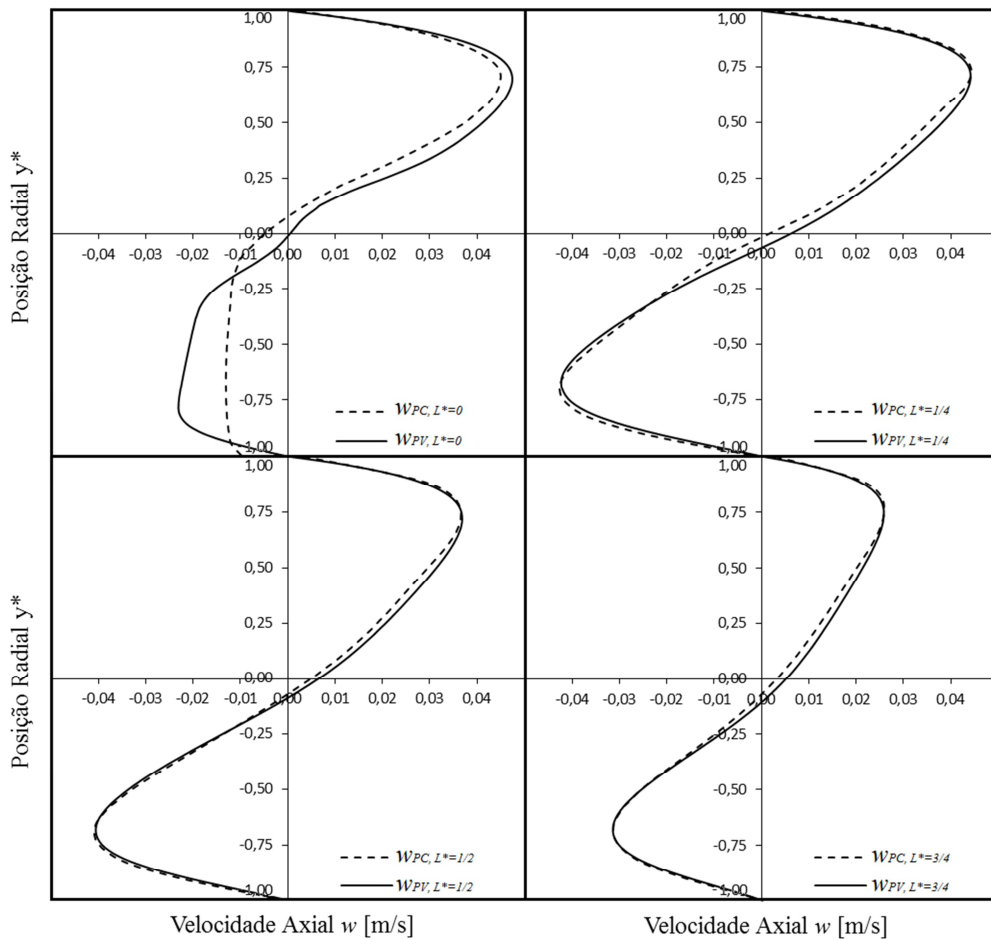


Figura 5.11 – Velocidade axial (w) para propriedades constantes (PC) e propriedades variáveis (PV): (a) $L^* = 0$, (b) $L^* = 1/4$, (c) $L^* = 1/2$, (d) $L^* = 3/4$.

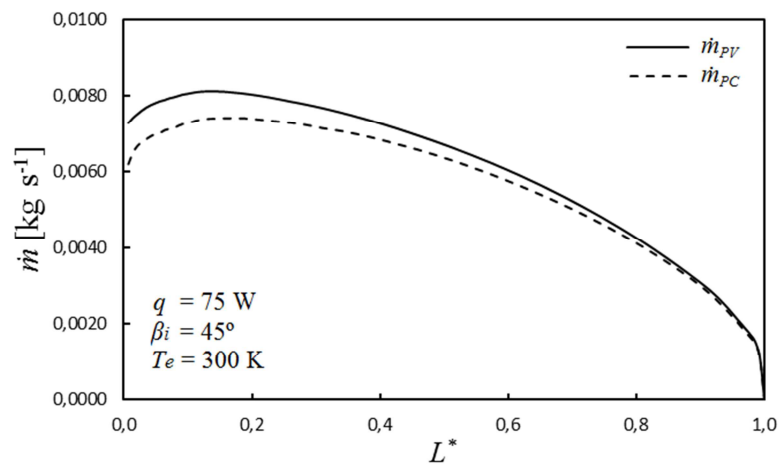


Figura 5.12 – Vazão mássica (\dot{m}) ao longo do tubo para propriedades constantes (PC) e variáveis (PV).

A Figura 5.13 mostra a distribuição de Re_d ao longo do comprimento do tubo. A linha contínua representa o perfil obtido com a condição de propriedades termofísicas variáveis e a linha tracejada representa o perfil obtido com a condição de propriedades constantes. Ao longo de todo o tubo, Re_d obtido com a hipótese de propriedades constantes é inferior ao Re_d obtido com a hipótese de propriedades variáveis, atingindo uma diferença máxima na superfície aberta para o reservatório térmico, em $L^* = 0$. Nesta região, a diferença entre as soluções é de, aproximadamente, 23,4 %, tomando-se como base o resultado de propriedades variáveis. Esta diferença provavelmente seja justificada pela presença da viscosidade dinâmica na definição de Re_d , pois, conforme mostrado no Apêndice D, a propriedade que apresenta a maior variação percentual com a variação de temperatura é a viscosidade dinâmica.

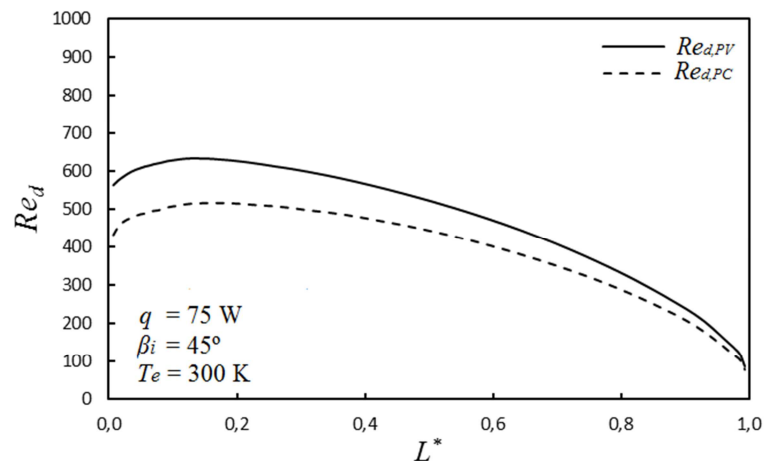


Figura 5.13 – Número de Reynolds (Re_d) ao longo do tubo para propriedades constantes (PC) e variáveis (PV).

A Figura 5.14 apresenta os resultados para o Nu_z ao longo do comprimento do tubo evacuado. Os resultados indicam que o Nu_z para o caso de propriedades variáveis, é menor quando comparado ao Nu_z de propriedades constantes. Ao longo de quase todo o comprimento do tubo, a diferença entre $Nu_{z,PV}$ e $Nu_{z,PC}$ é de aproximadamente 14,3 %, tomando-se como base $Nu_{z,PV}$.

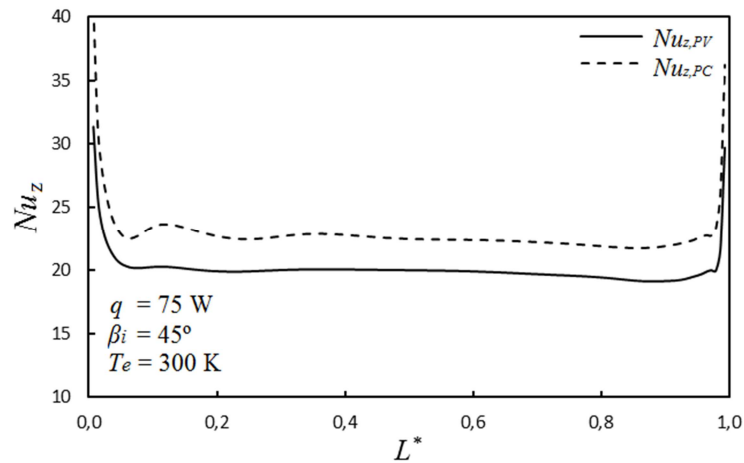


Figura 5.14 – Número de Nusselt local (Nu_z) ao longo do tubo para propriedades constantes (PC) e variáveis (PV).

As diferenças verificadas em Nu_z , mostradas na figura anterior, são atribuídas à maior influência de $(T_{P,z} - T_{m,z})$ para o modelo de propriedades constantes. Conforme mostrado na Figura 5.15, os valores de $(T_{P,z} - T_{m,z})_{PC}$ são menores do que $(T_{P,z} - T_{m,z})_{PV}$. Esta redução do valor de $(T_{P,z} - T_m)$ faz com que aumente Nu_z , pois este é inversamente proporcional à diferença de temperatura (Eq. 3.14).

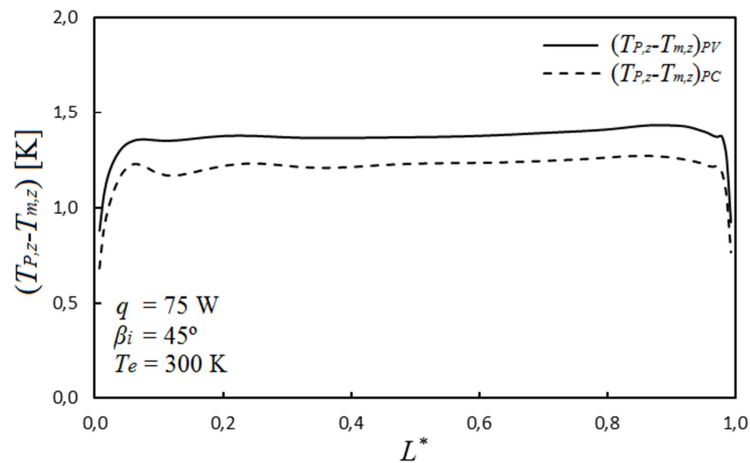


Figura 5.15 – Variação da temperatura $(T_{P,z} - T_{m,z})$ ao longo do tubo para propriedades constantes (PC) e variáveis (PV).

As diferenças significativas entre os resultados qualitativos de campos de magnitude de velocidade e temperatura e as curvas de velocidade axial, vazão mássica, Re e Nu apontam a necessidade de modelar a simulação numérica considerando a hipótese PV em substituição PC .

5.5 TERCEIRO CASO: INFLUÊNCIA DA VARIAÇÃO DO FLUXO DE CALOR

Para avaliar a hipótese de simplificar o efeito da radiação solar variável com a utilização de uma distribuição de radiação solar uniforme, foram realizadas comparações dos possíveis efeitos térmicos e efeitos no escoamento, através de duas simulações numéricas. Nestas a distribuição de radiação foi modelada considerando uma condição de contorno de fluxo de calor, sendo um caso com fluxo de calor uniforme e outro com fluxo de calor variável.

Na Figura 5.16(a-b) são mostrados os campos de temperatura em $L^* = 0$, $L^* = 1/4$, $L^* = 1/2$ e $L^* = 3/4$. Estes resultados foram obtidos assumindo-se dois modelos distintos: (a) condição de contorno de fluxo de calor uniforme ($q'' = 495,5 \text{ W m}^{-2}$) e (b) condição de contorno de fluxo de calor variável (conforme Figura 3.2), ambos com propriedades variáveis da água. Os resultados nestas imagens mostram pequenas diferenças de temperatura entre as duas condições testadas. Estas diferenças são melhor visualizadas no topo do tubo, região com temperatura mais elevada, a qual cresce gradativamente de $L^* = 3/4$ até $L^* = 0$. No caso da condição de fluxo de calor variado (Figura 5.16 b), a temperatura no topo da secção é mais elevada, quando comparada com a condição de fluxo de calor uniforme (Figura 5.16 a).

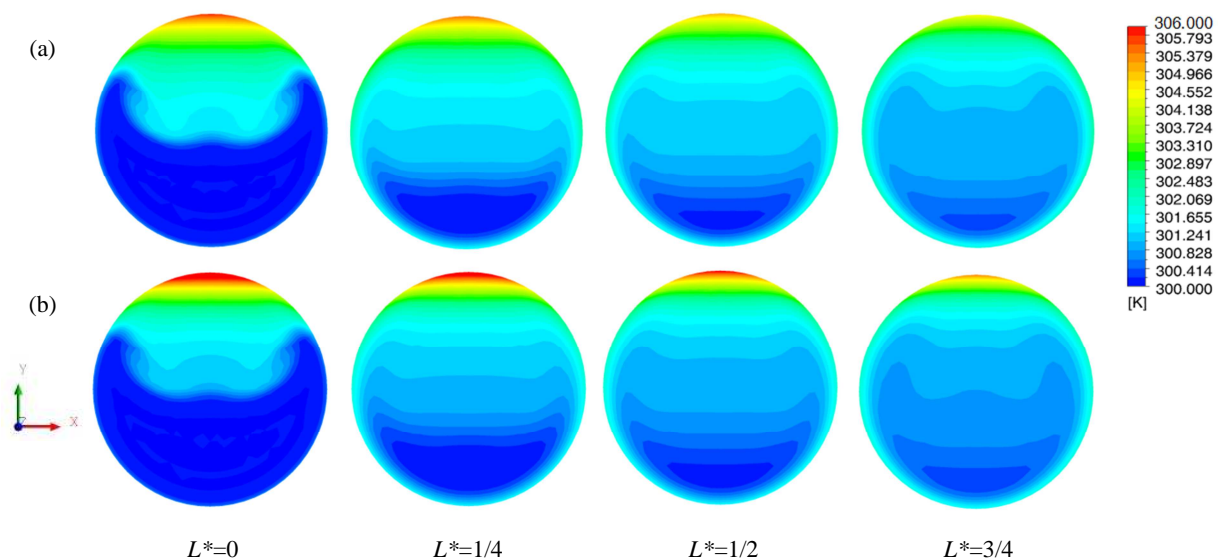


Figura 5.16 – Temperatura em quatro posições do tubo: (a) fluxo de calor uniforme e (b) fluxo de calor variado.

A Figura 5.17 mostra a variação de $T_{m,z}$ ao longo do tubo para as condições FV e FU. O resultado da avaliação da temperatura em $L^* = 0$ aponta uma variação de 0,1 K, sendo o valor da $T_{m,z}$ para FV menor do que aquele obtido com a condição de FU. Esta variação de

$T_{m,z}$ entre as soluções ao longo do comprimento do tubo possui um pico máximo de 0,2 K no trecho de $L^* = 0,1$ até $L^* = 0,2$.

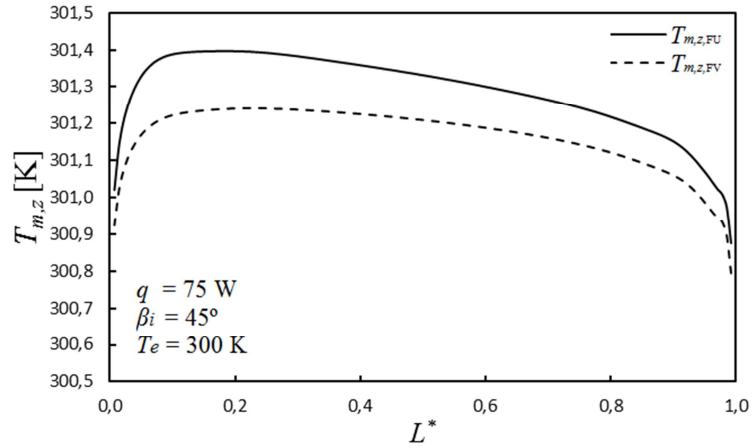


Figura 5.17 – Temperatura média ($T_{m,z}$) ao longo do tubo para fluxo de calor uniforme (FU) e variado (FV).

A Figura 5.18 mostra os resultados para Nu_z para as condições FV e FU. Os resultados indicam que, entre $L^* = 0$ até $L^* = 0,9$, Nu_z para a condição FV é menor do que aquele obtido com a condição FU.

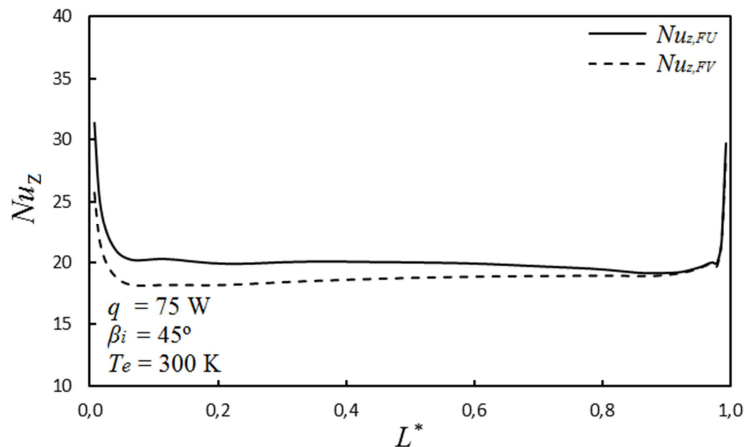


Figura 5.18 – Número de Nusselt local (Nu_z) ao longo do tubo para fluxo de calor uniforme (FU) e variado (FV).

Esta diferença do Nu_z é atribuída à maior influência da temperatura do topo do tubo no valor de $(T_{P,z} - T_{m,z})$ para o modelo de fluxo de calor variado, conforme Figura 5.19. O aumento do valor de $(T_{P,z} - T_{m,z})$ faz com que Nu_z reduza seu valor. Como $(T_{P,z} - T_{m,z})_{FV}$ vai gradativamente se igualando $(T_{P,z} - T_{m,z})_{FU}$ a diferença entre os resultados do Nu_z também vai diminuindo ao longo do comprimento do tubo, até atingir o mesmo valor a partir de $L^* = 0,9$.

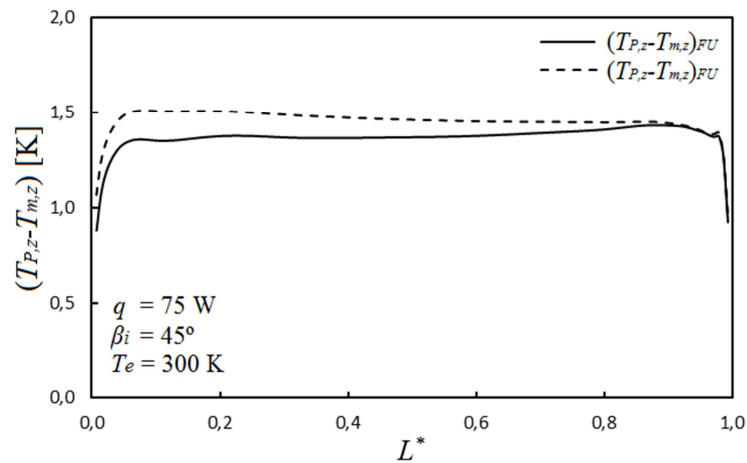


Figura 5.19 – Variação da temperatura $(T_{P,z} - T_{m,z})$ ao longo do tubo para fluxo de calor uniforme (FU) e variado (FV).

Na Figura 5.20 (a-b) são mostrados os campos de velocidade para as condições FU e FV, respectivamente. Os resultados mostram que existe pouca variação da velocidade axial nas localizações mostradas.

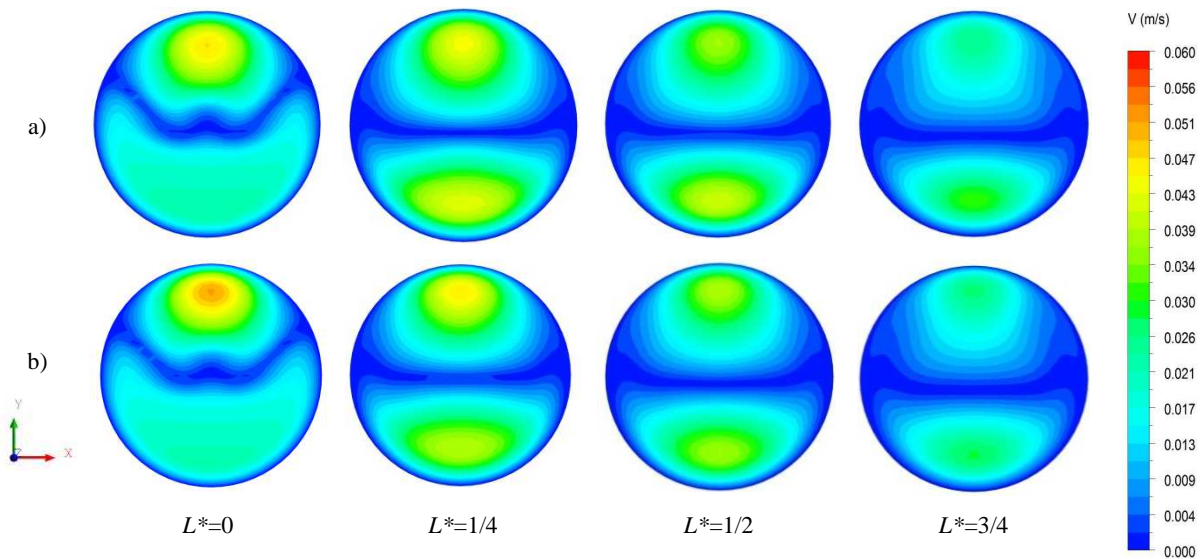


Figura 5.20 – Velocidade axial: (a) fluxo de calor uniforme e (b) fluxo de calor variado.

Uma vez que o campo de velocidades é pouco influenciado pela forma de distribuição do fluxo de calor, dependendo apenas da posição ao longo do tubo, é natural que \dot{m} apresente características semelhantes. A Figura 5.21 mostra a distribuição de \dot{m} ao longo do comprimento do tubo para as mesmas condições térmicas da figura anterior. Pode-se observar que \dot{m}_{FV} é menor que \dot{m}_{FU} . Em $L^* = 1/2$, a diferença entre as soluções é de aproximadamente

4,6 %, tomando-se como base o resultado de fluxo de calor uniforme. O número de Reynolds ao longo do comprimento do tubo apresentou comportamento semelhante à \dot{m} . Em $L^* = 1/2$, a diferença entre as soluções é de aproximadamente 5,2 %, tomando-se como base o resultado de fluxo de calor uniforme.

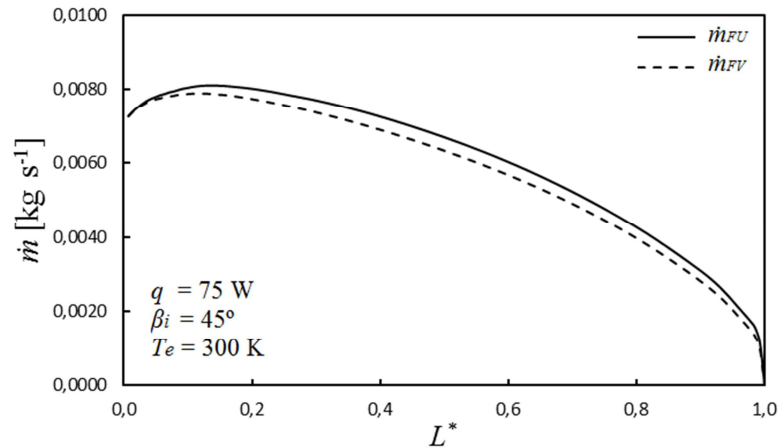


Figura 5.21 – Vazão mássica ao longo do tubo para fluxo de calor uniforme (FU) e variado (FV).

As variações de $T_{m,z}$ e Nu_z apontam a necessidade de se ter cautela com a hipótese de simplificação de condições de contorno de FV para FU.

No dimensionamento e utilização de sistemas de aquecimento de líquidos por energia solar, os resultados de \dot{m} em $L^* = 0$ são mais significativos do que a variação de \dot{m} ao longo do tubo. Considerando apenas os resultados de escoamento, a hipótese de simplificação da condição de contorno de FV para a condição de contorno de FU é confirmada para a modelagem de uma simulação numérica. Entretanto possíveis implicações na \dot{m} ocorridas pela variação da temperatura da água no reservatório térmico devem ser investigadas no futuro para a melhor avaliação deste resultado.

5.6 QUARTO CASO: INFLUÊNCIA DA INCLINAÇÃO, TAXA DE ENTRADA DE CALOR E TEMPERATURA DE ENTRADA DA ÁGUA NO TUBO

A hipótese de que as variações de inclinação do coletor solar, a variação da radiação e a variação da temperatura da água do reservatório térmico são fortes influenciadores no regime de operação do sistema de aquecimento de líquidos por energia solar foi avaliada através de estudo paramétrico.

Na Figura 5.22 (a-c) são mostrados os campos de temperatura em $L^* = 0$, $L^* = 1/4$, $L^* = 1/2$ e $L^* = 3/4$. Estes resultados foram obtidos assumindo-se três inclinações da superfície: (a) $\beta_i = 30^\circ$, (b) $\beta_i = 45^\circ$ e (c) $\beta_i = 60^\circ$, todos com propriedades variáveis da água. A condição de contorno para este caso é FU, com 75 W de potência. De acordo com a escala de cores, pode-se identificar que, em $L^* = 0$, a área corresponde à entrada de água no tubo, a 300K, diminui com o aumento de β_i . A região ocupada pela quantidade de água fria nas demais secções também diminui com o aumento de β_i . Por outro lado, a região com temperatura mais elevada, no topo do tubo, diminui com o aumento de β_i . O aumento da inclinação do tubo influencia na variação de $T_{ms,L^*=0}$, sendo para $\beta_i = 30^\circ, 45^\circ$ e 60° de, respectivamente, 302,47 K, 302,33 K e 302,35 K. Estas diferenças indicam uma dependência de $T_{ms,L^*=0}$ para a variação de β_i , sendo mais elevadas em inclinações menores, com uma queda em ângulos intermediários e um leve acréscimo para ângulos mais elevados.

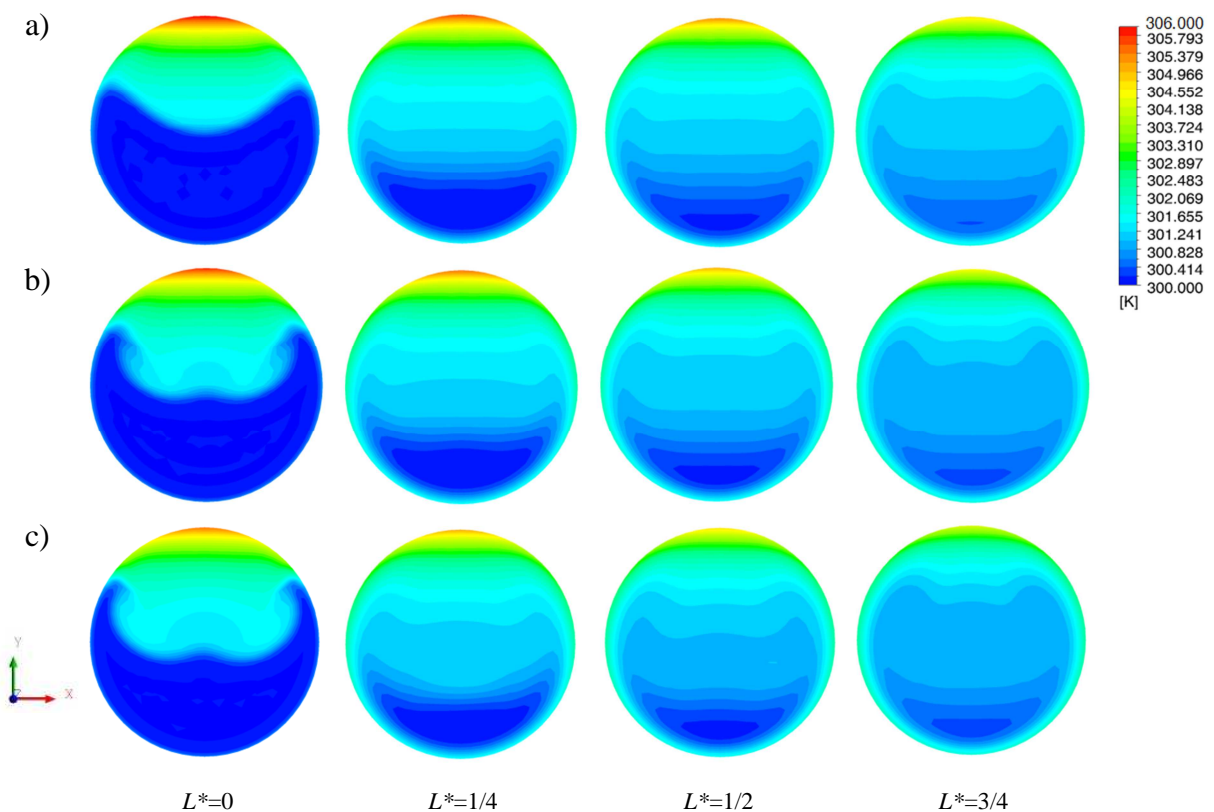


Figura 5.22 – Temperatura em quatro posições do tubo conforme inclinações: (a) $\beta_i = 30^\circ$, (b) $\beta_i = 45^\circ$ e (c) $\beta_i = 60^\circ$.

Na Figura 5.23 (a-c) são mostrados os campos de velocidade para $\beta_i = 30^\circ$, $\beta_i = 45^\circ$ e $\beta_i = 60^\circ$, respectivamente. Os resultados mostram que existe pouca variação da velocidade axial nas localizações mostradas para velocidade zero quando comparadas as diferentes

inclinações do tubo. Da mesma forma existe variação de velocidade nas regiões confinadas, sendo que nas quatro posições do tubo mostradas, estas diferenças nos resultados qualitativos de campos de magnitude de velocidade apontam aumentos significativos de velocidade com o aumento de β_i .

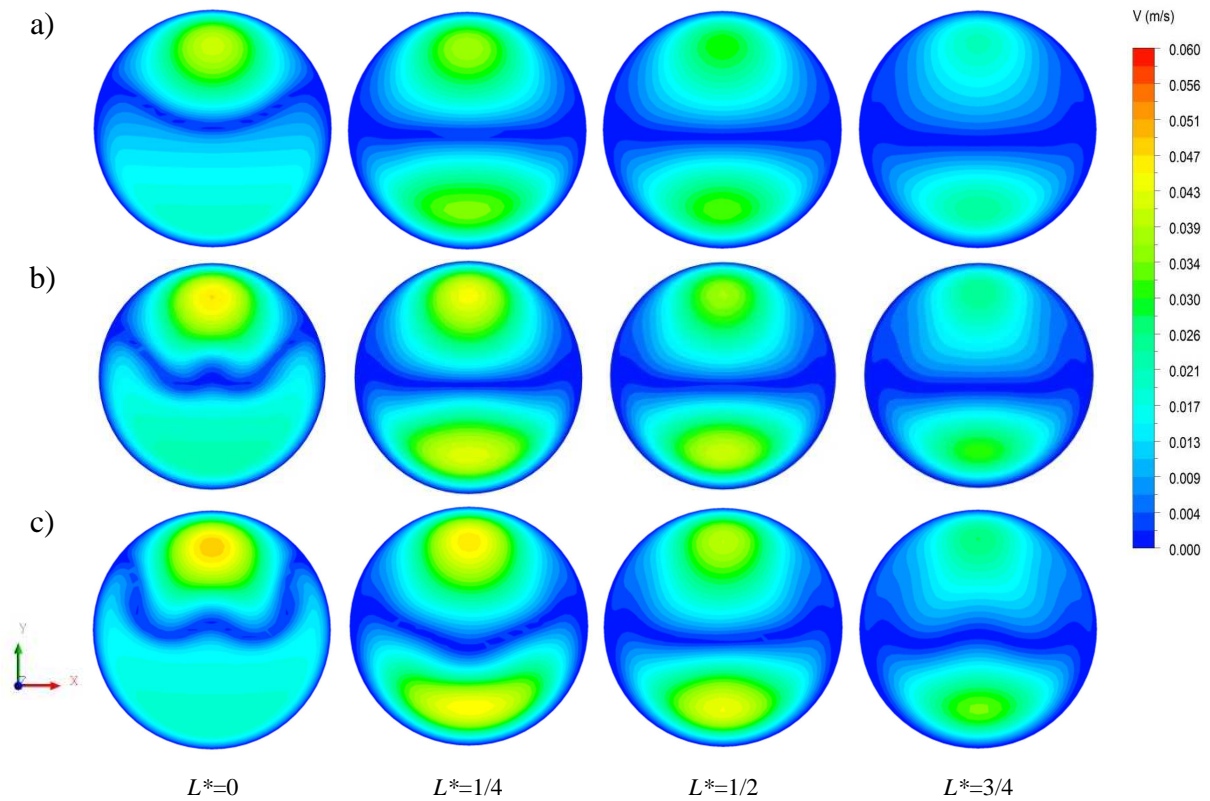


Figura 5.23 – Campos de velocidade em quatro posições do tubo conforme inclinações: (a) $\beta_i = 30^\circ$; (b) $\beta_i = 45^\circ$ e (c) $\beta_i = 60^\circ$.

A Figura 5.24 mostra o aumento de \dot{m} com o aumento de β_i . Em $L^* = 0$, para $\beta_i = 30^\circ$, \dot{m} é aproximadamente 9 % menor, quando comparado com $\beta_i = 45^\circ$. Para $\beta_i = 60^\circ$, a diferença em relação à $\beta_i = 45^\circ$ é de, aproximadamente, 3,7 %. O número de Reynolds ao longo do comprimento do tubo apresentou comportamento semelhante ao verificado para a \dot{m} , aumentando com ângulo de inclinação do tubo. Em $L^* = 0$, em relação $\beta_i = 45^\circ$, Re_d para $\beta_i = 30^\circ$ e $\beta_i = 60^\circ$ é, respectivamente, 10,8 % menor e 6,6 % maior. Para os resultados em função da inclinação do tubo a melhor operação do sistema ocorre, considerando apenas aspectos de escoamento, com β_i mais elevado.

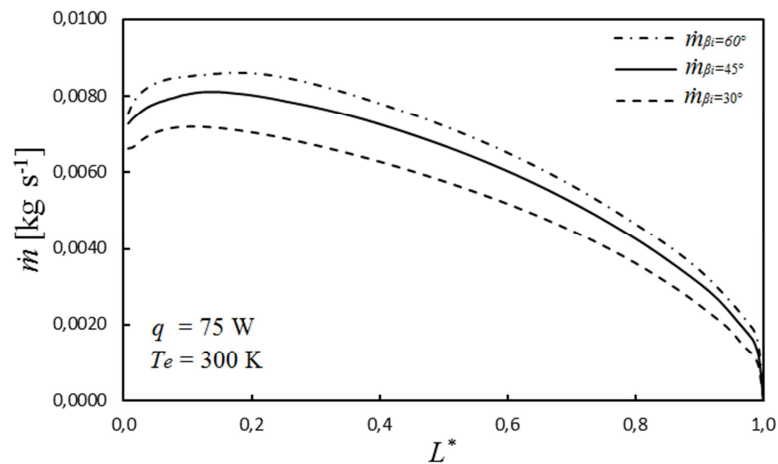


Figura 5.24 – Vazão mássica (\dot{m}) ao longo do tubo conforme inclinações: $\beta_i = 30^\circ$, $\beta_i = 45^\circ$ e $\beta_i = 60^\circ$.

A seleção final de um coletor deve ser feita somente após análise do sistema completo, incluindo condições climáticas realistas. Além disso, análises de coletores com diversos parâmetros de desempenho devem ser conduzidas. Nestes casos paramétricos, q foi imposta para todas as inclinações dos tubos, independentemente de efeitos de eficiência do coletor e efeitos do ângulo de incidência. Para um caso de comparação de desempenho q é função destas condições e é definida pela Eq. (4.1):

$$q = A_c G_T K_\theta F_R (\tau\alpha)_{en} \quad (4.1)$$

onde A_c é a área do coletor, definida como o espaço ocupado pela área projetada do tubo mais a área do espaçamento entre tubos. Deve-se considerar que para uma mesma condição real de operação, a determinação de K_θ é realizada com a utilização da Eq. (2.12), para a qual é necessária a determinação de $K_{\theta l}$ e $K_{\theta r}$, os quais podem ser obtidos, respectivamente, através da Eq. (2.14) e da Figura 2.9. Os valores de θ_l e θ_r dependem do ângulo de incidência, medido em relação ao vetor normal ao plano do coletor.

Como q depende da Eq. (4.1), é necessária à definição de dois valores de entrada: G_T e θ_b . Para a definição destes, é necessária a função de distribuição de irradiância global (G_T) em dia claro e a função de ângulo de incidência (θ_b). Neste caso, G_T e o θ_b variam com a hora do dia. Valores mais elevados β_i fornecem \dot{m} mais elevada, enquanto que estimam valores de q mais baixos e conseqüentemente $T_{m,s,L^*=0}$ mais baixa. O balanço entre vazão mássica e temperatura média de saída do tubo deve ser realizado para a determinação do ângulo mais apropriado.

Durante a operação do coletor, a temperatura do reservatório térmico varia em função da troca de água aquecida por água fria ou por aquecimento. Para analisar a influência da variação da $T_{m,e}$ foram simulados casos com diferentes $T_{m,e}$. A Figura 5.25 mostra valores de $\dot{m}_{L^*=0}$ para diferentes valores de q (38 W, 57 W e 75 W) e de $T_{m,e}$ (285 K à 310K), na condição PV e com $\beta_i = 45^\circ$. Os resultados indicam que a variação de $\dot{m}_{L^*=0}$ é diretamente proporcional à q e de $T_{m,e}$. Além disso, pode-se observar que $\dot{m}_{L^*=0}$ é mais influenciado por q para baixos $T_{m,e}$. O contrário ocorre para elevados valores de $T_{m,e}$. Por exemplo, para $T_{m,e} = 300$ K, $\dot{m}_{L^*=0}$ é 30% maior quando q varia de 38 W até 75 W. Por outro lado, variando-se $T_{m,e}$ entre 285 e 300 K, o acréscimo verificado para $\dot{m}_{L^*=0}$ é de, aproximadamente, 158%.

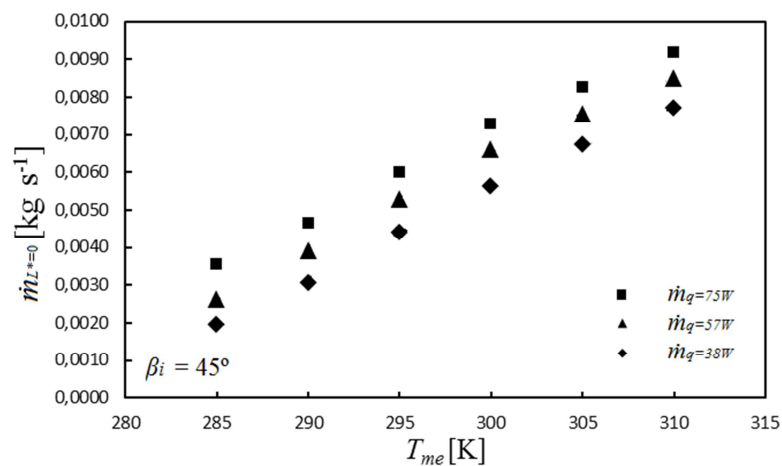


Figura 5.25 – Vazão mássica ($\dot{m}_{L^*=0}$) para diferentes temperaturas médias de entrada ($T_{m,e}$).

A Figura 5.26 mostra a variação de $T_{ms,L^*=0}$ para diferentes valores de q (38 W, 57 W e 75 W) e $T_{m,e}$ (285 K à 310K), todos na condição PV e $\beta_i = 45^\circ$. Os resultados indicam que $T_{ms,L^*=0}$ é diretamente proporcional a q e $T_{m,e}$.

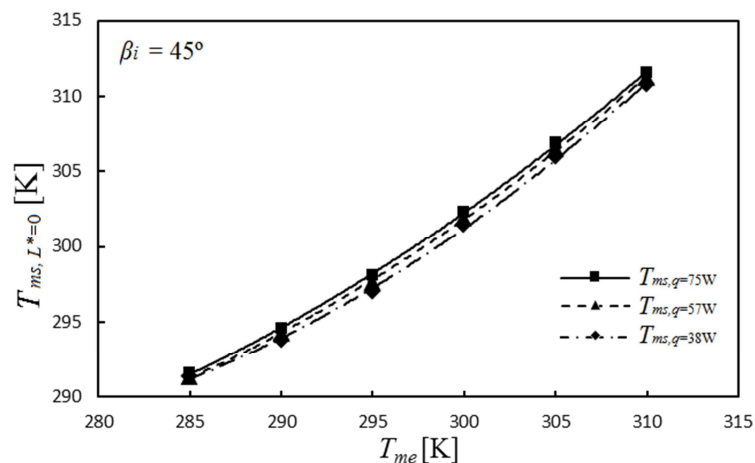


Figura 5.26 – Temperatura média de saída (T_{ms}) em $L^* = 0$ para diferentes temperaturas médias de entrada ($T_{m,e}$).

A Figura 5.27 mostra a variação de temperatura na conexão do tubo com o reservatório térmico ($T_{m,c} = T_{ms} - T_{me}$) para diferentes valores de T_{me} e de q . Nesta figura pode-se observar que $T_{m,c}$ reduz com o acréscimo de T_{me} . Observa-se também que $T_{m,c}$ apresenta uma proporcionalidade diferenciada em relação à q . Além disso, pode-se verificar que q é menos significativo no resultado de $T_{m,c}$ em baixos T_{me} . O contrário ocorre para altos valores de T_{me} . Esta avaliação aponta a importância em modelar a simulação numérica considerando a variação na T_{me} .

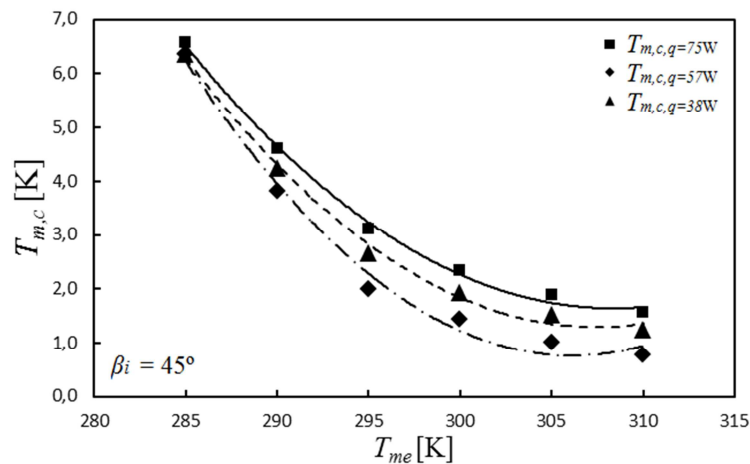


Figura 5.27 – Variação de temperatura ($T_{m,c}$) em $L^* = 0$ para diferentes temperaturas médias de entrada (T_{me}) e q .

A Figura 5.28 mostra Nu_z para $q = 38$ W, $q = 57$ W e $q = 75$ W. Os resultados indicam que o Nu_z diminui com a redução de q . Em $L^* = 1/2$ e para $q = 38$ W, o Nu_z equivale a um decréscimo de 13%, enquanto que para $q = 57$ W, o Nu_z equivale a um decréscimo de 5,2%, tomando-se como base o resultado para $q = 75$ W.

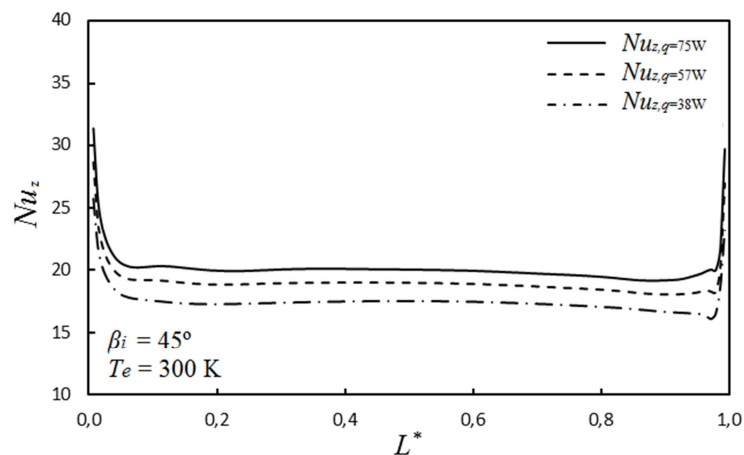


Figura 5.28 – Número de Nusselt local (Nu_z) ao longo do tubo para $q = 75$ W, $q = 57$ W e $q = 38$ W.

A Figura 5.29 apresenta a variação de Nu_z ao longo do comprimento do tubo para diferentes temperaturas de entrada. Os resultados indicam que, a partir de $L^* = 0,2$, Nu_z aumenta com o aumento da temperatura do reservatório térmico. Além disso, observa-se que, apesar das diferenças encontradas e sendo estas na base do tubo, a influência da temperatura de entrada não é significativa do ponto de vista operacional.

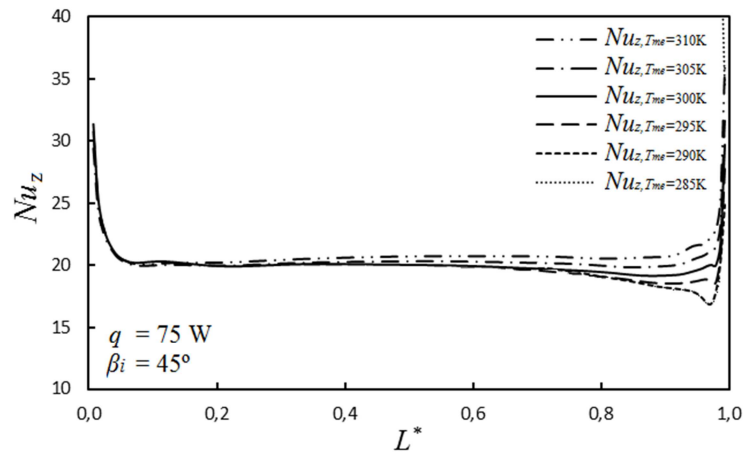


Figura 5.29 – Número de Nusselt (Nu_z) ao longo do tubo para diferentes temperaturas médias de entrada ($T_{m,e}$).

A Figura 5.30 mostra a variação de Re_d ao longo do tubo para diferentes valores de q (38, 57 e 75 W), na condição PV e com $\beta_i = 45^\circ$. Neste caso, Re_d aumenta com q . Em $L^* = 0$, para $q = 38 \text{ W}$, Re_d é 23% menor, enquanto que, para $q = 57 \text{ W}$, Re_d é 10% maior, tomando-se como base o resultado de $q = 75 \text{ W}$.

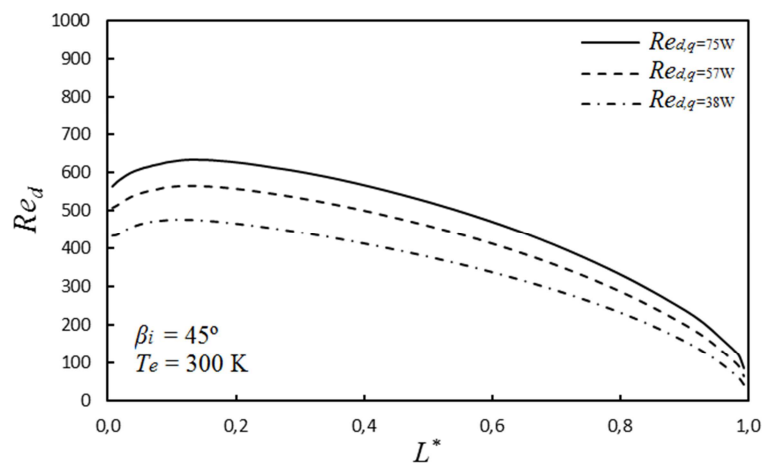


Figura 5.30 – Número de Reynolds (Re_d) ao longo do tubo para $q = 75 \text{ W}$, $q = 57 \text{ W}$ e $q = 38 \text{ W}$.

A Figura 5.31 mostra Re_d ao longo do tubo para diferentes temperaturas de entrada, entre 285 K à 310K. A condição de contorno para este caso é de fluxo de calor uniforme ($495,5 \text{ W m}^{-2}$) e $\beta_i=45^\circ$. Nesta figura verifica-se que Re_d aumenta com o aumento da temperatura do reservatório térmico. Este fenômeno ocorre pela redução de μ , em função do aumento da temperatura de entrada de água a partir no reservatório térmico, causando o acréscimo de Re_d .

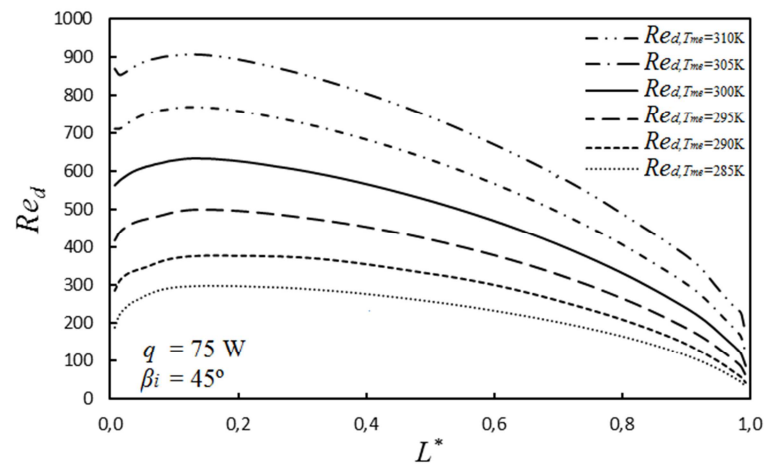


Figura 5.31 – Número de Reynolds (Re_d) ao longo do tubo para diferentes temperaturas médias de entrada ($T_{m,e}$).

6 CONCLUSÕES

O presente trabalho compreendeu a realização de um estudo numérico envolvendo características de escoamento e de transferência de calor em um tubo evacuado, aplicado em coletores solares para aquecimento doméstico de água.

A abordagem numérica foi realizada com o software comercial ANSYS-CFX. O modelo numérico adotado é tridimensional e composto pelas equações da conservação da massa, quantidade de movimento e energia. A malha computacional é do tipo hexaédrica e possui refinamento nas regiões de maiores gradientes térmicos e fluidodinâmicos.

O estudo foi realizado em duas etapas: validação numérica e estudo de caso. Para a validação numérica foram comparados resultados de campos e perfil de velocidade, assim como vazão mássica ao longo do tubo, com aqueles obtidos por Budihardjo (2005). Os resultados quantitativos e qualitativos desta implementação estão de acordo com a literatura, validando o modelo numérico e a metodologia empregada, permitindo a continuação do trabalho. Na continuação do trabalho foram investigados os seguintes casos: variação das propriedades físicas da água com a temperatura, aplicação de fluxo de calor uniforme e variável, variação da taxa de transferência de calor para o tubo, influência do ângulo de inclinação do tubo e variação da temperatura do reservatório térmico.

Na avaliação dos escoamentos primário e secundário foi confirmada a hipótese de que no escoamento secundário estão presentes movimentações ascendente e descendente, assim como recirculações.

Foram investigadas três formas de obtenção da temperatura média na parede do tubo: (a) $T_{PM1,z}$: obtida pela média aritmética entre nas posições 0 ; $\pi/2$; π e $3\pi/2$; (b) $T_{PM2,z}$: obtida pela média aritmética entre as posições $\pi/4$; $3\pi/4$; $5\pi/4$ e $7\pi/4$ e (c) $T_{PM3,z}$: obtida pela média aritmética de todos os pontos ao longo do perímetro. Os resultados obtidos indicam que $T_{PM1,z} > T_{PM3,z} > T_{PM2,z}$, o que pode ser justificado pela influência da temperatura do topo do tubo, a qual está presente na média aritmética de $T_{PM1,z}$ e $T_{PM3,z}$. O acréscimo de $T_{PM1,z}$ faz com que diminua Nu_z , uma vez que este é inversamente proporcional à diferença de temperatura. O inverso ocorre em relação a $T_{PM2,z}$, pois a média aritmética não considera a temperatura no topo do tubo. Para $T_{PM3,z}$ todos os pontos ao longo do perímetro são considerados, fornecendo Nu_z intermediário entre os outros dois. Portanto deve-se utilizar preferencialmente a obtenção

da temperatura média na parede do tubo a partir da média aritmética de todos os pontos ao longo do perímetro.

A avaliação das propriedades termofísicas foi realizada sobre os campos e perfis de velocidade, campos de temperatura, \dot{m} , T_{ms} , Nu_z e Re_d . Esta avaliação mostrou que \dot{m} e Re_d , obtidos com propriedades variáveis, são, respectivamente, 15% e 23,4% maiores, quando comparados com resultados obtidos com propriedades constantes. O contrário ocorre com o Nu_z , que é 14% menor. Na condição PC, a temperatura no topo de cada secção apresenta valores um pouco mais elevados quando comparado com PV, resultando em $T_{ms,L^*=0}$ de, respectivamente, 303,04 K e 302,33 K. Estas diferenças apontam a necessidade de modelar a simulação numérica considerando propriedades termofísicas variáveis com a temperatura.

A avaliação da hipótese de simplificar o efeito da radiação solar variável com a utilização de uma distribuição de radiação solar uniforme, através dos casos de fluxo de calor uniforme (FU) e outro com fluxo de calor variado (FV) na parede do tubo, mostrou que a temperatura no topo da secção do tubo é mais elevada para o caso de fluxo de calor variado (FV). Também foram encontradas diferenças entre FV e FU na comparação entre as $T_{ms,L^*=0}$. Os resultados apontaram que em relação às condições térmicas deve-se atentar a simplificação de do perfil de fluxo de calor. Ainda em relação a avariação de FU e FV, os campos de velocidade não mostraram variações significativas e $\dot{m}_{L^*=0}$ foi idêntica. Entretanto, ao longo do comprimento do tubo, existe uma variação máxima de 4,6% entre as soluções para \dot{m} . Considerando apenas os resultados de escoamento em $L^* = 0$ são mais importantes para o dimensionamento e utilização do equipamento em comparação aos resultados ao longo do tubo, a utilização de FU simplifica a modelagem de uma simulação numérica para tubo evacuado. Sugere-se para futuros trabalhos a avaliação de possíveis implicações na \dot{m} em função da variação da temperatura da água no reservatório térmico.

No estudo paramétrico foi analisada a hipótese de que o efeito da inclinação do tubo, da variação de intensidade de radiação e da variação de temperatura de entrada de água no tubo a partir do reservatório térmico são fortes influenciadores no regime de operação do sistema de aquecimento de líquidos por energia solar. Os resultados obtidos mostraram que o aumento de β_i propiciou um aumento da velocidade do fluido, conseqüentemente de \dot{m} e Re_d , sendo que o aumento de \dot{m} é interessante para a operação do equipamento. Ainda em relação a inclinação do tubo, os resultados indicaram uma dependência de $T_{ms,L^*=0}$ para a variação de β_i , sendo mais elevadas em inclinações menores, com uma queda em ângulos intermediários e

um leve acréscimo para ângulos mais elevados. Para a seleção final de um coletor considerando a análise do sistema por completo, incluindo condições climáticas, nas quais G_T e o θ_b variam com a hora do dia. Para diferentes inclinações do tubo, sob as mesmas condições de aplicação, os valores mais elevados β_i fornecem \dot{m} mais elevada, enquanto que estimam valores de q mais baixos e conseqüentemente $T_{m,s,L^*=0}$ mais baixa. A determinação do ângulo mais apropriado depende então do balanço entre vazão mássica e temperatura média de saída do tubo.

Em relação a $\dot{m}_{L^*=0}$, os resultados também indicaram que esta é diretamente proporcional à q e T_{me} . Verificou-se também que a variação de q é mais significativa para baixos T_{me} e menos significativa para altos valores de $T_{m,e}$. Por similaridade Re_d aumenta com q e T_{me} . Assim como para $\dot{m}_{L^*=0}$, verificou-se que $T_{ms,L^*=0}$ é diretamente proporcional ao acréscimo de q e T_{me} . Além disso, foi observado que $T_{m,c}$ reduz com o acréscimo de $T_{m,e}$. Verificou-se também que a variação de q é menos significativa no valor de $T_{m,c}$ para baixos T_{me} e mais significativa para altos valores de $T_{m,e}$. Esta avaliação aponta a necessidade de modelar a simulação numérica considerando a variação na T_{me} .

Para o futuro, sugere-se a inclusão do cálculo da transferência de calor completa entre tubos, incluindo efeitos da temperatura do ar ambiente. Outros estudos poderiam ser realizados para a avaliação de tubos evacuados com outras configurações, como tubo em “U”, tubo de calor e transferência direta com tubo. Também sugere-se a utilização de simulação numérica incluindo o reservatório térmico.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- ASHRAE, American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers. **ASHRAE 93-2003 - Methods of testing to determine the thermal performance of solar collectors**. ANSI/ASHRAE, ATLANTA, 2003.
- ANSYS CFX, **Manual do usuário**, versão 12.0.
- APRICUS. **What is an Evacuated Tube?** Disponível em: < http://www.apricus.com/html/evacuated_tubes.htm> Acesso: 15 Setembro 2012.
- BUDIHardJO, I. **Evacuated Tubular Solar Water Heaters**, Tese de doutorado, University of New South Wales, Australia, 2005.
- BUDIHardJO, I., MORRISON, G. L. BEHNIA, M. Natural circulation flow through water-in-glass evacuated tube solar collectors. **Solar Energy**, vol. 81, p. 1460-1472, 2007.
- BUDIHardJO, I., MORRISON, G. L. Performance of water-in-glass evacuated tube solar water heaters. **Solar Energy**, vol. 83, p. 49-56, 2009.
- CABANILLAS, R. E., ESTRADA, C. A, AVILA, F. A device for measuring the angular distribution of incident radiation on tubular solar collectors. **Renewable Energy**, vol. 6, p. 843-847, 1995.
- CEN. European Committee for Standardization. **EN 12975-2 - Thermal Solar Systems and Components - Solar collectors**. Bruxelas, 2006.
- CHINA SUPPLIERS. Flat Solar Collector I Series. Disponível em: < <http://townway.en.made-in-china.com/productimage/fqSJmYgxVMpC-2f0j00KBhaQgoIYCuv/China-Flat-Solar-Collector-I-Series.html>> Acesso: 09 Setembro 2012.
- CHOW, S.P., HARDING, G.L, YIN, Z., MORRISON, G.L. (1984). Optimisation of evacuated tubular solar collector arrays with diffuse reflectors, **Solar Energy**, vol. 33(3/4), p.277-282, 1984.
- CHOW, T.T., DONG Z, CHAN, L.S., FONG, K.F., BAI, Y. Performance evaluation of evacuated tube solar domestic hot water systems in Hong Kong. **Energy & Buildings**, vol. 43, p. 3467-3474, 2011.
- DALLA-CORTE, Marcelo. **Estado da arte e simulação numérica de escoamentos laminares monofásicos com transferência de calor em microcanais**. Trabalho de conclusão de curso, Universidade do Vale do Rio Grande do Sul, 2011.
- DINCER I. Energy and environmental impacts: present and future perspectives. **Energy Sources**, vol. 20, p. 427-453, 1998.
- DUFFIE, J. A., BECKMAN, W. A. **Solar Engineering of Thermal Processes**. John Wiley, Ed. 1, New York, 919 p., 1991.

DRÜCK, H. **Test methods for solar thermal systems overview on state of the art and future perspectives**. Industry Workshop, ITW, Stuttgart, Alemanha, 2010.

EARTH TECHLING. Next generation parabolic collector debuts. Disponível em: <<http://www.earthtechling.com/2011/10/next-generation-parabolic-collector-debuts/>> Acesso: 09 Setembro 2012.

FISCHER, S., MÜLLER-STEINHAGEN, H., PERES, B., BERGQUIST, P. **Collector test method under quasi-dynamic conditions according to European Standard EN 12975-2**. ISES Solar World Congress. Adelaide, 2001.

FOX, Robert, W., MCDONALD, Alan, T. **Introdução a mecânica dos fluidos**. LTC, Ed. 5, Rio de Janeiro, Brazil, 504 p., 2001.

IEA. International Energy Agency. **Solar Heat Worldwide - Markets and Contribution to the Energy Supply 2009**, Gleisdorf, 2011.

INCROPERA, F. P., DEWITT, D. P., **Fundamentos de transferência de calor e massa**. LTC, Ed. 5, Rio de Janeiro, Brazil, 494 p., 2003.

ISO. International Standards Organization. **ISO 9459-1. Solar heating – domestic water systems – Part 1: Performance rating procedure using indoor test methods**. Genebra 1993.

ISO. International Standards Organization. **ISO 9459-2. Solar heating – domestic water systems – Part 2: Outdoor test methods for system performance characterization and yearly performance prediction of solar-only systems**. 1993.

ISO. International Standards Organization. **ISO 9459-5. Solar heating – domestic water systems – Part 5: System performance characterization of whole-system tests and computer simulation**. 1993.

ISO. International Standards Organization. **ISO 9806-1: Test methods for solar collectors - Part 1: Thermal performance of glazed liquid heating collectors including pressure drop**. 1994.

ISO. International Standards Organization. **ISO 9806-2: Test methods for solar collectors - Part 2: Qualification test procedures**. 1995

ISO. International Standards Organization. **ISO 9806-3: Test methods for solar collectors -- Part 3: Thermal performance of unglazed liquid heating collectors (sensible heat transfer only) including pressure drop**. 1995.

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

KOVACS, Peter. **Quality assurance in solar thermal heating and cooling technology – keeping track with recent and upcoming developments. A guide to the standard EN 12975**. QaiST – IEE/08/593/s12.520236, 80 p., 2012.

- 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**, vol. 83(1), p.87-93, 1961.
- LI, Z.; CHEN, C.; LUO, H.; ZHANG, Y.; XUE, Y. All-glass vacuum tube collector heat transfer model used in forced-circulation solar water heating system. **Solar Energy**, Beijing, v.84, p.1413-1421, 2010.
- LIGHTHILL, M.J.Theoretical considerations on free convection in tubes. **Quart. Journ. Mech. and Applied Math.** Vol. 6(4), p.398-439, 1953.
- MALISKA, C. R., **Transferência de calor e mecânica dos fluidos computacional**. Ed. LTC, Rio de Janeiro, Brazil, 424 p., 1995.
- MANEA, T. F. **Desenvolvimento de uma bancada para ensaios de coletores solares de tubos de vidro a vácuo**, Dissertação de mestrado, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, 2012.
- MARTIN, B.W. Free-convection heat transfer in the inclined open thermosyphon. **Proc. Instn. Mech. Engrs.** Vol. 173(32), p. 761-775, 1959.
- MARTIN, B.W., COHEN, H. Heat transfer by free convection in an open thermosyphon tube. **British Journal of Applied Physics**, vol. 5, p. 91-95, 1953.
- MARTIN, B.W., LOCKWOOD, F.C. Entry effects in the open thermosyphon. **J. Fluid Mechanics**, vol. 19(2), p. 246-256, 1963.
- MORRISON, G.L., BUDIHardJO, I., BEHNIA, M., Water-in-glass evacuated tube solar water heater. **Solar Energy**, vol. 76, p. 135-140, 2004.
- MORRISON, G. L., BUDIHardJO, I., BEHNIA, M. Measurement and simulation of flow rate in an evacuated tube solar water heater. **Solar Energy**, vol. 78, p. 257-267, 2005.
- NIST. Propriedades termofísicas de sistemas fluidos. Disponível em: <<http://webbooknist.gov/chemistry/fluid/>>. Acesso: 05 Março 2011.
- SPEYER, E. Solar energy collection with evacuated tubes. **J. Eng. Power**, vol. 86, p. 270-276, 1965.
- TANG, R., GAO, W., YU, Y., CHEN, H. Optmal tilt-angles of all-glass evacuated tube solar collectors. **Energy**, vol. 34, p.1387-1395, 2009.
- WINDOW, B. Heat extraction from single ended glass absorber tubes. **Solar Energy**, vol. 31, p. 159-166, 1983.
- YIN, Z., HARDING, G.L., WINDOW, B. Water-in-glass manifolds for heat extraction from evacuated solar collector tubes. **Solar Energy**, vol. 32, p. 223-230, 1984.
- ZAMBOLIN, E., Del COLL.D. Experimental analysis of thermal performance of flat plate and evacuated tube solar collectors in stationary standard and daily conditions. **Solar Energy**, vol. 84, p. 1382-1396, 2010.

ZAMBOLIN, E., Del COLL.D. An improved procedure for the experimental characterization of optical efficiency in evacuated tube solar collectors. **Renewable Energy**, vol. 43, p. 37-46, 2012.

ZHIQIANG, Y. Development of solar thermal systems in China. **Solar Energy Materials & Solar Cells**, v. 86, p. 427-442, 2005.

APÊNDICE A – EQUAÇÕES PARA DETERMINAR OS VALORES DAS PROPRIEDADES DA ÁGUA

Abaixo estão apresentados os polinômios utilizados para determinar o valor das propriedades da água nas simulações com propriedades variáveis no formato para CFX-Pre.

$$\begin{aligned}
 \rho(T) = & - 4689,82690431 \text{ [kg m}^{-3}\text{]} + 79,7775147071 \text{ [kg m}^{-3}\text{]} * (T/1[\text{K}]) \\
 & - 0,449112493936 \text{ [kg m}^{-3}\text{]} * (T^2/1 \text{ [K}^2\text{]}) \\
 & + 0,0012754132878 \text{ [kg m}^{-3}\text{]} * (T^3/1 \text{ [K}^3\text{]}) \\
 & - 0,00000183096752434 \text{ [kg m}^{-3}\text{]} * (T^4/1 \text{ [K}^4\text{]}) \\
 & + 0,00000000105676314127 \text{ [kg m}^{-3}\text{]} * (T^5/1 \text{ [K}^5\text{]})
 \end{aligned}
 \tag{A.1}$$

$$\begin{aligned}
 \mu(T) = & + 1,79862857321 \text{ [Pa.s]} - 0,0263879493241 \text{ [Pa.s]} * (T/1[\text{K}]) \\
 & + 0,000155401981806 \text{ [Pa.s]} * (T^2/1 \text{ [K}^2\text{]}) \\
 & - 0,00000045864272721 \text{ [Pa.s]} \\
 & + 0,000000000677838483992 \text{ [Pa.s]} * (T^4/1 \text{ [K}^4\text{]}) \\
 & - 0,000000000000401114310061 \text{ [Pa.s]} * (T^5/1 \text{ [K}^5\text{]})
 \end{aligned}
 \tag{A.2}$$

$$\begin{aligned}
 C_p(T) = & + 153,474166332 \text{ [J g}^{-1}\text{ K}^{-1}\text{]} - 2,20583078429 \text{ [J g}^{-1}\text{ K}^{-1}\text{]} \\
 & * (T/1[\text{K}]) + 0,0130387483426 \text{ [J g}^{-1}\text{ K}^{-1}\text{]} * (T^2/1 \text{ [K}^2\text{]}) \\
 & - 0,0000385346534096 \text{ [J g}^{-1}\text{ K}^{-1}\text{]} * (T^3/1 \text{ [K}^3\text{]}) \\
 & + 0,0000000569177624249 \text{ [J g}^{-1}\text{ K}^{-1}\text{]} * (T^4/1 \text{ [K}^4\text{]}) \\
 & - 0,000000000033592581164500 \text{ [J g}^{-1}\text{ K}^{-1}\text{]} * (T^5/1 \text{ [K}^5\text{]})
 \end{aligned}
 \tag{A.3}$$

$$\begin{aligned}
 k(T) = & + 25,1688248357 \text{ [W m}^{-1}\text{ K}^{-1}\text{]} - 0,3762037983 \text{ [W m}^{-1}\text{ K}^{-1}\text{]} \\
 & * (T/1[\text{K}]) + 0,00224970055517 \text{ [W m}^{-1}\text{ K}^{-1}\text{]} \\
 & * (T^2/1 \text{ [K}^2\text{]}) - 0,00000661693994311 \text{ [W m}^{-1}\text{ K}^{-1}\text{]} \\
 & * (T^3/1 \text{ [K}^3\text{]}) + 0,0000000096352757394 \text{ [W m}^{-1}\text{ K}^{-1}\text{]} \\
 & * (T^4/1 \text{ [K}^4\text{]}) - 0,00000000000557974006463 \text{ [W m}^{-1}\text{ K}^{-1}\text{]} \\
 & * (T^5/1 \text{ [K}^5\text{]})
 \end{aligned}
 \tag{A.4}$$

APÊNDICE B – NORMAS PARA AVALIAÇÃO DE COLETORES SOLARES

Os sistemas de aquecimento por energia solar podem ser avaliados através de testes e também podem ser certificados. Os testes são basicamente a comparação do produto baseado em procedimentos ou métodos normalizados os quais são comparados com base em abordagens de desempenho também normalizadas. Os testes possuem como resultado um relatório dos parâmetros medidos. A certificação consiste em uma acreditação baseada em um programa controlado por um instituto rastreado, Figura B.1.

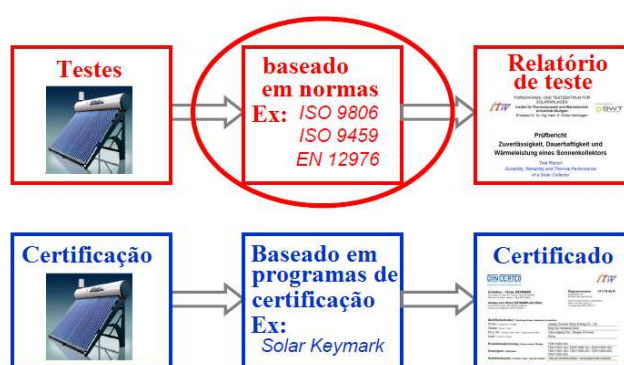


Figura B.1 – Teste e certificação de coletores.
Fonte: Adaptado de Drück (2010).

Testes são necessários a fim de avaliar o desempenho dos coletores solares e comparar com diferentes produtos para selecionar a solução mais apropriada para uma aplicação específica. Isto fornece ao engenheiro, ao instalador e ao cliente uma base para escolher o melhor para o seu sistema. Para o fabricante fornece a possibilidade de avaliar o aumento de desempenho para o desenvolvimento do produto. O teste de coletores também permite a possibilidade de estimar, utilizando programa numérico padrão, o desempenho anual de sistemas não padronizados (Kalogirou, 2004).

Os métodos de ensaio utilizados em todo o mundo, exceto na Europa, para teste de desempenho de coletores são a ISO 9806-1 (1994) para coletores com cobertura e a ISO 9806-3 para coletores sem cobertura. Na Europa a EN12975-2 (2006) é uma versão atualizada da ISO 9806-1 e da ISO 9806-3, que estão sendo revisadas para serem iguais à parte de testes de desempenho da Norma Europeia.

As normas ISO 9806-1 (1994) e EN 12975-2 (2006) incluem teste do modificador de ângulo de incidência. A influência deste parâmetro é de 5 a 10% sobre o valor do desempenho

anual do sistema, dependendo do clima, da fração da radiação difusa, do tipo de coletor, do tipo de cobertura, entre outros.

De acordo com a norma ISO 9459 (1993) para sistemas solares domésticos de aquecimento de água existem quatro abordagens para teste de desempenho do sistema:

- Teste de classificação: fornecer uma classificação do sistema para um "dia padrão" para que seja possível comparar os diferentes sistemas. Utiliza procedimentos de testes em laboratório e envolve períodos de um dia em condições de referência padronizadas. Os resultados permitem que os sistemas sejam comparados nas mesmas condições. Este conceito não é recomendável devido à falta de informação sobre a produção anual do sistema (ISO 9459-1, 1993).
- Teste de sistemas tipo “Caixa Preta”: Determina algumas características de entrada e saída do sistema que permitem estimar a produção anual. Os resultados podem ser utilizados com valores médios diários de irradiação solar local, temperatura ambiente do ar e temperatura da água fria para prever o desempenho anual do sistema. Pode ser recomendada para pequenas unidades de energia solar para sistemas de água quente e testes simples e curta duração (ISO 9459-2, 1993 e ISO 9459-3, 1993).
- Testes de componentes e simulações: Determina características de componentes por meio de testes e usa esses dados para saída em simulações anuais do sistema. Os procedimentos para caracterização de desempenho de componentes de sistemas estão apresentados nesta parte da norma. Método muito flexível para ser usado em sistemas não normalizados. Requer resultados de teste e dados para o tanque, o coletor e o controlador. Pode ser usado com dados estimados ou calculado para o tanque e controlador. Requer validação do modelo de simulação ou programa (ISO 9459-4, 1993).
- Teste dinâmico de sistemas: Determina características do sistema por testes e usa esses dados para saída em simulações anuais do sistema. Usado para pequenos sistemas solares padronizados de água quente (ISO 9459-5, 1993).

Finalmente testes são realizados sobre os coletores solares, a fim de determinar a sua qualidade. Em particular, a capacidade de um coletor para resistir a condições de operação extremas é examinada como especificado na Norma Internacional ISO 9806-2 (1995).

APÊNDICE C – CÓDIGO PARA CÁLCULO DA VAZÃO MÁSSICA

```

# Dados de entrada para o script

! $planeName = "Plano xy";    # Dado de entrada para o script
! $inputFile = "posicoes_Z.txt";
! open( FILE, "< $inputFile" ); # Abre arquivo para leitura
! my @dados; my $count = 0.0; # Inicializa variáveis
! while( $tmp =<FILE> )      # Loop de leitura do arquivo
! {
!   chomp( $tmp );          # Remove o 'newline' da variável temporária
!   $dados[$count++] = $tmp*1; # Adiciona a variável ao vetor 'dados'
! }
! close( FILE );           # Fecha o arquivo de leitura
! open(RES, ">OutputData_vazao_massica.txt"); # Abre arquivo para saída de dados
! foreach $posZ (@dados)   # Executa loop nas posições do plano
! {
# Altera a posição do plano
  PLANE: $planeName
  Z = $posZ [m]
  END
# Calcula a vazão mássica no plano
! ($saveTemp,$units) = evaluate("areaAve(MF)\@$planeName");
# Escreve a posição Z e a vazão mássica no arquivo
! print RES "$posZ\t$saveTemp\n";
! }
! close(RES); # Encerra arquivo de saída de dados

```

APÊNDICE D – VARIAÇÃO DAS PROPRIEDADES DA ÁGUA COM A TEMPERATURA

As Figuras D.1 (a-d) mostram histogramas do percentual de viscosidade e a curva de seu respectivo valor acumulado em $L^* = 0$, $L^* = 1/4$, $L^* = 1/2$ e $L^* = 3/4$. Estes resultados foram obtidos assumindo-se propriedades variáveis da água. A condição de contorno para este caso é de fluxo de calor uniforme, igual $495,5 \text{ W m}^{-2}$, que equivale a $q = 75\text{W}$. Em $L^* = 0$ o percentual de 4,8% do acumulado está entre $\mu = 0,00077318 \text{ Pa s}$ e $\mu = 0,00075326 \text{ Pa s}$, que equivale a uma variação de -9,6% a -11,9% do valor de $\mu = 0,000855 \text{ Pa s}$ para propriedades constantes. O percentual de 38% do acumulado está entre $\mu = 0,00081300 \text{ Pa s}$ e $\mu = 0,00078313 \text{ Pa s}$, que equivale a uma variação de -4,9% a -8,4%. O percentual de 56,4% do acumulado está entre $\mu = 0,00085283 \text{ Pa s}$ e $\mu = 0,00082296 \text{ Pa s}$, que equivale a uma variação de -0,3% a -3,7%. Em $L^* = 1/4$ o percentual de 3,3% do acumulado equivale a uma variação de -9% a -11,2%. O percentual de 31,8% do acumulado equivale a uma variação de -4,7% a -7,9%. O percentual de 64,7% do acumulado equivale a uma variação de -0,3% a -3,6%. Em $L^* = 1/2$ o percentual de 1,2% do acumulado equivale a uma variação de -9,5% a -10,5%. O percentual de 16,2% do acumulado equivale a uma variação de -5,5% a -8,5%. O percentual de 82,6% do acumulado equivale a uma variação de -0,5% a -4,5%. Em $L^* = 3/4$ o percentual de 13,9% do acumulado equivale a uma variação de -5,2% a -9,4%. O percentual de 85,1% do acumulado equivale a uma variação de -1% a -4,4%. Devido à diferença percentual encontrada em cada trecho, a variação deste parâmetro possui relevância nas equações de Navier-Stokes, Eq. (3.2-3.4), conseqüentemente sobre os resultados da simulação numérica utilizando propriedades variáveis.

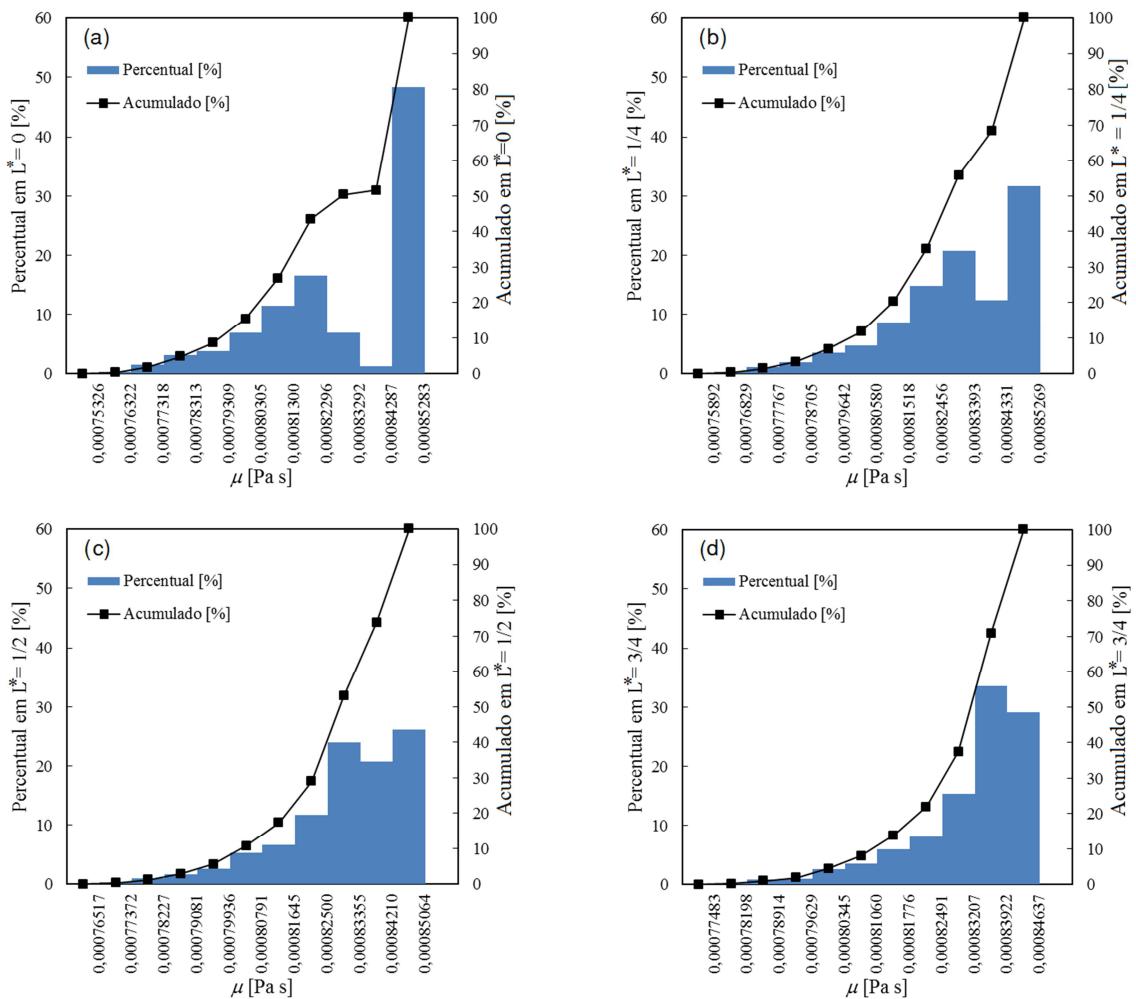


Figura D.1 – Histograma de μ : (a) $L^* = 0$, (b) $L^* = 1/4$, (c) $L^* = 1/2$, (d) $L^* = 3/4$

As Figuras D.2 (a-d) mostram os resultados em formato de histogramas do percentual de condutividade térmica e a curva de seu respectivo o valor acumulado em quatro secções transversais do tubo ($L^* = 0$, $L^* = 1/4$, $L^* = 1/2$ e $L^* = 3/4$). Estes resultados foram obtidos assumindo-se propriedades variáveis da água, nas mesmas condições apresentadas anteriormente. Em $L^* = 0$ o percentual de 16,8% do acumulado equivale ao mesmo valor de $k = 0,613 \text{ W m}^{-1} \text{ K}^{-1}$ para propriedades constantes. O percentual de 59,3% do acumulado está entre $k = 0,612 \text{ W m}^{-1} \text{ K}^{-1}$ e $k = 0,610 \text{ W m}^{-1} \text{ K}^{-1}$, que equivale a uma variação de -0,1% a -0,4%. O percentual de 23,9% do acumulado está entre $k = 0,614 \text{ W m}^{-1} \text{ K}^{-1}$ e $k = 0,62 \text{ W m}^{-1} \text{ K}^{-1}$, que equivale a uma variação de 0,2% a 1,1%. Em $L^* = 1/4$ o percentual de 13,1% do acumulado ao mesmo valor para propriedades constantes. O percentual de 67,2% do acumulado equivale a uma variação de -0,1% a -0,4%. O percentual de 19,7% do acumulado equivale a uma variação de 0,1% a 1%. Em $L^* = 1/2$ o percentual de 11,9% do acumulado ao

mesmo valor para propriedades constantes. O percentual de 72,3% do acumulado equivale a uma variação de -0,1% a -0,4%. O percentual de 15,8% do acumulado equivale a uma variação de 0,1% a 0,9%. Em $L^* = 3/4$ o percentual de 8,7% do acumulado ao mesmo valor para propriedades constantes. O percentual de 79,5% do acumulado equivale a uma variação de -0,1% a -0,3%. O percentual de 11,8% do acumulado equivale a uma variação de 0,1% a 0,8%. Devido à diferença percentual encontrada em cada trecho, a variação deste parâmetro possui relevância nas equações da energia, Eq. (3.5), conseqüentemente sobre os resultados da simulação numérica utilizando propriedades variáveis.

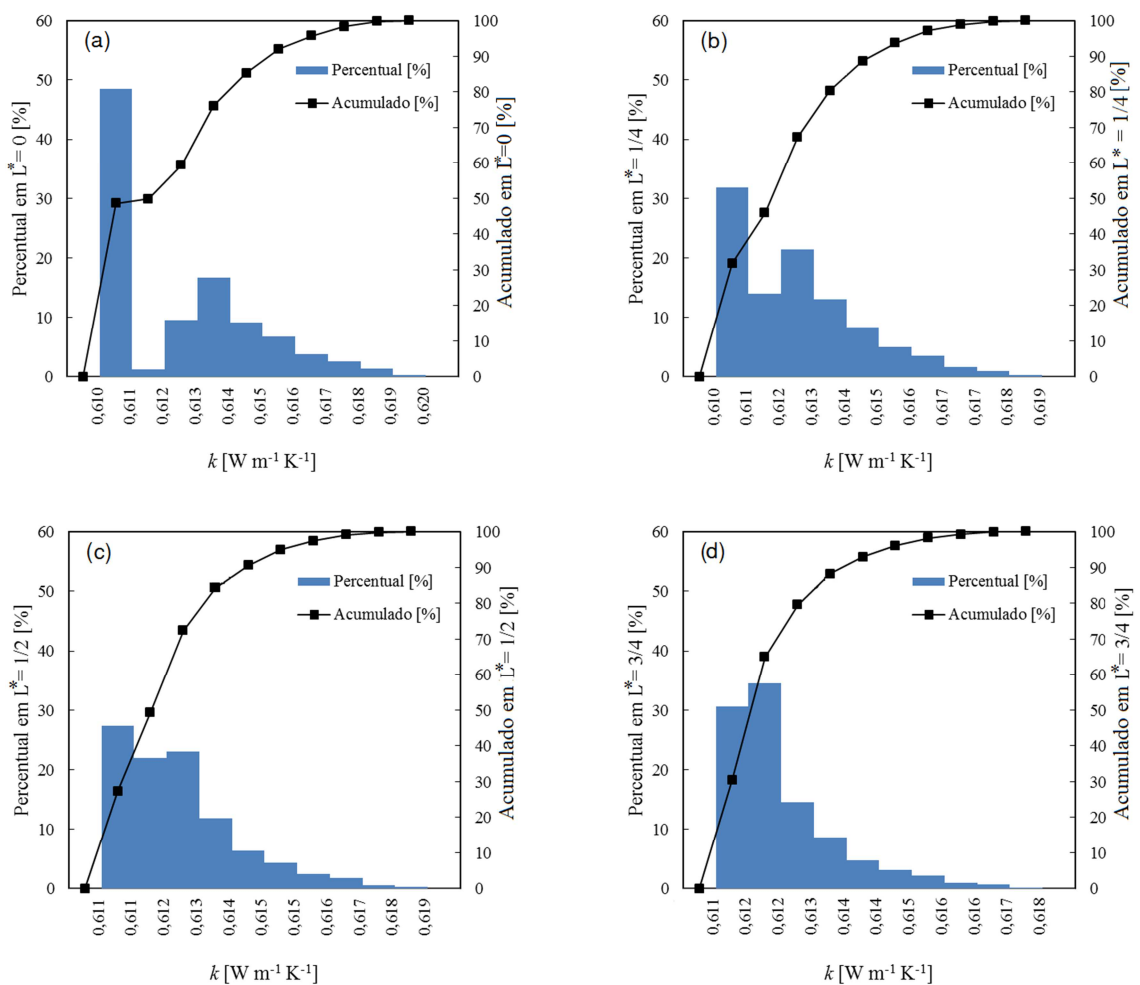


Figura D.2 – Histograma de k : (a) $L^* = 0$, (b) $L^* = 1/4$, (c) $L^* = 1/2$, (d) $L^* = 3/4$

As Figuras D.3 (a-d) mostram os resultados em formato de histogramas do percentual de calor específico do fluido a pressão constante e a curva de seu respectivo o valor acumulado em quatro secções transversais do tubo ($L^* = 0$, $L^* = 1/4$, $L^* = 1/2$ e $L^* = 3/4$). Estes resultados foram obtidos assumindo-se propriedades variáveis da água, nas mesmas condições apresentadas anteriormente. Em $L^* = 0$ a variação máxima detectada foi de $c_p = 4180,5 \text{ J kg}^{-1} \text{ K}^{-1}$, que está na ordem de 0,036% do valor de $c_p = 4179 \text{ J kg}^{-1} \text{ K}^{-1}$ para propriedades constantes. Embora exista uma diferença nos percentuais dos histogramas, esta variação máxima se mantém para as secções $L^* = 1/4$, $L^* = 1/2$ e $L^* = 3/4$, o que torna a variação deste parâmetro como o de menor relevância sobre os resultados da simulação numérica com propriedades variáveis.

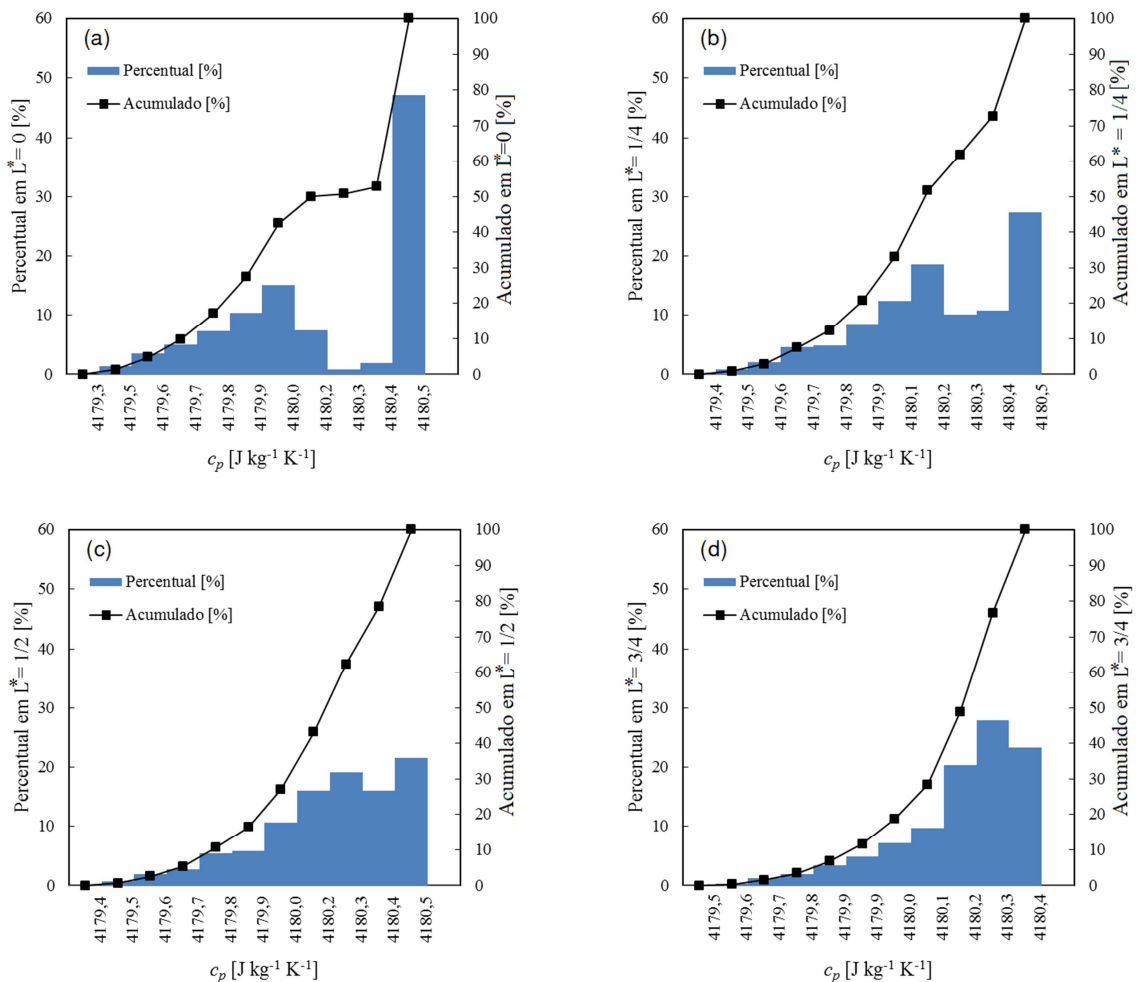


Figura D.3 – Histograma de c_p : (a) $L^* = 0$, (b) $L^* = 1/4$, (c) $L^* = 1/2$, (d) $L^* = 3/4$

As Figuras D.4 (a-d) mostram os resultados em formato de histogramas do percentual de massa específica e a curva de seu respectivo o valor acumulado em quatro secções transversais do tubo ($L^* = 0$, $L^* = 1/4$, $L^* = 1/2$ e $L^* = 3/4$). Estes resultados foram obtidos assumindo-se propriedades variáveis da água, nas mesmas condições apresentadas anteriormente. Em $L^* = 0$ o percentual de 64,3% do acumulado está entre $\rho = 996,6 \text{ kg m}^{-3}$ e $\rho = 996 \text{ kg m}^{-3}$, que equivale a uma variação de -0,04% a 0,1% do valor de $\rho = 997 \text{ kg m}^{-3}$ para propriedades constantes. O percentual de 35,7% do acumulado está entre $\rho = 995,9 \text{ kg m}^{-3}$ e $\rho = 994,8 \text{ kg m}^{-3}$, que equivale a uma variação de -0,12% a -0,22%.

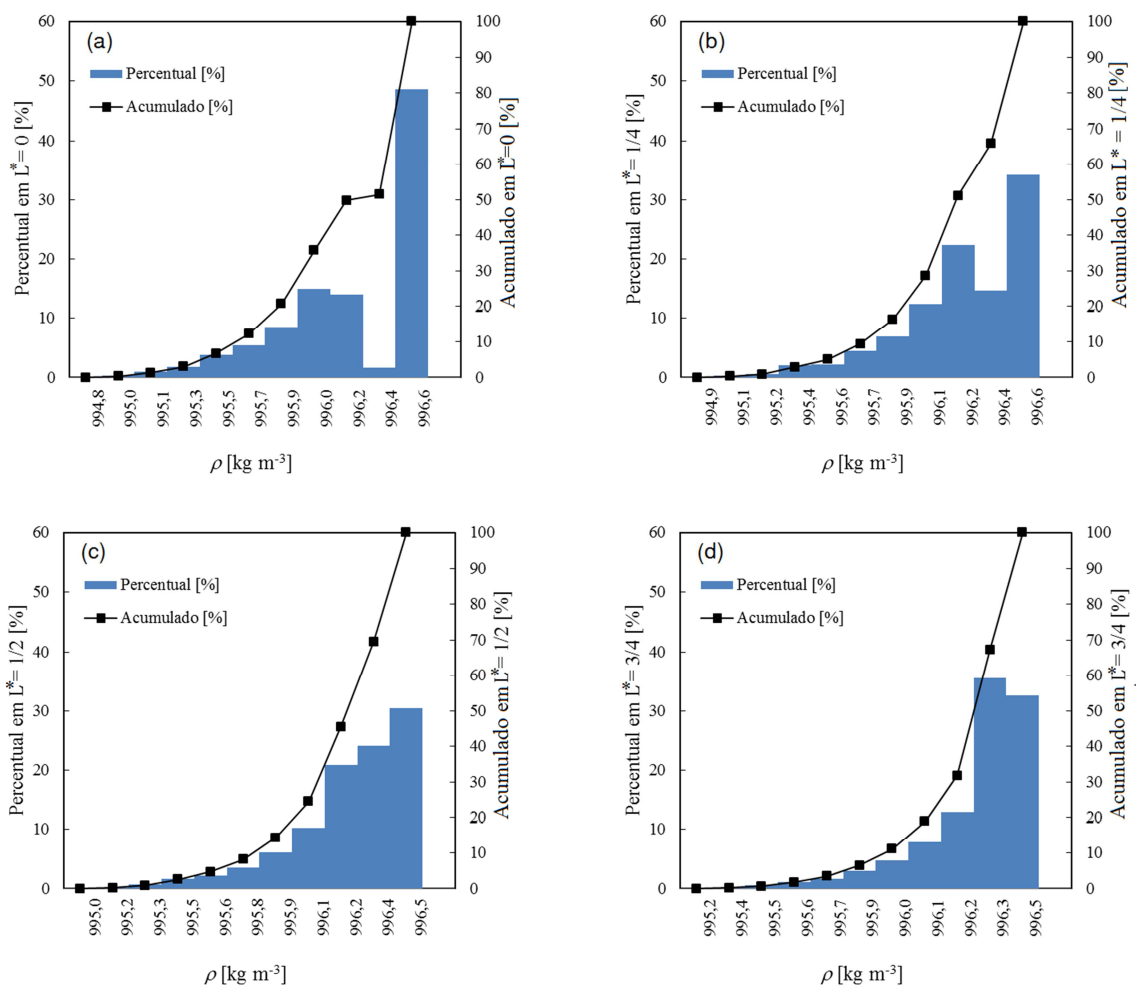


Figura D.4 – Histograma de ρ : (a) $L^* = 0$, (b) $L^* = 1/4$, (c) $L^* = 1/2$, (d) $L^* = 3/4$

Embora exista uma diferença nos percentuais dos histogramas da Figura D. (a-d), esta variação máxima se mantém para as secções $L^* = 1/4$, $L^* = 1/2$ e $L^* = 3/4$, o que torna a variação deste parâmetro como de baixa relevância sobre os resultados da simulação numérica. Entretanto, por estar presente nas equações de Navier Stokes, Eq. (3.2-3.4), e na

equação da energia, Eq. (3.5), deve-se avaliar sua necessidade em estudos com tubos evacuados tipo tubo de calor, principalmente pela possibilidade de variação do tipo de fluido de trabalho empregado.