

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

**FERNANDO CLAUDIO SPENGLER**

**ANÁLISE EXPERIMENTAL E NUMÉRICA DO ESCOAMENTO EM COLETORES  
SOLARES DE TUBO A VÁCUO SOB DIFERENTES INCLINAÇÕES**

**São Leopoldo**

**2025**

FERNANDO CLAUDIO SPENGLER

**ANÁLISE EXPERIMENTAL E NUMÉRICA DO ESCOAMENTO EM COLETORES  
SOLARES DE TUBO A VÁCUO SOB DIFERENTES INCLINAÇÕES**

Tese apresentada como requisito parcial para obtenção do título de Doutor em Engenharia Mecânica, pelo Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade do Vale do Rio dos Sinos (UNISINOS).

Orientadora: Prof.<sup>a</sup> Dra. Jacqueline Biancon Copetti

São Leopoldo

2025

S747a

Spengler, Fernando Claudio.

Análise experimental e numérica do escoamento em coletores solares de tubo a vácuo sob diferentes inclinações / Fernando Claudio Spengler. – 2025.

92 f. : il. ; 30 cm.

Tese (doutorado) – Universidade do Vale do Rio dos Sinos, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, 2025.  
“Orientadora: Prof.<sup>a</sup> Dra. Jacqueline Biancon Copetti”.

1. Energia solar térmica.
  2. Coletores de tubo a vácuo.
  3. Termossifão.
  4. Fluidodinâmica Computacional (CFD).
  5. Eficiência térmica.
  6. Inclinação de coletores.
- I. Título.

CDU 621

Dados Internacionais de Catalogação na Publicação (CIP)  
(Bibliotecária: Amanda Schuster Ditbenner – CRB 10/2517)

**ATA DE BANCA EXAMINADORA DE TESE DE DOUTORADO Nº 02/2025**

**Aluno:** Fernando Claudio Spengler

**Título da Tese:** "ANÁLISE EXPERIMENTAL E NUMÉRICA DO ESCOAMENTO EM COLETORES SOLARES DE TUBO A VÁCUO SOB DIFERENTES INCLINAÇÕES"

**Banca:**

**Prof.<sup>a</sup> Dra. Jacqueline Biancon Copetti**  
 Presidente da banca e Orientador – UNISINOS  
**Prof. Dr. Thiago Antonini Alves**  
 Membro da banca – Avaliador –UTFPR  
**Prof. Dr. Mário Henrique Macagnan**  
 Membro da banca – Avaliador – UNISINOS  
**Prof. Dr. Júlio César Passos**  
 Membro da banca – Avaliador – UFSC  
**Prof. Dr. Paulo Roberto Wander**  
 Membro da banca – Avaliador – UNISINOS

Aos vinte e dois dias do mês de julho do ano de 2025, às 14h30, reuniu-se a Comissão Examinadora da Defesa de Tese, composta pelos seguintes membros: Prof.<sup>a</sup> Dra. Jacqueline Biancon Copetti, presidente da banca e orientadora (UNISINOS); Prof. Dr. Thiago Antonini Alves, avaliador (UTFPR); Prof. Dr. Mário Henrique Macagnan, avaliador (UNISINOS); Prof. Dr. Júlio César Passos, avaliador (UFSC); e Prof. Dr. Paulo Roberto Wander, avaliador (UNISINOS), com a finalidade de analisar e avaliar o trabalho apresentado pelo aluno Fernando Claudio Spengler.

.....  
 Alteração no título? (X ) Não    ( ) Sim (indicar o novo título)

O aluno deverá atender a todas as correções e sugestões da banca conforme documentos enviados pelos avaliadores e gravação da defesa.....

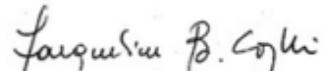
A Banca Examinadora, em cumprimento ao requisito exigido para a obtenção do Título de Doutor em Engenharia Mecânica, julga esta tese:

( X ) APROVADA

( ) REPROVADA

A emissão do Diploma está condicionada à entrega da versão final da Tese. O resultado da banca é de consenso entre os avaliadores. A sessão da Defesa de Tese foi realizada em modo online.

São Leopoldo, 22 de julho de 2025.




---

Prof.<sup>a</sup> Dra. Jacqueline Biancon Copetti  
 Orientadora

## **AGRADECIMENTOS À CAPES**

O presente trabalho foi realizado com apoio da Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior - Brasil (CAPES) - Código de Financiamento 001.

*Dedico este trabalho a todos que acreditaram em mim,  
quando eu já não acreditava mais.*

## Resumo

Esta tese apresenta uma investigação integrada, experimental e numérica, do comportamento térmico e fluidodinâmico da água em coletores solares de tubo a vácuo operando por circulação natural (regime de termossifão). O estudo tem como foco a influência da inclinação do conjunto de tubos sobre a circulação interna do fluido térmico e a estabilidade do escoamento. A metodologia experimental envolveu ensaios em bancada sob condições reais de operação, com monitoramento contínuo de temperatura e vazão mássica para inclinações de 20°, 30° e 45°. Paralelamente, simulações numéricas foram conduzidas por meio de Fluidodinâmica Computacional (CFD), utilizando modelos numéricos validados, para analisar os campos locais de velocidade e temperatura no interior dos tubos. Os resultados indicam que inclinações maiores do que 30° favorecem a intensificação da convecção natural, mas também induzem a instabilidades transitórias no escoamento, caracterizadas por oscilações abruptas na vazão mássica. A análise acoplada confirmou a consistência entre os padrões experimentais e numéricos, revelando os mecanismos internos associados à ruptura da estratificação térmica e à formação de recirculações. A eficiência global diária do sistema foi calculada para cada configuração de inclinação, resultando nos seguintes valores de eficiência: 46,4% para 20°, 69,5% para 30° e 54,4% para 45°. Esses resultados destacam que a inclinação de 30° proporcionou a maior eficiência térmica global, devido a um comportamento mais estável ao longo do ciclo diário. Apesar da inclinação de 45° ter promovido os maiores valores de vazão e aumento de temperatura, o comportamento do sistema não se manteve estável nesse nível elevado ao longo de todo o dia, o que resultou em uma eficiência inferior à da inclinação de 30°. As conclusões do trabalho destacam a relevância do ajuste da inclinação para otimizar o desempenho térmico dos coletores, e demonstram que a combinação de métodos numéricos e experimentais é eficaz para a compreensão dos fenômenos envolvidos.

**Palavras-chave:** Energia solar térmica; Coletores de tubo a vácuo; Termossifão; CFD; Eficiência térmica; Inclinação de coletores.

## **Abstract**

This thesis presents an integrated experimental and numerical investigation of the thermal and fluid dynamic behavior of water in evacuated tube solar collectors operating under natural circulation (thermosiphon regime). The study focuses on the influence of the tube set inclination on the internal circulation of the thermal fluid and the stability of the flow. The experimental methodology involved test bench trials under real operating conditions, with continuous monitoring of temperature and mass flow rate for inclinations of 20°, 30°, and 45°. In parallel, numerical simulations were conducted using CFD (Computational Fluid Dynamics), employing validated numerical models to analyze the local velocity and temperature fields inside the tubes. The results indicate that inclinations higher than 30° enhance natural convection but also induce transient flow instabilities, characterized by abrupt oscillations in the mass flow rate. The coupled analysis confirmed the consistency between experimental and numerical patterns, revealing internal mechanisms associated with the breakdown of thermal stratification and the formation of recirculation. The daily global efficiency of the system was calculated for each inclination configuration, resulting in the following efficiency values: 46.4% for 20°, 69.5% for 30°, and 54.4% for 45°. These results highlight that the 30° inclination provided the highest overall thermal efficiency, due to its more stable behavior throughout the daily cycle. Although the 45° inclination promoted the highest values of flow rate and temperature increase, the system's behavior did not remain stable at this elevated level throughout the day, which resulted in a lower efficiency compared to the 30° inclination. The conclusions highlight the importance of inclination adjustment to optimize the thermal performance of the collectors and demonstrate that the combination of numerical and experimental methods is effective in understanding the phenomena involved.

**Keywords:** Solar thermal energy; Evacuated tube collectors; Thermosyphon; CFD; Thermal efficiency; Collector inclination.

## LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1 – Configurações de coletores solares de tubo evacuado: (a) tubo em “U” (b) tubo de calor, (c) transferência direta com tubo e (d) transferência direta sem tubo.	28
Figura 2.2 – Tipo de arranjo de coletores de tubo evacuado: (a) Coletor Inclinado com reservatório, tipo-T; (b) Coletor horizontal, tipo-H. ....	29
Figura 2.3 – Esquematização da circulação primária do fluido no reservatório térmico e no coletor de tubo evacuado. ....	30
Figura 2.4 – Representação dos escoamentos internos em um tubo evacuado .....	31
Figura 3.1 – Esquema adotado para o modelo computacional: (a) tubo evacuado, (b) tubo evacuado isolado do reservatório térmico e (c) tubo evacuado simplificado.....	37
Figura 3.2 – Geometria do tubo a vácuo tipo <i>water-in-glass</i> e vistas de detalhe das extremidades A e B com principais dimensões construtivas. ....	38
Figura 3.3 – Superfícies da geometria do tubo em corte: (a) entrada; (b) simetria; (c) parede do tubo; (d) extremidade selada. ....	41
Figura 3.4 – Níveis de refino da malha computacional: I malha mais refinada, II malha intermediária, III malha menos refinada. ....	44
Figura 3.5 – Seção longitudinal da malha computacional .....	45
Figura 3.6 – Vazão mássica ( $\dot{m}$ ) ao longo do tubo para diferentes níveis de refino da malha computacional .....	46
Figura 3.7 – Bancada experimental utilizada nos testes com: (a) coletores solares de tubo a vácuo; (b) tubo coletor; (c) reservatório térmico; (d) tubos PPR.....	48
Figura 3.8 – Representação esquemática da bancada experimental com os pontos de tomada de temperatura ( $T$ ) e vazão volumétrica ( $V$ ) em relação a montagem dos: (a) coletores solares de tubo a vácuo; (b) tubo coletor; (c) reservatório térmico. ....	49
Figura 4.1 – Evolução temporal da vazão mássica ( $\dot{m}$ ) e das temperaturas de entrada ( $T_e$ ) e saída ( $T_s$ ) da água ao longo de três dias consecutivos de operação do sistema com inclinação de 20°. ....	57
Figura 4.2 – Comparação dos perfis de irradiância global nos dias de ensaio para as inclinações de 20°, 30° e 45°. ....	58
Figura 4.3 – Comportamento da vazão mássica ( $\dot{m}$ ) e das temperaturas de entrada ( $T_e$ ) e saída ( $T_s$ ) da água durante um dia de ensaio, com inclinação de 20°.....	60

Figura 4.4 – Detalhamento do comportamento da vazão mássica ( $\dot{m}$ ) e das temperaturas de entrada ( $T_e$ ) e saída ( $T_s$ ) da água durante o período de pico operacional, com inclinação de $20^\circ$ .....	61
Figura 4.5 – Comportamento da vazão mássica ( $\dot{m}$ ) e das temperaturas de entrada ( $T_e$ ) e saída ( $T_s$ ) da água durante um dia de ensaio, com inclinação de $30^\circ$ .....	63
Figura 4.6 – Detalhamento do comportamento da vazão mássica ( $\dot{m}$ ) e das temperaturas de entrada ( $T_e$ ) e saída ( $T_s$ ) da água durante o período de pico operacional, com inclinação de $30^\circ$ .....	64
Figura 4.7 – Comportamento da vazão mássica ( $\dot{m}$ ) e das temperaturas de entrada ( $T_e$ ) e saída ( $T_s$ ) da água durante um dia de ensaio, com inclinação de $45^\circ$ .....	65
Figura 4.8 – Detalhamento do comportamento da vazão mássica ( $\dot{m}$ ) e das temperaturas de entrada ( $T_e$ ) e saída ( $T_s$ ) da água durante o período de pico operacional, com inclinação de $45^\circ$ .....	66
Figura 4.9 – Vazão mássica ( $\dot{m}$ ) ao longo do tubo: Budihardjo et al. (2007) e presente trabalho. ....	67
Figura 4.10 – Campos de velocidade: (a) presente trabalho; (b) Budihardjo et al. (2007). ....	68
Figura 4.11 – Vetores de velocidade longitudinal para $\theta = 20^\circ$ : (a) $T_o = 27^\circ C$ ; (b) $T_o = 37^\circ C$ ; (c) $T_o = 47^\circ C$ ; (d) $T_o = 57^\circ C$ ; (e) $T_o = 67^\circ C$ .....	70
Figura 4.12 – Campos de temperatura longitudinal para $\theta = 20^\circ$ : (a) $T_o = 27^\circ C$ ; (b) $T_o = 37^\circ C$ ; (c) $T_o = 47^\circ C$ ; (d) $T_o = 57^\circ C$ ; (e) $T_o = 67^\circ C$ .....	71
Figura 4.13 – Vetores de velocidade longitudinal para $\theta = 30^\circ$ : (a) $T_o = 27^\circ C$ ; (b) $T_o = 37^\circ C$ ; (c) $T_o = 47^\circ C$ ; (d) $T_o = 57^\circ C$ ; (e) $T_o = 67^\circ C$ .....	72
Figura 4.14 – Campos de temperatura longitudinal para $\theta = 30^\circ$ : (a) $T_o = 27^\circ C$ ; (b) $T_o = 37^\circ C$ ; (c) $T_o = 47^\circ C$ ; (d) $T_o = 57^\circ C$ ; (e) $T_o = 67^\circ C$ .....	73
Figura 4.15 – Vetores de velocidade longitudinal para $\theta = 45^\circ$ : (a) $T_o = 27^\circ C$ ; (b) $T_o = 37^\circ C$ ; (c) $T_o = 47^\circ C$ ; (d) $T_o = 57^\circ C$ ; (e) $T_o = 67^\circ C$ .....	74
Figura 4.16 – Campos de temperatura longitudinal para $\theta = 45^\circ$ : (a) $T_o = 27^\circ C$ ; (b) $T_o = 37^\circ C$ ; (c) $T_o = 47^\circ C$ ; (d) $T_o = 57^\circ C$ ; (e) $T_o = 67^\circ C$ .....	75
Figura 4.17 – Vetores de velocidade longitudinal para $\theta = 60^\circ$ : (a) $T_o = 27^\circ C$ ; (b) $T_o = 37^\circ C$ ; (c) $T_o = 47^\circ C$ ; (d) $T_o = 57^\circ C$ ; (e) $T_o = 67^\circ C$ .....	76
Figura 4.18 – Campos de temperatura longitudinal para $\theta = 60^\circ$ : (a) $T_o = 27^\circ C$ ; (b) $T_o = 37^\circ C$ ; (c) $T_o = 47^\circ C$ ; (d) $T_o = 57^\circ C$ ; (e) $T_o = 67^\circ C$ .....	77

Figura 4.19 – Comparação do comportamento da vazão, $\dot{m}$ , em função do tempo para diferentes valores de temperatura de operação, $T_o$ de acordo com o ângulo de inclinação do tubo: (a) $\theta = 20^\circ$ ; (b) $\theta = 30^\circ$ ; (c) $\theta = 45^\circ$ ; (d) $\theta = 60^\circ$ .....	78
Figura 4.20 – Comparação da vazão mássica experimental ( $\dot{m}$ ) entre as inclinações de $20^\circ$ , $30^\circ$ e $45^\circ$ durante o período de pico operacional. ....	80
Figura 4.21 – Perfis simulados de vazão mássica ( $\dot{m}$ ) ao longo do tempo para as inclinações de $20^\circ$ , $30^\circ$ e $45^\circ$ , com $T_o = 67^\circ$ C. ....	81
Figura 4.22 – Comparação entre potência solar incidente ( $Q_{solar}$ ) e potência útil ( $Q_{útil}$ ) para diferentes inclinações do coletor: (a) $20^\circ$ , (b) $30^\circ$ e (c) $45^\circ$ . ....	83
Figura 4.23 – Evolução temporal da eficiência térmica ( $\eta$ ) do sistema de aquecimento solar ao longo do dia para as inclinações de $20^\circ$ , $30^\circ$ e $45^\circ$ . ....	86

## **LISTA DE TABELAS**

Tabela 2.1 – Especificações de diferentes coletores solares.....	25
Tabela 3.1 – Dimensões do tubo a vácuo simulado.....	37
Tabela 3.2 – Propriedades da água para a validação numérica .....	43
Tabela 3.3 – Resultados da análise de sensibilidade da malha computacional .....	45

## **LISTA DE SIGLAS**

CFD	Fluidodinâmica Computacional ( <i>Computational Fluid Dynamics</i> )
ETC	Coletor Solar de Tubo a Vácuo ( <i>Evacuated Tube Collector</i> )
PCM	Materiais de mudança de fase ( <i>Phase Change Material</i> )
PPR	Polipropileno Copolímero Random

## LISTA DE SÍMBOLOS

$A$	área	$[m^2]$
$c_p$	calor específico à pressão constante	$[J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$
$D_{ext}$	diâmetro externo do tubo de vidro de sistema selado a vácuo	$[m]$
$d$	diâmetro interno do tubo coletor de sistema selado a vácuo	$[m]$
$d_{ext}$	diâmetro externo do tubo coletor de sistema selado a vácuo	$[m]$
$e$	espessura da parede de tubo coletor de sistema selado a vácuo	$[m]$
$g$	aceleração da gravidade	$[m \cdot s^{-2}]$
$G$	Irradiância solar	$[W \cdot m^{-2}]$
$h$	coeficiente de transferência de calor por convecção	$[W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$
$k$	condutividade térmica	$[W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}]$
$L$	comprimento do tubo	$[m]$
$L_n$	comprimento nominal do tubo selado a vácuo	$[m]$
$L^*$	comprimento adimensional do tubo	$[-]$
$\dot{m}$	vazão mássica	$[kg \cdot s^{-1}]$
$p$	pressão	$[Pa]$
$\dot{Q}$	taxa de transferência de calor	$[W]$
$Re$	número de Reynolds	$[-]$
$t$	tempo	$[s][h]$
$T$	temperatura	$[^\circ C][K]$
$u$	velocidade na direção x	$[m \cdot s^{-1}]$
$v$	velocidade na direção y	$[m \cdot s^{-1}]$
$w$	velocidade na direção z	$[m \cdot s^{-1}]$
$x, y, z$	vetores espaciais	$[-]$

### Símbolos Gregos

$\beta$	coeficiente de expansão térmica	$[K^{-1}]$
$\theta$	ângulo de inclinação do tubo	$[^\circ]$
$\mu$	viscosidade dinâmica	$[kg \cdot m^{-1} \cdot s^{-1}]$

$\rho$  massa específica [kg.m<sup>-3</sup>]

### Sub-índices

ab	abertura
e	entrada
s	saída
$\infty$	fluido
p	parede do tubo
o	operação

## SUMÁRIO

<b>1 INTRODUÇÃO .....</b>	<b>17</b>
<b>1.1 Tema .....</b>	<b>19</b>
<b>1.2 Delimitação do tema .....</b>	<b>20</b>
<b>1.3 Problema .....</b>	<b>20</b>
<b>1.4 Objetivos .....</b>	<b>20</b>
1.4.1 Objetivo geral .....	20
1.4.2 Objetivos específicos.....	20
<b>1.5 Estrutura da Tese .....</b>	<b>21</b>
<b>2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA .....</b>	<b>23</b>
<b>2.1 Sistemas de aquecimento por energia solar .....</b>	<b>23</b>
<b>2.2 Coletores Solares de Tubo a Vácuo .....</b>	<b>26</b>
2.2.1 Tipos de coletores solares de tubo a vácuo .....	26
2.2.2 Funcionamento de coletores solares de tubo evacuado .....	29
<b>2.3 Pesquisas relacionadas ao tema .....</b>	<b>32</b>
<b>3 METODOLOGIA .....</b>	<b>36</b>
<b>3.1 Metodologia Numérica .....</b>	<b>36</b>
3.1.1 Apresentação do Problema .....	36
3.1.2 Modelo Matemático .....	38
3.1.3 Condições Iniciais e de contorno.....	40
3.1.4 Softwares utilizados.....	41
3.1.5 Validação numérica .....	42
3.1.6 Malha Computacional.....	43
<b>3.2 Metodologia Experimental.....</b>	<b>46</b>
3.2.1 Descrição Geral da Bancada Experimental .....	47
3.2.2 Objetivo da Bancada de Testes .....	47
3.2.3 Componentes Principais da Bancada .....	47
3.2.4 Sensores de Temperatura .....	49
3.2.5 Medidor de Vazão .....	50
3.2.6 Medidores das Variáveis de Controle.....	50
3.2.7 Sistema de Aquisição de Dados.....	50
3.2.8 Condições de Operação.....	51
3.2.9 Procedimentos de Medição .....	52

3.2.10 Armazenamento e Seleção dos Dados para Análise .....	52
3.2.11 Variáveis de Estudo .....	52
3.2.12 Cálculos de Desempenho Térmico .....	53
3.2.13 Propagação de incertezas.....	54
<b>4.1 Resultados experimentais .....</b>	<b>56</b>
4.1.1 Inclinação da bancada: 20° .....	59
4.1.2 Inclinação da bancada: 30° .....	62
4.1.3 Inclinação da bancada: 45° .....	64
<b>4.2 Resultados numéricos .....</b>	<b>66</b>
4.2.1 Validação e verificação numérica .....	67
4.2.2 Estudo de Caso .....	68
<b>4.3 Análise Acoplada Numérica e Experimental.....</b>	<b>79</b>
<b>4.4 Análise de Potências e Eficiência do Sistema.....</b>	<b>81</b>
<b>4 CONCLUSÃO .....</b>	<b>88</b>
<b>REFERÊNCIAS.....</b>	<b>91</b>

## 1 INTRODUÇÃO

A crescente demanda por energia tem impulsionado o consumo global de recursos energéticos, aumentando a necessidade de alternativas sustentáveis para reduzir a dependência de combustíveis fósseis. O uso de fontes renováveis tem sido amplamente incentivado como estratégia para mitigar os impactos ambientais e garantir a segurança energética a longo prazo. Estima-se que a energia utilizada para aquecimento de água em aplicações residenciais e comerciais represente entre 10% e 30% do consumo total de energia em diversas regiões do mundo (Tabarhoseini; Sheikholeslami; Said, 2022). Nesse contexto, a energia solar atua como uma das alternativas mais promissoras, visto que sua disponibilidade global permite aplicações diretas no setor térmico e elétrico (Aggarwal et al., 2023).

Os coletores solares de tubo a vácuo (ETC) se destacam pela capacidade de reduzir perdas térmicas por convecção e condução, em virtude do invólucro de vácuo que envolve o tubo absorvedor. Essa característica confere aos ETCs um desempenho relativamente superior ao dos coletores solares de placa plana, especialmente em ambientes com temperaturas externas reduzidas ou sob condições de baixa irradiância solar. No entanto, é importante destacar que, embora esses coletores solares preservem melhor o calor absorvido, a quantidade de energia térmica efetivamente disponibilizada ao sistema continua limitada pela radiação solar incidente. Ainda assim, o desempenho global dos ETCs tende a ser mais estável em climas adversos, o que os torna uma alternativa tecnicamente viável para regiões com menor disponibilidade de radiação solar (LI et al., 2020). Além disso, sua capacidade de operação em temperaturas elevadas os torna adequados para aplicações industriais e sistemas de cogeração térmica (Tabarhoseini; Sheikholeslami; Said, 2022).

Um dos fatores críticos para o desempenho térmico dos coletores solares é o seu ângulo de inclinação, pois ele influencia diretamente na quantidade de radiação solar captada ao longo do ano. A inclinação ideal varia de acordo com a latitude do local e as condições climáticas, sendo necessária uma calibração precisa para maximizar a absorção de energia (Khatib; Samiji; Mlyuka, 2024). Estudos indicam que um ajuste inadequado do ângulo pode comprometer a eficiência térmica do sistema, reduzindo a captação de radiação solar e afetando a circulação interna do fluido térmico (Aggarwal et al., 2024).

Resultados experimentais sobre o comportamento da temperatura da água em tubos evacuados inclinados mostram que a eficiência da transferência de calor e massa, decorrente da circulação natural, é influenciada pela inclinação do coletor solar. Em configurações com inclinações reduzidas (entre 10° e 20°), ocorre um aumento da área de incidência da radiação solar e, consequentemente, da energia capturada, o que intensifica a circulação natural do fluido térmico. Esse efeito tem impacto direto no desempenho do sistema e deve ser considerado no design de dispositivos térmicos solares, especialmente para regiões equatoriais, onde a radiação solar incide de forma mais uniforme ao longo do ano (RECALDE et al., 2015). Bracamonte et al. (2015) investigaram, por meio de análises experimentais e numéricas, o impacto da inclinação de coletores solares de tubo a vácuo na eficiência térmica do sistema. Os resultados indicaram que inclinações acima de 45° comprometem a estratificação térmica no reservatório, promovendo maior mistura entre as camadas de fluido quente e frio. Essa condição reduz a eficiência do sistema ao dificultar a manutenção de uma camada superior de água aquecida, comprometendo assim a eficiência global do sistema.

A modelagem computacional por meio de *Computational Fluid Dynamics* (CFD) tem sido amplamente empregada para analisar os efeitos da inclinação sobre o comportamento do escoamento e a transferência de calor nos ETCs. Estudos utilizando CFD indicam que a variação do ângulo de inclinação pode alterar significativamente os padrões de circulação do fluido térmico, impactando a eficiência global do sistema (Du; Lund; Wang, 2021). Modelos teóricos sugerem que certas inclinações podem induzir zonas de recirculação, resultando em perdas térmicas e na redução do coeficiente de transferência de calor (Tang et al., 2009). A combinação de análise experimental e numérica é, portanto, essencial para otimizar o desempenho desses coletores solares e garantir sua máxima eficiência em diferentes condições operacionais (SADEGHI et al., 2020).

A relevância dos ETCs como solução para o aquecimento solar de água tem impulsionado uma crescente investigação sobre seus mecanismos de funcionamento e otimização. A necessidade de aprimorar a eficiência desses sistemas e reduzir custos de operação tem levado ao desenvolvimento de novas abordagens que incluem o uso de nanofluidos, materiais de mudança de fase (*Phase Change Materials* – PCM) e a incorporação de superfícies refletoras para potencializar a absorção de radiação solar (Aggarwal et al., 2023). Embora avanços significativos tenham sido

alcançados na compreensão do desempenho térmico de coletores solares de tubo a vácuo, ainda há necessidade de estudos que avaliem de forma mais ampla os parâmetros de projeto que influenciam sua eficiência. Aspectos como geometria do reservatório, comprimento e diâmetro dos tubos e presença de refletores são fatores críticos que requerem investigação detalhada. Entre esses parâmetros, o ângulo de inclinação se destaca como uma variável essencial, cuja otimização pode contribuir significativamente para melhorar o desempenho térmico do sistema (TABARHOSEINI; SHEIKHOLESLAMI; SAID, 2022).

Diante desse cenário, o presente estudo investiga, por meio de análises experimentais e numéricas, os efeitos da inclinação dos coletores solares de tubo a vácuo sobre o comportamento do escoamento do fluido térmico e a eficiência do sistema. A pesquisa busca analisar como diferentes ângulos de inclinação afetam a circulação do fluido no interior dos tubos e a transferência de calor, fornecendo diretrizes para otimizar o desempenho desses coletores solares.

Embora estudos anteriores tenham explorado a influência da inclinação na captação de radiação solar e na eficiência térmica, há lacunas importantes na compreensão do comportamento do escoamento e da estratificação térmica sob diferentes condições operacionais. A relação entre a inclinação e a estabilidade da vazão mássica ao longo do tempo, por exemplo, ainda não foi devidamente investigada, especialmente no que diz respeito às oscilações associadas a variações térmicas e geométricas.

Esse estudo visa preencher essas lacunas por meio de uma abordagem integrada, combinando análise experimental e modelagem numérica para investigar esses fenômenos de forma detalhada. A expectativa é que os resultados obtidos contribuam para o desenvolvimento de diretrizes técnicas que permitam otimizar a instalação e o ajuste da inclinação dos coletores solares de tubo a vácuo, ampliando sua eficiência e potencial de aplicação em diferentes contextos climáticos e geográficos.

## 1.1 Tema

Esse trabalho investiga o comportamento do escoamento no interior de coletores solares de tubo a vácuo, com ênfase na análise da variação do escoamento sob diferentes inclinações do conjunto de tubos. A pesquisa combina uma abordagem

numérica e experimental para entender melhor os mecanismos de transferência de calor e massa dentro dos coletores solares.

## **1.2 Delimitação do tema**

O estudo limita-se à análise de um coletor solar de tubo a vácuo em um sistema de aquecimento de água. A abordagem numérica utiliza fluidodinâmica computacional (CFD) para simular as condições de operação, enquanto a abordagem experimental consiste em testes em uma bancada projetada para avaliar o comportamento do escoamento com diferentes inclinações do conjunto de tubos. A análise experimental coletará dados globais, ao passo que a análise numérica permitirá a obtenção de dados locais detalhados sobre o comportamento do escoamento e da transferência de calor no interior dos tubos.

## **1.3 Problema**

O comportamento do escoamento dentro dos coletores solares de tubo a vácuo ainda apresenta incertezas na literatura, especialmente no que diz respeito à variação do padrão de escoamento devido à inclinação do conjunto de tubos. A análise detalhada da fluidodinâmica do fluido, incluindo possíveis formações de escoamentos secundários e estratificação térmica, é essencial para otimizar o desempenho desses sistemas. Contudo, faltam estudos experimentais e numéricos que abordem de forma integrada o impacto da inclinação nos diferentes regimes de escoamento.

## **1.4 Objetivos**

### **1.4.1 Objetivo geral**

Avaliar o comportamento térmico e fluidodinâmico da água em coletores solares de tubo a vácuo sob diferentes inclinações, combinando análise numérica e experimental.

### **1.4.2 Objetivos específicos**

Os objetivos específicos do presente trabalho são:

- a) Analisar o comportamento do escoamento e a estratificação térmica no interior dos coletores solares de tubo a vácuo sob diferentes inclinações, caracterizando os efeitos dessa variável na circulação interna do fluido térmico e na estabilidade do padrão de escoamento.
- b) Investigar a influência da inclinação na transição do escoamento entre os regimes laminar e turbulento, considerando as condições operacionais do sistema e suas implicações para a eficiência térmica.
- c) Avaliar as oscilações no padrão de vazão mássica ao longo do tempo, associando essas variações aos efeitos combinados da inclinação e das condições térmicas e geométricas do sistema.
- d) Determinar a relação entre a inclinação dos tubos e a eficiência térmica do sistema, identificando condições que favoreçam a maximização do aproveitamento energético.

## 1.5 Estrutura da Tese

Esta tese está organizada em cinco capítulos, que abrangem desde a contextualização teórica até a apresentação e análise dos resultados obtidos.

No Capítulo 2, é desenvolvida a fundamentação teórica, a qual estabelece os conceitos centrais relacionados aos sistemas de aquecimento solar, com ênfase nos coletores solares de tubo a vácuo. Este capítulo também revisa os principais estudos da literatura que abordam a influência da inclinação sobre o desempenho térmico e fluidodinâmico desses sistemas, tanto sob a ótica experimental quanto numérica.

O Capítulo 3 descreve a metodologia adotada. Inicialmente, são detalhadas as etapas da modelagem numérica por meio de Fluidodinâmica Computacional (CFD), incluindo a definição do problema, as equações utilizadas, as condições de contorno e os procedimentos de validação. Em seguida, apresenta-se a metodologia experimental, com a descrição da bancada de testes, dos sensores utilizados, das condições operacionais e dos procedimentos de coleta e tratamento dos dados.

No Capítulo 4, são apresentados e discutidos os resultados obtidos nas análises experimentais e numéricas. Os dados são organizados de forma a permitir a comparação entre diferentes inclinações, evidenciando os efeitos dessa variável sobre

o comportamento térmico e fluidodinâmico do sistema. Por fim, realiza-se uma análise acoplada entre os dois enfoques, explorando as convergências e limitações entre os métodos.

O Capítulo 5 traz as conclusões da pesquisa, retomando os objetivos propostos e sintetizando as principais contribuições do trabalho. São também apontadas possíveis limitações e sugeridas direções para estudos futuros.

## 2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

O presente capítulo tem como objetivo estabelecer as bases conceituais e científicas necessárias para a compreensão do funcionamento dos coletores solares de tubo a vácuo e sua aplicação em sistemas de aquecimento de fluidos. A fundamentação teórica apresentada fornece um panorama sobre os princípios da conversão de energia solar em energia térmica, a classificação dos diferentes tipos de coletores solares e os aspectos que influenciam sua eficiência térmica.

Inicialmente, são abordados os conceitos fundamentais dos sistemas de aquecimento solar, destacando os principais mecanismos envolvidos na captação e transferência de calor para fluidos térmicos. Em seguida, são discutidas as características dos coletores solares de tubo a vácuo, suas vantagens em relação aos coletores solares de placa plana e os fatores que afetam seu desempenho, como a inclinação e a eficiência da circulação do fluido térmico.

Além disso, são revisadas as pesquisas relacionadas ao tema, com ênfase nos estudos experimentais e numéricos que analisam a influência da inclinação do coletor solar no comportamento do escoamento e na eficiência térmica do sistema. A modelagem computacional por meio de Fluidodinâmica Computacional (CFD) tem sido amplamente utilizada para avaliar a dinâmica do escoamento dentro dos tubos evacuados e sua influência na transferência de calor. Esses estudos são essenciais para embasar a metodologia empregada nessa pesquisa e para a análise dos resultados obtidos.

A revisão da literatura apresentada nesse capítulo busca consolidar os conhecimentos necessários para compreender os desafios técnicos associados ao estudo da inclinação de coletores solares de tubo a vácuo, fornecendo um embasamento teórico sólido para a investigação proposta.

### 2.1 Sistemas de aquecimento por energia solar

Os sistemas de aquecimento de fluidos por energia solar baseiam-se na conversão da radiação solar em energia térmica, sendo amplamente empregados para aplicações como aquecimento de água residencial, processos industriais e até mesmo geração de eletricidade em usinas termossolares (Kalogirou, 2009). A tecnologia tem evoluído nas últimas décadas, impulsionada pela necessidade de

soluções energéticas sustentáveis e pela crescente preocupação com a eficiência dos sistemas térmicos solares (Aggarwal et al., 2023).

A conversão da energia solar em calor ocorre principalmente através de coletores solares, os quais absorvem a radiação solar incidente e transferem essa energia para um fluido térmico, como água, óleo térmico ou ar (Tabarhoseini; Sheikholeslami; Said, 2022). Esses sistemas podem ser classificados de acordo com sua capacidade de concentração da radiação solar em: coletores solares não concentradores e coletores solares concentradores.

Coletores solares não concentradores apresentam uma relação de área de interceptação e absorção aproximadamente igual, sendo os mais comuns os coletores solares de placa plana e os de tubo evacuado. São amplamente empregados para aquecimento de água e outros fluidos a temperaturas moderadas, variando entre 30 °C e 200 °C (Kalogirou, 2009).

Coletores solares concentradores utilizam superfícies reflexivas para direcionar a radiação solar a um ponto, ou linha focal reduzida, onde ocorre a concentração da radiação, resultando em maior fluxo de calor por unidade de área. São empregados em aplicações que demandam temperaturas elevadas, como processos industriais e geração de eletricidade em usinas termossolares, podendo atingir até 2000°C (Kalogirou, 2004).

Dentre os coletores solares não concentradores, os de placa plana são amplamente utilizados devido ao seu baixo custo e simplicidade estrutural, sendo mais eficientes em regiões de alta radiação solar. No entanto, seu desempenho é significativamente reduzido em climas frios ou nublados, onde a perda térmica para o ambiente se torna um fator limitante (Kalogirou, 2009).

Por outro lado, os coletores solares de tubo evacuado oferecem uma alternativa mais eficiente, pois sua estrutura minimiza as perdas térmicas. A presença de um vácuo entre o tubo interno e o tubo externo reduz drasticamente a condução e convecção térmica, permitindo uma operação eficaz mesmo em condições de baixa irradiação solar e temperaturas ambientais reduzidas (Tang; Yang; Gao, 2011). Estudos indicam que os ETCs podem atingir eficiências térmicas superiores a 70%, sendo mais adequados para aplicações que requerem temperaturas acima de 100 °C (Bracamonte et al., 2015).

Além disso, o mercado global de coletores solares expandiu significativamente nas últimas décadas, impulsionado por incentivos governamentais e avanços

tecnológicos que resultaram na melhoria do desempenho dos dispositivos e na redução dos custos de produção (Budihardjo; Morrison; Behnia, 2007). No Brasil, estudos demonstram que a viabilidade dos coletores solares de tubo evacuado é particularmente vantajosa em climas frios, onde o benefício de minimizar as perdas térmicas compensa o investimento inicial mais elevado em comparação aos coletores solares de placa plana (NIEMEZEWSKI, 2012).

A seleção do coletor solar adequado para cada aplicação depende de diversos fatores, como temperatura desejada, disponibilidade de radiação solar, espaço físico e custo do sistema. A Tabela 2.1 apresenta um comparativo entre diferentes tipos de coletores solares, evidenciando suas principais características e faixas de temperatura operacional.

Tabela 2.1 – Especificações de diferentes coletores solares.

Movimento	Tipo de coletor solar	Absorvedor	Taxa de concentração	Faixa de temperatura [°C]
Estacionário	Coletor de placa plana	Plano	1	30-80
	Coletor de tubo evacuado	Tubular	1	20-200
	Coletor parabólico composto (CPC)	Tubular	1-5	60-240
Rastreador uniaxial	Refletor Fresnel Linear	Tubular	10-40	60-250
	Coletor/concentrador de calha parabólica	Tubular	15-45	60-300
	Coletor/concentrador de calha cilíndrica	Tubular	10-50	60-300
Rastreador biaxial	Coletor/concentrador de disco parabólico	Ponto	100-1000	100-500
	Coletor/Concentrador de campo de heliostatos	Ponto	100-1500	150-2000

Fonte: Kalogirou (2004).

Os avanços tecnológicos na área de aquecimento solar de fluidos são contínuos, com o desenvolvimento de novas abordagens para aprimorar a eficiência dos coletores solares. Entre essas inovações, destacam-se o uso de nanofluidos, que aumentam a capacidade térmica do fluido de trabalho; materiais de mudança de fase (*Phase Change Materials* - PCM), que permitem o armazenamento térmico eficiente; e superfícies refletoras ajustáveis, que otimizam a captação da radiação solar ao longo do dia (Aggarwal et al., 2023).

Dessa forma, os sistemas de aquecimento solar de fluidos representam uma alternativa promissora para a redução do consumo energético de fontes não renováveis. O aprimoramento contínuo dessas tecnologias, aliado à modelagem computacional e à otimização de parâmetros operacionais, possibilita a maximização do desempenho dos coletores solares e sua ampla aplicação em diferentes contextos geográficos e industriais.

## 2.2 Coletores Solares de Tubo a Vácuo

Os coletores solares de tubo a vácuo (ETCs) destacam-se por sua alta eficiência na conversão da radiação solar em energia térmica, sendo amplamente utilizados para o aquecimento de água e aplicações térmicas em geral. A configuração desse coletor solar consiste em um tubo interno absorvedor, envolto por um tubo de vidro externo selado a vácuo. O princípio fundamental desse tipo de coletor solar baseia-se na transmissão de radiação solar através do vácuo e absorção da energia pelo tubo absorvedor. O vácuo entre os tubos permite a transmissão da radiação e impede as perdas térmicas por convecção e condução para o ambiente, tornando esses coletores solares altamente eficientes, mesmo em condições de baixa radiação solar ou temperaturas externas baixas (Tabarhoseini; Sheikholeslami; Said, 2022).

Os ETCs podem operar em diferentes configurações, sendo os modelos de termossifão e de circuito fechado com circulação forçada os mais comuns. Em aplicações de aquecimento solar de água, o sistema pode funcionar por circulação natural, onde a diferença de massa específica entre a água quente e a água fria impulsiona o escoamento, sem necessidade de circulação forçada, onde a vazão do fluido térmico é controlada por bombas para otimizar a transferência de calor (Budihardjo; Morrison; Behnia, 2007).

### 2.2.1 Tipos de coletores solares de tubo a vácuo

Os ETCs podem ser classificados com base no método de transferência de calor entre o absorvedor e o fluido térmico. As principais categorias são: tubos evacuados com formato de “U”, tubos evacuados de transferência indireta (*Heat-pipe ETC*) e tubos evacuados de transferência de calor direta (*Water-in-glass ETC*).

As Figuras 2.1(a-d) ilustram as diferentes configurações dos coletores solares de tubo a vácuo. No caso dos sistemas de transferência de calor indireta, o tubo interno, em formato de “U” (Figura 2.1(a)) absorve a radiação solar e transfere energia térmica por condução através de sua parede metálica. O fluido térmico entra frio no tubo, circula através dele por convecção forçada, resultando em uma saída de fluido aquecido. Esse sistema é mais eficiente para aplicações de alta temperatura, sendo comum em processos industriais (Tabarhoseini; Sheikholeslami; Said, 2022).

Na configuração de tubos evacuados de transferência indireta representada na Figura 2.1(b), o *Heat-pipe ETC*, um tubo metálico selado é acoplado a uma aleta absorvedora, responsável por captar a radiação solar incidente. Este tubo, com geometria semelhante a um bastão cilíndrico, contém em seu interior uma pequena quantidade de fluido, como água destilada ou álcool, que vaporiza ao absorver calor. Importante destacar que esse tubo metálico possui um revestimento interno especialmente desenvolvido para favorecer o processo de mudança de fase, otimizando a vaporização do fluido em sua base e promovendo a condensação eficiente na extremidade superior. Esse revestimento pode incluir microtexturas ou tratamentos de superfície com elevada molhabilidade e alta condutividade térmica, que são cruciais para a eficácia do ciclo térmico. O vapor gerado se desloca até a região do bulbo condensador, onde transfere calor ao fluido térmico externo, retornando posteriormente ao estado líquido e reiniciando o ciclo de forma passiva e contínua (Kalogirou, 2009).

Os tubos evacuados de transferência de calor direta (*Water-in-glass ETC*), foco principal desse estudo, diferenciam-se por permitir que o fluido de trabalho entre em contato mais próximo com a superfície absorvedora, podendo ou não haver uma separação física entre os fluxos de fluido quente e frio. Na configuração apresentada na Figura 2.1(c), um tubo metálico interno conduz o fluido frio até a extremidade inferior do coletor solar. A partir desse ponto, o fluido retorna pelo espaço anular entre o tubo metálico e o tubo de vidro aquecido, absorvendo calor ao longo do percurso. Já na configuração ilustrada na Figura 2.1(d), não há barreira física separando os fluxos, permitindo que o fluido interaja diretamente com a superfície interna do tubo absorvedor. Nesse caso, o escoamento dentro do coletor ocorre exclusivamente por convecção natural, sem a necessidade de mecanismos externos para impulsionar a circulação (Sarbu; Sebarchievici, 2017).

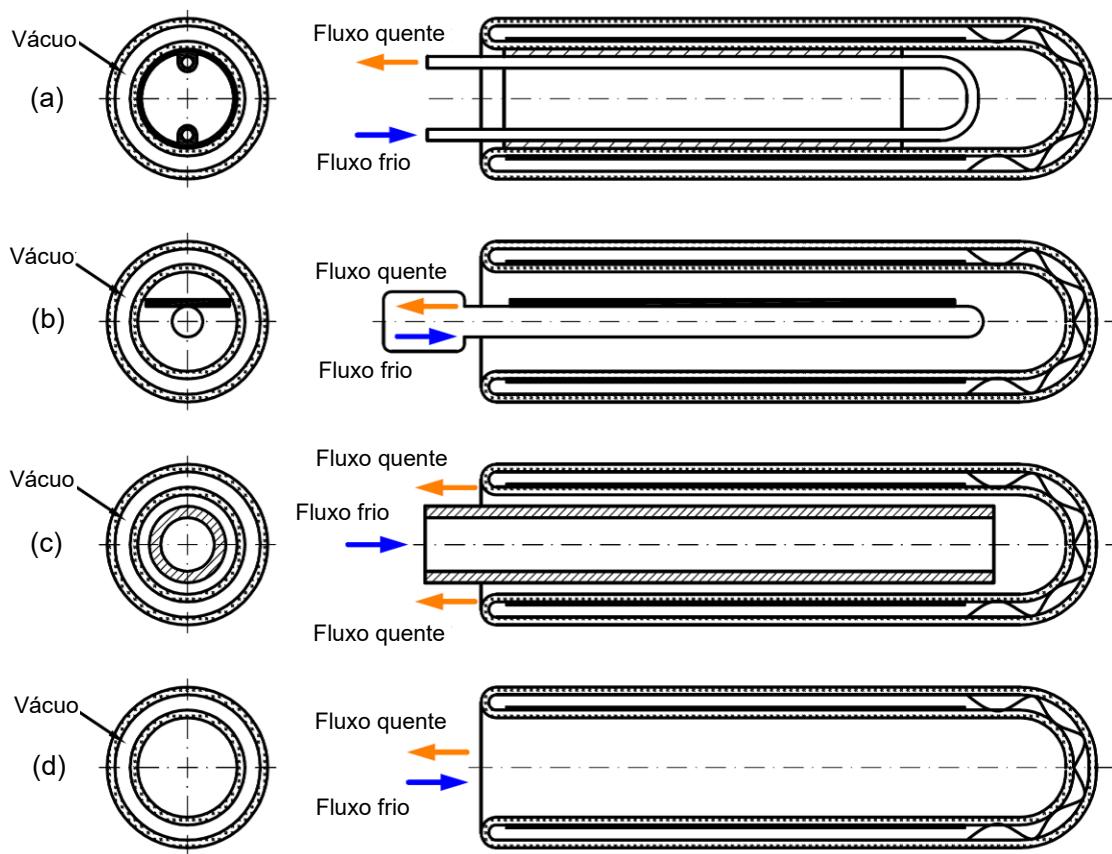


Figura 2.1 – Configurações de coletores solares de tubo evacuado: (a) tubo em “U” (b) tubo de calor, (c) transferência direta com tubo e (d) transferência direta sem tubo.

Fonte: Sarbu e Sebarchievici (2017)

Quanto às configurações de montagem e disposição dos ETCs, esses podem ser organizados em módulos e instalados tanto na posição horizontal quanto inclinada. Em sistemas residenciais de aquecimento de água, é comum a utilização de arranjos inclinados, nos quais as extremidades abertas dos tubos estão conectadas diretamente a um reservatório ou a um tubo coletor, configuração conhecida como tipo-T. Já em aplicações de maior escala, como em sistemas industriais de aquecimento, os tubos são geralmente dispostos horizontalmente, sendo essa configuração classificada como tipo-H. Esses diferentes arranjos estruturais são ilustrados na Figura 2.2 (Tang et al., 2009).

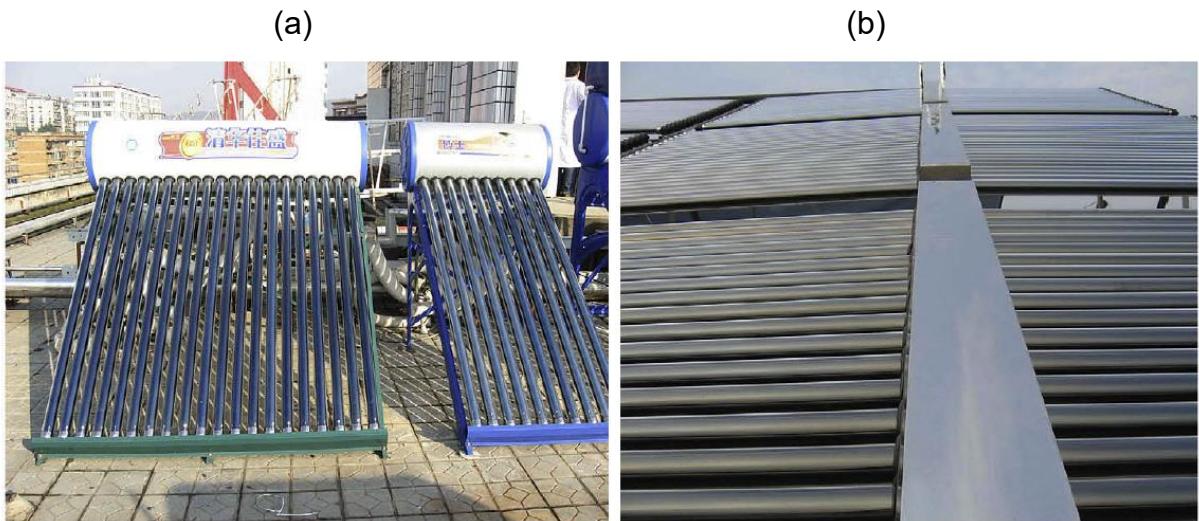


Figura 2.2 – Tipo de arranjo de coletores de tubo evacuado: (a) Coletor Inclinado com reservatório, tipo-T; (b) Coletor horizontal, tipo-H.

Fonte: Tang et al. (2009).

Tang et al. (2009) destacam que diversos fatores afetam a eficiência da captação de energia em sistemas com ETCs. Entre os principais aspectos que influenciam o desempenho desses sistemas estão a distância entre os tubos, o tamanho dos coletores solares, o ângulo de inclinação em relação à posição geográfica, as condições climáticas do local e a utilização de superfícies refletoras posicionadas sob os tubos para otimizar a absorção da radiação solar.

## 2.2.2 Funcionamento de coletores solares de tubo evacuado

Em sistemas de tubo a vácuo atuando por termossifão, a transferência de calor nos coletores ocorre por meio da circulação natural da água entre o tubo coletor e o reservatório térmico. À medida que a radiação solar aquece a água dentro dos tubos, sua massa específica diminui, fazendo com que ela ascenda para o reservatório devido ao empuxo. Simultaneamente, pela conservação da massa, a água de temperatura mais baixa (mais densa) presente no tanque desce e entra na parte inferior do tubo, mantendo o fluxo contínuo (Budihardjo; Morrison; Behnia, 2007). Esse processo é ilustrado na Figura 2.3.

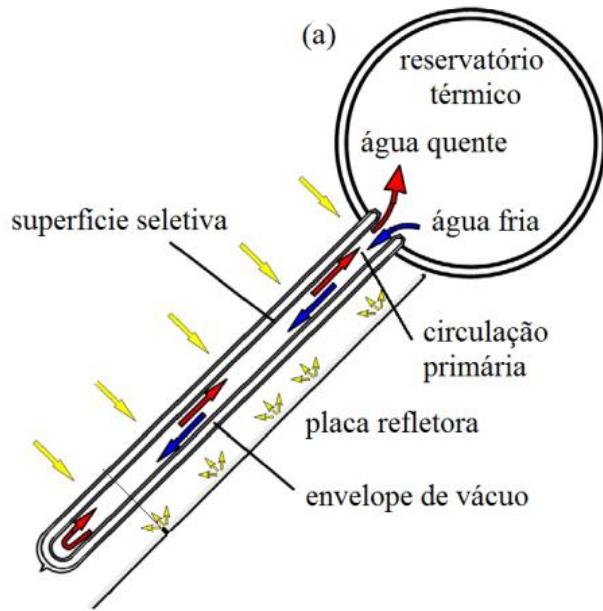


Figura 2.3 – Esquematização da circulação primária do fluido no reservatório térmico e no coletor de tubo evacuado.

Fonte: Adaptado de Budihardjo e Morrison (2009)

Além da circulação primária já mencionada e ilustrada na Figura 2.3, ocorrem outras dinâmicas de escoamento dentro do tubo evacuado. Estudos numéricos e experimentais conduzidos por Budihardjo, Morrison e Behnia (2007) analisaram um coletor solar com aquecimento localizado na superfície superior, conforme mostrado na Figura 2.4. Nesse sistema, o fluido aquecido se concentra predominantemente na região superior da seção transversal do tubo, enquanto o fluido mais frio desloca-se lentamente do reservatório até a extremidade selada, fluindo pela parte inferior da seção transversal.

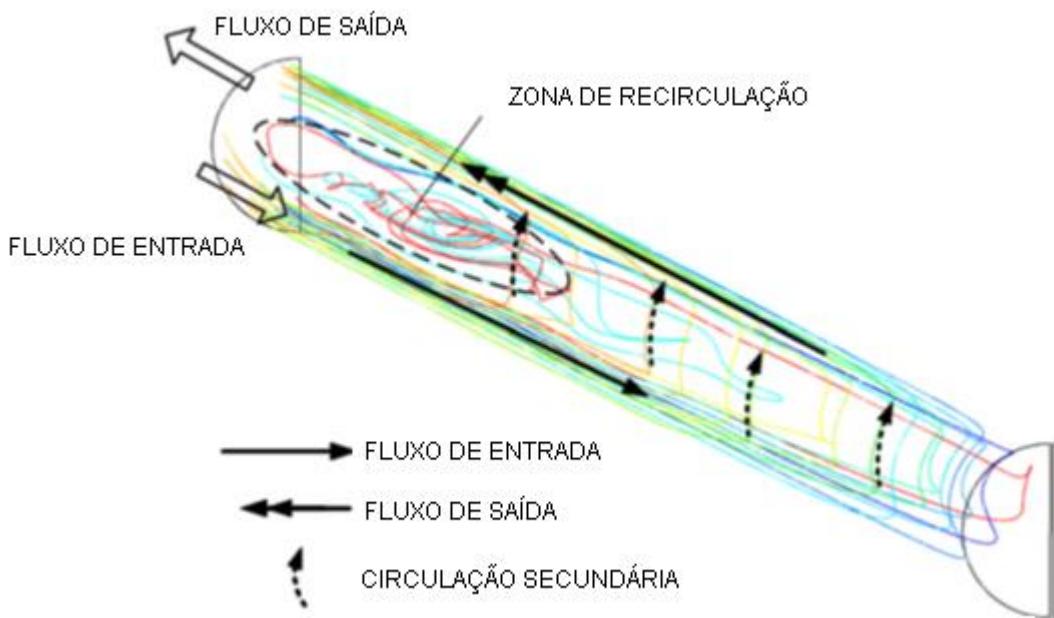


Figura 2.4 – Representação dos escoamentos internos em um tubo evacuado

Fonte: Adaptado de Budihardjo, Morrison e Behnia (2007).

Parte desse fluido frio, ao adentrar o tubo, tende a se aproximar da camada limite junto à superfície aquecida, promovendo um movimento de circulação ao longo da circunferência do tubo e revertendo parcialmente o sentido do escoamento em direção à abertura. Esse arrasto ocorre de maneira uniforme ao longo do comprimento do tubo, reduzindo gradualmente a velocidade do fluido conforme se aproxima da extremidade selada. A interação entre os fluxos quente e frio torna-se mais evidente próximo à abertura do tubo, onde parte do fluido quente entra em contato com o fluido frio proveniente do reservatório. Esse fluido frio é então redirecionado para a extremidade selada, onde é reaquecido antes de se misturar novamente ao escoamento quente ascendente e retornar ao reservatório.

Budihardjo (2005), relatou a ocorrência de instabilidades no escoamento dentro de tubos a vácuo. Segundo o autor, o aumento da entrada de calor resultou na transição do regime laminar para turbulento durante o processo de convecção natural. Essa mudança foi acompanhada por descargas irregulares de fluido aquecido e por variações nos perfis de velocidade na extremidade aberta do tubo. No entanto, o estudo não aprofundou a caracterização dessas instabilidades nem determinou os parâmetros que delimitam o limiar da transição para o regime turbulento.

### 2.3 Pesquisas relacionadas ao tema

Shah e Furbo (2004) investigaram o desempenho térmico de um coletor solar com tubos evacuados verticais capazes de captar radiação solar de todas as direções. O coletor solar foi testado em instalações externas. Os resultados indicaram que, para latitudes elevadas, a distância ideal entre os centros dos tubos é de aproximadamente 0,2 m, com o coletor solar orientado entre 45° e 60° a oeste. Comparado a coletores solares de placa plana otimizados, o coletor solar tubular apresentou desempenho superior em altas latitudes, devido à sua capacidade de aproveitar a radiação solar difusa prevalente nessas regiões. Os resultados sugerem que esse design de coletor solar é particularmente promissor para aplicações em latitudes elevadas.

Tang et al. (2009) investigaram experimentalmente a influência da inclinação na eficiência de coletores solares de tubo evacuado, desenvolvendo um modelo matemático para estimar a radiação solar coletável e definir a inclinação ótima. O estudo apontou que, para regiões com latitude superior a 30°, a inclinação dos coletores solares do tipo T deve ser cerca de 10° inferior à latitude local, enquanto coletores solares do tipo H sem refletor difusor devem ter inclinação aproximadamente 20° menor. Além disso, a inclusão de refletor difusor mostrou-se eficaz para aumentar a captação de energia solar. Dessa forma, os coletores solares de tubo a vácuo atingem melhor desempenho quando instalados com um ângulo de inclinação inferior à latitude do local, maximizando a eficiência anual do sistema.

Tang, Yang e Gao, (2011) realizaram um estudo experimental sobre o desempenho térmico de aquecedores solares de água com tubos evacuados, variando o ângulo de inclinação dos coletores solares para analisar sua influência na eficiência do sistema. Os resultados mostraram que a inclinação do coletor solar impacta diretamente a captação de radiação solar, afetando a transferência de calor e, consequentemente, a eficiência térmica do equipamento. Foi constatado que ajustes inadequados no ângulo podem reduzir significativamente o aproveitamento da energia solar, tornando essencial a otimização da inclinação para maximizar o desempenho térmico dos aquecedores solares de tubo a vácuo.

Zhang et al. (2014) investigaram a influência do comprimento dos tubos e da inclinação do coletor solar na eficiência térmica de aquecedores solares de água com

tubos evacuados. A pesquisa envolveu testes com 82 sistemas solares térmicos, analisando diferentes comprimentos de tubo e seus efeitos sobre a eficiência. Os resultados mostraram que sistemas com tubos mais curtos apresentaram melhor desempenho térmico, possivelmente devido à redução de regiões estagnadas existentes na parte inferior dos tubos mais longos. Além disso, a relação entre a eficiência do sistema e o ângulo de inclinação do coletor solar foi examinada. Esses estudos reforçam a importância de considerar cuidadosamente o ângulo de inclinação dos coletores solares de tubo evacuado para maximizar a eficiência térmica e a captação de energia, adaptando-se às condições específicas de cada local de instalação.

Sabiha et al. (2015) realizaram uma revisão abrangente sobre os coletores solares de tubo evacuado, abordando avanços tecnológicos, aplicações e fatores que influenciam seu desempenho. O estudo destacou que a inclinação dos coletores solares é um dos fatores cruciais que afetam a eficiência térmica, influenciando diretamente a captação de radiação solar e a transferência de calor. Além disso, os autores discutiram diversas aplicações desses coletores solares, incluindo aquecimento de água, geração de vapor e secagem solar, enfatizando a importância de otimizar a inclinação para maximizar a eficiência energética em diferentes contextos. Concluíram que ajustes precisos na inclinação dos coletores solares podem resultar em melhorias significativas no desempenho dos sistemas solares térmicos.

Bracamonte et al. (2015) investigaram experimental e numericamente o impacto do ângulo de inclinação na eficiência térmica e na estratificação de temperatura em aquecedores solares de água passivos com tubos de vidro evacuados. Utilizando um sistema comercial de 40 litros com oito tubos, os experimentos foram conduzidos em ângulos de 10°, 27° e 45°. Os resultados indicaram que ângulos de inclinação mais elevados melhoram a estratificação térmica, mas podem reduzir a eficiência térmica devido ao aumento das perdas de calor. Concluíram que existe um ângulo de inclinação ótimo que equilibra a eficiência térmica e a estratificação, dependendo das condições climáticas e da latitude do local de instalação.

Por meio de estudo numérico e experimental, Li et al. (2020) analisaram a transferência de calor por convecção em coletores solares de tubo evacuado. Os autores simularam o comportamento da transferência de calor convectiva em um coletor solar com tubos horizontais, submetido a diferentes ângulos de inclinação. Os

resultados indicaram que a eficiência térmica do coletor solar é sensível às variações nos ângulos, influenciando diretamente o desempenho do sistema.

Apesar de diversos estudos investigarem o impacto da inclinação dos coletores solares de tubo a vácuo na eficiência térmica, há lacunas relevantes na compreensão do comportamento do escoamento e da estratificação térmica sob diferentes condições operacionais.

O estudo de Shah e Furbo (2004) apresentou resultados relevantes para sistemas instalados em latitudes elevadas, mas suas conclusões não se aplicam diretamente a regiões tropicais e equatoriais, onde a radiação solar apresenta um comportamento distinto.

Tang et al. (2009) e Tang, Yang e Gao (2011) analisaram a influência da inclinação na captação de radiação solar e na eficiência global do sistema, mas não exploraram de forma detalhada como essa variação afeta o padrão de escoamento e a circulação interna do fluido térmico.

Embora Bracamonte et al. (2015) tenham abordado a estratificação térmica do reservatório em função do ângulo de inclinação, a caracterização da transição do escoamento entre regimes laminar e turbulento ainda é limitada, especialmente em condições operacionais variáveis.

Outro aspecto pouco explorado é a relação entre a inclinação do coletor solar e a estabilidade da vazão mássica ao longo do tempo. Embora Li et al. (2020) tenham analisado o impacto da inclinação solar em coletores solares com tubos horizontais, as oscilações na vazão mássica decorrentes da variação térmica e geométrica ainda não foram suficientemente investigadas.

Considerando essas lacunas, esse trabalho propõe uma abordagem experimental e numérica para analisar o comportamento do escoamento e a estratificação térmica no interior dos coletores solares de tubo a vácuo sob diferentes inclinações. O estudo busca avançar na compreensão de aspectos ainda pouco explorados, como:

- A caracterização do padrão de circulação interna do fluido térmico e sua eventual transição para o regime turbulento em função da inclinação.
- A análise da estabilidade da vazão mássica ao longo do tempo, considerando flutuações e instabilidades associadas às variações térmicas e geométricas.

- A investigação da relação entre o padrão de escoamento e a eficiência térmica, com o objetivo de compreender melhor os mecanismos que afetam o desempenho desses coletores solares.

Essas contribuições visam fornecer informações detalhadas que possam auxiliar na otimização da inclinação dos coletores solares de tubo a vácuo, promovendo maior eficiência energética e melhor desempenho térmico desses sistemas.

### 3 METODOLOGIA

Este trabalho utilizará uma abordagem numérica e experimental para analisar o comportamento do escoamento térmico em coletores solares de tubo a vácuo. A análise numérica será realizada por meio da técnica de Fluidodinâmica Computacional (CFD) para avaliar parâmetros locais, como perfis de velocidade e temperatura ao longo do tubo. A análise experimental será conduzida em uma bancada de testes, visando obter dados globais, como temperaturas e vazão mássica, em condições reais de operação. A comparação entre os resultados numéricos e experimentais permitirá validar as previsões do modelo e ampliar a compreensão do comportamento térmico e fluidodinâmico desses coletores solares. O detalhamento das metodologias numérica e experimental é apresentado nas seções a seguir.

#### 3.1 Metodologia Numérica

A análise do comportamento do escoamento dentro de um tubo evacuado nesse estudo foi realizada utilizando a técnica de fluidodinâmica computacional (CFD – Computational Fluid Dynamics). Há diversos softwares comerciais disponíveis para conduzir análises numéricas em CFD, como ANSYS Fluent, ANSYS CFX, Star-CD e Flow-3D, entre outros. Nesse trabalho específico, foram empregados os módulos ICEM-CFD, Fluent e CFD-Post do ANSYS, que estão disponíveis no Laboratório de Simulação Numérica da Engenharia Mecânica da UNISINOS.

##### 3.1.1 Apresentação do Problema

Estudos anteriores sobre tubos a vácuo concentram-se principalmente em condições de escoamento laminar, enquanto o regime turbulento ainda carece de uma análise mais aprofundada. Dado que o desempenho dos coletores solares de tubos a vácuo pode se modificar em temperaturas elevadas, a análise numérica desse cenário torna-se promissora, especialmente para identificar o ponto de transição para o regime turbulento em coletores solares deste tipo.

Em sistemas de aquecimento com coletores a vácuo *water-in-glass* conforme apresentado na Figura 2.1(d), a montagem do tubo pode ser feita em um tubo coletor

ou diretamente no reservatório térmico, de acordo com a Figura 3.1(a). Conforme observado por Budihardjo, Morrison e Behnia (2007), a influência dos tubos vizinhos é insignificante ao se estudar um único tubo. Dessa forma, esse estudo foca em um único tubo, conforme ilustrado na Figura 3.1(b), reduzindo assim o tempo de simulação. Além disso, devido à simetria vertical do fluxo de calor incidente, foi possível aplicar um plano de simetria ao longo do tubo, diminuindo o domínio computacional à metade. Esse domínio consiste no volume de água contido no tubo coletor, conforme ilustrado na Figura 3.1(c).

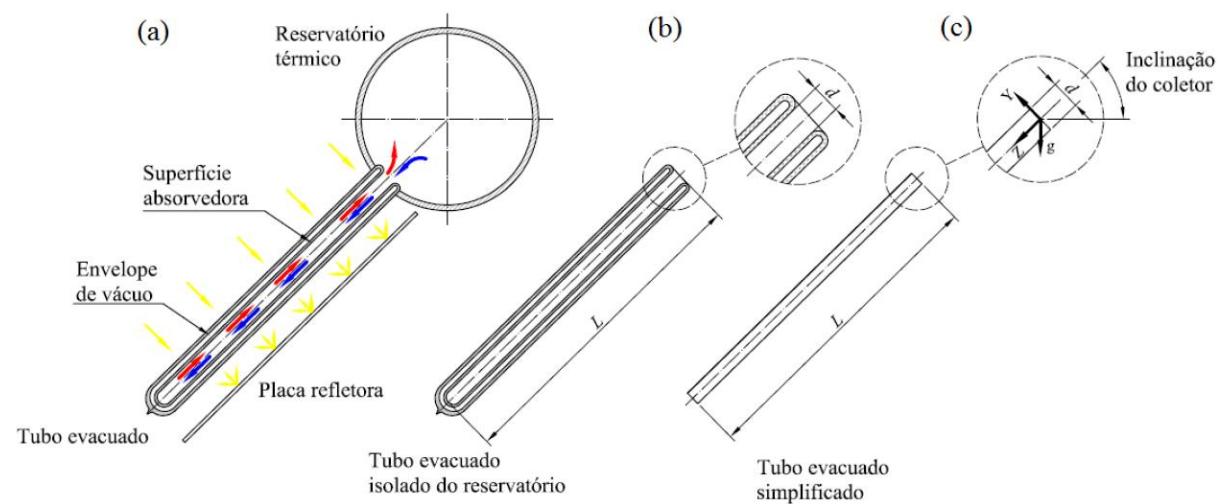


Figura 3.1 – Esquema adotado para o modelo computacional: (a) tubo evacuado, (b) tubo evacuado isolado do reservatório térmico e (c) tubo evacuado simplificado.

Fonte: Adaptado de Budihardjo e Morrison (2009)

O modelo de tubo utilizado nas simulações corresponde a uma versão comercial com uma relação comprimento ( $L$ ) / diâmetro ( $d$ ) de 1420/34. As dimensões gerais desse tubo estão apresentadas na Tabela 3.1 e representadas na Fig. 3.2

Tabela 3.1 – Dimensões do tubo a vácuo simulado.

$D_{ext}$ [m]	$d_{ext}$ [m]	$e$ [m]	$L_n$ [m]	$d$ [m]	$L$ [m]
0,047	0,037	0,0015	1,50	0,034	1,42

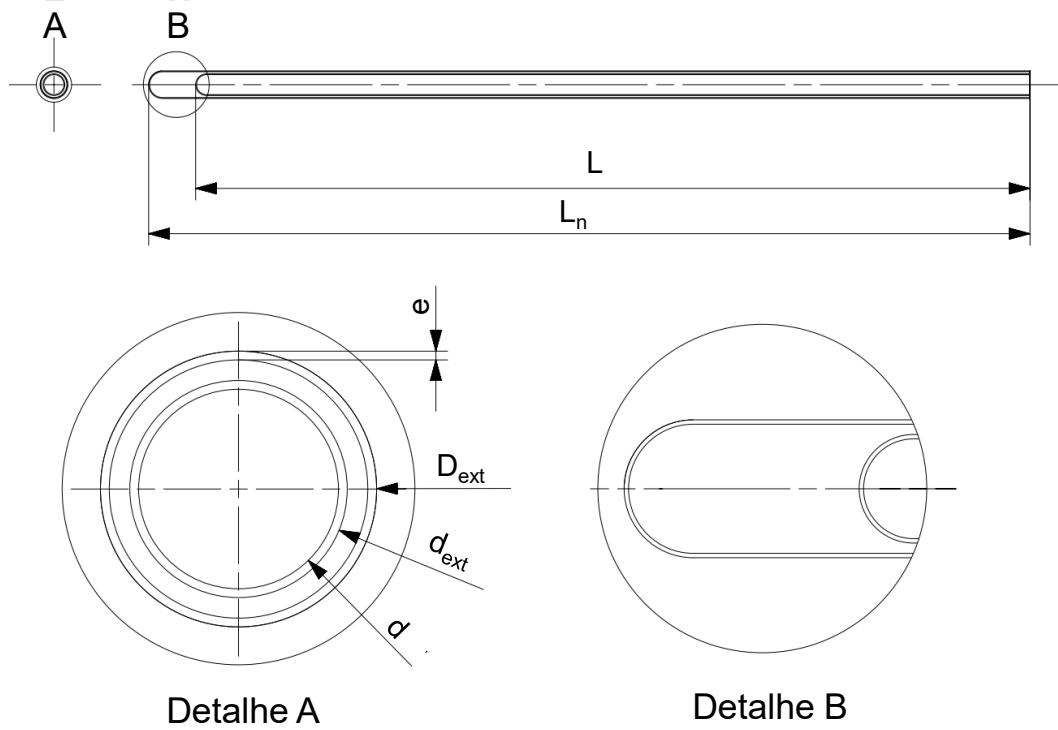


Figura 3.2 – Geometria do tubo a vácuo tipo *water-in-glass* e vistas de detalhe das extremidades A e B com principais dimensões construtivas.

Na Figura 3.2,  $D_{ext}$  é o diâmetro externo do tubo de vidro,  $d_{ext}$  o diâmetro externo do tubo coletor, e a espessura da parede do tubo coletor e  $L_n$  o comprimento nominal do tubo a vácuo.

Em instalações de sistemas coletores, os tubos a vácuo podem ser posicionados em diferentes ângulos de inclinação. Para os estudos apresentados, foram escolhidos os ângulos de  $20^\circ$ ,  $30^\circ$  e  $45^\circ$  em relação à horizontal.

### 3.1.2 Modelo Matemático

Para simular os processos de fluidodinâmica em tubos evacuados, o fluido de trabalho é considerado incompressível, com propriedades termofísicas da água mantidas constantes e em regime de escoamento laminar.

A escolha por este modelo baseia-se, primeiramente, nos baixos números de Reynolds estimados para o sistema, os quais indicam predominantemente um comportamento laminar. Além disso, como um dos objetivos deste estudo é investigar o surgimento de instabilidades associadas à transição de regime de escoamento, a utilização de modelos de turbulência convencionais se mostra inadequada. Modelos

como k- $\varepsilon$  e k- $\omega$  SST, comumente utilizados em simulações RANS (Reynolds-Averaged Navier-Stokes), assumem desde o início um escoamento plenamente turbulento, o que inviabiliza a representação das flutuações transitórias, recirculações locais e demais fenômenos característicos da transição. Simulações preliminares utilizando esses modelos resultaram em padrões de escoamento que não correspondiam aos comportamentos observados experimentalmente e nem aos descritos na literatura para escoamentos induzidos por convecção natural em ETCs (*Evacuated Tube Collectors*), como os relatados por Budihardjo, Morrison e Behnia (2007). Assim, o modelo laminar permite capturar com maior fidelidade os mecanismos de transporte associados à convecção natural, mantendo coerência com os objetivos propostos e com os dados obtidos experimentalmente.

Essa suposição se justifica pelos baixos números de Reynolds característicos do sistema e pela necessidade de capturar o processo de transição entre os regimes de escoamento, o que não seria possível com modelos de turbulência, os quais assumem escoamento plenamente desenvolvido. Assim, o modelo matemático é composto pelas equações de conservação da massa (3.1), de Navier-Stokes (3.2-3.4) e de energia (3.5), conforme apresentado a seguir.

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

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

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

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

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

sendo que,  $u$ ,  $v$  e  $w$  são as componentes de velocidades nas direções  $x$ ,  $y$  e  $z$ , respectivamente,  $\rho$  a massa específica,  $\mu$  a viscosidade dinâmica,  $k$  a condutividade térmica,  $p$  a pressão,  $c_p$  o calor específico e  $T$  a temperatura.

### 3.1.3 Condições Iniciais e de contorno

Conforme mencionado anteriormente, as condições necessárias para o início do regime turbulento ainda não são conhecidas. Com base em simulações numéricas que apresentam condições específicas resultando em escoamentos laminares, propõe-se variar gradualmente os parâmetros das condições iniciais de simulação para identificar o ponto de transição entre os regimes.

O domínio computacional é definido por três superfícies de controle: a superfície plana de entrada (a), a superfície plana selada (d) e a superfície cilíndrica (c), além do plano de simetria (b), conforme ilustrado na Figura 3.3. A extremidade selada do tubo é tratada como adiabática. Na superfície cilíndrica ao longo do tubo, é aplicado um fluxo de calor uniforme ( $q'' = 494,5 \text{ W/m}^2$ ), de acordo com a literatura utilizada para a verificação do caso. Ambas as superfícies são submetidas à condição de não-deslizamento. Na entrada, que conecta o tubo ao reservatório, define-se uma condição de abertura livre com pressão estática de 101,32 kPa e uma temperatura absoluta constante de entrada ( $T_0$ ), que varia em cada caso analisado, como será detalhado nos próximos tópicos. A temperatura de saída e a vazão mássica variam de acordo com as condições operacionais.

(d)

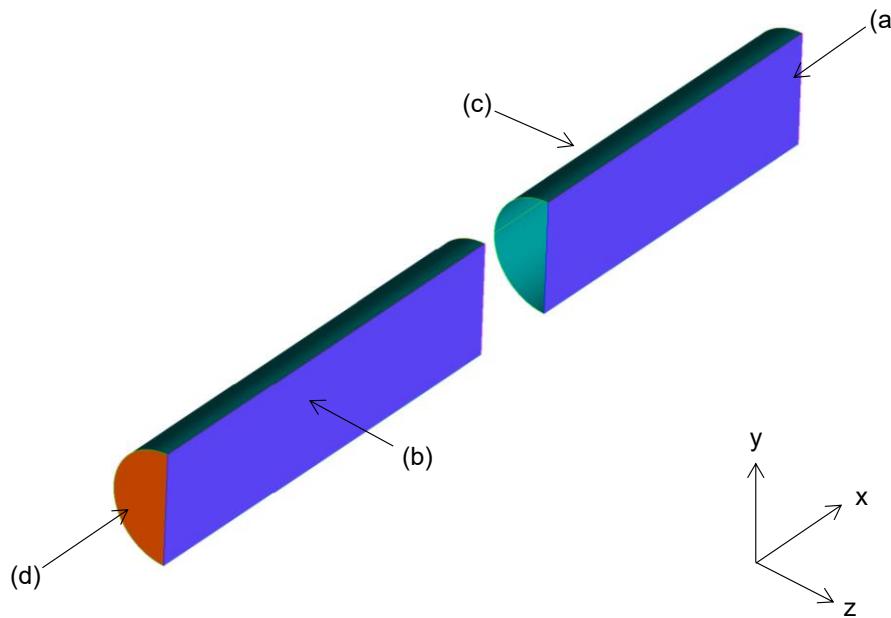


Figura 3.3 – Superfícies da geometria do tubo em corte: (a) entrada; (b) simetria; (c) parede do tubo; (d) extremidade selada.

Em relação às condições iniciais para a análise fluidodinâmica, os campos de velocidade (axial, radial e angular) são assumidos como nulos, assim como a pressão estática. A temperatura inicial é definida como igual à da extremidade aberta do tubo.

### 3.1.4 Softwares utilizados

Os softwares da ANSYS empregados nesse estudo, foram: ICEM-CFD para o desenvolvimento da geometria e malha computacional, *Fluent* para o setup e simulação dos casos e CFD-Post para o pós processamento dos dados. Cada um desses softwares é brevemente descrito a seguir.

O módulo ICEM-CFD, parte do pacote ANSYS CFX, é utilizado para desenvolver a geometria e configurar a malha computacional, um componente essencial para garantir a precisão dos resultados em uma simulação numérica. A representação do modelo físico a ser analisado, em duas ou três dimensões, requer a identificação de suas superfícies para que as condições de contorno apropriadas possam ser aplicadas posteriormente. Para esse estudo de caso, foi utilizada uma malha hexaédrica, que consiste na subdivisão da geometria em uma quantidade de elementos adequada para realizar os cálculos necessários na simulação numérica.

As equações de conservação foram resolvidas utilizando o Método dos Volumes Finitos, implementado no software ANSYS Fluent, o qual permite a análise de escoamentos físicos com alta complexidade, sendo amplamente utilizado em diversas áreas da indústria. Entre os modelos disponíveis para estudo de escoamentos, destacam-se aqueles que abordam acoplamentos de pressão, anisotropia, massa específica, sistemas turbulentos, escoamentos reativos e multifásicos, entre outros.

Para realizar a simulação no Fluent, a malha computacional é inicialmente importada. Essa malha pode ser gerada por softwares de criação de malha, como o ANSYS ICEM descrito anteriormente, ou por volumes provenientes de ferramentas comerciais de CAD. Com a estrutura importada, definem-se as condições de contorno do problema, bem como as propriedades físicas dos materiais envolvidos. Além disso, para dar início à análise, é necessário especificar as equações relacionadas ao escoamento, o regime de operação, a orientação da aceleração gravitacional e os parâmetros de controle da simulação, como o número de iterações e os intervalos de tempo entre elas.

No software CFD-Post, realiza-se a análise dos resultados obtidos, contando com diversas funcionalidades, como a geração de contornos e vetores para os parâmetros de interesse. Além disso, a ferramenta possibilita a exportação e o armazenamento de dados, bem como a avaliação de gráficos e resultados por meio de rotinas previamente configuradas.

### 3.1.5 Validação numérica

A validação dos modelos matemáticos e numéricos foi baseada nos dados experimentais de Budihardjo, Morrison e Behnia (2007), que analisa um coletor de tubo evacuado com as especificações descritas no problema e fluxo térmico constante.

Para a reprodução do caso, foram adotadas propriedades constantes para a água a temperatura de 27 °C, conforme apresentado na Tabela 3.2:

Tabela 3.2 – Propriedades da água para a validação numérica

$q''$ [W]	$T_o$ [°C]	$\rho$ [kg m <sup>-3</sup> ]	$c_p$ [J kg <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup> ]	$\mu$ [Pa s]	$k$ [W m <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup> ]	$\beta$ [K <sup>-1</sup> ]
75	27	996,558	4180,6	0,00085074	0,610	0,00026586

sendo que,  $q''$  é fluxo térmico,  $T_o$  a temperatura de operação,  $k$  a condutividade térmica e  $\beta$  o coeficiente de expansão térmica. A simulação foi realizada em regime transiente, utilizando intervalo de tempo adaptativo.

O tubo utilizado para essa validação é o mesmo descrito anteriormente na apresentação do problema (Figura 3.2), com dimensões especificadas na Tabela 3.1.

### 3.1.6 Malha Computacional

Uma malha computacional com número de elementos inferior ao ideal pode resultar em dados inconsistentes durante uma simulação numérica. Por outro lado, uma malha com excesso de elementos tende a prolongar o tempo de simulação, tornando-a inviável. Para validar tanto a malha computacional quanto os resultados numéricos obtidos, é necessário repetir a análise utilizando diferentes níveis de refinamento da malha. O dimensionamento da malha é considerado adequado quando simulações realizadas com malhas contendo 30% a mais e 30% a menos de elementos, em relação à malha testada, produzem resultados similares ou idênticos para os parâmetros relevantes do problema. Neste estudo, as três malhas empregadas possuem, respectivamente, 848.094, 1.103.660 e 590.632 elementos, conforme ilustrado na Figura 3.4.

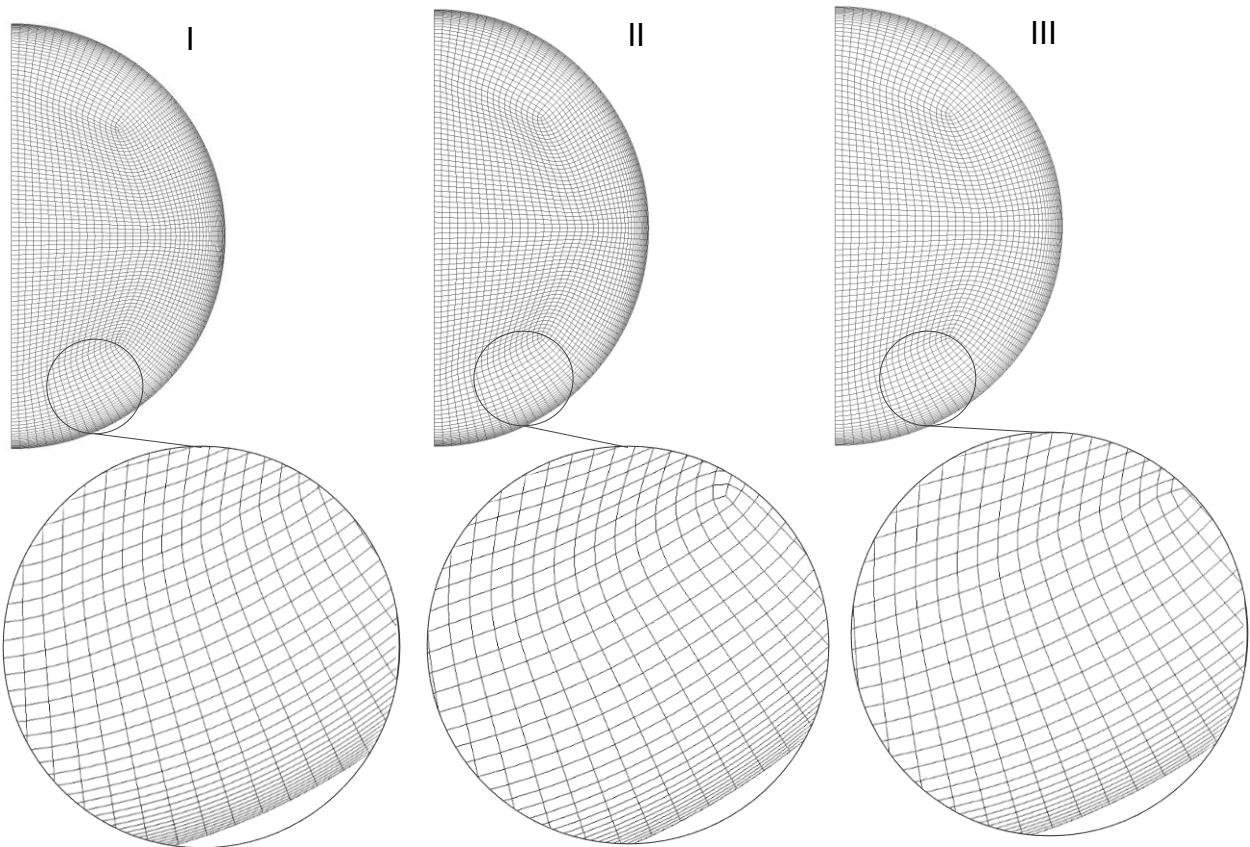


Figura 3.4 – Níveis de refino da malha computacional: I malha mais refinada, II malha intermediária, III malha menos refinada.

As simulações foram realizadas utilizando uma malha computacional composta por elementos hexaédricos, com refinamento localizado nas regiões do sistema que apresentam maiores gradientes térmicos e dinâmicos. Essas áreas refinadas incluem as extremidades do tubo, como mostrado na Figura 3.5, e a superfície cilíndrica, que delimita o contorno do domínio conforme as condições de contorno especificadas (Figura 3.3). Considerando que o caso apresenta simetria vertical em suas condições de contorno, foi possível implementar um plano de simetria, reduzindo o número total de elementos pela metade e, consequentemente, diminuindo o tempo de simulação.

Visto que a distribuição dos elementos é uniforme entre as três malhas, elas não apresentam diferenças visuais significativas. Além disso, o estudo requer uma malha computacional homogênea em toda a região transversal do tubo.

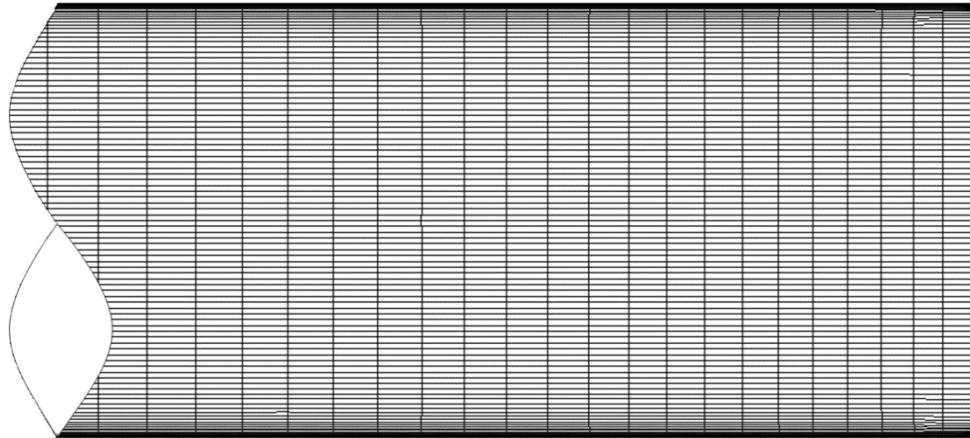


Figura 3.5 – Seção longitudinal da malha computacional

Apenas o volume de água contido no interior do tubo evacuado é abrangido pela malha computacional. Dessa forma, as paredes dos tubos interno e externo não foram incluídas no modelo. Consequentemente, possíveis efeitos ópticos e a capacidade térmica desses componentes não foram considerados neste estudo.

A sensibilidade da malha foi verificada comparando os resultados obtidos com os diferentes níveis de refino das malhas. A Tabela 3.3 apresenta a variação percentual da vazão mássica ( $\Delta\dot{m}\%$ ) na terminação aberta do tubo, por sua vez a Figura 3.6 compara os perfis de vazão mássica ao longo do tubo ( $L^* = x / L$ ) sendo  $x$  a posição longitudinal no comprimento do tubo e  $L$  o comprimento total do tubo, portanto,  $L^* = 0$  é a abertura do tubo e  $L^* = 1$  é a extremidade fechada do tubo. As vazões mássicas apresentadas correspondem ao instante final da simulação, sendo que esta apresenta comportamento estável ao longo do tempo conforme será visto mais à frente.

Tabela 3.3 – Resultados da análise de sensibilidade da malha computacional

Malha	Nº de Elementos	$\dot{m}$ [kg/s]	$\Delta\dot{m}\%$
I	1103660	0,00524834	1,74
II	848094	0,00534128	-
III	590632	0,00539660	1,04

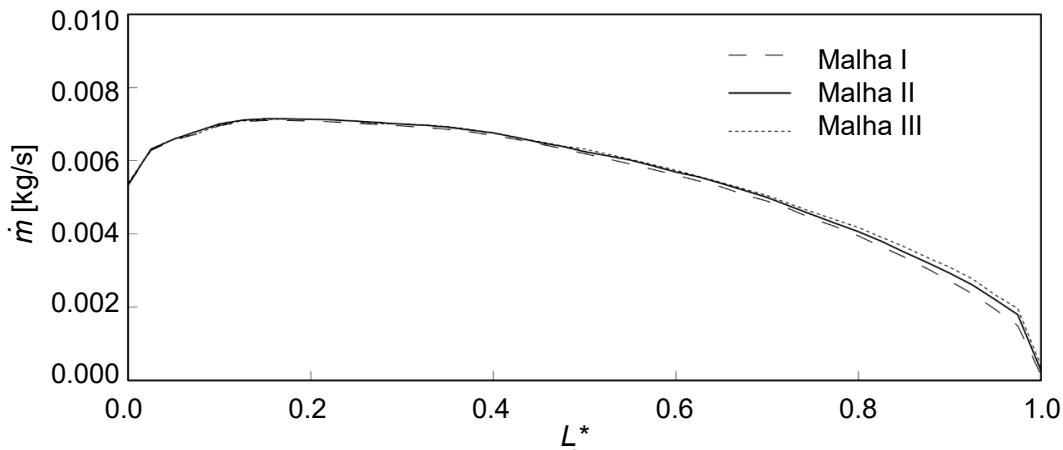


Figura 3.6 – Vazão mássica ( $\dot{m}$ ) ao longo do tubo para diferentes níveis de refino da malha computacional

A malha intermediária (Malha II) apresentou variações percentuais reduzidas em relação às malhas mais refinada e mais grosseira, indicando que seu nível de refinamento é suficiente para capturar com precisão os fenômenos relevantes ao estudo. Essa malha demonstrou resultados consistentes, com diferenças pouco significativas em comparação à malha mais refinada, ao mesmo tempo em que apresentou menor demanda computacional. Assim, a Malha II foi considerada a melhor escolha por oferecer um equilíbrio adequado entre precisão e eficiência computacional, sendo adotada nas demais simulações deste estudo.

### 3.2 Metodologia Experimental

Este capítulo descreve a metodologia adotada para a realização dos testes experimentais que investigam o comportamento do escoamento e a eficiência térmica de um sistema de aquecimento de água utilizando coletores solares de tubo a vácuo. A seguir, são detalhadas as características da bancada experimental, os equipamentos de medição e os procedimentos para a coleta e validação dos dados.

### 3.2.1 Descrição Geral da Bancada Experimental

A bancada experimental está localizada na Universidade do Vale do Rio dos Sinos (UNISINOS), em São Leopoldo, RS, Brasil, com coordenadas geográficas de 29,7931°S e 51,1529°W, no sistema de referência WGS 84. Esta foi concebida para analisar o comportamento do escoamento em coletores solares de tubo a vácuo, com foco em como diferentes inclinações afetam a eficiência térmica e o perfil da vazão mássica. O sistema opera em regime de termossifão, utilizando o empuxo gerado pela variação da massa específica da água para promover a circulação natural entre o coletor solar e o reservatório térmico, sem a necessidade de bombeamento mecânico.

### 3.2.2 Objetivo da Bancada de Testes

A principal finalidade da bancada experimental é examinar como diferentes inclinações dos coletores solares de tubo a vácuo influenciam o comportamento do escoamento e a eficiência térmica do sistema. Ao variar a inclinação do conjunto de tubos, busca-se identificar padrões de escoamento, analisar a variação de temperatura e determinar o impacto sobre a vazão mássica. Esse estudo é fundamental para entender como as mudanças na disposição dos coletores afetam o desempenho global do sistema de aquecimento solar.

### 3.2.3 Componentes Principais da Bancada

A bancada experimental é composta por 10 tubos evacuados, do tipo *water-in-glass*, conforme Figura 2.1(d) e instalados de acordo com a Figura 3.7(a). Esses são conectados a um tubo coletor principal (Figura 3.7(b)), o qual está interligado a um reservatório térmico de 200 litros (Figura 3.7(c)). A interligação é feita por tubos PPR (Polipropileno Copolímero Random), projetados para suportar as altas temperaturas do fluido (Figura 3.7(d)). A medição da temperatura foi realizada por termoresistências do tipo PT100 da marca Omega, instaladas na entrada e saída do tubo coletor e do reservatório térmico. A vazão mássica do sistema é medida por um medidor de vazão magnético AXF da Yokogawa, que minimiza a interferência no escoamento natural do fluido.

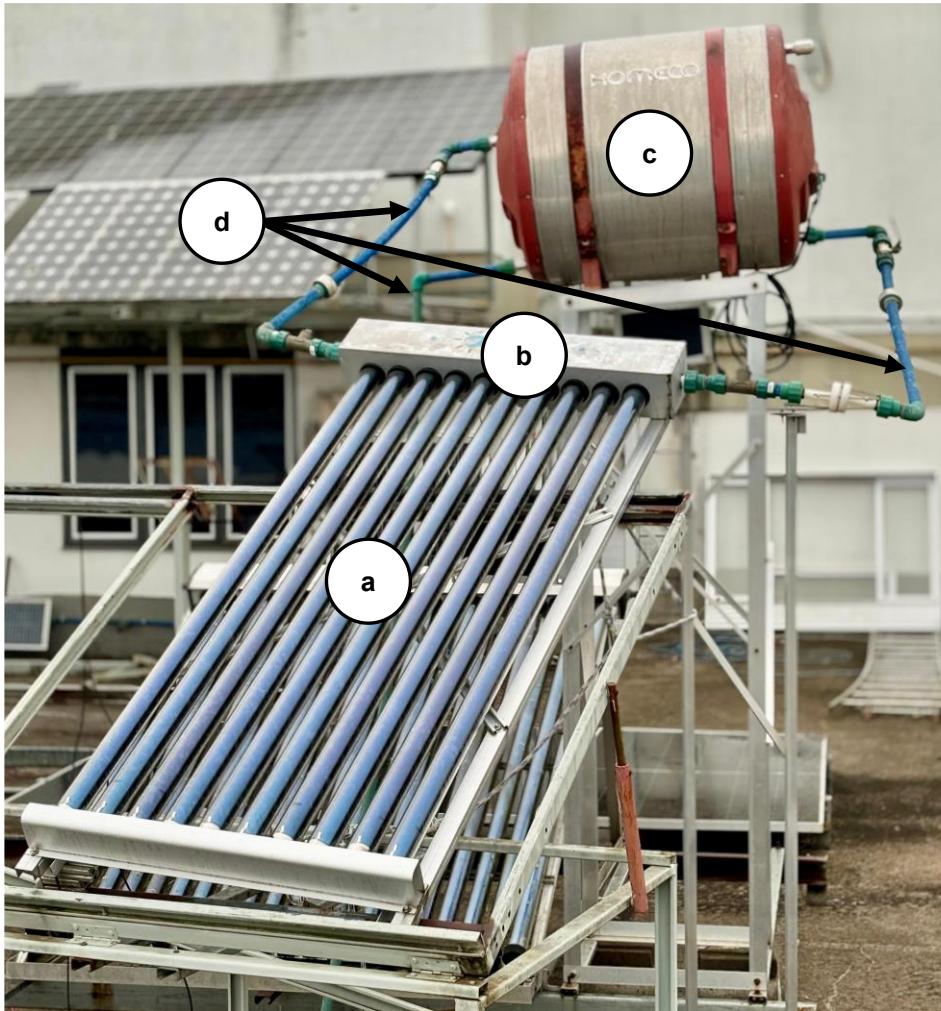


Figura 3.7 – Bancada experimental utilizada nos testes com: (a) coletores solares de tubo a vácuo; (b) tubo coletor; (c) reservatório térmico; (d) tubos PPR.

Os coletores solares estão montados em uma estrutura metálica ajustável, permitindo a variação da inclinação dos tubos em três ângulos predefinidos: 20°, 30° e 45°. Essa estrutura foi projetada para facilitar a alteração da inclinação durante os testes, possibilitando a coleta de dados em diferentes condições de operação. O reservatório térmico está instalado em uma posição elevada, permitindo que o empuxo causado pela variação da massa específica da água fria e quente conduza o fluido naturalmente pelo sistema, sem a necessidade de dispositivos mecânicos de bombeamento.

Para um melhor entendimento da montagem da bancada experimental e da localização dos pontos de tomada de dados, a Figura 3.8 apresenta um esquema simplificado do sistema, destacando a disposição dos coletores solares de tubo a

vácuo (a), do tubo coletor (b) e do reservatório térmico (c). O diagrama indica também os pontos de medição de temperatura ( $T$ ), instalados na entrada e na saída do tubo coletor, bem como a posição do medidor de vazão volumétrica ( $V$ ), localizado na linha de entrada do tubo coletor. Essa representação evidencia o percurso do fluido ao longo do ciclo de circulação natural e facilita a visualização da configuração adotada nos ensaios experimentais.

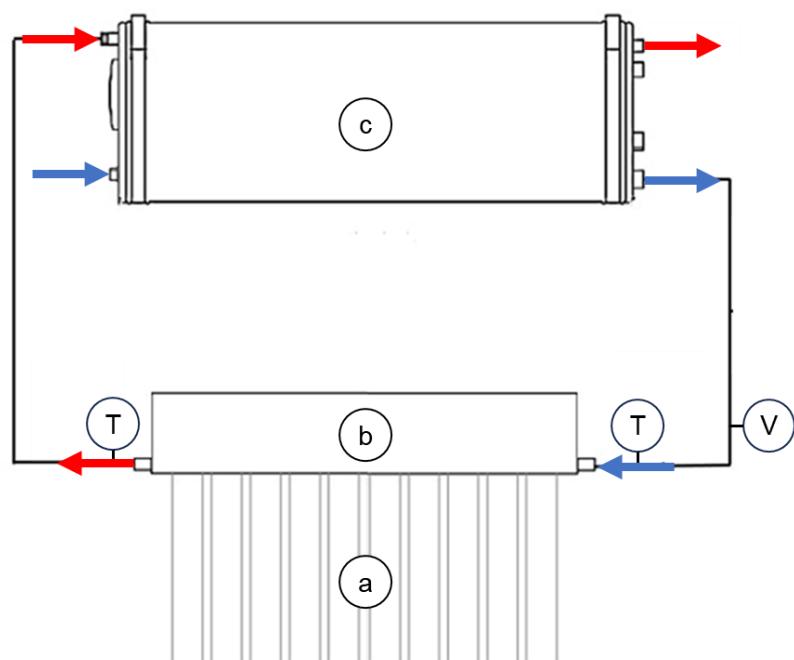


Figura 3.8 – Representação esquemática da bancada experimental com os pontos de tomada de temperatura ( $T$ ) e vazão volumétrica ( $V$ ) em relação à montagem dos:  
(a) coletores solares de tubo a vácuo; (b) tubo coletor; (c) reservatório térmico.

### 3.2.4 Sensores de Temperatura

Os sensores de temperatura utilizados no experimento são termoresistências do tipo PT100, da marca Ômega. Esses sensores oferecem alta precisão, tornando-os ideais para o monitoramento contínuo de variações térmicas em sistemas de aquecimento solar. Os sensores utilizados possuem uma faixa de medição de -50°C a 260°C, com uma precisão de  $\pm 0,1^\circ\text{C}$ .

As medições de temperatura são realizadas em três pontos principais do sistema: na admissão e na saída do tubo coletor, onde os tubos evacuados estão conectados, e na entrada de água no reservatório térmico em temperatura ambiente, assegurando um monitoramento completo das temperaturas do fluido, além da temperatura ambiente.

### 3.2.5 Medidor de Vazão

Para a medição da vazão mássica do fluido que circula no sistema, é utilizado o medidor de vazão magnético AXF da Yokogawa. Este modelo é eficaz em sistemas de escoamento com termossifão, uma vez que não cria obstruções no fluxo de água, minimizando perdas de pressão. O medidor AXF tem uma precisão de  $\pm 0,5\%$  e é adequado para medir escoamentos em condições de alta temperatura, o que o torna ideal para este sistema experimental.

### 3.2.6 Medidores das Variáveis de Controle

Para assegurar a precisão das análises, é utilizado um piranômetro modelo CMP21, da fabricante Kipp & Zonen, para a medição da irradiação solar global. A velocidade do vento é monitorada por meio de um anemômetro, enquanto a temperatura ambiente e demais condições meteorológicas são registradas por uma estação meteorológica da fabricante Davis Instruments. Essa instrumentação tem por finalidade fornecer dados confiáveis para a avaliação das condições externas que influenciam o desempenho térmico do sistema.

### 3.2.7 Sistema de Aquisição de Dados

A aquisição de dados é realizada com o auxílio de um multiplexador Agilent modelo 34970A, capaz de coletar sinais analógicos dos sensores e convertê-los para o formato digital, a fim de facilitar o processamento. O equipamento possui a capacidade de monitorar múltiplos pontos simultaneamente, o que é essencial para o controle preciso das variações térmicas e da vazão mássica no decorrer dos experimentos.

A coleta de dados ocorre com uma frequência definida em intervalos de 5 segundos. Esta frequência permite monitorar as variações térmicas e de escoamento sem sobrecarregar o sistema de aquisição de dados, garantindo uma resolução adequada para análises subsequentes.

### 3.2.8 Condições de Operação

Os testes foram realizados variando a inclinação dos tubos coletores, com ângulos de 20°, 30° e 45°. Essa escolha considera a localização geográfica da bancada experimental, situada na latitude aproximada de 29,79°S, na cidade de São Leopoldo, RS, Brasil. De acordo com recomendações técnicas para otimizar o desempenho de coletores solares, a inclinação ideal deve se aproximar da latitude local para maximizar a captação de radiação solar ao longo do ano. Assim, os ângulos selecionados visam explorar essa faixa de inclinações, abrangendo desde uma condição mais próxima à inclinação comumente utilizada em instalações de sistemas coletores solares (20°) até valores mais acentuados (30° e 45°), que favorecem a captação solar em períodos do ano com menor irradiação.

Os testes experimentais foram conduzidos com a bancada de coletores totalmente descoberta, permitindo a incidência contínua de radiação solar ao longo de todo o dia. A coleta de dados foi realizada de forma ininterrupta, em ciclos de 24 horas, abrangendo as variações naturais de irradiação solar, temperatura ambiente e demais condições atmosféricas. Para cada configuração de inclinação da bancada, os dados foram registrados por diversos dias consecutivos, de modo a possibilitar, a posteriori, a seleção de um dia representativo cujas condições meteorológicas fossem equiparáveis entre as diferentes inclinações testadas. Essa abordagem se justifica pelo fato de que a alteração do ângulo de inclinação dos coletores demanda tempo e interfere na continuidade do experimento, exigindo ao menos um turno completo para sua execução. A estratégia adotada visa garantir uma base comparativa justa entre os dados experimentais de cada caso, minimizando a influência de variações ambientais entre os testes.

### 3.2.9 Procedimentos de Medição

Os dados de temperatura e vazão volumétrica foram coletados automaticamente por meio do sistema de aquisição Agilent 34970A, com frequência de amostragem de 5 segundos. A coleta foi realizada de forma contínua ao longo de vários dias consecutivos, durante ciclos completos de 24 horas, permitindo registrar com alta resolução as variações térmicas e de escoamento ao longo do tempo. A aquisição foi interrompida apenas após a obtenção de um conjunto de dias com condições climáticas favoráveis, especialmente com alta irradiância solar, viabilizando uma posterior seleção de dias comparáveis entre as diferentes inclinações da bancada. As variáveis monitoradas incluem as temperaturas na entrada e saída do tubo coletor, a temperatura de entrada do reservatório térmico e a vazão mássica do fluido.

A escolha do intervalo de 5 segundos visa garantir a captação de oscilações rápidas no sistema, típicas de regimes de circulação natural, como variações abruptas de vazão e temperatura associadas a fenômenos transitórios, como as golfadas. Essa resolução temporal proporciona uma caracterização mais detalhada do comportamento dinâmico do sistema sob diferentes inclinações.

### 3.2.10 Armazenamento e Seleção dos Dados para Análise

Os dados obtidos ao longo dos períodos de coleta contínua foram organizados e armazenados para análise posterior. A seleção dos dias utilizados em cada condição de inclinação foi realizada com base na similaridade das condições climáticas, especialmente irradiância solar e temperatura ambiente, a fim de garantir comparabilidade entre os cenários. Essa abordagem visa assegurar que as análises do comportamento térmico e do escoamento refletem com fidelidade os efeitos da inclinação dos coletores, minimizando interferências de fatores externos.

### 3.2.11 Variáveis de Estudo

A variável independente controlada neste estudo é o ângulo de inclinação da bancada de coletores, que foi ajustado manualmente para os valores de 20°, 30° e 45°. As demais variáveis ambientais, como irradiância solar, temperatura ambiente e

velocidade do vento, foram monitoradas, mas não controladas. Como variáveis de resposta, foram registradas continuamente a vazão volumétrica do fluido e as temperaturas na entrada e saída dos tubos coletores, bem como a temperatura da água no interior do reservatório térmico, permitindo avaliar o comportamento do escoamento e a eficiência térmica do sistema ao longo do tempo.

### 3.2.12 Cálculos de Desempenho Térmico

A avaliação do desempenho térmico do sistema foi conduzida por meio do cálculo da eficiência térmica. A eficiência térmica de um coletor solar é expressa como a razão entre a potência útil ( $\dot{Q}_{útil}$ ) transferida ao fluido e a potência resultante da incidência solar na área coletora ( $\dot{Q}_{solar}$ ), conforme Equação 3.6:

$$\eta = \frac{\dot{Q}_{útil}}{\dot{Q}_{solar}} \quad (3.6)$$

sendo que,  $\dot{Q}_{útil}$  e  $\dot{Q}_{solar}$  são dados pelas Equações 3.7 e 3.8 respectivamente:

$$\dot{Q}_{útil} = \dot{m} c_p (T_s - T_e) \quad (3.7)$$

$$\dot{Q}_{solar} = G A_{ab} \quad (3.8)$$

sendo,  $\dot{m}$  a vazão mássica,  $c_p$  o calor específico da água,  $G$  a irradiância solar incidente,  $T_s$  e  $T_e$  as temperaturas de saída e entrada do sistema, respectivamente e  $A_{ab}$  a área de abertura, a qual é definida como a projeção ortogonal da superfície coletora na direção da radiação solar incidente, conforme definido pela norma ISO 9806:2017.

Por sua vez  $\dot{m}$  é obtido em função da vazão volumétrica  $\dot{V}$ , conforme Equação 3.9:

$$\dot{m} = \dot{V} \rho \quad (3.9)$$

onde  $\rho$  é massa específica na temperatura de entrada do tubo coletor ( $T_e$ ).

### 3.2.13 Propagação de incertezas

A propagação de incertezas é fundamental para avaliar a precisão dos resultados experimentais, especialmente em sistemas térmicos com múltiplas variáveis influenciando o desempenho. Neste estudo, foi adotado o método de Kline e McClintock (1953), que calcula a incerteza total de uma grandeza derivada com base nas incertezas associadas às variáveis independentes.

O método utiliza a combinação quadrática das incertezas individuais, ponderadas pela sensibilidade da variável de interesse em relação a cada parâmetro medido. Foram consideradas as incertezas nas medições experimentais para cada grandeza calculada, como eficiência térmica, vazão mássica e variação de temperatura.

A incerteza total  $U_\eta$  é obtida por propagação de erros, conforme a Equação 3.10:

$$U_\eta = \eta \sqrt{\left(\frac{U_{\dot{m}}}{\dot{m}}\right)^2 + \left(\frac{U_{c_p}}{c_p}\right)^2 + \left(\frac{U_{\Delta T}}{\Delta T}\right)^2 + \left(\frac{U_G}{G}\right)^2 + \left(\frac{U_{A_{sup}}}{A_{sup}}\right)^2} \quad (3.10)$$

O cálculo da incerteza na vazão mássica se dá pela Equação 3.11 ou 3.12:

$$U_{\dot{m}} = \sqrt{\left(\frac{\partial \dot{m}}{\partial \dot{V}} U_{\dot{V}}\right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{m}}{\partial \rho} U_\rho\right)^2} \quad (3.11)$$

como  $\dot{m} = \dot{V} \rho$ , as derivadas são  $\frac{\partial \dot{m}}{\partial \dot{V}} = \rho$  e  $\frac{\partial \dot{m}}{\partial \rho} = \dot{V}$ , assim:

$$U_{\dot{m}} = \sqrt{(\rho U_{\dot{V}})^2 + (\dot{V} U_\rho)^2} \quad (3.12)$$

A incerteza na diferença de temperatura ( $\Delta T$ ) é dada pela Equação 3.13:

$$U_{\Delta T} = \sqrt{U_{T_e}^2 + U_{T_s}^2} \quad (3.13)$$

Essas incertezas foram consideradas nas análises de desempenho do sistema.

As seguintes incertezas foram consideradas nas análises de desempenho do sistema:

- nas temperaturas de entrada ( $T_e$ ) e saída ( $T_s$ ) do fluido foi de  $\pm 0,1^\circ\text{C}$ , com base na precisão dos sensores PT100 utilizados;
- a vazão mássica ( $\dot{m}$ ) foi calculada a partir das medidas de um medidor de vazão magnético, e a incerteza associada foi de  $\pm 0,5\%$ ;
- a potência útil ( $\dot{Q}_{útil}$ ), calculada a partir da vazão mássica e da variação de temperatura ( $\Delta T$ ), teve sua incerteza definida em  $\pm 2\%$ , resultante da combinação das incertezas nas medições de vazão e temperatura;
- a potência solar incidente ( $\dot{Q}_{solar}$ ) foi calculada com base nos valores de irradiação solar, com uma incerteza de  $\pm 4\%$ ;
- a eficiência térmica ( $\eta$ ) foi calculada pela razão entre a potência útil e a potência solar incidente, com uma incerteza de  $\pm 6\%$ , refletindo a combinação das incertezas.

## 4 RESULTADOS

Este capítulo apresenta os resultados obtidos ao longo da investigação experimental e numérica do comportamento térmico e fluidodinâmico em coletores solares de tubo a vácuo submetidos a diferentes inclinações. Inicialmente, são analisados os dados experimentais para cada ângulo avaliado ( $20^\circ$ ,  $30^\circ$  e  $45^\circ$ ) com foco na evolução da temperatura e vazão mássica. Em seguida, são discutidos os resultados provenientes das simulações numéricas, que permitem visualizar o comportamento interno do escoamento e da transferência de calor sob diferentes condições de operação. Por fim, realiza-se uma análise conjunta dos dados experimentais e numéricos, cruzando os dados globais obtidos experimentalmente com as observações locais dos dados numéricos, permitindo a compreensão dos fenômenos envolvidos.

### 4.1 Resultados experimentais

Para investigar a influência da inclinação sobre o desempenho térmico do sistema, foram realizados ensaios experimentais em três configurações distintas:  $20^\circ$ ,  $30^\circ$  e  $45^\circ$ . A análise concentra-se na evolução temporal da temperatura nos pontos de entrada e saída do tubo coletor e na variação da vazão mássica do fluido. As medições foram realizadas ao longo do dia, considerando as variações naturais de irradiação solar e temperatura ambiente.

A Figura 4.1 apresenta a evolução temporal da vazão mássica ( $\dot{m}$ ) e das temperaturas de entrada ( $T_e$ ) e saída ( $T_s$ ) da água no tubo coletor ao longo de três dias consecutivos de monitoramento (14 a 16 de maio de 2025), para uma inclinação de bancada de  $20^\circ$ . O comportamento conjunto do aumento da temperatura de saída e a elevação da vazão mássica é claramente observada, indicando que o gradiente térmico favorece a intensificação do escoamento por termossifão. Durante os períodos de maior incidência solar, a temperatura de saída ( $T_s$ ) sobe significativamente, ultrapassando  $80^\circ\text{C}$ , enquanto a temperatura de entrada ( $T_e$ ) se mantém mais estável, próxima a  $25^\circ\text{C}$ . Esta diferença térmica resulta em um aumento do empuxo, refletido no crescimento da vazão durante o intervalo entre 08h00 e 16h00.

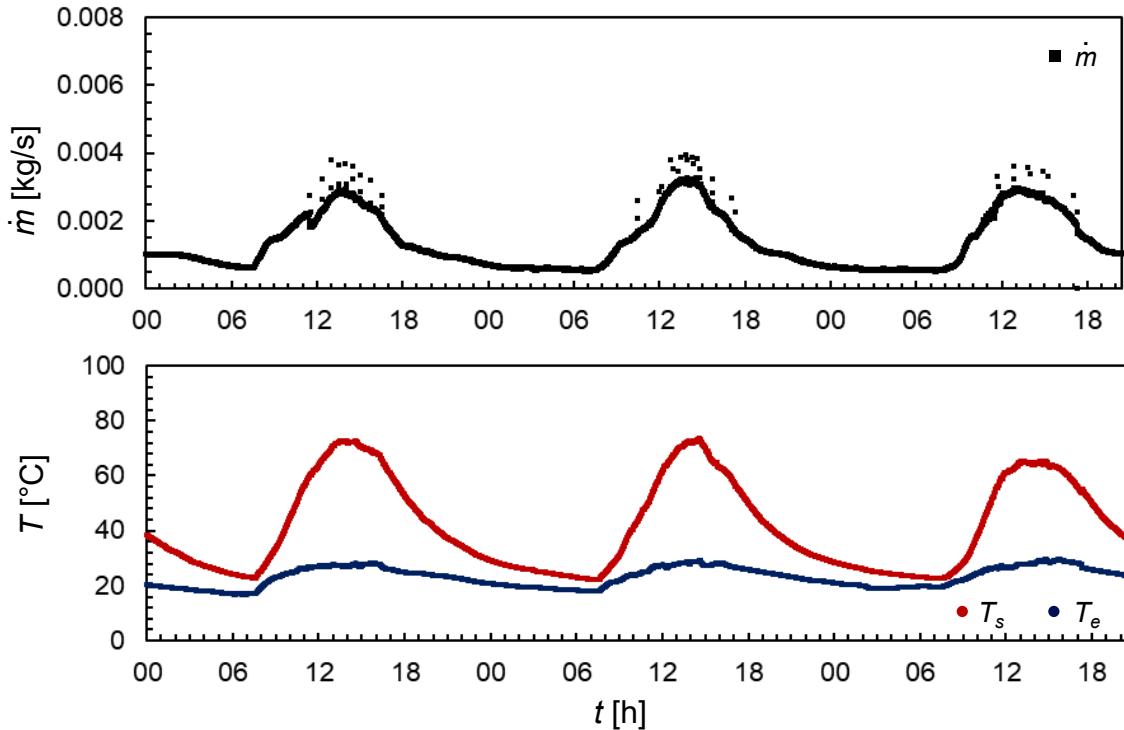


Figura 3.9 – Evolução temporal da vazão mássica ( $\dot{m}$ ) e das temperaturas de entrada ( $T_e$ ) e saída ( $T_s$ ) da água ao longo de três dias consecutivos de operação do sistema com inclinação de 20°.

Além disso, é possível observar picos esporádicos na curva de vazão mássica, que extrapolam a tendência de comportamento contínuo. Estes picos indicam oscilações no escoamento, possivelmente associadas à transição de regime laminar para regimes mais instáveis no interior do tubo, fenômeno descrito anteriormente como "golfadas de vazão". As flutuações surgem especialmente durante os picos de aquecimento, o que sugere instabilidades transitórias causadas por fluxos de água fria entrando intermitentemente no sistema.

Durante a noite e nas primeiras horas da manhã, com a redução da irradiância solar, o sistema experimenta um resfriamento progressivo, causando a queda da temperatura de saída e a interrupção do escoamento natural. Isso resulta na diminuição gradual da vazão mássica e das temperaturas de saída, evidenciando o padrão cíclico do funcionamento do sistema sob variações diárias de radiação solar.

Para facilitar a análise dos dados e garantir uma comparação justa entre os diferentes ângulos de inclinação, os registros utilizados nos próximos resultados foram restritos ao ciclo de um único dia por configuração, escolhido com base na similaridade

dos perfis de irradiância solar global. A Figura 4.2 apresenta a irradiância global registrada nos dias selecionados para os ensaios com inclinações de 20° (15 de maio), 30° (24 de abril) e 45° (03 de maio), revelando um comportamento bastante semelhante entre os três casos.

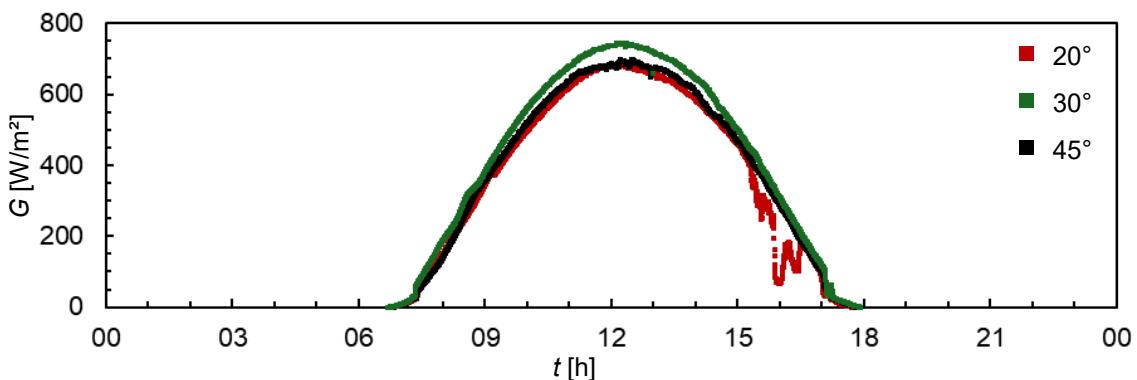


Figura 3.10 – Comparação dos perfis de irradiância global nos dias de ensaio para as inclinações de 20°, 30° e 45°.

Observa-se que, em todos os casos, a irradiância global cresce de forma contínua a partir das primeiras horas da manhã, atingindo valores máximos entre 11h50 e 12h20, com pico absoluto em torno de 730  $\text{W/m}^2$  para a inclinação de 30°, seguido de valores na faixa de 700  $\text{W/m}^2$  para os casos de 45° e 20°. A pequena variação entre os perfis não compromete a equivalência das condições de contorno atmosféricas, especialmente no período central do dia, permitindo que as diferenças observadas nos resultados térmicos e fluidodinâmicos sejam atribuídas prioritariamente à variação da inclinação dos coletores.

Cabe destacar, contudo, que o perfil relativo à inclinação de 20° apresenta uma instabilidade a partir das 15h, visível na forma de quedas abruptas na curva de irradiância. Esse comportamento pode ser atribuído à passagem de nuvens dispersas, que interromperam temporariamente a incidência direta da radiação solar sobre o plano do sensor. Apesar disso, esta pode ser considerada uma boa amostra diária para análise, dado que não ocorreu uma queda prolongada da irradiância, bem como os principais fenômenos de circulação natural ocorrem antes deste horário.

Os próximos subcapítulos apresentam os resultados isolados de cada inclinação de bancada, de modo a evidenciar as particularidades do comportamento térmico e fluidodinâmico em cada cenário analisado. Para cada caso, também foi dado

foco ao período de maior intensidade fluidodinâmica, entre 13h e 15h, intervalo em que ocorrem os maiores picos de vazão mássica, permitindo uma análise mais aprofundada das oscilações esporádicas no escoamento.

Com o intuito de permitir uma comparação direta e coerente entre os diferentes ensaios realizados, a escala adotada nos gráficos de vazão mássica ( $\dot{m}$ ) e temperatura ( $T$ ) foi padronizada ao longo de toda a análise. No caso da vazão mássica, os eixos verticais foram definidos no intervalo de 0 a 0,008 kg/s, enquanto para as temperaturas de entrada e saída foi adotada a faixa de 0 a 100 °C. Esses limites foram estabelecidos com base na amplitude total de variação observada em todos os testes experimentais realizados, abrangendo assim a totalidade dos dados coletados. A uniformização das escalas garante uma visualização comparativa justa entre os diferentes casos analisados, evitando distorções interpretativas que poderiam ser induzidas por ajustes locais de escala em cada gráfico individual.

#### 4.1.1 Inclinação da bancada: 20°

A Figura 4.3 apresenta o comportamento térmico e fluidodinâmico do sistema de aquecimento solar com inclinação de 20°, restrito ao ciclo completo de um único dia de monitoramento. A análise evidencia um comportamento típico de sistemas alimentados por circulação natural, com incremento progressivo da vazão mássica ( $\dot{m}$ ) e das temperaturas de entrada ( $T_e$ ) e saída ( $T_s$ ) ao longo do período de exposição solar.

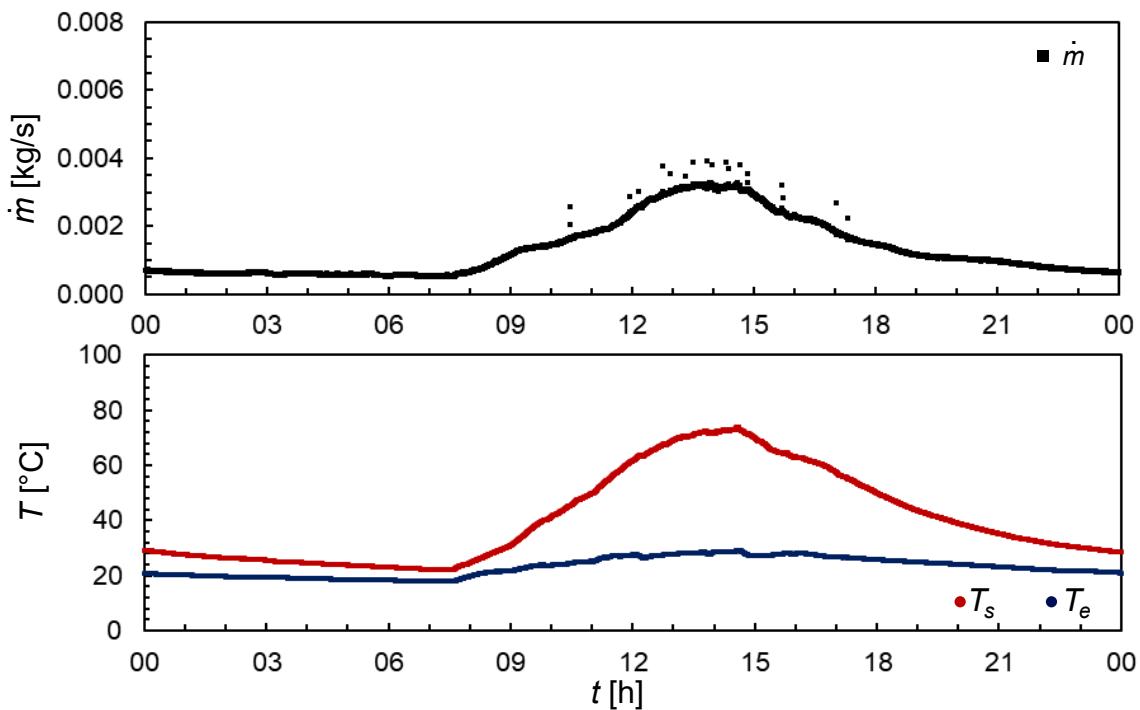


Figura 3.11 – Comportamento da vazão mássica ( $\dot{m}$ ) e das temperaturas de entrada ( $T_e$ ) e saída ( $T_s$ ) da água durante um dia de ensaio, com inclinação de 20°.

A vazão mássica ( $\dot{m}$ ) inicia seu crescimento por volta das 08h, em resposta ao início da incidência de radiação solar sobre os coletores, atingindo um regime de platô entre 13h e 15h, no qual se estabiliza em aproximadamente 0,0033 kg/s. A partir das 16h, observa-se uma redução gradual da vazão, acompanhando o decréscimo da temperatura de saída ( $T_s$ ), o que caracteriza o esvaziamento térmico do sistema e a progressiva perda de empuxo que sustenta a circulação natural.

A temperatura de saída atinge um pico de aproximadamente 72 °C, enquanto a temperatura de entrada permanece quase constante na faixa de 27 °C a 28 °C, estabelecendo um aumento da temperatura da água da ordem de 44 °C, responsável pela sustentação da convecção natural durante o período de maior insolação.

A Figura 4.4 aprofunda a análise ao focalizar o intervalo de maior intensidade fluidodinâmica, entre 13h e 15h, período no qual o sistema operou com maior vazão. Durante esse intervalo, observa-se que a vazão mássica se manteve em torno de 0,0033 kg/s, com eventos esporádicos de elevação repentina, nos quais os valores ultrapassam 0,0047 kg/s, representando variações de até 42% acima do valor médio de regime.

Essas perturbações caracterizam flutuações abruptas no escoamento, compatíveis com a ocorrência de golfadas de água aquecida saindo dos tubos coletores, associadas a um escoamento momentaneamente não laminar e não estratificado no interior dos tubos. Em sistemas de circulação natural, esse tipo de descarga repentina de fluido quente gera, pela necessidade de conservação da massa, a entrada proporcional de água mais fria proveniente do reservatório térmico, justamente na região onde está instalado o medidor de vazão. Assim, os picos de vazão registrados não são causados diretamente pela instabilidade na entrada, mas refletem a resposta do sistema à descarga intermitente de massa aquecida. Tais oscilações ocorrem mesmo sob condições ambientais estáveis. Apesar das oscilações pontuais, o sistema mantém um perfil térmico relativamente estável ao longo do intervalo observado. A temperatura de entrada ( $T_e$ ) varia entre 26,5 °C e 27,2 °C, enquanto a temperatura de saída ( $T_s$ ) varia entre 71,5 °C a 72,3 °C.

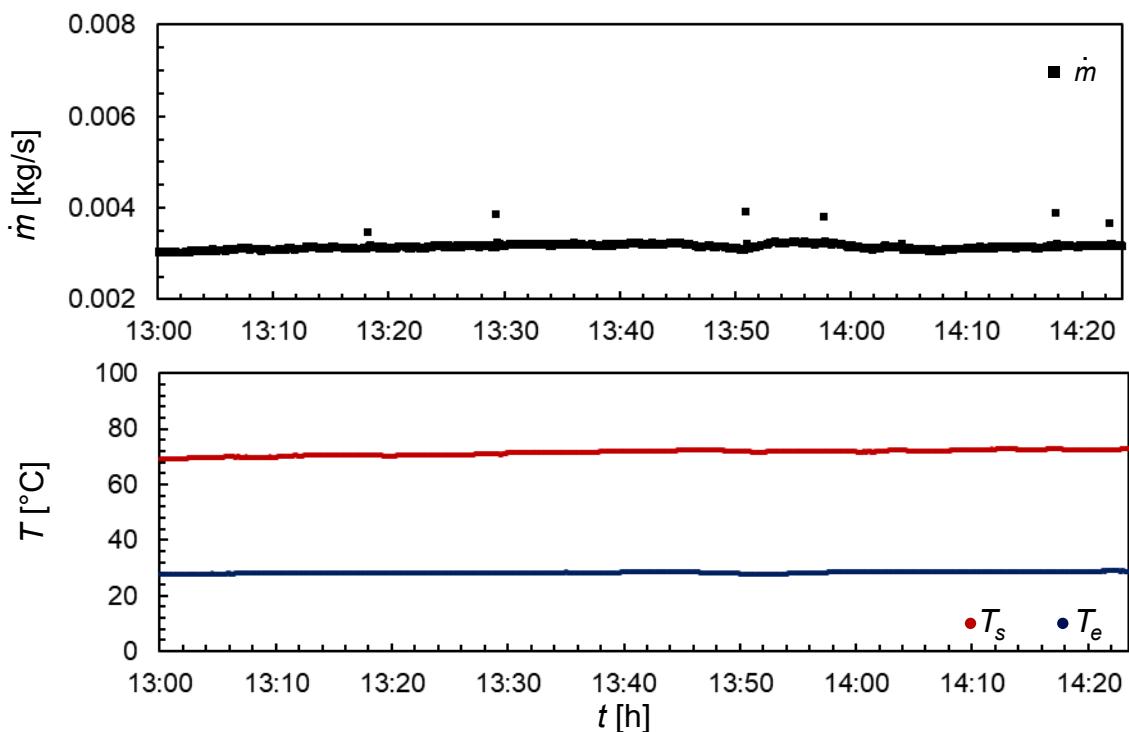


Figura 3.12 – Detalhamento do comportamento da vazão mássica ( $\dot{m}$ ) e das temperaturas de entrada ( $T_e$ ) e saída ( $T_s$ ) da água durante o período de pico operacional, com inclinação de 20°.

#### 4.1.2 Inclinação da bancada: 30°

Dando sequência à análise experimental, esta seção apresenta os resultados para a configuração com inclinação de 30°. Foram mantidos os procedimentos e escalas de vazão mássica e temperatura, assegurando uniformidade na análise e facilitando a identificação de diferenças de comportamento entre os diferentes ângulos de inclinação da bancada. Inicialmente, são apresentados os dados de um dia completo de operação, seguidos por uma análise focada no intervalo de maior intensidade fluidodinâmica, entre 13h e 15h. Essa abordagem permite avaliar os efeitos da inclinação sobre a estabilidade do escoamento, a eficiência térmica e a ocorrência de instabilidades transitórias.

A Figura 4.5 apresenta o comportamento térmico e fluidodinâmico do sistema com a bancada ajustada para uma inclinação de 30°, considerando um ciclo completo de operação. Observa-se o início da circulação natural por volta das 09h00, momento em que a vazão mássica ( $\dot{m}$ ) começa a subir de forma contínua, acompanhando o aumento da temperatura do sistema. O regime de escoamento se estabiliza entre 11h30 e 16h30, período no qual a vazão mássica média se mantém próxima de 0,0056 kg/s, com variações relativamente suaves. Esse valor representa um incremento significativo em relação ao observado para a inclinação de 20°.

Neste período, as temperaturas de entrada ( $T_e$ ) e saída ( $T_s$ ) exibem comportamento estável e bem definido. A temperatura de entrada inicia o dia em torno de 32 °C, com leve declínio até cerca de 28 °C no início da manhã, voltando a subir a partir das 10h. Atinge um platô entre 47 °C e 48 °C durante o pico operacional. Já a temperatura de saída cresce continuamente até atingir cerca de 71 °C, valor que permanece estável por aproximadamente duas horas antes de iniciar seu declínio. O aumento da temperatura médio entre  $T_e$  e  $T_s$  durante o período de maior desempenho situa-se em torno de 24 °C, valor inferior ao observado no caso de 20°, mas ainda suficiente para sustentar um fluxo intenso de convecção natural, impulsionado pela geometria mais favorável à elevação do fluido quente.

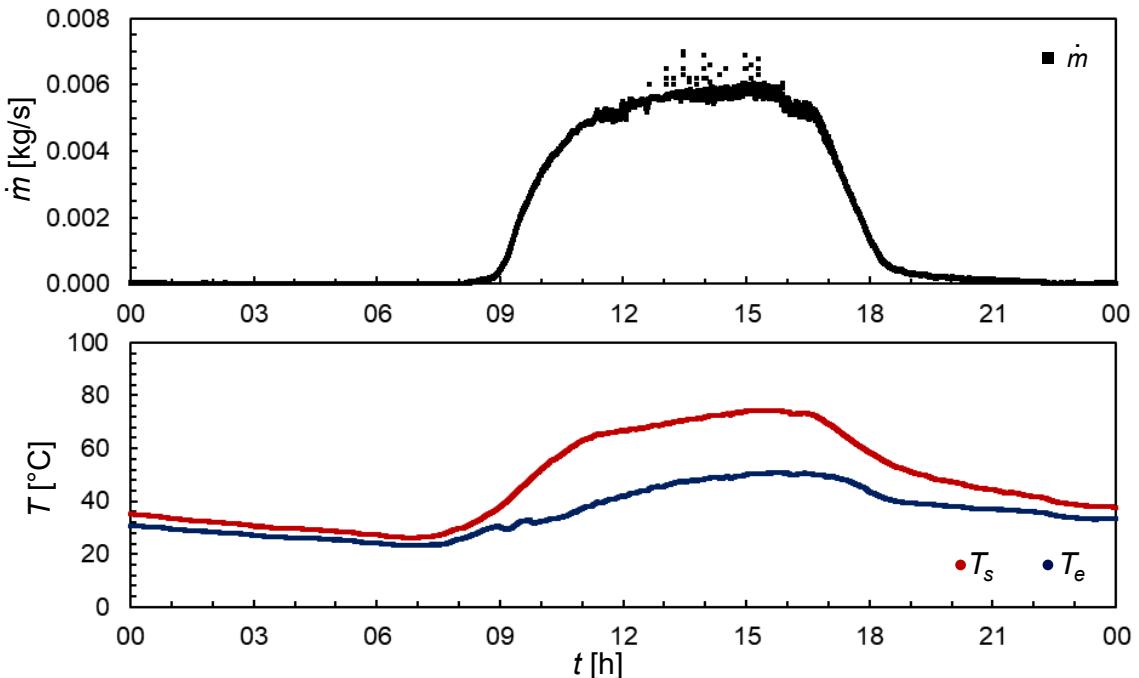


Figura 3.13 – Comportamento da vazão mássica ( $\dot{m}$ ) e das temperaturas de entrada ( $T_e$ ) e saída ( $T_s$ ) da água durante um dia de ensaio, com inclinação de 30°.

A Figura 4.6 foca no comportamento do sistema entre 13h e 15h, intervalo correspondente ao pico operacional da vazão. Nota-se que embora a vazão mássica tenha pequenas flutuações na faixa de 0,0056 kg/s, há ocorrência de picos esporádicos que ultrapassam 0,0067 kg/s, representando variações de até 20% acima da média de regime. Esses picos evidenciam perturbações transitórias no padrão de escoamento, compatíveis com a descarga repentina de fluido aquecido (fenômeno descrito previamente como golfadas) que interrompem temporariamente o perfil estratificado e laminar do escoamento interno dos tubos coletores solares. Estes fenômenos, ocorrem com maior frequência na inclinação de 30° do que em 20°, sugerindo que ângulos mais elevados favorecem a ocorrência de golfadas e perturbações transitórias no regime de circulação natural.

Apesar da presença desses eventos localizados, o sistema opera sob um regime termicamente estável, com as temperaturas mantendo-se praticamente constantes durante todo o intervalo.  $T_e$  varia levemente entre 46,7 °C e 47,5 °C, enquanto  $T_s$  varia em torno de 70,8 °C a 71,5 °C, demonstrando que o sistema, mesmo sob perturbações momentâneas na vazão, se mantém estável no processo de aquecimento.

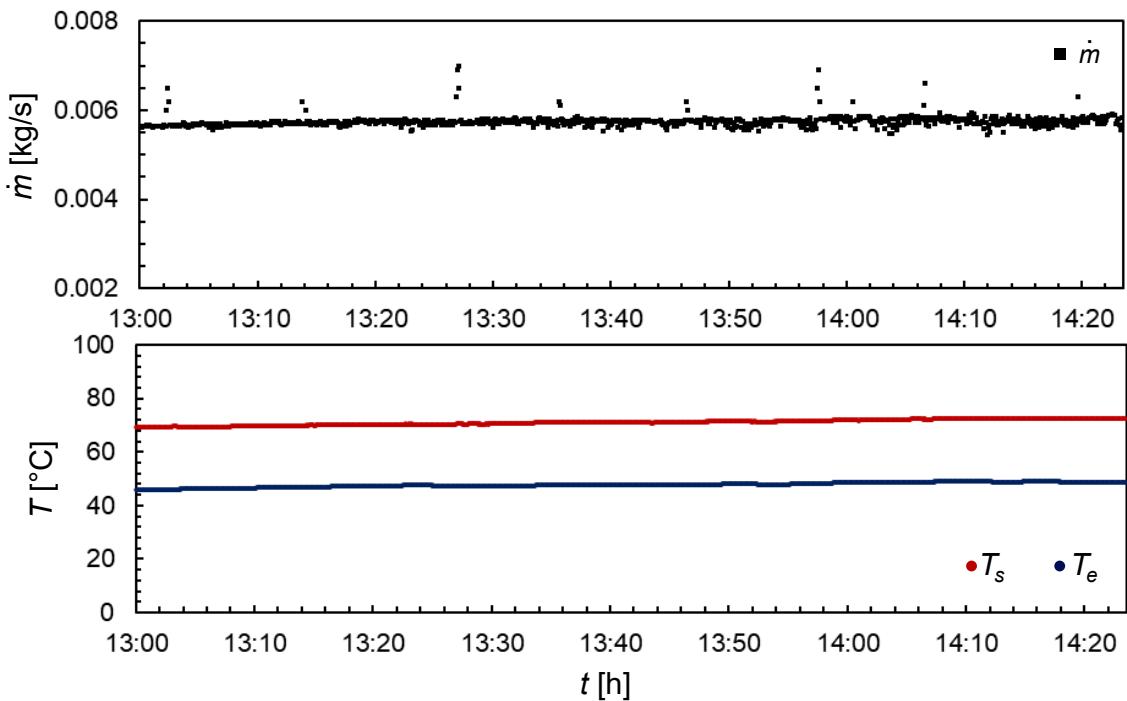


Figura 3.14 – Detalhamento do comportamento da vazão mássica ( $\dot{m}$ ) e das temperaturas de entrada ( $T_e$ ) e saída ( $T_s$ ) da água durante o período de pico operacional, com inclinação de  $30^\circ$ .

Comparando-se os resultados com os obtidos para a inclinação de bancada de  $20^\circ$ , observa-se que o aumento da inclinação para  $30^\circ$  resultou no aumento médio de  $\dot{m}$ , assim como na maior incidência de golfadas pontuais. Isso sugere que inclinações intermediárias promovem maior circulação, mas também tornam o sistema mais suscetível a instabilidades internas transitórias, as quais não afetam significativamente o desempenho térmico global.

#### 4.1.3 Inclinação da bancada: $45^\circ$

A Figura 4.7 mostra o comportamento da vazão mássica ( $\dot{m}$ ) e das temperaturas de entrada ( $T_e$ ) e saída ( $T_s$ ) ao longo de um dia de operação com a bancada inclinada a  $45^\circ$ . A circulação natural inicia-se por volta das 09h, com rápido crescimento da vazão até atingir um platô em torno de 0,0053 kg/s entre as 13h e 16h. A estabilidade do escoamento nessa faixa indica que o sistema operou com regime

praticamente constante durante o período de maior aquecimento solar, embora com intensidade ligeiramente inferior àquela observada para o caso de 30°, no qual a vazão média superava 0,0056 kg/s.

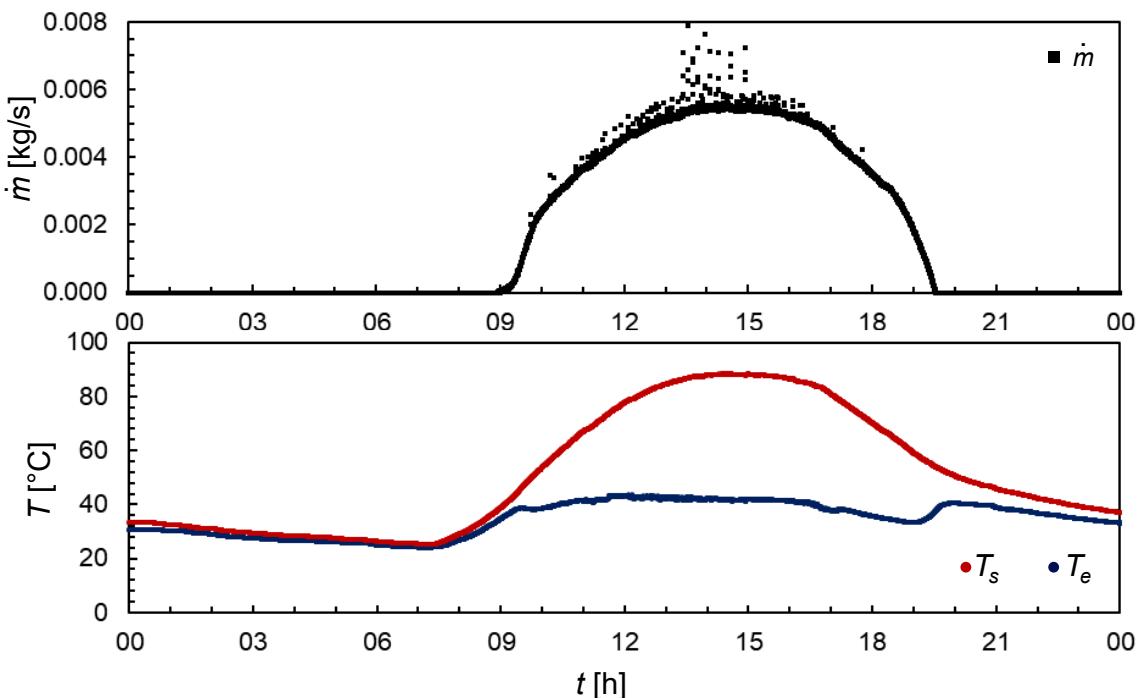


Figura 3.15 – Comportamento da vazão mássica ( $\dot{m}$ ) e das temperaturas de entrada ( $T_e$ ) e saída ( $T_s$ ) da água durante um dia de ensaio, com inclinação de 45°.

A análise das temperaturas revela uma boa dinâmica térmica: a temperatura de saída ( $T_s$ ) inicia o dia em torno de 30 °C, reduz-se levemente nas primeiras horas da manhã, e então cresce de forma contínua, com a incidência solar, até alcançar um valor máximo de 88 °C por volta das 15h. Já a temperatura de entrada ( $T_e$ ) se mantém na faixa 40 °C durante o funcionamento do sistema.

A Figura 4.8 aprofunda a análise do período compreendido entre 13h e 15h, intervalo no qual se registraram as maiores vazões. Neste período, a vazão mássica se mantém com média de 0,0053 kg/s, porém com perturbações mais frequentes e intensas em comparação com os casos anteriores. Os picos esporádicos atingem valores superiores a 0,0075 kg/s, com variações superiores a 41% em relação ao valor médio de regime.

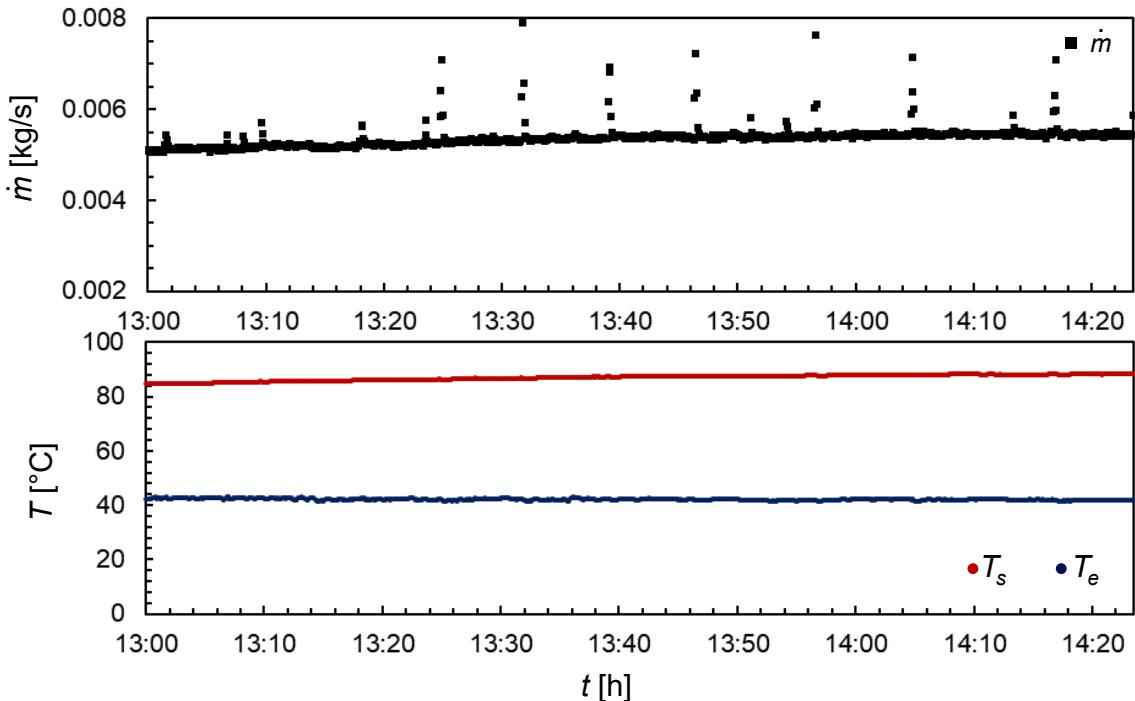


Figura 3.16 – Detalhamento do comportamento da vazão mássica ( $\dot{m}$ ) e das temperaturas de entrada ( $T_e$ ) e saída ( $T_s$ ) da água durante o período de pico operacional, com inclinação de 45°.

Em comparação com as inclinações anteriores, nota-se um aumento expressivo na frequência e intensidade dessas golfadas de escoamento, evidenciando que a maior inclinação favorece a ascensão rápida de massas aquecidas, que rompem o regime de escoamento de forma abrupta. Contudo, essas perturbações de  $\dot{m}$  não afetam as curvas de temperatura, que permanecem praticamente constantes.  $T_s$  estabiliza-se entre 86 °C e 88 °C, enquanto  $T_e$  se mantém na faixa de 42 °C a 44 °C.

A maior frequência e amplitude das golfadas observadas indicam que o aumento do ângulo de inclinação dos tubos coletores solares intensifica a convecção natural, mas também torna o regime de escoamento mais instável.

## 4.2 Resultados numéricos

Inicialmente, são apresentados os resultados da verificação e validação numérica, comparando os dados obtidos com o modelo aplicado e os resultados numéricos e experimentais obtidos por Budihardjo, Morrison e Behnia (2007). Em

seguida, analisam-se os resultados do comportamento do escoamento interno no tubo, considerando a variação do ângulo de inclinação e o aumento da temperatura. Esses resultados incluem campos de velocidade e temperatura, perfis de vazão mássica ( $\dot{m}$ ) em função do tempo e a análise de parâmetros adimensionais em relação à variação da temperatura de operação  $T_o$ . Neste trabalho,  $T_o$  foi aplicada como condição de contorno térmica na entrada do tubo coletor, como temperatura inicial do fluido no domínio computacional e como referência para as propriedades termofísicas da água.

#### 4.2.1 Validação e verificação numérica

Para verificar a consistência dos resultados numéricos, foram realizadas validações quantitativas (Figura 4.9) e qualitativas (Figura 4.10) com base nos dados experimentais de Budihardjo, Morrison e Behnia (2007), cujo experimento era composto por coletores solares de tubo evacuado, com comprimento nominal de 1,5 m, inclinados a 30° em relação à horizontal.

A Figura 4.9 compara os perfis de vazão mássica ( $\dot{m}$ ) obtidos neste estudo com os do autor de referência. Os resultados mostram uma correspondência significativa, com diferenças que não ultrapassam 4% ao longo do tubo.

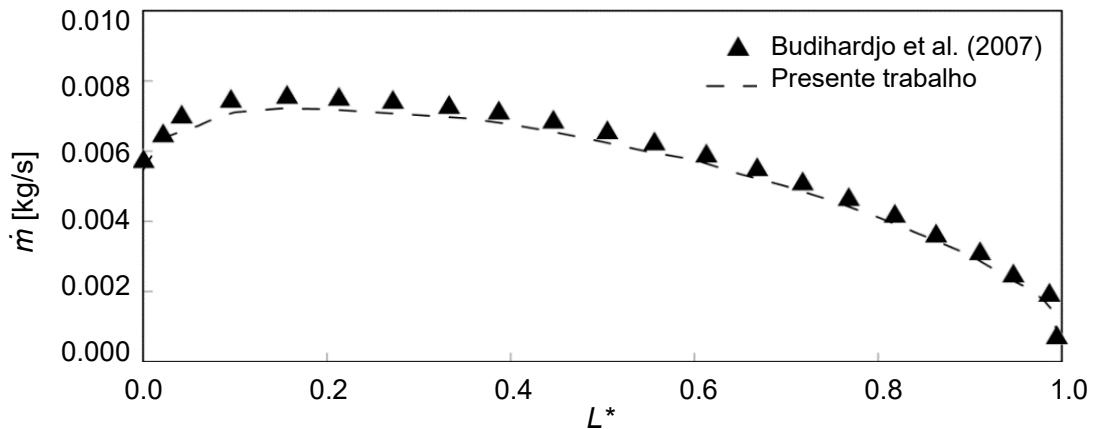


Figura 3.17 – Vazão mássica ( $\dot{m}$ ) ao longo do tubo: Budihardjo et al. (2007) e presente trabalho.

A Figura 4.10 apresenta os campos de velocidade em quatro seções transversais ao longo do tubo, correspondentes a  $L^* = 0, 1/4, 1/2$ , e  $3/4$ , onde  $L^*$

representa o comprimento adimensional do tubo. Os resultados exibidos incluem os dados deste estudo (Figura 4.10(a)) e aqueles encontrados na literatura (Figura 4.10(b)).

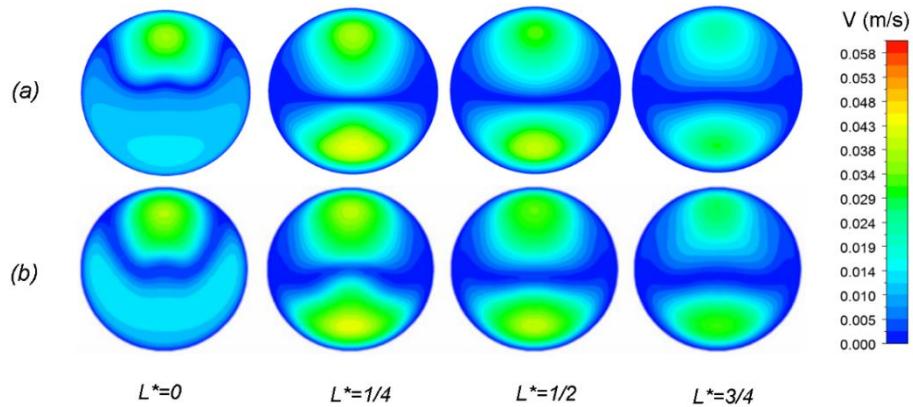


Figura 3.18 – Campos de velocidade: (a) presente trabalho; (b) Budihardjo et al. (2007).

Nessas figuras, a escala de cores evidencia que a velocidade é nula ao longo de todo o contorno do tubo, confirmando a aplicação da condição de não-deslizamento no modelo numérico. A região central das seções transversais, onde a velocidade também é nula, identifica a zona de cisalhamento entre os fluxos ascendentes e descendentes. Além disso, nota-se que os campos de velocidade obtidos neste estudo apresentam semelhança com os resultados de Budihardjo et al. (2007).

Os resultados quantitativos e qualitativos apresentados nas Figuras 4.9 e 4.10 demonstram que o modelo matemático e numérico reproduz com precisão satisfatória os comportamentos observados experimental e numericamente, indicando que o modelo é adequado para representar o fenômeno estudado nas condições analisadas.

#### 4.2.2 Estudo de Caso

Os resultados a seguir correspondem a um segmento do plano de simetria, delimitado entre a abertura do tubo ( $L^* = 0$ ) e um ponto específico ao longo de seu comprimento ( $L^* = 0,20$ ), com foco na evolução do comportamento dos escoamentos na entrada e na saída. Este segmento do tubo apresentou as maiores variações entre os diferentes casos analisados, representando distintos padrões de escoamento. Os resultados apresentados referem-se ao instante  $t = 150$  s, momento em que os

escoamentos de todos os casos já estavam plenamente desenvolvidos, como é demonstrado posteriormente.

Nas imagens apresentadas, a abertura do tubo coletor está posicionada à direita, enquanto a extremidade selada localiza-se à esquerda. Os campos são representações no plano longitudinal, com o escoamento orientado da esquerda para a direita no caso do fluido ascendente, e da direita para a esquerda no caso do fluido descendente. Tal disposição deve ser observada na leitura dos vetores de velocidade e dos campos de temperatura, especialmente para a correta identificação das regiões de entrada e saída do fluido, bem como da localização das zonas de recirculação e de cisalhamento ao longo do comprimento do tubo.

As simulações numéricas abrangem quatro inclinações do tubo coletor solar ( $\theta = 20^\circ, 30^\circ, 45^\circ$  e  $60^\circ$ ) e sete temperaturas de operação ( $T_o = 27^\circ, 32^\circ, 37^\circ, 42^\circ, 47^\circ, 57^\circ$  e  $67^\circ$  C). Embora vinte e oito casos tenham sido simulados, apenas vinte foram selecionados para apresentar os contornos de temperatura e os vetores de velocidade. Essa seleção foi feita para sintetizar os resultados, omitindo aqueles que eram visualmente semelhantes às simulações anteriores.

As Figuras 4.11, 4.13, 4.15 e 4.17 mostram os vetores de velocidade, com o gradiente de cores unificado entre todas elas, indicando a variação da velocidade ( $V$ ), no plano longitudinal para as diferentes temperaturas de operação ( $T_o$ ). Por sua vez, as Figuras 4.12, 4.14, 4.16 e 4.18 apresentam os campos de temperatura na seção longitudinal do tubo, também utilizando um gradiente de cores unificado, representando a variação da temperatura em relação a temperatura inicial ( $T_o$ ) de cada caso analisado.

As Figuras 4.11, 4.13, 4.15 e 4.17 mostram que a velocidade do escoamento é nula nas paredes do tubo, conforme previsto pelas condições de contorno definidas. Além disso, verifica-se que a velocidade também é zero na região de cisalhamento ao longo de todo o seu comprimento, caracterizando a zona de separação entre o escoamento primário ascendente e descendente.

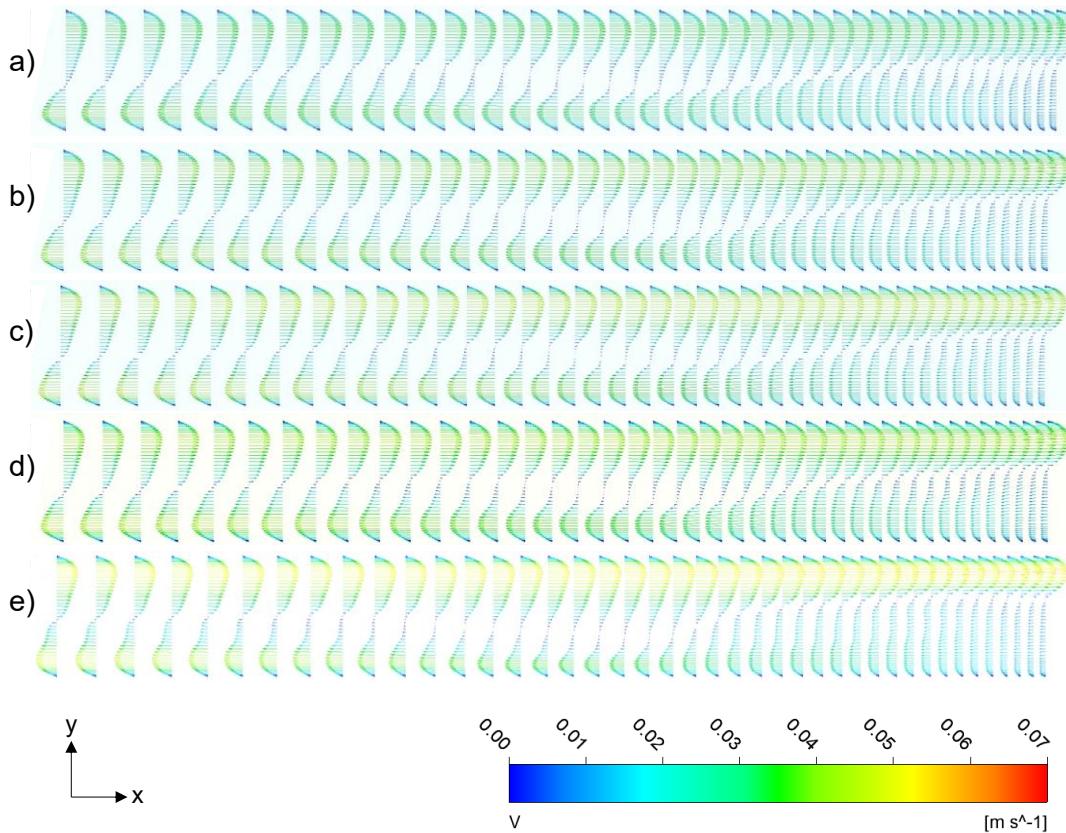


Figura 3.19 – Vetores de velocidade longitudinal para  $\theta = 20^\circ$ : (a)  $T_o = 27^\circ \text{ C}$ ; (b)  $T_o = 37^\circ \text{ C}$ ; (c)  $T_o = 47^\circ \text{ C}$ ; (d)  $T_o = 57^\circ \text{ C}$ ; (e)  $T_o = 67^\circ \text{ C}$ .

Analizando especificamente os vetores de velocidade longitudinal para o ângulo de inclinação de  $\theta = 20^\circ$  (Figura 4.11), nota-se um escoamento tipicamente laminar para todos os valores de temperatura de operação ( $T_o$ ). Observa-se que os perfis de velocidade são bem organizados, com zonas claramente definidas de escoamento ascendente na parte superior do tubo e descendente na inferior, separadas por uma linha de cisalhamento visível e estável. À medida que a  $T_o$  aumenta de  $27^\circ \text{ C}$  para  $67^\circ \text{ C}$ , nota-se um leve incremento na magnitude das velocidades, sobretudo no escoamento ascendente, contudo, sem que ocorra a ruptura do perfil laminar. A ausência de regiões de recirculação ou desorganização do fluxo indica que, para essa configuração geométrica, mesmo sob condições operacionais mais intensas, o regime permanece estratificado e estável, reforçando a predominância de mecanismos de convecção natural controlada.

Prosseguindo com a análise do caso com  $\theta = 20^\circ$ , a Figura 4.12 apresenta os campos de temperatura correspondentes aos mesmos casos simulados. O gradiente

térmico entre a base e a extremidade superior do tubo mostra-se bem estabelecido ao longo de todo o comprimento analisado. A estratificação térmica é claramente perceptível, com a formação de um perfil térmico consistente, em que as linhas isotérmicas se mantêm paralelas e bem distribuídas.

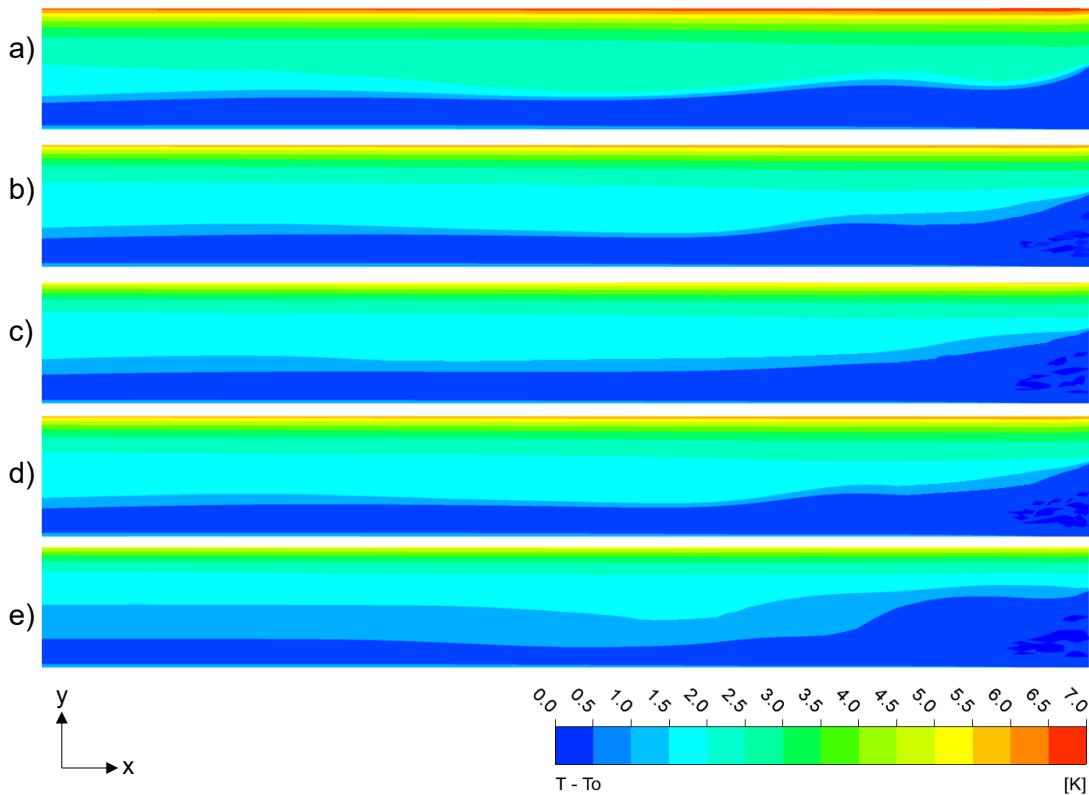


Figura 3.20 – Campos de temperatura longitudinal para  $\theta = 20^\circ$ : (a)  $T_o = 27^\circ \text{ C}$ ; (b)  $T_o = 37^\circ \text{ C}$ ; (c)  $T_o = 47^\circ \text{ C}$ ; (d)  $T_o = 57^\circ \text{ C}$ ; (e)  $T_o = 67^\circ \text{ C}$ .

Mesmo com o incremento do valor da  $T_o$ , não há sinais de distúrbios térmicos, contudo, para  $T_o = 67^\circ \text{ C}$  percebe-se uma maior ocupação do fluido frio na região de entrada (Figura 4.12(e)). Esse comportamento pode ser atribuído ao aumento da intensidade da circulação natural promovida pela elevação da temperatura de operação. Em consequência, volumes intermitentes de fluido aquecido que ascendem rapidamente pelo tubo e pela conservação da massa, ocorre a entrada repentina de água mais fria vinda do reservatório, preenchendo a porção inferior do tubo, particularmente próxima à entrada. A direção do escoamento, nesse caso, é caracterizada por um movimento descendente do fluido frio pela região inferior da

seção transversal e ascendente do fluido aquecido pela região superior, como indicado pelos vetores de velocidade na Figura 4.11(e).

As Figuras 4.13 e 4.14, que apresentam os vetores de velocidade e os campos de temperatura para  $\theta = 30^\circ$ , mostram um comportamento típico de regime laminar, com escoamentos bem definidos e perfis de temperatura estratificados para todos os valores de  $T_o$ . Entretanto, para  $T_o = 67^\circ\text{ C}$  (Figura 4.14(e)), observa-se a formação de uma golfada de água não aquecida adentrando o tubo, a qual restringe a área de saída da água aquecida. Esta flutuação no comportamento do escoamento é notada com mais frequência, à medida que as condições de operação ficam mais extremas, com o aumento de  $\theta$  e  $T_o$ .

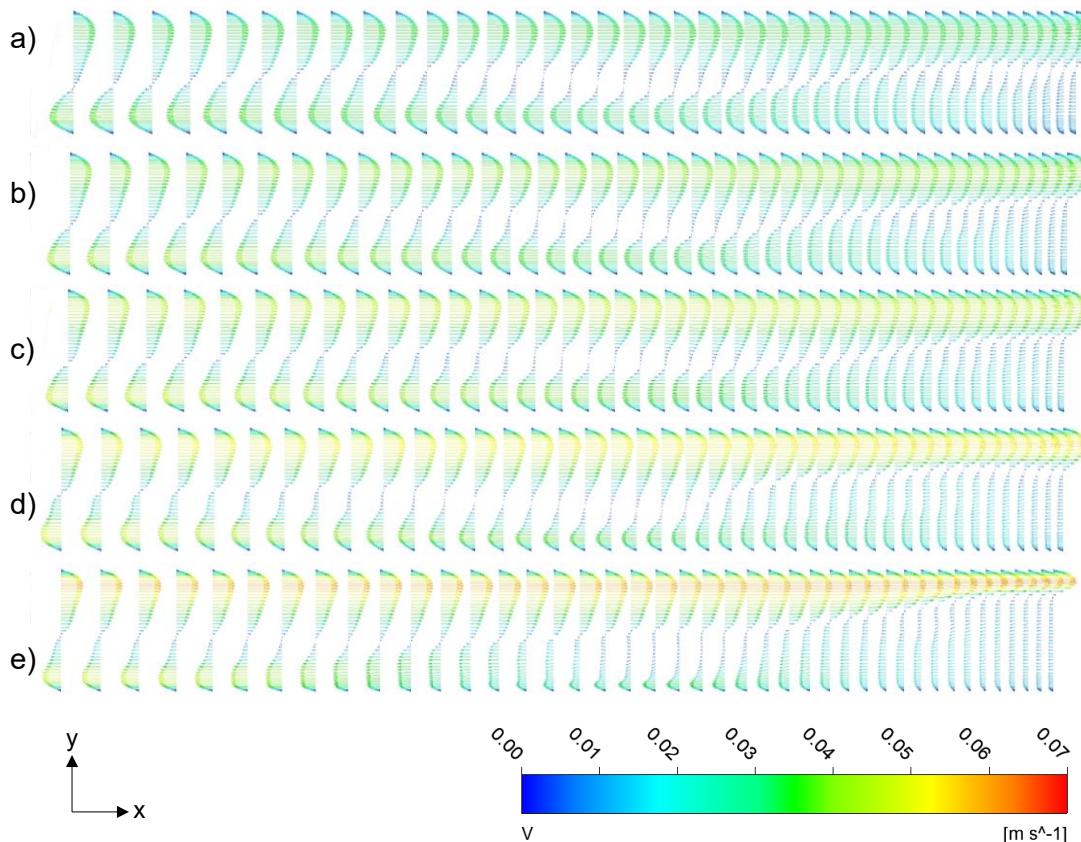


Figura 3.21 – Vetores de velocidade longitudinal para  $\theta = 30^\circ$ : (a)  $T_o = 27^\circ\text{ C}$ ; (b)  $T_o = 37^\circ\text{ C}$ ; (c)  $T_o = 47^\circ\text{ C}$ ; (d)  $T_o = 57^\circ\text{ C}$ ; (e)  $T_o = 67^\circ\text{ C}$ .

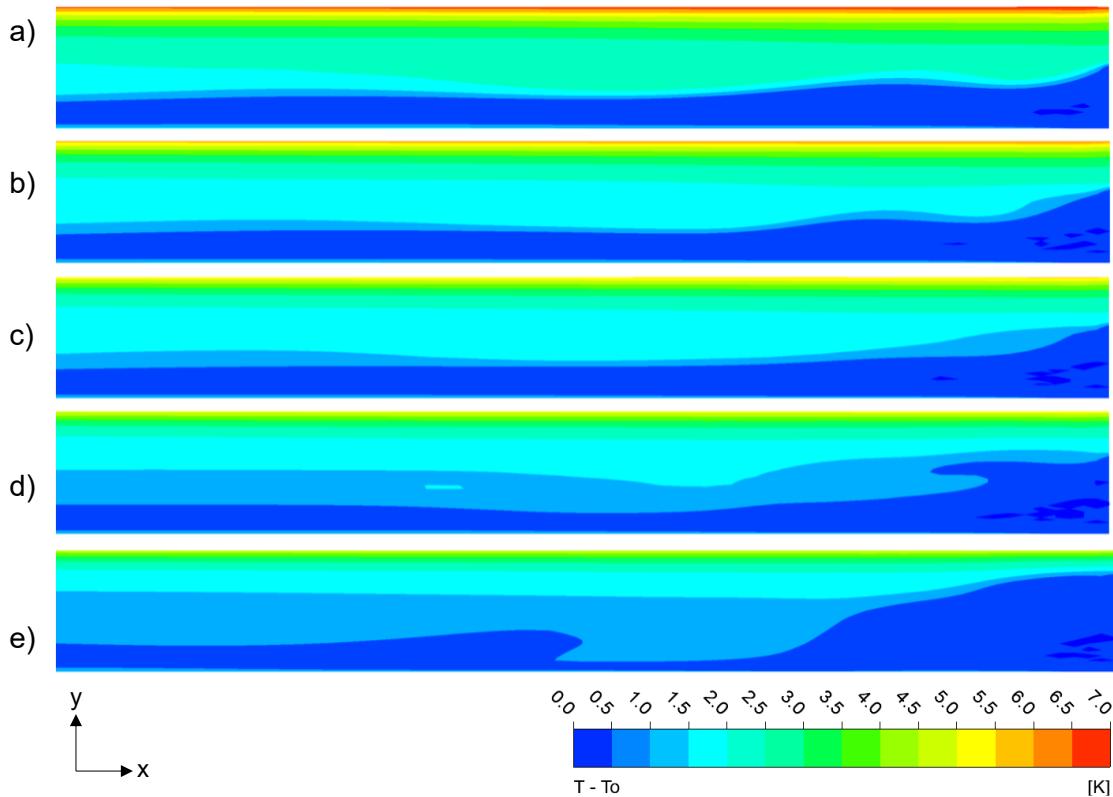


Figura 3.22 – Campos de temperatura longitudinal para  $\theta = 30^\circ$ : (a)  $T_o = 27^\circ\text{ C}$ ; (b)  $T_o = 37^\circ\text{ C}$ ; (c)  $T_o = 47^\circ\text{ C}$ ; (d)  $T_o = 57^\circ\text{ C}$ ; (e)  $T_o = 67^\circ\text{ C}$ .

Os vetores de velocidade para  $\theta = 45^\circ$  e  $T_o = 27^\circ\text{ e }37^\circ\text{ C}$  (Figuras 4.15(a-b)) exibem perfis de velocidade bem-organizados, sugerindo um comportamento característico de escoamento laminar. Contudo, à medida que a temperatura aumenta, como mostrado nos casos subsequentes (Figuras 4.15(c-e)), observa-se um crescimento na ordem de grandeza das velocidades do escoamento primário ascendente, localizado na região superior do tubo. Simultaneamente, surgem escoamentos ascendentes e descendentes menos organizados em comparação aos primeiros. A zona de cisalhamento torna-se menos definida, com escoamentos opostos ocorrendo em múltiplos níveis. Além disso, aparecem regiões de recirculação no escoamento.

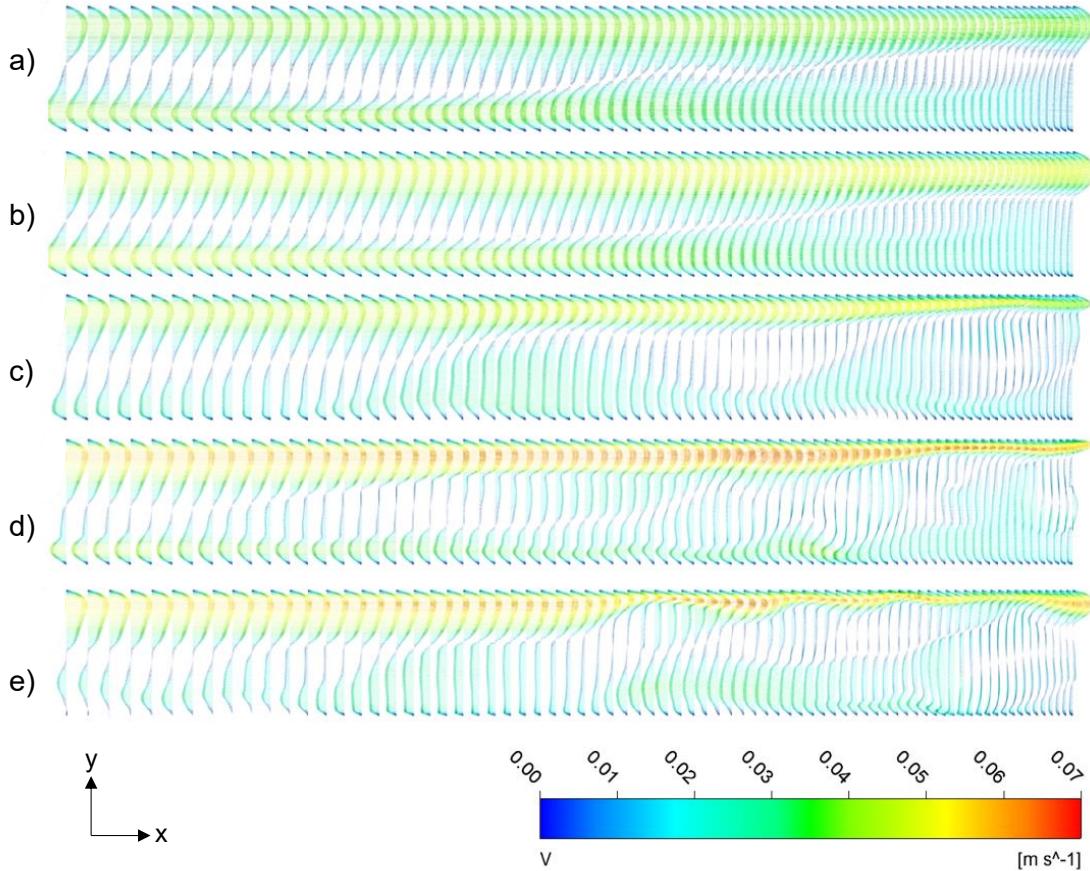


Figura 3.23 – Vetores de velocidade longitudinal para  $\theta = 45^\circ$ : (a)  $T_o = 27^\circ C$ ; (b)  $T_o = 37^\circ C$ ; (c)  $T_o = 47^\circ C$ ; (d)  $T_o = 57^\circ C$ ; (e)  $T_o = 67^\circ C$ .

Nas Figuras 4.16(a-b), dos campos de temperatura, observa-se um escoamento estratificado bem definido. Já nas Figuras 4.16(c-e), embora ainda seja possível identificar um comportamento de estratificação térmica, este se apresenta menos organizado em comparação aos casos iniciais, apresentando temperaturas mais baixas.

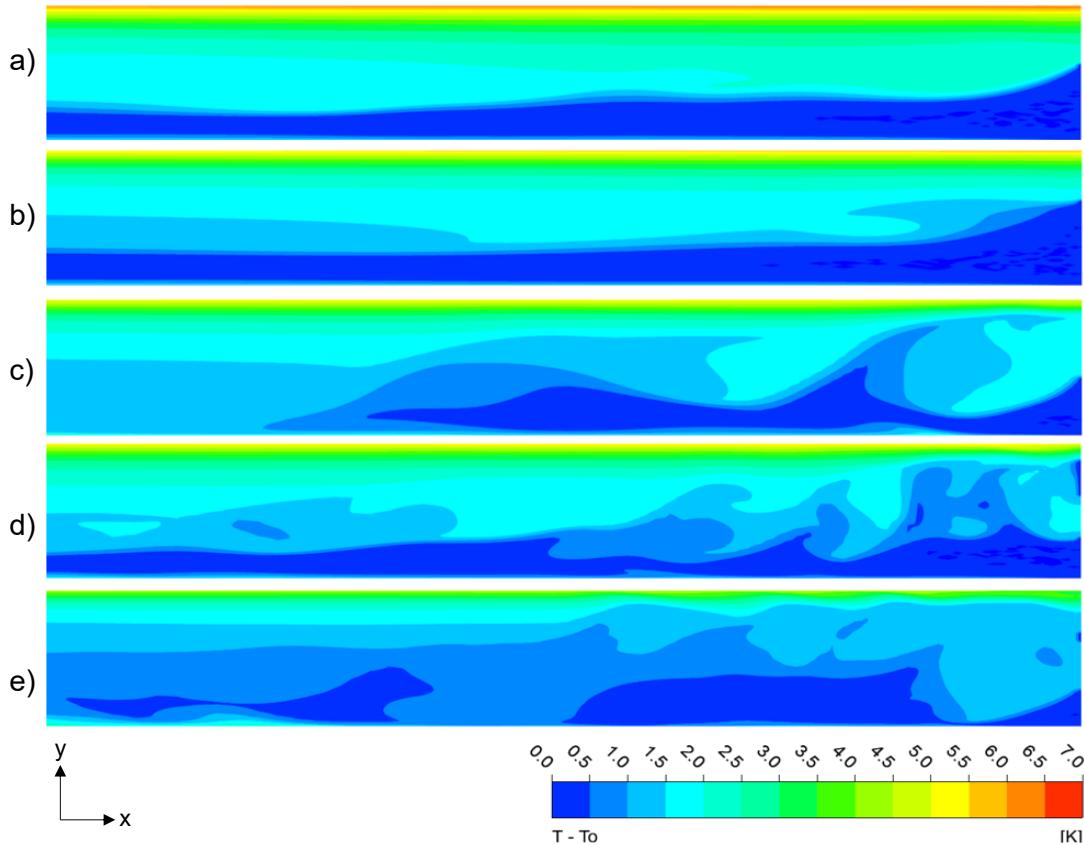


Figura 3.24 – Campos de temperatura longitudinal para  $\theta = 45^\circ$ : (a)  $T_o = 27^\circ\text{ C}$ ; (b)  $T_o = 37^\circ\text{ C}$ ; (c)  $T_o = 47^\circ\text{ C}$ ; (d)  $T_o = 57^\circ\text{ C}$ ; (e)  $T_o = 67^\circ\text{ C}$ .

Para o ângulo de inclinação de  $\theta = 60^\circ$  a evolução do comportamento descrito até então se dá mais rapidamente, sendo que a partir de  $T_o = 37^\circ\text{ C}$  (Fig. 4.17 (b) e Fig. 4.18(b)) observam-se fluxos intermitentes adentrando o tubo, descaracterizando os fluxos ascendente e descendente.

Ao examinar os vetores de velocidade em conjunto com os campos de temperatura, nota-se que, em certas regiões, o escoamento ascendente perde sua continuidade devido às perturbações causadas pelo escoamento descendente. Neste caso fica clara a entrada de golfadas de água fria no tubo. Esse fenômeno explica a transição de um campo de temperatura estratificado e bem definido para um padrão menos organizado.

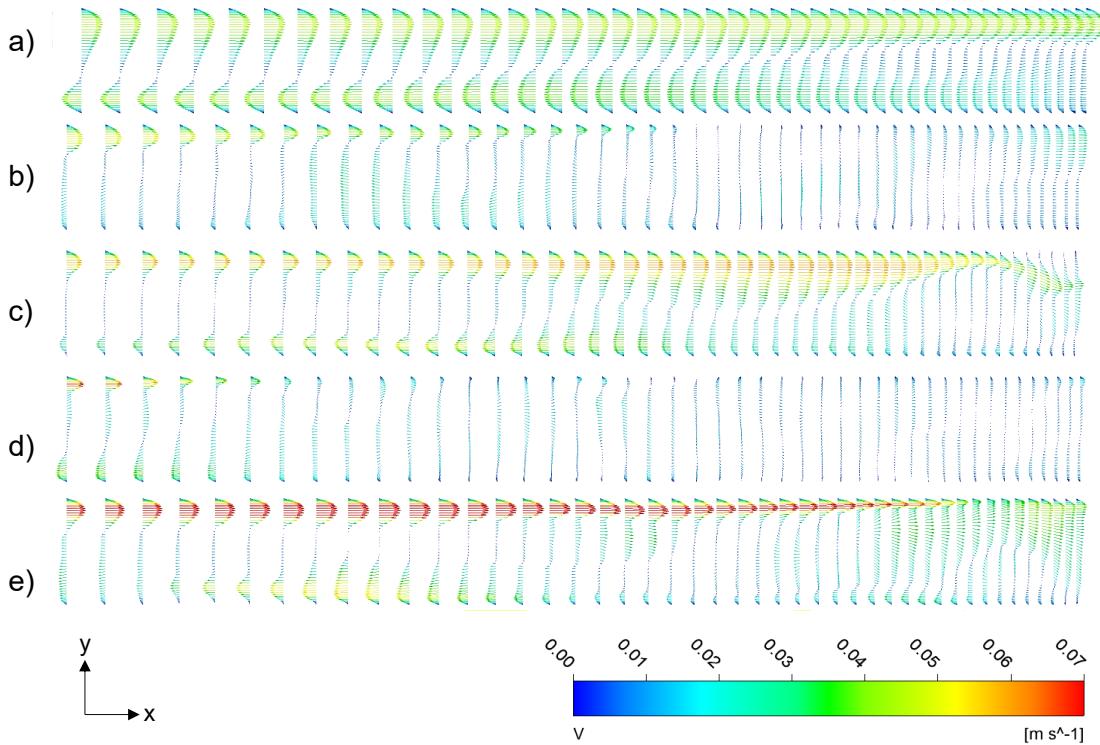


Figura 3.25 – Vetores de velocidade longitudinal para  $\theta = 60^\circ$ : (a)  $T_o = 27^\circ\text{ C}$ ; (b)  $T_o = 37^\circ\text{ C}$ ; (c)  $T_o = 47^\circ\text{ C}$ ; (d)  $T_o = 57^\circ\text{ C}$ ; (e)  $T_o = 67^\circ\text{ C}$ .

A Figura 4.18 evidencia de forma clara a sensível influência da temperatura de operação ( $T_o$ ) sobre a estabilidade térmica do escoamento no interior dos tubos coletores inclinados a  $60^\circ$ . Para temperatura de operação  $T_o = 27^\circ\text{ C}$  (Figura 4.18(a)), observa-se uma estratificação térmica bem estabelecida, com gradientes suaves e isotermas organizadas ao longo da extensão do tubo. No entanto, à medida que a temperatura de operação é elevada, essa organização térmica começa a se deteriorar, com o surgimento de regiões de mistura entre fluido quente e frio, visíveis pela deformação das linhas isotérmicas e pelo preenchimento desordenado da região de entrada com massas de fluido mais frio.

A Figura 4.18(e) é particularmente ilustrativa dessa transição, revelando uma perda significativa da estratificação e uma distribuição térmica caótica, que sugere a intensificação de perturbações associadas ao rompimento do regime laminar. Essa instabilidade térmica, amplificada pela elevada inclinação, é compatível com a ocorrência de golfadas de fluido frio, descritas anteriormente na análise dos campos de velocidade.

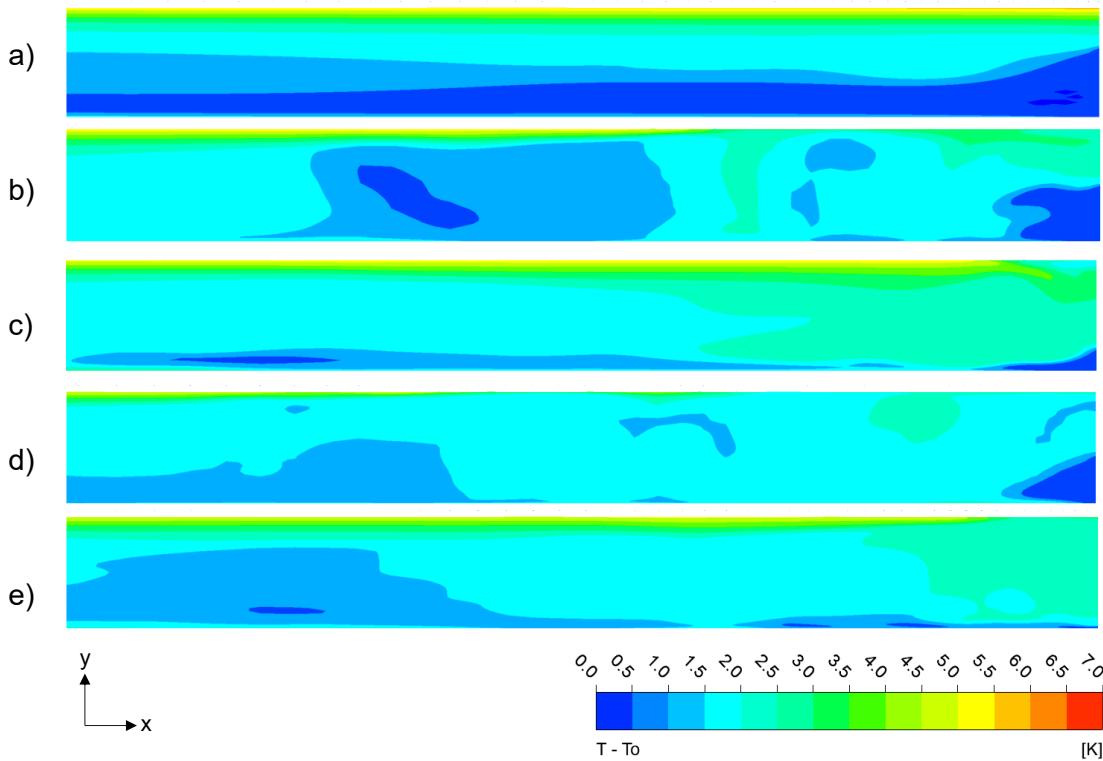


Figura 3.26 – Campos de temperatura longitudinal para  $\theta = 60^\circ$ : (a)  $T_o = 27^\circ\text{ C}$ ; (b)  $T_o = 37^\circ\text{ C}$ ; (c)  $T_o = 47^\circ\text{ C}$ ; (d)  $T_o = 57^\circ\text{ C}$ ; (e)  $T_o = 67^\circ\text{ C}$ .

A Figura 4.19 ilustra o perfil da vazão mássica ( $\dot{m}$ ) em função do tempo para todos os casos previamente discutidos. O valor de  $\dot{m}$  é relativo à massa de água aquecida, que sai pela extremidade aberta do coletor solar de tubo evacuado. Observa-se que, com o aumento da temperatura de operação,  $T_o$ , e do ângulo de inclinação do tubo,  $\theta$ , ocorre um crescimento no valor máximo de  $\dot{m}$  e uma redução no tempo ( $t$ ) necessário para atingir o pico. Esse comportamento pode ser explicado pelo aumento das forças de empuxo no escoamento, decorrente do acréscimo do coeficiente de expansão térmica ( $\beta$ ) e pela diminuição da viscosidade dinâmica ( $\mu$ ) com o incremento de  $T_o$ .

As flutuações exibidas na Figura 4.19 estão relacionadas à intermitência da água entrando no tubo, um efeito diretamente associado às golfadas previamente descritas. Observa-se que, para os quatro ângulos  $\theta$ , o comportamento de  $\dot{m}$  após alcançar seu valor máximo apresenta-se estável em  $T_o = 27^\circ\text{ C}$ . No entanto, à medida que o ângulo  $\theta$  aumenta, o fenômeno de escoamento em golfadas passa a ocorrer em valores mais baixos de  $T_o$ . Especificamente, para  $\theta = 20^\circ$  e  $\theta = 30^\circ$ , a intermitência no

fluxo mássico inicia-se em  $T_o = 67^\circ \text{ C}$ , enquanto para  $\theta = 45^\circ$  e  $\theta = 60^\circ$ , esse comportamento é observado a partir de  $T_o = 42^\circ \text{ C}$  e  $T_o = 37^\circ \text{ C}$ , respectivamente.

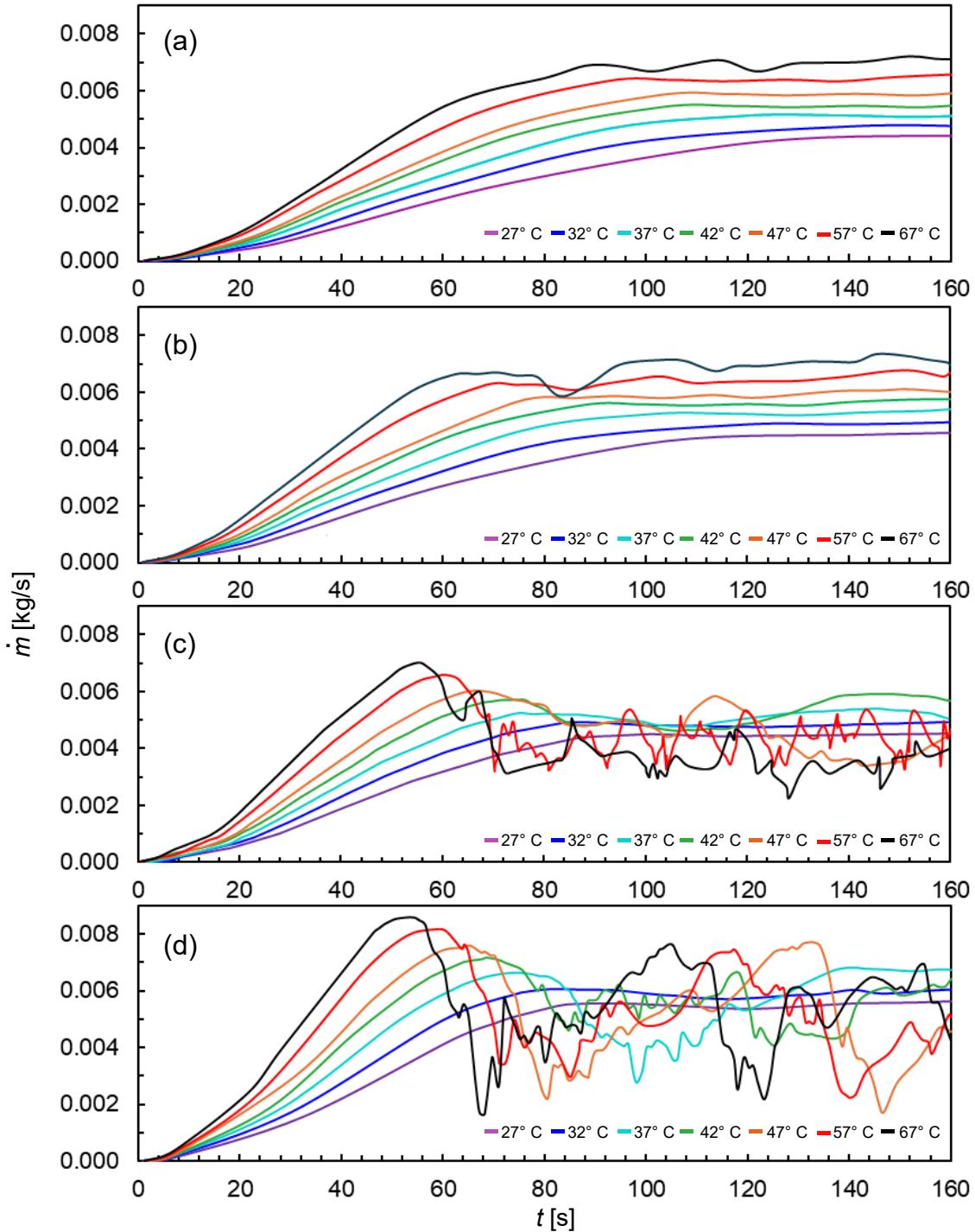


Figura 3.27 – Comparaç $\hat{\text{o}}$ o do comportamento da vazão,  $\dot{m}$ , em função do tempo para diferentes valores de temperatura de operação,  $T_o$  de acordo com o ângulo de inclinação do tubo: (a)  $\theta = 20^\circ$ ; (b)  $\theta = 30^\circ$ ; (c)  $\theta = 45^\circ$ ; (d)  $\theta = 60^\circ$ .

As oscilações de  $\dot{m}$  após atingir seu valor máximo tornam-se mais pronunciadas com o aumento de  $T_o$ , ampliando tanto em amplitude quanto em frequência. Apesar dos casos com valores mais elevados de  $T_o$  apresentarem um  $\dot{m}$  máximo maior, observa-se uma redução no valor médio de  $\dot{m}$  nos instantes subsequentes.

#### **4.3 Análise Acoplada Numérica e Experimental**

A comparação entre os dados obtidos experimentalmente e os resultados simulados numericamente permite uma leitura mais abrangente do comportamento térmico e fluidodinâmico dos coletores solares de tubo a vácuo sob diferentes inclinações. Contudo, antes de realizar a análise cruzada entre ambas as abordagens, é necessário destacar algumas limitações metodológicas que influenciam a correspondência direta dos resultados.

As simulações foram conduzidas com base em condições de contorno ideais, extraídas da literatura de validação (BUDIHARDJO et al., 2007), nas quais foi aplicado um fluxo de calor constante e uniforme ao longo de toda a circunferência externa do tubo coletor. Essa simplificação, embora comum em estudos de CFD, não reproduz com precisão a condição real dos testes experimentais, onde a incidência solar ocorre de forma assimétrica, com maior intensidade na parte superior dos tubos e presença de sombreamento e radiação indireta na parte inferior. Além disso, o modelo numérico despreza as perdas térmicas por convecção e radiação para o ambiente, tratando o tubo como um sistema ideal, o que tende a superestimar o desempenho térmico do sistema.

Outro aspecto importante refere-se à leitura da vazão mássica no experimento, que representa um dado global registrado na entrada do tubo coletor comum aos 10 tubos evacuados do conjunto. Essa leitura é, na prática, o reflexo de uma movimentação abrupta da massa aquecida que sai dos tubos, fenômeno que, devido ao posicionamento do medidor, acaba sendo parcialmente amortecido. Isso significa que os picos de vazão registrados experimentalmente podem apresentar valores inferiores à magnitude real do evento, o que deve ser considerado ao comparar com os dados locais obtidos nas simulações, onde não há atraso nem amortecimento na leitura.

Também é pertinente lembrar que o modelo numérico assume que a vazão de água mais fria proveniente do reservatório se distribui de forma uniforme entre os dez tubos evacuados, assim como o escoamento ascendente de água aquecida. Essa hipótese, embora apropriada para a simplificação do domínio computacional, não representa as pequenas assimetrias presentes no escoamento real, nas quais a divisão da vazão entre os tubos pode não ocorrer de maneira perfeitamente uniforme.

Apesar dessas diferenças, é possível identificar tendências compatíveis entre as abordagens. A Figura 4.20 mostra os dados experimentais de vazão mássica ao longo do tempo entre 13h e 14h20, período de maior intensidade térmica do dia. Observa-se que a inclinação de 30° promove o maior valor médio de  $\dot{m}$ , enquanto a inclinação de 45° apresenta oscilações mais frequentes e intensas, compatíveis com escoamentos instáveis. Já a inclinação de 20° resulta em vazão mais estável e valores significativamente inferiores.

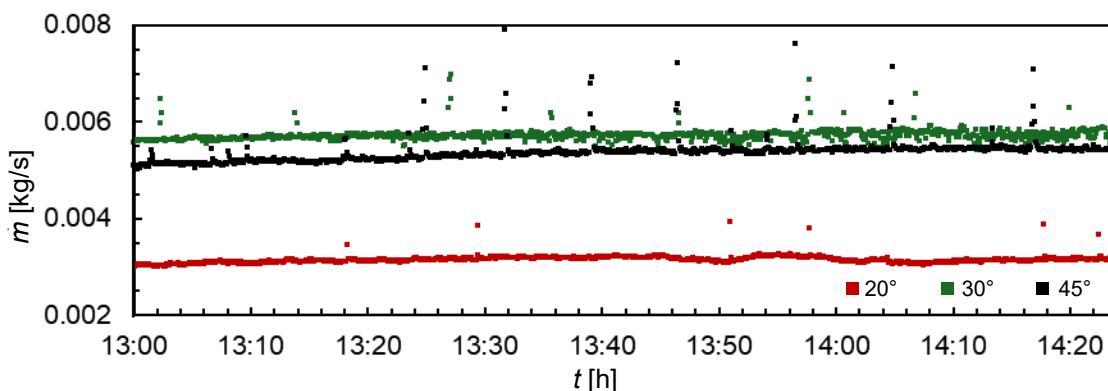


Figura 3.28 – Comparaçāo da vazāo māssica experimental ( $\dot{m}$ ) entre as inclinações de 20°, 30° e 45° durante o período de pico operacional.

A Figura 4.21 apresenta os perfis de  $\dot{m}$  obtidos por simulação numérica para os mesmos três ângulos, com temperatura de operação ( $T_0 = 67^\circ\text{C}$ ). Inicialmente, todos os casos apresentam crescimento progressivo da vazão, mas a partir de  $t = 60\text{ s}$ , a curva de 45° passa a registrar instabilidades acentuadas, com redução do valor médio de  $\dot{m}$  e comportamento irregular. Em contrapartida, as simulações com 20° e 30° mantêm vazões mais elevadas e com pequenas flutuações.

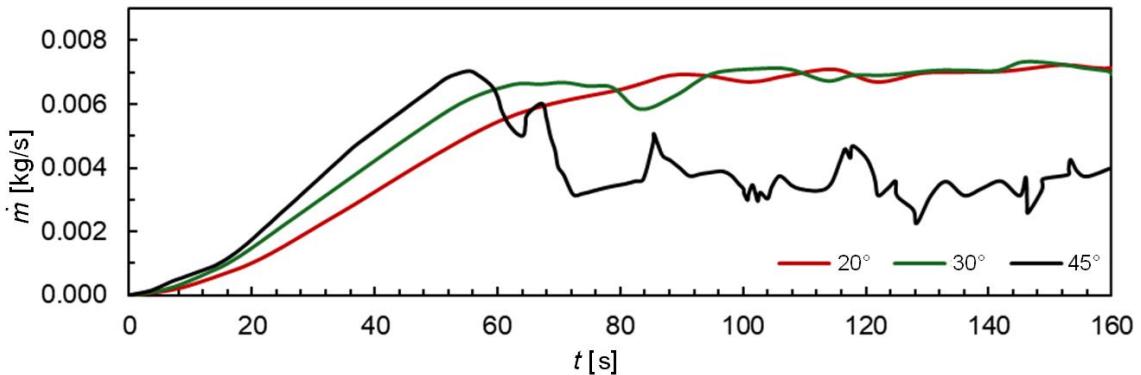


Figura 3.29 – Perfis simulados de vazão mássica ( $\dot{m}$ ) ao longo do tempo para as inclinações de  $20^\circ$ ,  $30^\circ$  e  $45^\circ$ , com  $T_o = 67^\circ\text{C}$ .

Essa convergência geral de comportamento valida, ainda que com ressalvas, a capacidade da simulação de prever os efeitos da inclinação sobre o padrão de escoamento. As oscilações observadas nas simulações para maiores ângulos estão associadas à quebra da estratificação térmica e ao surgimento de recirculações internas, conforme observado nos vetores de velocidade nas Figuras 4.15 e 4.17. Esses efeitos correspondem, no experimento, às chamadas golfadas térmicas, refletidas nos picos abruptos de vazão mássica.

A análise acoplada, portanto, demonstra que embora os modelos não sejam perfeitamente comparáveis em termos absolutos, a correspondência nos padrões de comportamento dinâmico é significativa. Isso reforça a utilidade da abordagem numérica para interpretar fenômenos internos não observáveis diretamente no experimento, como a ruptura do escoamento laminar e o colapso da estratificação térmica, ao passo que os dados experimentais fornecem validação qualitativa do regime de operação do sistema real.

#### 4.4 Análise de Potências e Eficiência do Sistema

A avaliação do desempenho térmico do sistema de aquecimento solar foi realizada com base nos dados experimentais de temperatura e vazão mássica obtidos para as diferentes inclinações da bancada ( $20^\circ$ ,  $30^\circ$  e  $45^\circ$ ). A partir desses dados, foram calculadas a potência útil transferida ao fluido térmico e a potência solar

incidente sobre os coletores solares, permitindo a determinação da eficiência térmica instantânea do sistema, conforme estabelecido pela Equação 3.6.

A potência útil ( $\dot{Q}_{útil}$ ) foi determinada a partir do produto entre a vazão mássica, o calor específico da água e a variação da temperatura entre os pontos de entrada e saída dos tubos coletores solares (Equação 3.7). Já a potência incidente ( $\dot{Q}_{solar}$ ) foi obtida com base no valor da irradiância solar medida e na área de abertura dos coletores solares, definida como a projeção ortogonal da face superior dos dez tubos do conjunto, de acordo com a recomendação da norma ISO 9806:2017.

A Figura 4.22 apresenta a comparação entre a potência solar incidente ( $\dot{Q}_{solar}$ ) e a potência útil transferida ao fluido térmico ( $\dot{Q}_{útil}$ ) ao longo do dia, para as três inclinações analisadas: 20° (a), 30° (b) e 45° (c). Os dados foram obtidos com base nos registros de irradiância solar e nas medições experimentais de vazão mássica e temperatura, conforme descrito na metodologia.

Em todos os casos, observa-se inicialmente um crescimento progressivo da potência solar, reflexo direto do aumento da irradiância solar ao longo da manhã. A potência útil, por sua vez, apresenta um retardo em relação à potência solar, iniciando sua elevação cerca de duas horas após o início da captação de energia. Este atraso é coerente com a dinâmica térmica do sistema de termossifão. Antes que ocorra a circulação natural da água, é necessário que a radiação solar aqueça o conjunto de tubos coletores solares até que se estabeleça um gradiente de massa específica (e consequente empuxo) capaz de iniciar a convecção natural no sistema por completo.

Conforme a circulação interna se intensifica, há um aumento expressivo tanto da vazão quanto da diferença de temperatura entre os pontos de entrada e saída do conjunto de tubos, o que se traduz no crescimento contínuo da potência útil durante o período de maior irradiância. A partir do início da tarde, quando a irradiância passa a decair, observa-se que a potência útil se mantém elevada por um período mais prolongado, evidenciando a inércia térmica do sistema. Mesmo após o declínio da potência solar, o regime de circulação por termossifão permanece ativo por algum tempo, sustentando o processo de transferência de calor e prolongando a utilidade do sistema coletor.

Quantitativamente, nota-se que para a inclinação de 20° (Figura 4.22a), os valores de  $\dot{Q}_{útil}$  são significativamente inferiores aos dos demais casos, e o intervalo

de operação efetiva é mais curto. A potência útil atinge um platô, permanecendo abaixo de 500 W durante quase todo o período ativo.

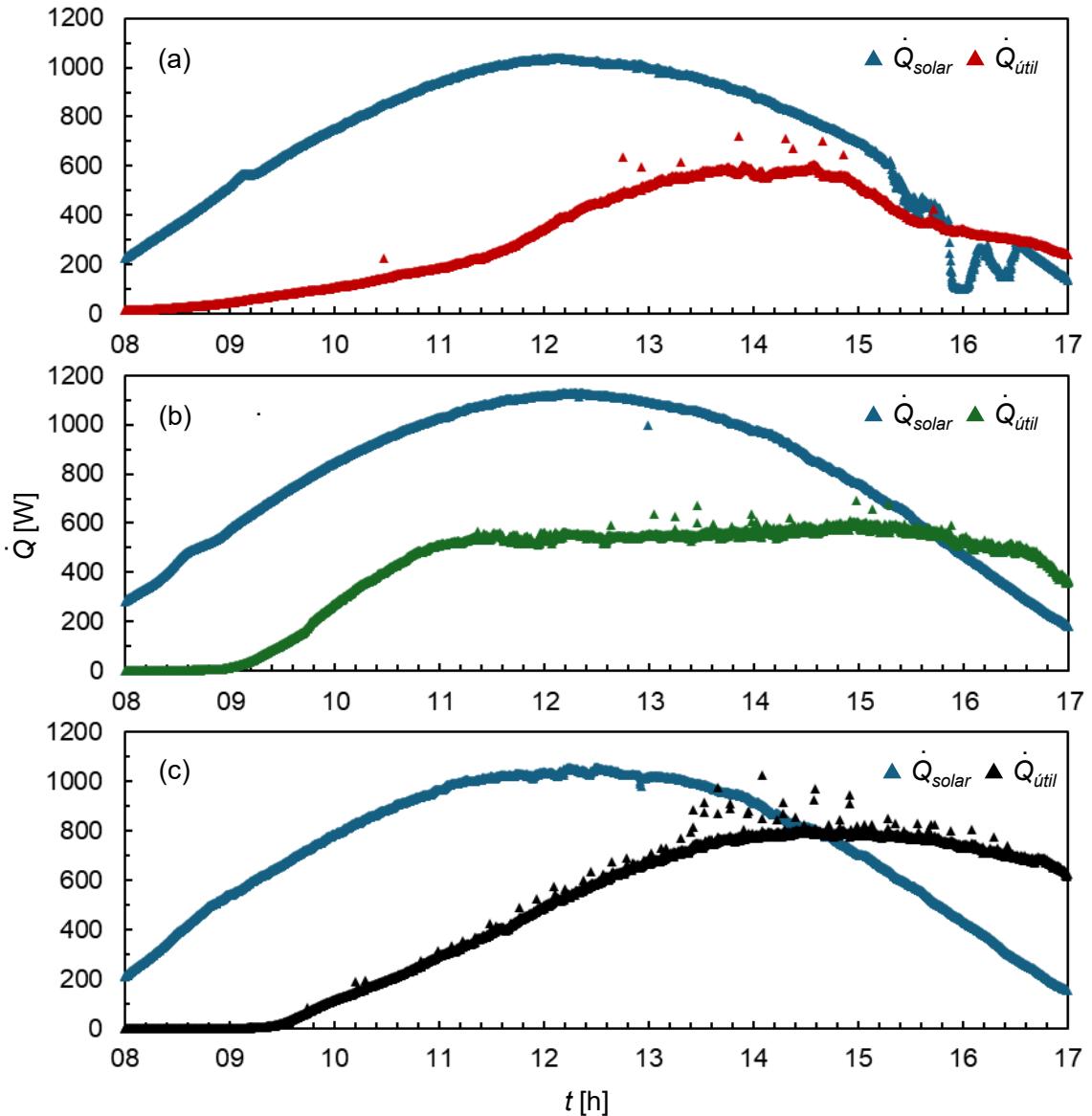


Figura 3.30 – Comparaç $\circ$ o entre potênci $\circ$  solar incidente ( $\dot{Q}_{solar}$ ) e potênci $\circ$  útil ( $\dot{Q}_{util}$ ) para diferentes inclinações do coletor: (a) 20°, (b) 30° e (c) 45°.

Após as 15h, são observadas quedas abruptas na potênci $\circ$  solar, em decorrência da passagem de nuvens dispersas sobre os coletores solares. Esse comportamento está em conformidade com o que já havia sido identificado na análise da Figura 4.2. Mesmo diante dessas oscilações, nota-se que a potênci $\circ$  útil apresenta uma resposta mais lenta e menos sensível à instabilidade da irradiação, mantendo-

se relativamente constante no período. Esse comportamento demonstra a capacidade do sistema de sustentar a circulação por inércia térmica, mesmo na ausência momentânea de radiação incidente.

Para a inclinação de 30° (Figura 4.22b), há um desempenho superior, com  $\dot{Q}_{útil}$  estabilizando-se acima de 600 W e acompanhando de forma mais eficiente o perfil da potência solar. O tempo de resposta térmica também é mais rápido, e a potência útil se mantém estável por um intervalo mais amplo. Já para a inclinação de 45° (Figura 4.22c), o início do aquecimento é ligeiramente mais tardio, mas o sistema alcança valores elevados de  $\dot{Q}_{útil}$ , superando 700 W durante o pico. A resposta térmica do sistema é mais lenta, mas a operação prolongada do termossifão mantém o sistema ativo até horários mais avançados.

Essas observações indicam que o ângulo de inclinação afeta não apenas a quantidade de energia absorvida, mas também o tempo de ativação e a persistência do regime convectivo.

A Figura 4.23 apresenta a evolução da eficiência térmica ( $\eta$ ) do sistema ao longo do dia para as três inclinações avaliadas: 20°, 30° e 45°. A eficiência foi calculada com base na razão entre a potência útil transferida ao fluido térmico e a potência solar incidente, conforme definido na Equação 3.6.

Nas primeiras horas do dia, observa-se que a eficiência permanece próxima de zero para todas as inclinações. Esse comportamento decorre da diferença entre os tempos de resposta da radiação solar e do sistema de aquecimento: embora a irradiação solar já esteja em ascensão desde o início da manhã, o sistema ainda não atingiu a temperatura necessária para ativar a circulação natural da água, resultando em baixos valores de  $\dot{Q}_{útil}$  e, consequentemente, eficiência praticamente nula.

A partir das 9h, a eficiência começa a crescer gradualmente, à medida que o sistema se aquece e a circulação da água por termossifão é estabelecida. Para a inclinação de 30°, o crescimento da eficiência é ligeiramente mais rápido, indicando uma ativação mais precoce do regime de convecção natural. Já a inclinação de 45° apresenta crescimento mais lento no início, mas ultrapassa as demais por volta das 13h, mantendo os maiores valores médios de eficiência térmica até o final do dia.

Um aspecto notável observado na figura ocorre após o horário de pico da irradiação solar (14h), quando a eficiência térmica ultrapassa o valor unitário ( $\eta > 1$ ). Esse fenômeno, é explicado pela defasagem entre a potência útil (que se mantém

elevada devido à inércia térmica do sistema e à continuidade da circulação) e a potência solar, que começa a declinar após o meio-dia. A continuidade do escoamento e da troca térmica mesmo após a redução da irradiância provoca, momentaneamente, valores de eficiência superiores a 1, sobretudo nas inclinações de 45° e 30°.

No caso da inclinação de 20°, são observados picos acentuados de eficiência após as 16h, justamente quando a irradiância solar já está próxima de zero pelas obstruções de nuvens. Isso evidencia que o sistema, mesmo sem radiação, continua operando por alguns instantes devido à energia acumulada e à manutenção do escoamento. Esses valores, embora numericamente elevados, refletem uma condição transitória onde o denominador da equação de eficiência (potência solar) torna-se muito pequeno, o que acentua artificialmente o valor de  $\eta$ .

Além disso, ao longo de todo o período analisado, pequenos picos de eficiência são observados fora das tendências principais, nas três inclinações. Esses picos estão associados aos eventos de aumento súbito de vazão mássica descritos anteriormente, isto é, às golfadas térmicas que elevam temporariamente a potência útil, provocando variações abruptas na razão entre as potências. Tais flutuações são particularmente mais frequentes nos casos de 45° e 30°, confirmando a correlação entre instabilidade do escoamento e variabilidade da eficiência térmica.

Em síntese, a inclinação de 45° apresentou os maiores valores médios de eficiência térmica no período de maior irradiância global, enquanto a inclinação de 30° demonstrou um desempenho mais estável e com menor dispersão. A inclinação de 20°, embora menos eficiente em termos absolutos, evidenciou boa continuidade operacional ao final do dia.

É importante destacar que os dados utilizados nesta análise se referem a três dias de outono (20° em 15 de maio, 30° em 24 de abril e 45° em 03 de maio), período caracterizado por uma trajetória solar mais inclinada no hemisfério sul. Essa condição favorece inclinações mais elevadas dos coletores solares para maximizar a captação de radiação direta. Portanto, os resultados de eficiência térmica observados para as inclinações de 30° e 45° refletem o desempenho do sistema sob condições típicas de outono. Em outras estações do ano, especialmente no verão, o comportamento da irradiância solar pode favorecer inclinações menos acentuadas, o que pode alterar o desempenho relativo entre os ângulos testados.

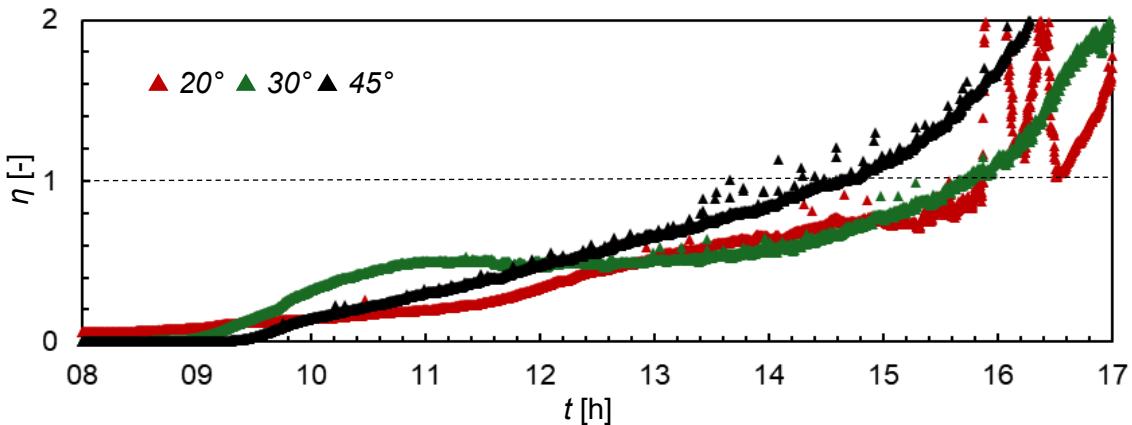


Figura 3.31 – Evolução temporal da eficiência térmica ( $\eta$ ) do sistema de aquecimento solar ao longo do dia para as inclinações de  $20^\circ$ ,  $30^\circ$  e  $45^\circ$ .

Contudo, a avaliação instantânea da eficiência térmica, embora útil para identificar tendências de curto prazo, apresenta limitações neste experimento. Como o sistema opera em regime de termossifão e o reservatório térmico atua como um volume de armazenamento, existe uma defasagem natural entre a incidência da radiação solar e a resposta térmica observada nos sensores. Essa latência faz com que, em determinados instantes, a potência útil calculada a partir do aumento de temperatura do fluido exceda a potência solar incidente registrada no mesmo intervalo, resultando em valores momentâneos de eficiência superiores a 1. Trata-se de um efeito artificial decorrente do acúmulo prévio de energia no reservatório e não de um ganho físico imediato no coletor.

Uma forma de mensurar  $\dot{Q}_{\text{útil}}$  é pela soma contínua da energia térmica armazenada no sistema, uma vez que não há consumo de água durante os ensaios. Por essa razão, a interpretação adequada do desempenho do sistema se dá por uma avaliação global da eficiência diária, considerando o balanço energético integrado no período de operação. Para calcular a eficiência global diária ( $\eta$ ), foi feita a somatória de  $\dot{Q}_{\text{útil}}$  e de  $\dot{Q}_{\text{solar}}$  ao longo de um ciclo diário (das 7 h às 18 h), e a eficiência foi obtida pela razão das somatórias ( $\eta = \dot{Q}_{\text{útil}}/\dot{Q}_{\text{solar}}$ ).

Os valores de eficiência obtidos para cada caso foram 46,4%, 69,5% e 54,4%, para as inclinações de  $20^\circ$ ,  $30^\circ$  e  $45^\circ$  respectivamente. Com base nos resultados e análises apresentadas até aqui se pode afirmar que o menor valor de  $\eta$ , para o caso com inclinação de  $20^\circ$ , se deve à menor intensidade da circulação natural do fluido, já que essa configuração favorece menos a circulação natural em relação às maiores

inclinações. O maior valor de  $\eta$ , observado para a inclinação de 30°, não se deve apenas aos maiores valores de vazão e aumento de temperatura, mas também ao comportamento mais estável ao longo de todo o ciclo diário. Por fim, a inclinação de 45° obteve um valor intermediário para  $\eta$ . Apesar de ter promovido os maiores registros de vazão e aumento de temperatura, o comportamento não se manteve nesse nível elevado durante todo o dia. Por este motivo, o acumulado de  $\dot{Q}_{útil}$  para a inclinação de 30° superou o acumulado da inclinação de 45°.

Estes resultados complementam a análise das potências e reforçam a importância da inclinação como variável crítica no desempenho térmico de sistemas solares com circulação natural.

## 5 CONCLUSÃO

A presente tese teve como objetivo central avaliar o comportamento térmico e fluidodinâmico em coletores solares de tubo a vácuo submetidos a diferentes ângulos de inclinação, por meio de uma abordagem experimental e numérica. As análises permitiram investigar os efeitos dessa variável geométrica sobre a circulação natural da água, a estabilidade do padrão de escoamento e o desempenho térmico do sistema.

Os dados coletados experimentalmente evidenciaram que a inclinação dos coletores solares exerce influência direta sobre a intensidade e a estabilidade do escoamento por efeito do termossifão. A comparação entre os ângulos de 20°, 30° e 45° revelou que inclinações intermediárias (30°) causam um aumento na vazão mássica média, ao passo que maiores inclinações (45°) promovem uma intensificação das instabilidades transitórias no escoamento, caracterizadas por golfadas térmicas. Apesar da ocorrência desses picos abruptos de vazão, verificou-se que eles não afetam significativamente nem a vazão média nem as temperaturas de entrada e saída da água no tubo coletor, tampouco comprometem o abastecimento térmico do reservatório. Isso indica que o sistema é resiliente frente a essas flutuações momentâneas, mantendo sua estabilidade operacional ao longo do tempo.

As simulações numéricas, realizadas com base em modelos numéricos validados, confirmaram os efeitos da inclinação e da temperatura de operação sobre o padrão de escoamento. Embora o modelo numérico adotado não represente com exatidão os valores quantitativos observados no experimento, em função de suas simplificações, ele se mostrou eficaz em representar os fenômenos locais. A visualização detalhada dos campos de velocidade e temperatura permitiu compreender a origem das instabilidades, revelando mecanismos internos como a ruptura da estratificação térmica, a formação de recirculações e a interrupção momentânea do escoamento ascendente, todos associados à ocorrência dos picos de vazão. Dessa forma, a modelagem numérica mostrou-se uma ferramenta essencial para ampliar a compreensão dos fenômenos internos, muitas vezes inacessíveis à instrumentação convencional.

A análise acoplada entre os dados experimentais e numéricos permitiu validar qualitativamente os padrões observados, estabelecendo uma correspondência coerente entre as instabilidades fluidodinâmicas simuladas e as oscilações de vazão

registradas na bancada de testes. A convergência de comportamento entre as abordagens, mesmo diante das diferenças nas condições de contorno e nas limitações inerentes a cada método, reforça as conclusões obtidas.

No que se refere ao atendimento aos objetivos específicos propostos:

- Foi possível analisar detalhadamente o comportamento do escoamento sob diferentes inclinações, caracterizando os efeitos da geometria na circulação interna e na estabilidade térmica do sistema.
- A influência da inclinação na ocorrência de instabilidades no escoamento foi investigada com êxito, evidenciando o papel da convecção natural e das condições operacionais na geração de golfadas térmicas e flutuações transitórias.
- As oscilações no padrão de vazão mássica ao longo do tempo foram identificadas e associadas aos efeitos combinados da inclinação e das propriedades térmicas do fluido, demonstrando que tais variações não comprometem a operação contínua e eficiente do sistema.
- Finalmente, a relação entre a inclinação e a eficiência térmica foi estabelecida com base nos dados experimentais de potência útil e potência solar incidente, identificando a inclinação de 30° como a mais eficiente em termos médios, e a inclinação de 45° como a mais eficaz em termos máximos. Esses desempenhos superiores, em comparação à inclinação de 20°, são atribuídos à intensificação do empuxo térmico promovido pelo maior ângulo de inclinação, intensificando a circulação natural da água no interior dos tubos e, consequentemente, a transferência de calor.

Vale ressaltar que os ensaios experimentais foram realizados em dias representativos dos meses de abril e maio, o que condiciona os resultados à geometria solar e às características atmosféricas típicas desse período. Portanto a eficiência das inclinações de 30° e 45° está relacionada também ao posicionamento solar nesse período do ano, que favorece a incidência nos tubos dispostos em ângulos mais elevados.

Os resultados apontam o impacto do ajuste de inclinação na instalação de coletores solares de tubo a vácuo e demonstram que esta pode ter uma influência sobre a estabilidade do escoamento. Além disso, a combinação de análises

experimentais e numéricas revelou-se uma estratégia eficaz para a compreensão aprofundada dos fenômenos envolvidos.

Como desdobramento deste trabalho, recomenda-se a realização de ensaios em diferentes épocas do ano, permitindo identificar variações sazonais na eficiência térmica e, eventualmente, propor uma inclinação ideal média ou sazonalmente ajustável. Também se pode aplicar um regime de consumo da água quente do reservatório e o impacto sobre o sistema. Além disso, a instrumentação interna dos tubos permitiria a observação direta dos fenômenos transitórios que ocorrem no interior do coletor. Na parte numérica, a inclusão de perdas térmicas e radiação solar assimétrica nos modelos numéricos, de modo a aproximar as simulações das condições reais de operação. Por fim, análises acopladas com o reservatório térmico e o desenvolvimento de correlações empíricas podem ampliar a aplicabilidade prática dos resultados obtidos.

## REFERÊNCIAS

AGGARWAL, Sorabh *et al.* A comprehensive review of techniques for increasing the efficiency of evacuated tube solar collectors. **Helion**, v. 9, n. 4, 2023.

AGGARWAL, Sorabh *et al.* Impact of fin material properties and the inclination angle on the thermal efficiency of evacuated tube solar water heater: An experimental study. **Journal of King Saud University - Science**, v. 36, n. 5, 2024.

BRACAMONTE, Johane *et al.* Effect of the collector tilt angle on thermal efficiency and stratification of passive water in glass evacuated tube solar water heater. **Applied Energy**, v. 155, p. 648–659, 1 out. 2015.

BUDIHARDJO, I.; MORRISON, G. L. Performance of water-in-glass evacuated tube solar water heaters. **Solar Energy**, v. 83, n. 1, p. 49–56, jan. 2009.

BUDIHARDJO, Indra. **Evacuated tubular solar water heater**. PhD Thesis—[S.I.]: University of New South Wales, 2005.

BUDIHARDJO, Indra; MORRISON, Graham L.; BEHNIA, Masud. Natural circulation flow through water-in-glass evacuated tube solar collectors. **Solar Energy**, v. 81, n. 12, p. 1460–1472, dez. 2007.

DU, Bin; LUND, Peter D.; WANG, Jun. Combining CFD and artificial neural network techniques to predict the thermal performance of all-glass straight evacuated tube solar collector. **Energy**, v. 220, 1 abr. 2021.

INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION. **ISO 9806:2017 Solar energy — Solar thermal collectors — Test methods**. [S.I.: S.n.]

KALOGIROU, Soteris A. Solar thermal collectors and applications. **Progress in Energy and Combustion Science**, v. 30, n. 3, p. 231–295, 2004.

KALOGIROU, Soteris A. Chapter five - Solar Water Heating Systems. In: KALOGIROU, Soteris A. (Org.). **Solar Energy Engineering**. Boston: Academic Press, 2009. p. 251–314.

KHATIB, Abdulmajid T.; SAMIJI, Margaret E.; MLYUKA, Nuru R. Optimum Solar Collector's North-South Tilt Angles for Dar es Salaam and their Influence on Energy Collection. **Cleaner Engineering and Technology**, v. 21, 2024.

KLINE, S. J.; MCCLINTOCK, F. A. Describing Uncertainties in Single-Sample Experiments. **Mechanical Engineering**, v. 75, p. 3–8, 1953.

LI, Qiong *et al.* Experiment and simulation study on convective heat transfer of all-glass evacuated tube solar collector. **Renewable Energy**, v. 152, p. 1129–1139, 2020.

NIEMEZEWSKI DA ROSA, Fabio. **Aplicabilidade de coletores solares com tubo evacuado no Brasil**. Dissertação de Mestrado—Porto Alegre: UFRGS, maio 2012.

RECALDE, Celso *et al.* Single Phase Natural Circulation Flow through Solar Evacuated Tubes Collectors on the Equatorial Zone. **Energy Procedia**, v. 75, p. 467–472, 2015.

SABIHA, M. A. *et al.* Progress and latest developments of evacuated tube solar collectors. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 51, p. 1038–1054, 27 jul. 2015.

SADEGHI, Gholamabbas *et al.* On the effect of storage tank type on the performance of evacuated tube solar collectors: Solar radiation prediction analysis and case study. **Energy**, v. 198, 2020.

SARBU, Ioan; SEBARCHIEVICI, Calin. Chapter 3 - Solar Collectors. In: SARBU, Ioan; SEBARCHIEVICI, Calin (Orgs.). **Solar Heating and Cooling Systems**. [S.I.]: Academic Press, 2017. p. 29–97.

SHAH, L. J.; FURBO, S. Vertical evacuated tubular-collectors utilizing solar radiation from all directions. **Applied Energy**, v. 78, n. 4, p. 371–395, 2004.

TABARHOSEINI, S. Mojtaba; SHEIKHOLESLAMI, M.; SAID, Zafar. Recent advances on the evacuated tube solar collector scrutinizing latest innovations in thermal performance improvement involving economic and environmental analysis. **Solar Energy Materials and Solar Cells**, v. 241, 2022.

TANG, Runsheng *et al.* Optimal tilt-angles of all-glass evacuated tube solar collectors. **Energy**, v. 34, n. 9, p. 1387–1395, 2009.

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

ZHANG, Xinyu *et al.* Experimental investigation of the higher coefficient of thermal performance for water-in-glass evacuated tube solar water heaters in China. **Energy Conversion and Management**, v. 78, p. 386–392, 2014.