

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

ALEXANDRE SCHNEIDER

**ESTUDO DE UM COLETOR SOLAR DE TUBO A VÁCUO COM BAIXAS
INCLINAÇÕES ATRAVÉS DE CFD E PROPOSTA DE CORRELAÇÕES DE
TRANSFERÊNCIA DE CALOR**

São Leopoldo
Dezembro 2022

ALEXANDRE SCHNEIDER

**ESTUDO DE UM COLETOR SOLAR DE TUBO A VÁCUO COM BAIXAS
INCLINAÇÕES ATRAVÉS DE CFD E PROPOSTA DE CORRELAÇÕES DE
TRANSFERÊNCIA DE CALOR**

Dissertação apresentada como requisito parcial
para obtenção do título de Mestre em
Engenharia Mecânica, pelo Programa de Pós-
Graduação em Engenharia Mecânica da
Universidade do Vale do Rio dos Sinos -
UNISINOS

Orientadora: Profa. Dra. Jacqueline Biancon Copetti
Coorientadora: Profa. Dra. Rejane De Césaró Oliveski

São Leopoldo
Dezembro 2022

S359e

Schneider, Alexandre.

Estudo de um coletor solar de tubo a vácuo com baixas inclinações através de CFD e proposta de correlações de transferência de calor / Alexandre Schneider. – 2022.

52 f. : il. ; 30 cm.

Dissertação (mestrado) – Universidade do Vale do Rio dos Sinos, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, 2022.

“Orientadora: Profa. Dra. Jacqueline Biancon Copetti
Coorientadora: Profa. Dra. Rejane De Césaró Oliveski.”

1. Energia solar térmica. 2. Coletor de tubo evacuado. 3. CFD.
4. Simulação numérica. 5. Correlações nu e temperatura. I. Título.

CDU 621.5

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

À minha esposa Maria e meu filho Bernardo.

AGRADECIMENTOS

Agradeço a Profa. Dra. Rejane pelo grande apoio e compreensão nos momentos difíceis, ao Dr Amauri pelo suporte nos períodos tempestuosos, e aos colegas de trabalho pelo apoio.

Um agradecimento em especial a minha esposa Maria pelo apoio incondicional ao longo do tempo para a realização deste trabalho.

RESUMO

O aquecimento global é impulsionado pelo consumo de combustíveis fósseis para geração de energia, onde somente 7% da energia vem de fontes renováveis (IEA, 2020a). No Brasil parte da energia gerada é usada para aquecimento de água e das 43,1% das residências que aquecem água somente 0,96% utilizam energia solar para esta finalidade (ELETROBRAS, 2020). Um tubo evacuado consiste em dois tubos concêntricos fechados entre si, onde é aplicado um vácuo. Já a parede externa do tubo interno recebe uma camada de um material que absorve a radiação solar. Foi utilizado o software comercial ANSYS *Fluent* para realização deste estudo numérico, sendo adotado um modelo tridimensional regido pelas equações da conservação da massa, quantidade de movimento e energia. Foi empregado uma malha hexaédrica com refinamento em regiões dos maiores gradientes fluidodinâmicos e térmico. O modelo gerado foi validado pelo método *Grid Convergence Index* e com resultados da literatura. Foi realizado o estudo de casos considerando a variação do ângulo de inclinação, temperatura de entrada do fluido e do fluxo de calor. Foram avaliados a vazão mássica, onde na inclinação do tubo de $\theta = 5^\circ$ o valor máximo se encontra a uma distância $L = 0,17$ m da extremidade aberta, a variação da temperatura ao longo do tubo, sendo o valor máximo de encontrado de 3,172 K, os perfis de coeficiente de transferência de calor por convecção natural, h , em relação à temperatura de entrada e à variação de temperatura, onde se observou que o ângulo de inclinação pode reduzir em média 13,3% o h , e o número de Nusselt. Foram propostas uma correlação para o número de Nusselt, com coeficiente de determinação de $R^2 = 0,996$, e para a variação de temperatura na extremidade aberta do coletor de tubo evacuado, com um coeficiente de determinação de $R^2 = 0,946$.

Palavras-chave: Energia Solar Térmica, Coletor de Tubo Evacuado, CFD, Simulação Numérica, Correlações Nu e temperatura.

ABSTRACT

Global warming is driven by the consumption of fossil fuels for energy generation, where only 7% of energy comes from renewable sources (IEA, 2020a). In Brazil part of the energy generated is used for heating water and of the 43.1% of households that heat water only 0.96% use solar energy for this purpose (ELETROBRAS, 2020). An evacuated tube consists of two concentric tubes closed together, where a vacuum is applied. The outer wall of the inner tube receives a layer of a material that absorbs solar radiation. The commercial software ANSYS Fluent was used to perform this numerical study, adopting a three-dimensional model governed by the equations of conservation of mass, momentum, and energy. A hexahedral mesh was used with refinement in regions of the largest fluid dynamic and thermal gradients. The generated model was validated by the Grid Convergence Index method and with literature results. A case study was performed considering the variation of the gradient angle, fluid inlet temperature and heat flux. The mass flow rate was evaluated, where in the tube inclination of $\theta = 5^\circ$ the maximum value is at a distance $L = 0.17$ m from the open end, the temperature variation along the tube, being the maximum value found of 3.172 K, the profiles of heat transfer coefficient by natural convection, h , in relation to the inlet temperature and the temperature variation, where it was observed that the inclination angle can reduce on average 13.3% the h , and the Nusselt number. A correlation was proposed for the Nusselt number, with a coefficient of determination of $R^2 = 0.996$, and for the temperature variation at the open end of the evacuated tube manifold, with a coefficient of determination of $R^2 = 0.946$.

Key-words: Solar Thermal Energy, Evacuated Tube Collector, CFD, Numerical Simulation, Nu and temperature correlations.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1- Participação global de cada sistema de coletores	12
Figura 1.2 – Países com maior capacidade de instalação acumulada de coletores de água	13
Figura 1.3 – Padrão do fluxo e região de estagnação em um coletor	15
Figura 2.1 – Diagrama esquemático de um sistema termossifão	20
Figura 2.2 – Diagrama esquemático de um sistema bombeado	21
Figura 2.3 – Diagrama de construção básica (a); Sistema com coletor de placa plana (b)	22
Figura 2.4 – Diagrama de um frasco de Deward para coletor solar	23
Figura 2.5 – Ilustração do diagrama de um ETC tipo U-pipe	23
Figura 2.6 – Ilustração esquemática do funcionamento do ETC tipo <i>Heat Pipe</i>	24
Figura 2.7 – Coletor inclinado com tubos na vertical acoplado no reservatório	25
Figura 2.8 – Conjunto tubo evacuado e reservatório	25
Figura 3.1 – Tubo a vácuo isolado do reservatório.	26
Figura 4.1 – Secção transversal da malha computacional M1	30
Figura 4.2 – Geometria do tubo coletor	31
Figura 4.3 – Campos de velocidade: (a) presente trabalho e (b) Budihardjo, Morrison e Behnia (2007).	32
Figura 4.4 – Variação da vazão mássica ao longo do tubo a partir de $L = 0$ m até $L = 1,42$ m	33
Figura 5.1 – Efeito do fluxo de calor, q'' , na vazão mássica ao longo do tubo para diferentes valores de temperatura de entrada da água, T_e , e inclinação do tubo, θ	35
Figura 5.2– Efeito da temperatura de entrada da água, T_e , na vazão mássica ao longo do tubo para diferentes valores de θ e q''	37
Figura 5.3 – Efeito do fluxo de calor, q'' , na variação de temperatura, ΔT , ao longo do tubo a partir de $L = 0$ m até $L = 1,42$ m, agrupado por T_e e θ	38
Figura 5.4 – Efeito da temperatura de entrada T_e , na variação de temperatura, ΔT , ao longo do tubo a partir de $L = 0$ m até $L = 1,42$ m, agrupado por q'' e θ	39
Figura 5.5 – Perfis do coeficiente de transferência de calor, h , em função de ΔT para diferentes valores de q'' e θ	41
Figura 5.6 – Variação do coeficiente de transferência de calor h em função da temperatura de entrada da água: (a; b; c) agrupado por θ para diferentes q'' ; (d; e; f) agrupado por q'' para diferentes θ e (g) h por T_e para diferentes θ e q''	42
Figura 5.7 – Comparação entre o <i>Nusselt</i> numérico (Nu_{num}) por <i>Nusselt</i> correlação (Nu_{corr}) ..	44

Figura 5.8 –Variação de ΔT em função da temperatura de entrada T_e , em $L = 0$ m, para diversos valores de inclinação θ e fluxo de calor q''	45
Figura 5.9 – Comparação entre a variação de temperatura obtida numericamente (ΔT_{num}) e a correlação proposta (ΔT_{corr})	46

LISTA DE TABELAS

Tabela 3.1 – Fluxo de calor aplicado no tubo a vácuo deste trabalho.	27
Tabela 4.1 – Propriedades da água consideradas no estudo numérico de verificação.	31

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

CFD	<i>Computational fluid dynamics</i>
EPE	Empresa de Pesquisa Energética
ETC	Coletor de tubo evacuado (<i>Evacuated Tube Collector</i>)
FPC	Coletor de placa plana (<i>Flat Plate Collector</i>)
GCI	<i>Grid Convergence Index</i>
IEA	<i>International Energy Agency</i>
PRESTO	<i>Pressure staggering option</i>
WIGET	<i>Water in glass evacuated tube</i>
WRC	Centro Internacional de Radiação (<i>World Radiation Center</i>)

LISTA DE SIMBOLOS

A	Área	$[m^2]$
c_p	Calor específico	$[J/(kg\ K)]$
d	Diâmetro	$[m]$
g	Aceleração da gravidade	$[m/s^2]$
h	Coefficiente de transferência de calor	$[W/(m^2K)]$
k	Condutividade térmica	$[W/(mK)]$
L	Comprimento	$[m]$
\dot{m}	Vazão mássica	$[kg/s]$
Nu	Nusselt	$[-]$
p	Pressão	$[kPa]$
q''	Fluxo de calor médio	$[W/m^2]$
Ra	Rayleigh modificado	$[-]$
S	Superfície	$[-]$
T	Temperatura	$[K]$
u	Velocidade na direção x	$[m/s]$
v	Velocidade na direção y	$[m/s]$
w	Velocidade na direção z	$[m/s]$
x, y, z	Coordenadas retangulares	$[m]$
X, Y, Z	Vetores espaciais	$[-]$

Símbolos gregos

Δ	Varição	$[-]$
α	Difusidade térmica	$[m^2/s]$
β	Coefficiente de expansão térmica	$[K^{-1}]$
γ	Viscosidade cinemática	$[m^2/s]$
θ	Ângulo	$[^\circ]$
μ	Viscosidade dinâmica	$[Pa\ s]$
ρ	Massa específica	$[kg/m^3]$

Sub-índice

<i>ad</i>	Adimensional
<i>corr</i>	Correlação
<i>e</i>	Entrada
<i>fm</i>	Fluido média
<i>i</i>	Inferior
<i>num</i>	Numérico
<i>pm</i>	Parede média
<i>ref</i>	Referência
<i>s</i>	Superior
<i>sup</i>	Superfície

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	11
1.1 Tema	16
1.2 Delimitação do Tema.....	16
1.3 Problema	16
1.4 Objetivos.....	17
1.4.1 Objetivo Geral	17
1.4.2 Objetivos Específicos	17
1.5 Justificativa	17
2 ENERGIA SOLAR TÉRMICA	19
2.2 Sistemas de Aquecimento de Água por Energia Solar	19
2.2.1 Coletor de Placa Plana.....	21
2.2.2 Coletor de Tubo Evacuado	22
3 APRESENTAÇÃO DO PROBLEMA	26
4 METODOLOGIA.....	28
4.1 Modelo Matemático.....	28
4.1.2 Condições Iniciais e de Contorno	29
4.2 Abordagem Numérica	29
4.2.1 Malha Computacional.....	29
4.1.1 Condição de Contorno	30
4.1.1 Verificação numérica.....	31
5 RESULTADOS E DISCUSSÃO	34
6 CONSIDERAÇÕES FINAIS.....	47
REFERÊNCIAS	49

1 INTRODUÇÃO

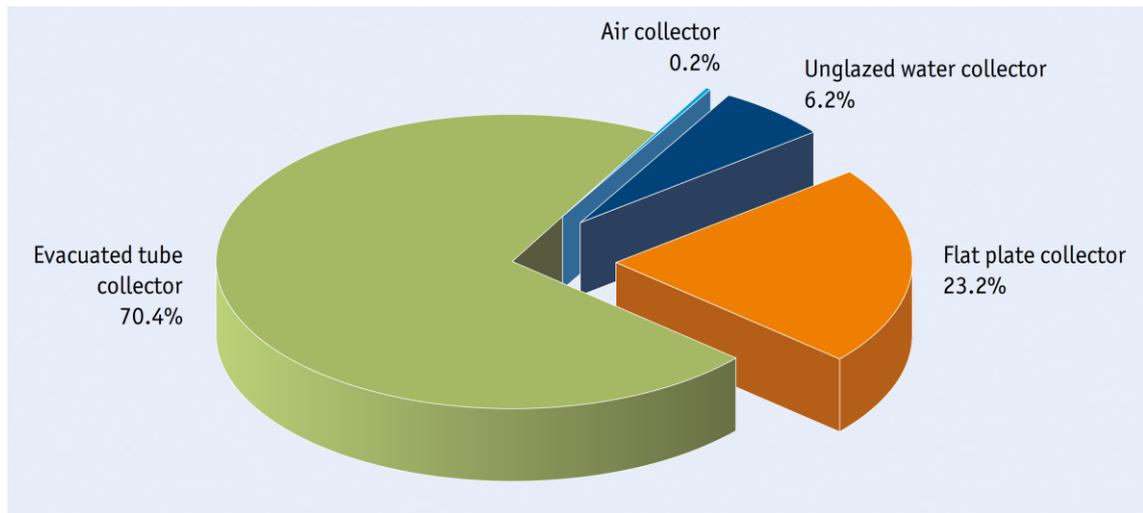
O aumento do aquecimento global é impulsionado com o aumento do consumo de combustíveis fósseis para geração de energia elétrica. Segundo IEA (2020a), em 2018 cerca de 66,3% da energia elétrica global foi gerada a partir de combustíveis fósseis. Estes combustíveis, associados a sistemas elétricos com baixa eficiência, detiveram, no ano de 2019, 80% do mercado global, sendo que somente 7% são baseados em tecnologia renovável (IEA, 2020b), onde os equipamentos que utilizam sistemas de energia solar térmica, contribuíram para uma redução global de 135,1 MtCO₂ (WEISS; SPÖRK-DÜR, 2020).

No Brasil, no ano de 2021 foi gerado 656,108 TWh de energia elétrica, sendo que 55,3% a partir de fonte hídrica, mas mesmo assim foi liberado 78 MtCO₂ de gases de efeito estufa proveniente dos sistemas de geração de eletricidade (EPE, 2022). De acordo com Weiss e Spörk-Dür (2020), no ano de 2018 o Brasil deixou de liberar 3,569 MtCO₂ devido ao uso da energia solar térmica para aquecimento de água. Parte desta energia elétrica é utilizada para aquecimento de água, pois 43,1% das residências brasileiras possui algum tipo de sistema para aquecimento de água, e destas residências 40,9% aquecem a água com energia elétrica e somente 0,96% aquecem a água com energia solar (ELETROBRAS, 2020)

De acordo com Weiss e Spörk-Dür (2019), globalmente, o uso térmico da energia solar varia muito de região para região e pode ser grosseiramente diferenciado pelo tipo de coletor solar térmico usado, tipo de operação do sistema e do tipo principal de aplicação. O tipo de operação é dividido em termosifão, que detém três quartos do mercado, onde a água circula no sistema pelo princípio de circulação natural, pois o coletor está em uma posição abaixo do tanque, e é muito utilizado em regiões quentes como África, América do Sul e a região sul da Europa. O restante do mercado é composto por sistemas bombeados, onde a circulação do fluido é forçada, mas possui a vantagem do coletor poder estar em uma altura diferente do tanque de armazenamento. Já a distribuição do consumo da energia solar térmica pode ser agrupada em sistemas: pequenos (residências), grandes (hotéis), aquecimento de piscina, e aquecimento de água e ambiente em residências, que respectivamente representam 53, 37, 6 e 2%, sendo o restante para outras aplicações.

Ainda segundo os mesmos autores, o mercado global de coletores solar é constituído em sua maioria de coletor de tubo evacuado (*Evacuated Tube Collector – ETC*) e no coletor de placa plana (*Flat Plate Collector – FPC*), pois possuem, respectivamente, 70,4 e 23,2% do mercado, como é mostrado na Figura 1.1 da participação global de cada sistema de coletores.

Figura 1.1- Participação global de cada sistema de coletores

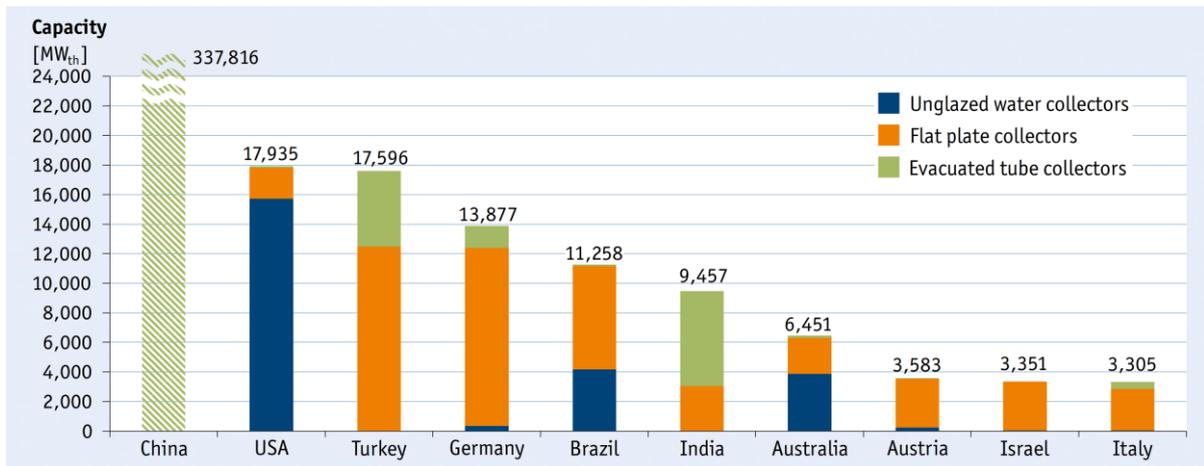


Fonte: Weiss e Spörk-Dür (2020).

O coletor tipo ETC foi proposto inicialmente por Speyer (1965), mas foi questionado devido ao custo elevado e o processo complexo de fabricação. O Governo dos Estados Unidos da América contratou diversos estudos do ETC, Beekley e Mather (1978) e Ward, Ward e Oberoi (1979), que demonstraram que seria inviável o uso residencial devido a constantes vazamentos e quebras dos tubos, pois a quebra de um tubo deixa todos os tubos inoperantes (ZHIQIANG et al., 1985). Com o desenvolvimento de novas tecnologias se tornou viável a produção em larga escala, o que reduziu os custos e ajudou a impulsionar o mercado do ETC (OLIVESKI; SOUZA; KRENZINGER, 2015).

A China é o maior consumidor mundial de coletores de água, sendo predominantemente o de tubos evacuados. A Figura 1.2 mostra os dez principais países com instalações de coletores de água acumuladas em 2018. O Brasil ocupa a quinta posição entre os maiores países em instalação, predominando os coletores de placa plana, seguido de coletores sem cobertura (WEISS; SPÖRK-DÜR, 2020).

Figura 1.2 – Países com maior capacidade de instalação acumulada de coletores de água



Fonte: Weiss e Spörk-Dür (2020).

Com a redução de custo do ETC, este passou a ser utilizado em diversas cidades do Brasil o qual por sua extensão possui uma diferença grande no ângulo de incidência direta da radiação, fazendo que um ângulo de instalação padrão de fábrica não tenha o rendimento esperado em todas as regiões do país. Muitos fabricantes de sistemas para aquecimento de água por tubo evacuado ou placa plana recomendam instalar o tubo ou placas com um ângulo em relação à horizontal no valor da Latitude do local + 10°, uma inclinação mínima de 17°, ou fornecem o sistema montado em uma estrutura com um ângulo de 30° (“Informações Técnicas - ECO Aquecedores - Soluções em energia solar”, 2019), (“Aquecedores Solares Heliotek”, 2021).

Segundo Budihardjo; Morrison; Behnia (2007), estudos experimentais possuem um alto custo devido a equipamentos específicos para coleta de dados, uma grande área para realizar os experimentos, dificuldade de se controlar as variáveis, como também de se repetir a avaliação, principalmente caso se queira refazer um estudo já realizado anteriormente. Estes autores, para contornar os problemas experimentais citados, realizaram diversas simulações por CFD, onde puderam avaliar diferentes aspectos em relação a condições operacionais e projeto dos coletores. Com os resultados obtidos os autores desenvolveram uma correlação para a vazão mássica, a qual pode ser utilizada indiferentemente da distribuição do fluxo de calor na parede do tubo, mas observaram que o uso de um defletor difuso modifica a estrutura de circulação do fluido no interior do tubo. Esta correlação foi obtida para inclinações de 30°, 45° e 60° com a horizontal, fluxo de calor entre 125 e 500 W/m², com tubos que possuíam a relação comprimento e diâmetro de 20 a 60.

Budihardjo e Morrison (2009) simularam com o TRNSYS um sistema de coletor ETC acoplado a um reservatório térmico para as cidades de Sydney e Melbourne (Austrália) considerando os ângulos de instalação de 22° e 45° , em relação à horizontal, e para as cidades de Darwin (Austrália) e Jakarta (Indonésia) somente a inclinação de 22° . Estes autores, identificaram que um sistema montado a 45° gera uma economia de 12% em energia elétrica do sistema de aquecimento de apoio em relação ao sistema montado a uma inclinação de 22° . Também foi identificado que um sistema a 22° , com o coletor ETC conectado diretamente ao reservatório térmico, possui uma maior quantidade de água fria no reservatório térmico por estar abaixo da ponta de entrada do tubo coletor.

Tang *et al.* (2009) desenvolveram um modelo matemático para avaliar o melhor ângulo de instalação considerando a captura anual da radiação solar para um sistema de coletores de tubo evacuados montados com a face para o sul. Para tanto os autores utilizaram cidades da China como referência dos dados de localização e irradiação solar anual. A partir deste modelo observaram que o ETC pode ser montado em uma inclinação, em relação à horizontal, na Latitude do local menos 10° nas cidades localizadas em uma Latitude maior que 30° , mas para cidades abaixo da Latitude de 30° a condição anual de incidência solar terá um grande impacto, como a cidade Chengdu localizada a $30,67^\circ$, o ângulo de instalação ótimo foi de $16,5^\circ$.

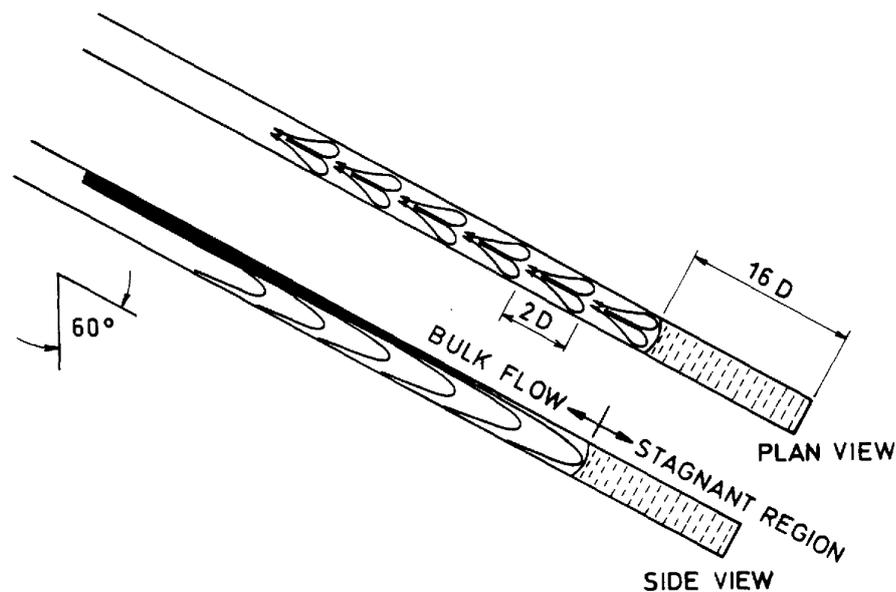
Para a cidade Belgrado (Sérvia), Skerlić *et al.* (2013) avaliaram a maximização da performance de um coletor solar através do ajuste mensal, trimestral ou semestral do ângulo de inclinação e obtiveram os melhores resultados através do ajuste mensal, que neste caso variou de 11° em junho (verão europeu) a 61° em dezembro (inverno europeu). Shah e Furbo (2007a) realizaram um estudo numérico de um sistema em que os coletores solares estavam montados na horizontal e conectados a um tubo central na posição vertical, onde variaram o comprimento dos tubos de 0,59 a 1,47 m, a vazão mássica de 3 a 600 kg/h, a temperatura constante de 333 K, e um fluxo de calor médio de $0,566 \text{ kW/m}^2$. Os autores identificaram que um tubo curto atinge a melhor eficiência entre os comprimentos analisados, que uma vazão mássica ótima está entre 24 e 60 kg/h, e que a estrutura do fluido nos tubos horizontais é relativamente pouco influenciada pela vazão mássica no coletor central.

Oliveski, Corte e Krenzinger (2016) avaliaram a diferença entre soluções em regime transiente e regime permanente e concluíram que não há uma diferença significativa entre os resultados. Entretanto, quando se quer obter os resultados de forma temporal é necessário a utilização de regime transiente, já que a radiação solar possui uma variação significativa ao longo do dia. Já Oliveski, Souza e Krenzinger (2014) investigaram o efeito do uso de propriedades uniforme ou variáveis durante o processo de solução numérica e identificaram que

existe uma diferença significativa entre os resultados obtidos, pois obtiveram uma vazão mássica 15% maior com o uso das propriedades variáveis em relação ao uso de propriedades constantes. Por sua vez Alfaro-Ayala et al. (2015) avaliaram o uso de propriedades variáveis com a temperatura e a aproximação de Boussinesq para as propriedades do fluido para o uso em simulação computacional, concluindo que a aproximação de Boussinesq é robusta para modelos operando com temperatura abaixo de 100°C.

Bracamonte (2017) avaliou o efeito do fluxo de calor transiente na performance de um sistema dotado de ETC para os ângulos de inclinação de 10°, 20°, 27° e 45°, onde identificou uma região inativa no fundo do tubo quando este está montado em um ângulo menor que 20°. Behnia e Morrison (1991) já tinham observado uma região de estagnação no fundo do tubo sendo um comprimento de 5 e 16 vezes o diâmetro para um tubo a 30° e 60° de inclinação, respectivamente, conforme Figura 1.3.

Figura 1.3 – Padrão do fluxo e região de estagnação em um coletor



Fonte: Behnia e Morrison (1991).

Ghoneim (2018a) analisou diversas configurações de ETC para o uso em um sistema de ar-condicionado para residências no Kuwait, e identificou o ponto ótimo de operação do sistema com o coletor montado a 25° de inclinação em relação à horizontal, com um tubo de 1,5 m de comprimento por 0,03 m de diâmetro e um fluxo de massa de 30 kg/(hm²). Por sua vez Iranmanesh *et al.* (2017b) realizaram um estudo experimental da performance do uso do nano fluido “*graphene nanoplatelet*” em um sistema ETC onde obtiveram a melhor performance com

o coletor montado com um ângulo de 33° em relação à horizontal para a cidade de Kuala Lumpur na Malásia.

Li *et al.* (2020) propuseram uma correlação semi-empírica para a vazão mássica e temperatura em coletores de tubo à vácuo montado na horizontal, com o uso de dados gerados a partir de simulações CFD e considerando o fluxo secundário do fluido. Mas esta correlação precisa ser ajustada, pois possui uma divergência na região de entrada do tubo.

Também avaliaram um sistema de coletores montados com ângulos de 0° , 2° , 4° e 6° de forma experimental e numérica, onde verificaram que o tubo montado com o ângulo negativo em relação ao coletor central gera uma região de água quente inativa, ocasionando um baixo fluxo de transferência de calor, baixando, conseqüentemente, a eficiência, mas para o tubo montado com ângulo positivo foi observado que a eficiência aumenta com o aumento do ângulo, juntamente com o aumento da temperatura e velocidade do fluido, tornando mais intensa a convecção natural.

1.1 Tema

Neste trabalho é realizado um estudo das condições térmicas e fluidodinâmicas no interior de um coletor solar de tubo evacuado para um sistema de água quente.

1.2 Delimitação do Tema

O escopo deste trabalho é analisar a influência entre a baixa inclinação do tubo evacuado, fluxo de calor e temperatura de entrada do fluido, sem considerar o acoplamento no reservatório, a fim de se obter uma formulação global para a Nusselt e temperatura de descarga do tubo.

1.3 Problema

Para que um coletor solar tenha a melhor performance ele precisa estar instalado no ângulo de inclinação adequado para o local, mas alguns fabricantes fornecem o sistema com ângulo de inclinação fixo de 30° , ou a instalação é executada pelo instalador que monta em uma posição arbitrada por ele ou ainda seguindo uma simples recomendação do fabricante.

Muitos trabalhos apontam que a melhor performance de um ETC é obtida com ângulos de inclinação elevados (aproximadamente 45°), já que ângulos baixos seriam prejudicados por

uma região de estagnação BUDIARDJO; MORRISON, 2009). Outros trabalhos apontam que ângulos abaixo de 22° dificultam a troca térmica, pois o fluido frio não se mistura com o quente no interior do tubo TANG; YANG; GAO, 2011).

Os principais trabalhos abordam o aspecto dos fenômenos internos do ETC, como vazão mássica, perfil de velocidade, região de estagnação, circulação interna do fluido, etc, ligado a um reservatório, coletor ou um arranjo de múltiplos tubos. Existindo assim uma lacuna de informações para um ETC isolado de todo o sistema, quando instalado em baixas inclinações. Como a vazão mássica e temperatura ao longo do tubo, a temperatura de descarga e uma equação para a variação da temperatura de descarga do ETC.

1.4 Objetivos

1.4.1 Objetivo Geral

O principal objetivo deste trabalho é analisar as características fluidodinâmicas e térmicas que ocorrem no interior de um tubo evacuado de um sistema de aquecimento de água por energia solar e apresentar equação que possa ser utilizada para o dimensionamento de sistema de aquecimento de água por energia solar.

1.4.2 Objetivos Específicos

Os objetivos específicos para este trabalho são:

- a) avaliar o efeito do ângulo de inclinação do tubo em relação à horizontal;
- b) avaliar o efeito da temperatura de entrada da água no tubo evacuado;
- c) avaliar o efeito do fluxo de calor aplicado no tubo evacuado;
- d) obter uma formulação para o cálculo da temperatura de saída do fluido.

1.5 Justificativa

A grande maioria dos estudos com tubos evacuados para sistemas de aquecimento de água utilizam ângulo de inclinação de 45° . Em geral os sistemas não são instalados com baixas inclinações, pois são desenvolvidos para operarem acoplados diretamente ao reservatório térmico. Além disso, em locais próximos à linha do Equador um ângulo de inclinação de 45° resulta em um desempenho menor do sistema e para compensar a perda necessita aumentar o número de tubos evacuados, aumentando o custo do sistema.

Neste trabalho será observado o efeito do ângulo de inclinação na vazão mássica e na temperatura no interior do ETC para um entendimento do funcionamento e então propor uma equação que possa ser útil no dimensionamento de um sistema de aquecimento.

2 ENERGIA SOLAR TÉRMICA

A participação da energia solar vem aumentando, sendo empregada principalmente para a geração de energia elétrica e energia térmica, onde é amplamente utilizada para o aquecimento. O uso residencial é o maior consumidor da energia solar, na qual uma das aplicações é para o aquecimento de água onde o coletor solar absorve a energia radiante e converte em energia térmica (EVANGELISTI; VOLLARO; ASDRUBALI, 2019).

O sol é uma fonte de energia em forma de esfera composta basicamente por hidrogênio e hélio, que estão em processo permanente de fusão nuclear contida pela gravidade formando um tanque virtual. O sol está a uma distância de $1,495 \times 10^8$ km da Terra na qual intercepta uma radiação de ondas eletromagnéticas com energia extraterreste padronizada pelo Centro Internacional de Radiação (*World Radiation Center-WRC*) no valor de 1367 W/m^2 (DUFFIE; BECKMAN, 2013).

A radiação solar extraterreste ao entrar na atmosfera é reduzida, pois uma parte é absorvida, refletida para o espaço e dispersada devido às moléculas de gases. Também ao chegar ao solo é parcialmente absorvida e refletida para a atmosfera. Esta radiação solar global ao atingir uma superfície é decomposta em três formas diferentes, sendo a radiação direta, a radiação difusa, que compreende a radiação dispersa na atmosfera, e a radiação refletida, que é oriunda da reflexão do solo ou de outros objetos. (KALOGIROU, 2014).

O termo irradiância é utilizado para definir a taxa de energia radiante sobre uma superfície. (ISO 9459-1, 1993).

2.2 Sistemas de Aquecimento de Água por Energia Solar

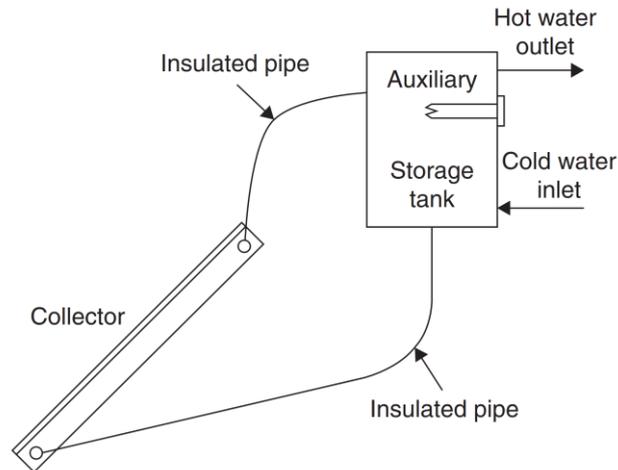
O coletor solar térmico é um tipo de conversor de energia radiante em energia térmica. Este equipamento possui uma superfície absorvedora que converte a radiação solar em calor, o qual é absorvido pelo fluido de trabalho a fim de ser conduzido para outro local. No caso do fluido ser líquido, este pode ser armazenado em um reservatório térmico para ser consumido em um momento diferente ao qual foi aquecido. (KALOGIROU, 2004).

A armazenagem do calor ocorre geralmente em um reservatório térmico e a circulação deste fluido entre o coletor solar e o reservatório térmico pode ser por um sistema por termossifão ou por um sistema bombeado.

No sistema termossifão o fluido de trabalho se desloca entre o reservatório térmico e o coletor solar pelo fenômeno de convecção natural. Para que este sistema funcione de forma

adequada o coletor solar deve ser instalado sempre abaixo nível do reservatório, conforme a Figura 2.1, para que o fluido a uma temperatura menor da parte inferior do reservatório possa descer em direção ao coletor solar por gravidade. Já o fluido aquecido no coletor pela absorção da radiação, que reduz a sua massa específica, sobe em direção topo do reservatório devido a forças de empuxo. OLFIAN; AJAROSTAGHI; EBRAHIMNATAJ, 2020).

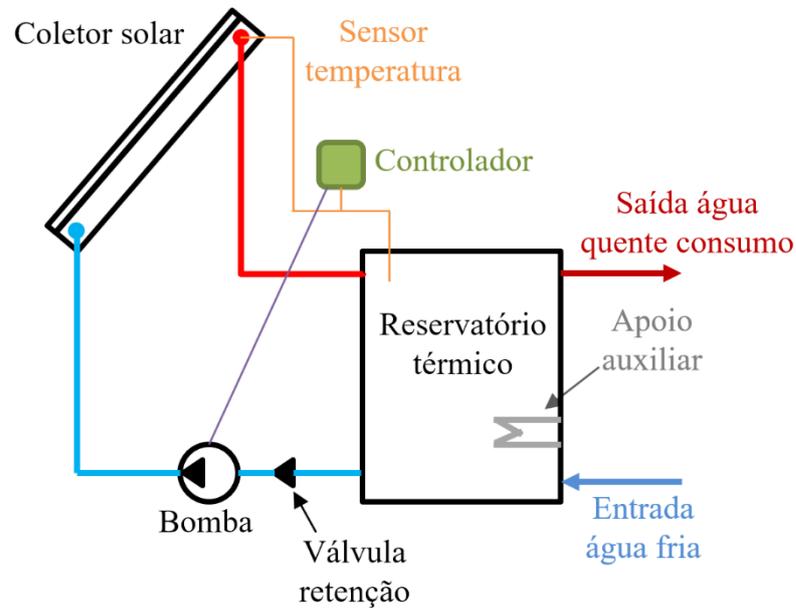
Figura 2.1 – Diagrama esquemático de um sistema termossifão



Fonte: Kalogirou (2014).

No sistema bombeado o fluido circula de forma forçada por uma bomba, conforme mostrado na Figura 2.2. Neste tipo de sistema o reservatório térmico pode ser instalado abaixo do nível do coletor, entretanto possui um custo maior. Este sistema também é utilizado em regiões onde frequentemente se tem baixas temperaturas, as quais podem congelar o fluido de trabalho.

Figura 2.2 – Diagrama esquemático de um sistema bombeado

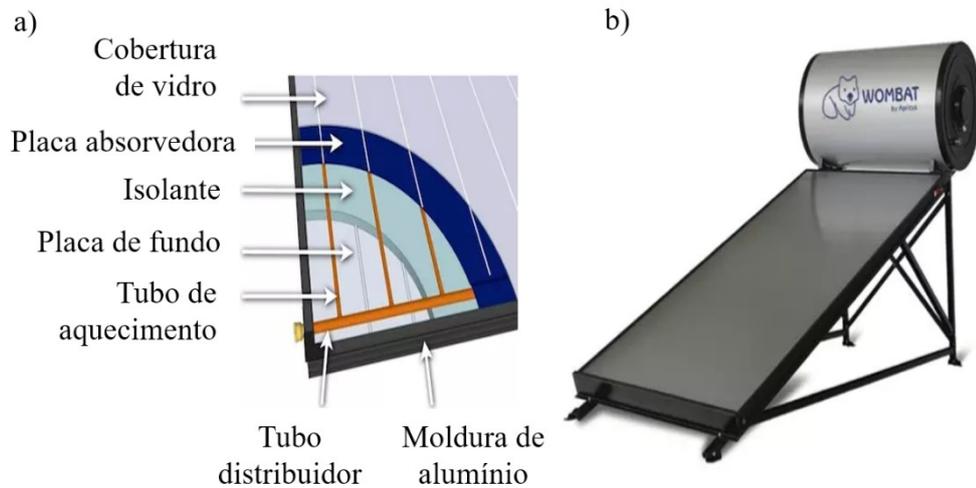


Fonte: Elaborado pelo autor.

2.2.1 Coletor de Placa Plana

Coletores de placa plana possuem uma estrutura relativamente simples e são compostos de uma cobertura de vidro, uma placa absorvedora, vários tubos de aquecimento, um isolante térmico, placa de fundo, dois tubos distribuidores e uma moldura de alumínio, como apresentado na Figura 2.3 (a-b). A radiação é absorvida pela placa absorvedora que conduz o calor aos tubos de aquecimento, os quais estão conectados aos tubos distribuidores, sendo estes tubos o local onde circula o fluido que será aquecido. Para reduzir a perda de calor para a atmosfera por radiação e convecção é utilizada uma ou mais coberturas de vidro na parte superior. Já a parte inferior da placa absorvedora tem a sua perda térmica reduzida através do uso de uma manta isolante. Para fechar o coletor é utilizada uma moldura, que geralmente é em alumínio e uma placa no fundo que dá suporte à manta isolante. Um dos pontos importantes da construção do coletor plano é a conexão dos tubos de aquecimento com a placa absorvedora para que possa conduzir ao fluido todo o calor gerado pela radiação absorvida.

Figura 2.3 – Diagrama de construção básica (a); Sistema com coletor de placa plana (b)



Fonte: Adaptado de “Flat Plate Solar Collectors | Apricus Eco-Energy” (c2020) e “Flat Plate Thermosiphon Solar Water Heater | Apricus Eco-Energy” (c2020).

2.2.2 Coletor de Tubo Evacuado

O tubo à vácuo consiste em dois tubos de vidro de borossilicato concêntricos fundidos nas pontas. Entre o tubo interno e externo é realizado vácuo, que funciona como um meio isolante. Para aplicação como coletor solar, o frasco recebe na parede externa do tubo interno uma camada de material seletivo como Cu-SS-AL/N ou AL-N-AL para absorver a radiação solar (GAO *et al.*, 2013). Entre os dois tubos é adicionado uma pastilha de bário para absorver qualquer gás que tenha permanecido após o processo de vácuo ou venha permear o vidro, e um clip para apoio do tubo interno, conforme mostrado na Figura 2.4 (“*Evacuated Tubes, Solar Evacuated Tube* | Apricus Eco-Energy”, c2020).

O tubo evacuado é classificado em três modelos de acordo com a sua construção, sendo denominados: Tubo em U (*U-pipe*), Tubo de Calor (*heat pipe*) e *water-in-glass* (WIGET).

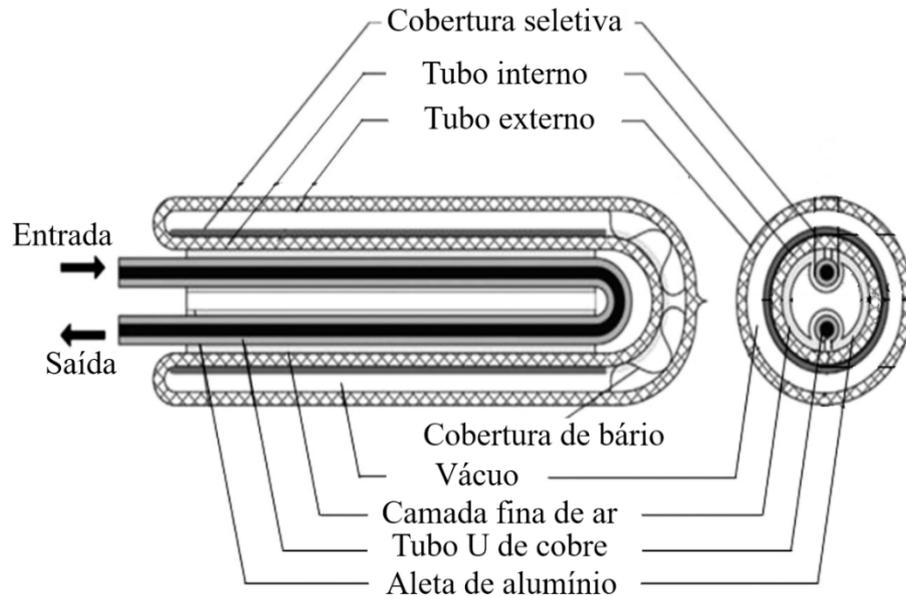
O sistema de tubo em U (*U-pipe*), mostrado na Figura 2.5, consiste em um frasco Deward modificado para coletor solar. No seu interior possui um tubo de cobre em formato de U soldado em um filme de alumínio, que está em contato com a parede interna do tubo de absorção. No tubo de cobre em U circula o fluido que absorve o calor sem que o fluido entre em contato com o frasco. Na parede externa do tubo de absorção está depositado uma camada de material absorvedor seletivo, o qual absorve a radiação solar e por condução da parede do tubo o calor é conduzido para o filme em alumínio (GHONEIM, 2017).

Figura 2.4 – Diagrama de um frasco de Deward para coletor solar



Fonte: Adaptado de “Evacuated Tubes, Solar Evacuated Tube | Apricus Eco-Energy” (c2020).

Figura 2.5 – Ilustração do diagrama de um ETC tipo U-pipe



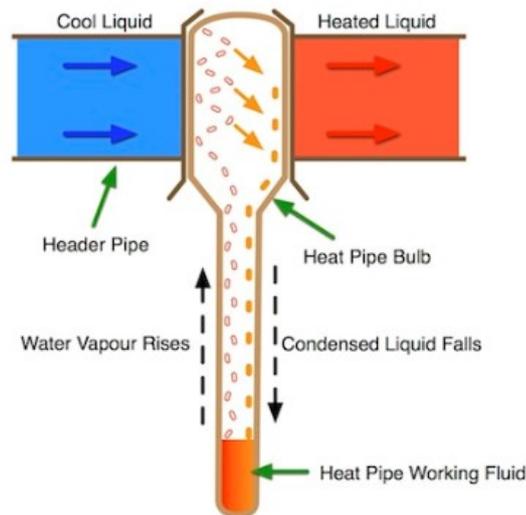
Fonte: Adaptado de Ghoneim (2017).

O tubo evacuado do tipo Tubo de Calor (*heat pipe*) utiliza um longo tubo capilar de cobre com um bulbo de grande diâmetro na extremidade, sendo este o tubo de aquecimento do fluido que circula em um coletor. O tubo de aquecimento está preso a um filme de alumínio que está em contato com a parede do tubo interno do tubo de Dewar. Este tubo de aquecimento é preenchido de água purificada, que é aquecida durante o processo de selagem do tubo para que ocorra a redução da pressão no interior deste tubo. Com a redução da pressão a água passa do estado líquido para vapor com uma temperatura de aproximadamente 303 K (“Heat Pipes, Solar Heat Pipe | Apricus Eco-Energy”, c2020).

O princípio de funcionamento é baseado na mudança de fase do fluido no interior do tubo capilar. O calor gerado, pela radiação absorvida, é transformado em vapor que sobe para

o bulbo carregando este calor absorvido. A água que circula no coletor ao entrar em contato com bulbo absorve calor, fazendo que o líquido no interior do bulbo em vapor se condense e então este líquido retorna à extremidade inferior, como ilustrado na Figura 2.6.

Figura 2.6 – Ilustração esquemática do funcionamento do ETC tipo *Heat Pipe*



Fonte: “Heat Pipes, Solar Heat Pipe | Apricus Eco-Energy” (c2020)

WIDGET é um sistema que utiliza o frasco de Dewar modificado para coletor solar onde o fluido entra em contato direto com a parede interna do tubo anular a qual transfere para o fluido a radiação solar absorvida na camada externa do tubo anular (YU *et al.*, 2019). Um exemplo deste tipo de sistema é mostrado na Figura 2.7, a qual mostra um conjunto de tubos acoplados um ao lado do outro a um tubo coletor ou diretamente ao reservatório.

Em um sistema de aquecimento de água por energia solar por termossifão, os tubos a vácuo são instalados na parte mais baixa do reservatório, sendo os tubos geralmente em um ângulo de 45° com a horizontal. Um exemplo de sistema por termossifão com coletor solar de tubo a vácuo pode ser visto na Figura 2.7, onde os tubos estão acoplados diretamente ao reservatório.

Em um sistema de termossifão a circulação de água ocorre pela convecção natural do fluido devido à diferença de densidade entre o fluxo de água fria mais densa e o fluxo de água quente menos densa. Conseqüentemente, a água fria desce no tubo da extremidade aberta em direção à selada, sendo aquecida durante este caminho e retornando em direção à extremidade aberta, provocando a circulação de fluido no interior do tubo. No WIDGET os fluidos frio e quente são separados somente por uma camada de cisalhamento, não existindo uma separação física entre eles (BUDIARDJO; MORRISON; BEHNIA, 2007). Neste tipo de sistema, a circulação do fluido no interior do tubo se dá em contracorrente, conforme representado na

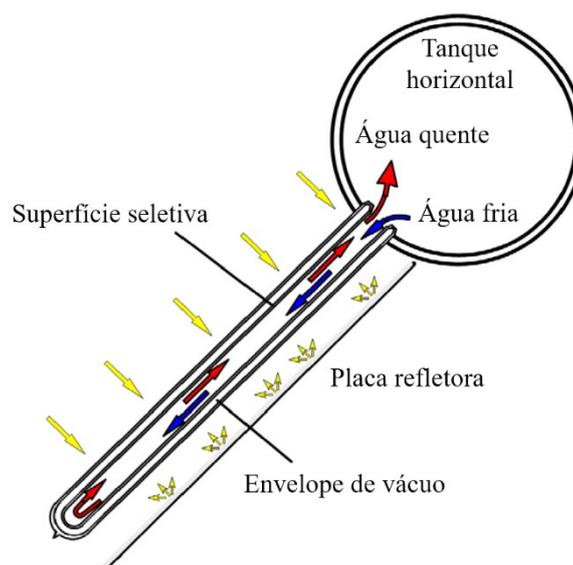
Figura 2.8, onde as setas vermelhas representam o escoamento ascendente e as setas azuis representam o escoamento descendente.

Figura 2.7 – Coletor inclinado com tubos na vertical acoplado no reservatório



Fonte: “Evacuated Tubes, Solar Evacuated Tube | Apricus Eco-Energy” (c2020).

Figura 2.8 – Conjunto tubo evacuado e reservatório



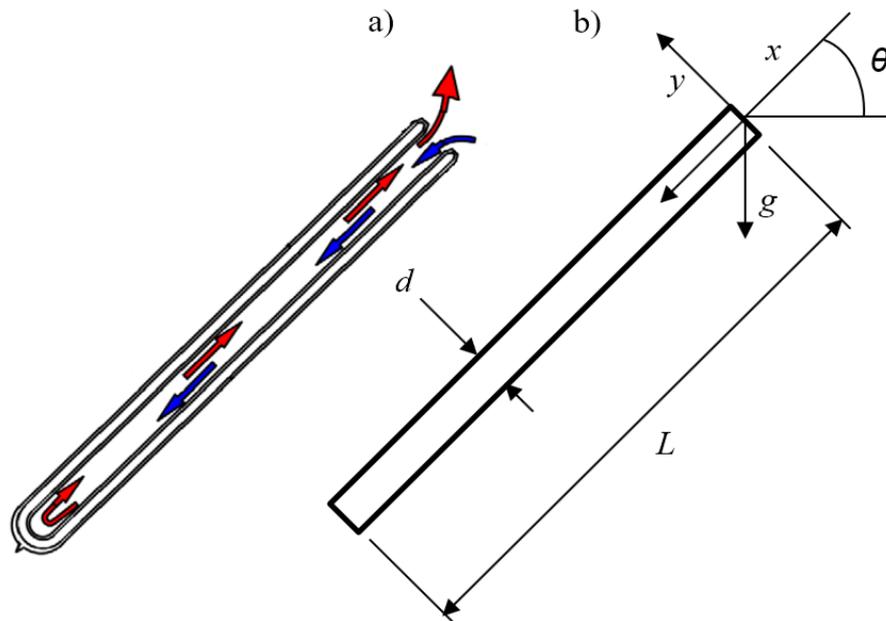
Fonte: Adaptado de Budihardjo, Morrison e Behnia (2007).

3 APRESENTAÇÃO DO PROBLEMA

Um sistema composto por tubos evacuados tipo WIGET conectados a um reservatório térmico, como ilustrado na Figura 2.8, para ser simulado numericamente demanda um alto tempo e custo computacional. No entanto, Budihardjo, Morrison e Behnia (2007) demonstraram que os resultados obtidos com a simulação de somente um tubo evacuado isolado não sofre de forma significativa a influência dos tubos adjacentes e do reservatório, reduzindo assim o custo computacional. Levando em consideração estas observações, o problema aqui abordado consiste em um único tubo desacoplado do reservatório. A Figura 3.1 (a) mostra esquematicamente o tubo evacuado isolado do reservatório. Já na Figura 3.1 (b) representa a simplificação de um tubo evacuado mostrando apenas o volume de fluido no interior do tubo, sendo o contorno do domínio computacional a superfície interna do tubo interno do coletor.

A geometria simplificada da Figura 3.1 (b) para o estudo deriva de um modelo comercial com comprimento $L = 1,42$ m e diâmetro $d = 0,034$ m, também empregado no estudo desenvolvido por Budihardjo, Morrison e Behnia (2007).

Figura 3.1 – Tubo a vácuo isolado do reservatório.



Fonte: Elaborado pelo autor.

O estudo de caso do presente trabalho consistiu em analisar três ângulos de instalação do coletor (θ) de 5°, 15° e 25°, com temperatura de entrada da água (T_e) de 290, 300, 310, 320, 330, 340 e 350 K e fluxo de calor médio (q'') de 150, 275 e 375 W/m², totalizando 63 diferentes condições de operação.

Cabanillas, Estrada e Avila (1995) através do uso de um fotodiodo reportaram as diferentes distribuições radiais do fluxo de radiação no tubo evacuado em diferentes horários ao longo do dia, identificando que o fluxo de radiação é maior na metade superior que a metade inferior do tubo evacuado. No presente estudo o fluxo de calor médio foi aplicado nas metades superior (S_s) e inferior (S_i) do tubo conforme indicado na Tabela 3.1.

Tabela 3.1 – Fluxo de calor aplicado no tubo a vácuo deste trabalho.

q'' [W/m ²]	S_s [W/m ²]	S_i [W/m ²]
150	250	50
275	450	100
375	600	150

Fonte: Elaborado pelo autor.

4 METODOLOGIA

Neste Capítulo são apresentados o desenvolvimento do modelo matemático e o modelo computacional.

4.1 Modelo Matemático

Utilizando água como fluido de trabalho no interior dos tubos, de propriedades termofísicas constantes, incompressível, e considerando o escoamento em regime laminar, (BUDIHardJO; MORRISON; BEHNIA, 2007), o modelo matemático adotado é composto das equações de conservação de massa, Equação 4.1, Navier Stokes, Equações 4.1-4.4, e de conservação de energia, Equação 4.5, conforme a sequência apresentada:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (4.1)$$

$$\rho \left(\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) \quad (4.2)$$

$$\rho \left(\frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right) = -\frac{\partial p}{\partial y} + \mu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) + \rho g \quad (4.3)$$

$$\rho \left(\frac{\partial w}{\partial t} + u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right) = -\frac{\partial p}{\partial z} + \mu \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) \quad (4.4)$$

$$\rho c_p \left(u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} \right) = k \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) \quad (4.5)$$

sendo as componentes de velocidades u , v e w , nas direções x , y e z , respectivamente, p a pressão, g a aceleração da gravidade, ρ a massa específica, μ a viscosidade dinâmica, k a condutividade térmica, c_p o calor específico e T a temperatura.

4.1.2 Condições Iniciais e de Contorno

As condições iniciais são de velocidades nas três direções (u , v e w) nula, temperatura inicial uniforme, e fluxo de calor uniforme, com os valores dependentes do caso a ser estudado.

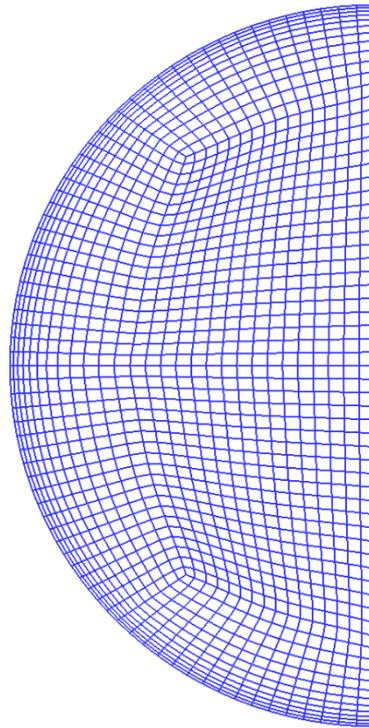
4.2 Abordagem Numérica

Neste estudo foi utilizado o software ANSYS-*Fluent*, disponível no Laboratório de Simulação Numérica do Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica da UNISINOS. As simulações foram realizadas utilizando o método SIMPLE para o acoplamento pressão-velocidade; mínimos quadrados (*Least Squares Cell-Based*) para discretização espacial; PRESTO (*PREssure STaggering Option*) para interpolação de pressão; e *First Order Upwind* para momento e energia. Para controle de solução foram utilizados os seguintes fatores de sub-relaxamento para a pressão, massa específica, força de corpo, momento e energia, respectivamente: 0,3; 0,7; 0,7; 0,7 e 0,8.

4.2.1 Malha Computacional

Para a geometria em estudo foram geradas três malhas computacionais do tipo hexaédricas (M1, M2 e M3), com 463232, 322560, e 223872 elementos, respectivamente. Conforme pode ser visto na Figura 4.1, as malhas possuem refinamento junto à parede cilíndrica, pois nesta região estão localizados os maiores gradientes de velocidade e de temperatura.

Figura 4.1 – Secção transversal da malha computacional M1



Fonte: Elaborado pelo autor.

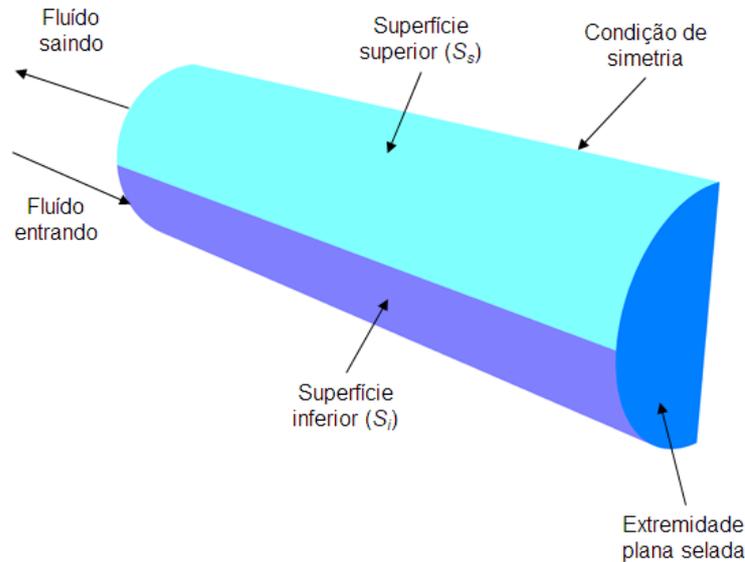
Foi realizada a análise das malhas M1, M2 e M3, através da metodologia GCI (*Grid Convergence Index*), proposto por Celik *et al.* (2008). Para isto foi utilizada a vazão mássica na extremidade aberta como parâmetro de análise, o que resultou um GCI médio de 0,487%. Portanto, para o presente trabalho foi utilizada a malha computacional M1, com 463232 elementos.

4.1.1 Condição de Contorno

Devido à geometria do tubo, o domínio computacional tridimensional utilizado possui cinco superfícies de controle. A Figura 4.2 mostra estas superfícies, as quais são: (a) extremidade aberta (entrada/saída); (b) extremidade plana selada, (c) superfície de simetria, (d) superfície inferior e (e) superfície superior. Na extremidade aberta foi configurada a condição de abertura livre, sendo aplicado a condição de pressão estática constante $p = 0$ kPa, temperatura de entrada da água constante, com valor dependente do caso estudado. Nas superfícies inferior e superior foi empregado o fluxo de calor constante, de acordo com a simulação realizada. Para a extremidade selada foi configurada a condição de contorno adiabática. Todas as paredes foram consideradas sem deslizamento. Observa-se que o sistema

de coordenadas foi configurado no centro da extremidade aberta, estando o eixo x normal a esta extremidade e com direção à extremidade selada.

Figura 4.2 – Geometria do tubo coletor



Fonte: Elaborado pelo autor.

4.1.1 Verificação numérica

A verificação numérica realizada neste trabalho é baseada no estudo numérico apresentado por Budihardjo, Morrison e Behnia (2007), sendo adotado um tubo com $L = 1,42$ m e $d = 0,034$ m, onde é aplicado nas superfícies superior (S_s) e inferior (S_i) um fluxo de calor médio (q'') de 495 W/m², que equivale a uma potência de 75 W, e o tubo inclinado com um ângulo (θ) de 45° em relação à horizontal. A verificação numérica foi realizada com base nos contornos de velocidade em quatro posições axiais e a variação da vazão mássica ao longo do comprimento do tubo, como apresentados pelos autores. Os resultados foram obtidos considerando a temperatura da água com $T_e = 300$ K e as principais propriedades conforme Tabela 4.1.

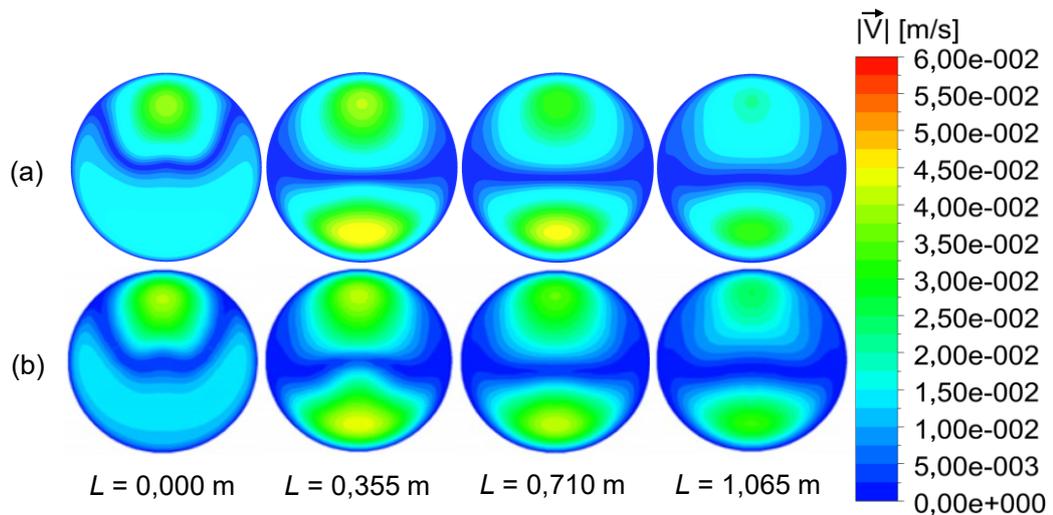
Tabela 4.1 – Propriedades da água consideradas no estudo numérico de verificação.

T_e [K]	ρ [kg/m ³]	c_p [J/(kg K)]	μ [Pa s]	k [W/(m K)]	β [K ⁻¹]
300	996,558	4180,6	0,000850	0,610	0,000266

Fonte: Elaborado pelo autor.

A Figura 4.3 apresenta os campos de velocidade em quatro secções diferentes ao longo de eixo axial do tubo $L = 0$, $L = 0,355$, $L = 0,710$, $L = 1,065$ m, onde $L = 0$ representa a extremidade aberta, obtidos pelo presente trabalho, Figura 4.3 (a), e pelo estudo de Budihardjo, Morrison e Behnia (2007), Figura 4.3 (b).

Figura 4.3 – Campos de velocidade: (a) presente trabalho e (b) Budihardjo, Morrison e Behnia (2007).



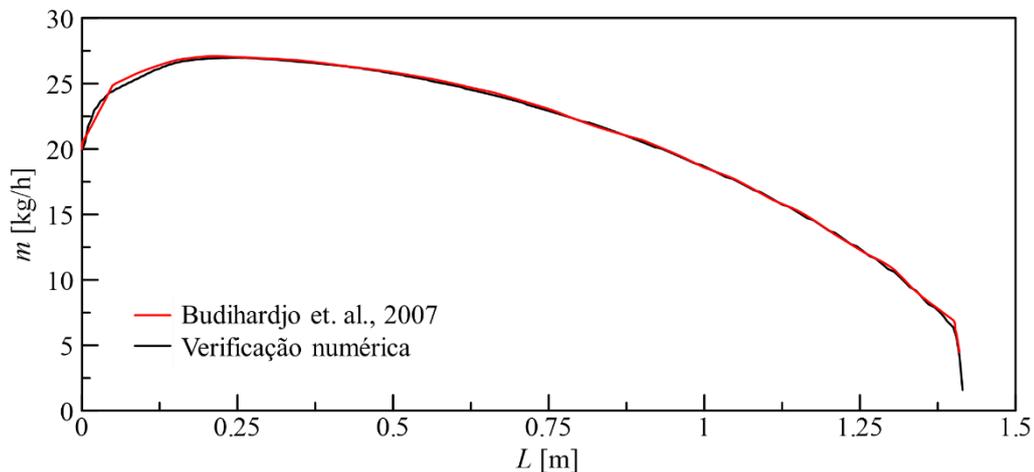
Fonte: Elaborado pelo autor.

Inicialmente pode-se observar, para todas as posições do tudo, a semelhança entre os resultados do presente trabalho e do referido autor. Nestas figuras também pode ser identificado, através da escala de cores, que na metade superior do tubo predominam as forças de empuxo fazendo que o fluido se mova em direção ascendente, onde se observa na posição $L = 0,355$ m a região de maior velocidade. Na metade inferior o movimento do fluido se dá devido às forças gravitacionais fazendo que o fluido se mova em direção à extremidade fechada, sendo a posição $L = 0$ m a região de maior área de fluido em direção descendente.

Já na circunferência do tubo predomina uma região de velocidade zero em decorrência de deslizamento nulo que foi implementado no modelo numérico e na posição $L = 1,065$ m a região de velocidade zero possui uma espessura maior que nas outras secções. Também na parte central se encontra uma região de velocidade zero devido às forças de cisalhamento, pois na metade superior o fluido está em sentido ascendente devido às forças de empuxo e na metade inferior o fluido está em sentido descendente devido às forças gravitacionais, gerando uma separação entre os dois fluxos.

Na Figura 4.4 é apresentada a variação da vazão mássica ao longo do eixo axial do tubo a partir da extremidade aberta $L = 0$ m até $L = 1,42$ m, para o presente trabalho e o de Budihardjo, Morrison e Behnia (2007). Nesta figura pode-se observar que a vazão máxima não ocorre na posição $L = 0$ m, e sim a uma distância de aproximadamente cinco vezes o diâmetro interno do tubo, conforme já observado pelos mesmos autores. Isto se deve à ocorrência de recirculação do fluido nesta região. Uma parte do fluido que está na corrente ascendente é resfriado retornando para a corrente descendente, voltando a ser reaquecido. Na parte próxima à entrada ocorre a recirculação em decorrência da entrada do fluido proveniente do tanque, onde uma parte é aquecida e outra parte resfria a corrente ascendente.

Figura 4.4 – Variação da vazão mássica ao longo do tubo a partir de $L = 0$ m até $L = 1,42$ m



Fonte: Elaborado pelo autor.

Comparando os resultados apresentados na Figura 4.3 **Erro! Fonte de referência não encontrada.**(a, b) e o resultado da Figura 4.4, pode ser observada uma boa concordância entre os resultados obtidos e os de Budihardjo, Morrison e Behnia (2007), portanto estes resultados são considerados como verificados numericamente, podendo então se investigar outras condições que apresentem este tipo de problema físico, como os abordados no presente trabalho.

5 RESULTADOS E DISCUSSÃO

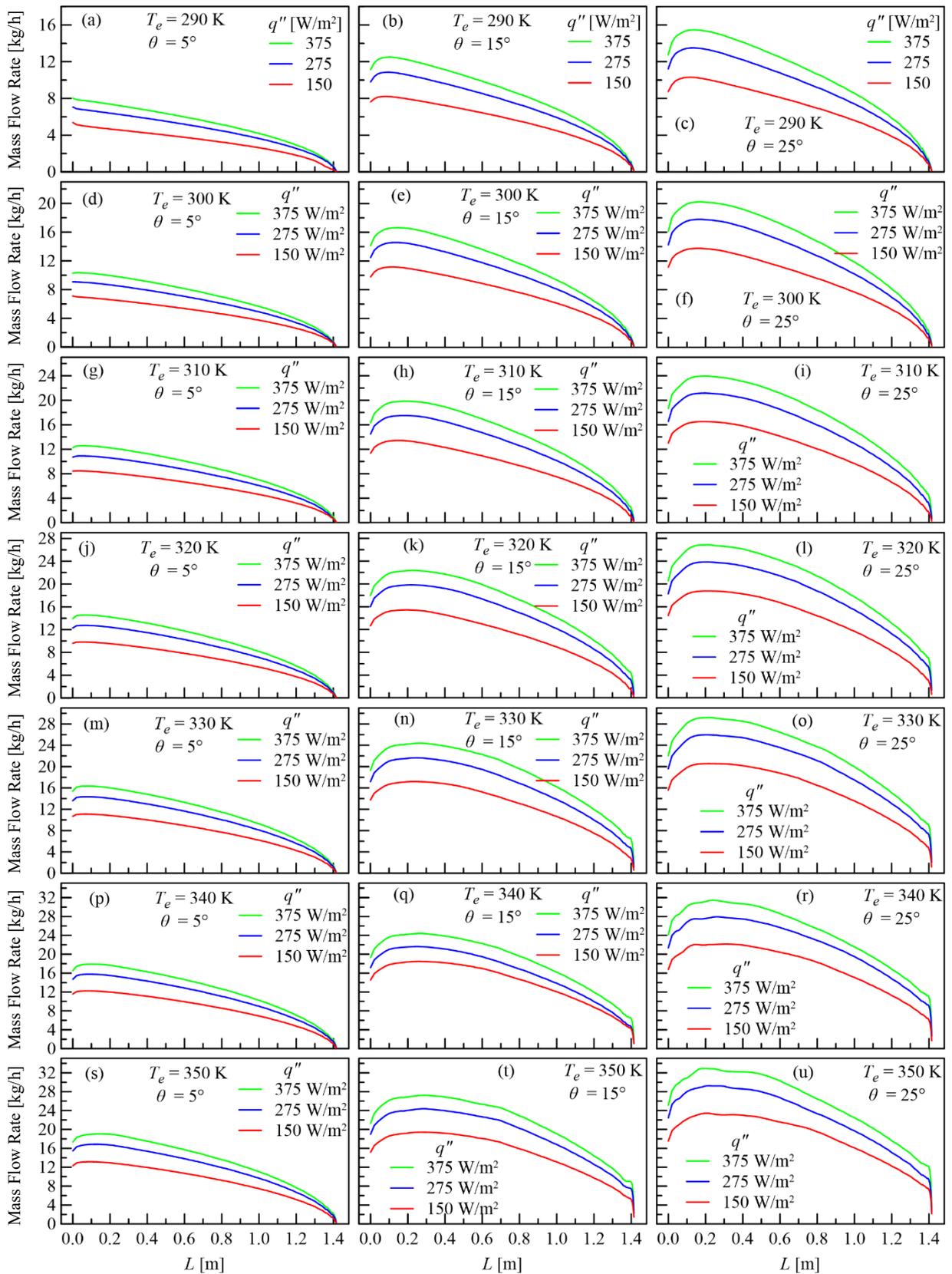
São apresentados a seguir os principais resultados obtidos das simulações realizadas no presente trabalho com relação à vazão mássica (\dot{m}), a variação de temperatura (ΔT) ao longo do comprimento do tubo (L), os perfis do coeficiente de transferência de calor convectivo (h) por ΔT e T_e e as correlações para Nusselt (Nu_{corr}) e para ΔT .

Na Figura 5.1 são apresentados os perfis da vazão mássica (\dot{m}) ao longo do tubo a partir de $L = 0$ até $L = 1,42$ m, agrupados por ângulo de inclinação (θ) e temperatura de entrada (T_e). Para cada condição se verifica o efeito do fluxo de calor (q'') na máxima vazão mássica, para cada ângulo de inclinação e temperatura de entrada da água.

A vazão apresenta um máximo próximo à extremidade aberta e diminui ao longo do comprimento. Para o menor ângulo $\theta = 5^\circ$, se verifica na Figura 5.1 (a), para $T_e = 290$ K, que a vazão mássica máxima ocorre na extremidade aberta para todos os fluxos de calor ($q'' = 150$ W/m², $q'' = 275$ W/m² e $q'' = 350$ W/m²) e conforme aumenta a temperatura a máxima vazão já não ocorre na extremidade aberta, atingindo valores de 19,42 kg/h, 16,857 kg/h e 13,157 kg/h para $T_e = 350$ K, Figura 5.1 (s), e q'' de 357, 275 e 150 kW/m², respectivamente.

Conforme aumenta o ângulo de inclinação a posição da máxima vazão se desloca a partir da extremidade aberta, por exemplo, para $\theta = 25^\circ$, na condição de $T_e = 340$ K e $q'' = 150$ W/m², Figura 5.1 (r), a vazão mássica ocorre a aproximadamente 8,824 vezes o diâmetro do tubo que corresponde a $L = 0,3$ m, sendo estas condições diferentes às encontradas no estudo de Budihardjo, Morrison e Behnia (2007). Estes autores identificaram que a máxima vazão, \dot{m} , ocorre a cinco vezes o diâmetro do tubo, a partir da sua extremidade aberta ($L = 0,17$ m), e esta vazão máxima é 20% maior que a encontrada na mesma posição neste presente trabalho. Foi identificado no caso de $\theta = 25^\circ$, $T_e = 330$ K e $q'' = 375$ W/m² que \dot{m} na extremidade aberta chega a 25% menor que o pico máximo da \dot{m} que ocorre no interior do tubo, Figura 5.1 (o). Esta vazão máxima no interior do tubo indica o surgimento de recirculação do fluido.

Figura 5.1 – Efeito do fluxo de calor, q'' , na vazão mássica ao longo do tubo para diferentes valores de temperatura de entrada da água, T_e , e inclinação do tubo, θ



Fonte: Elaborado pelo autor.

A Figura 5.2 apresenta os perfis da vazão mássica (\dot{m}) ao longo do tubo para diferentes valores de θ e q'' e em cada condição fixa destes parâmetros se verifica o efeito do aumento da temperatura de entrada da água, T_e , de 290 a 350 K.

Nestas figuras pode-se observar que a vazão aumenta com o aumento da temperatura de entrada da água e combinado aos maiores fluxos de calor, este aumento é expressivo. Também quanto maior a temperatura de entrada, menor será o incremento de vazão em relação à temperatura anterior.

Para a menor inclinação, $\theta = 5^\circ$ (Figura 5.2 (a-c)), os valores de máxima vazão estão próximos da extremidade aberta (até $L = 0,17$ m) e, independente do fluxo de calor, q'' , a vazão tende a diminuir e se aproxima a um valor constante na extremidade selada ($L = 1,4$ m).

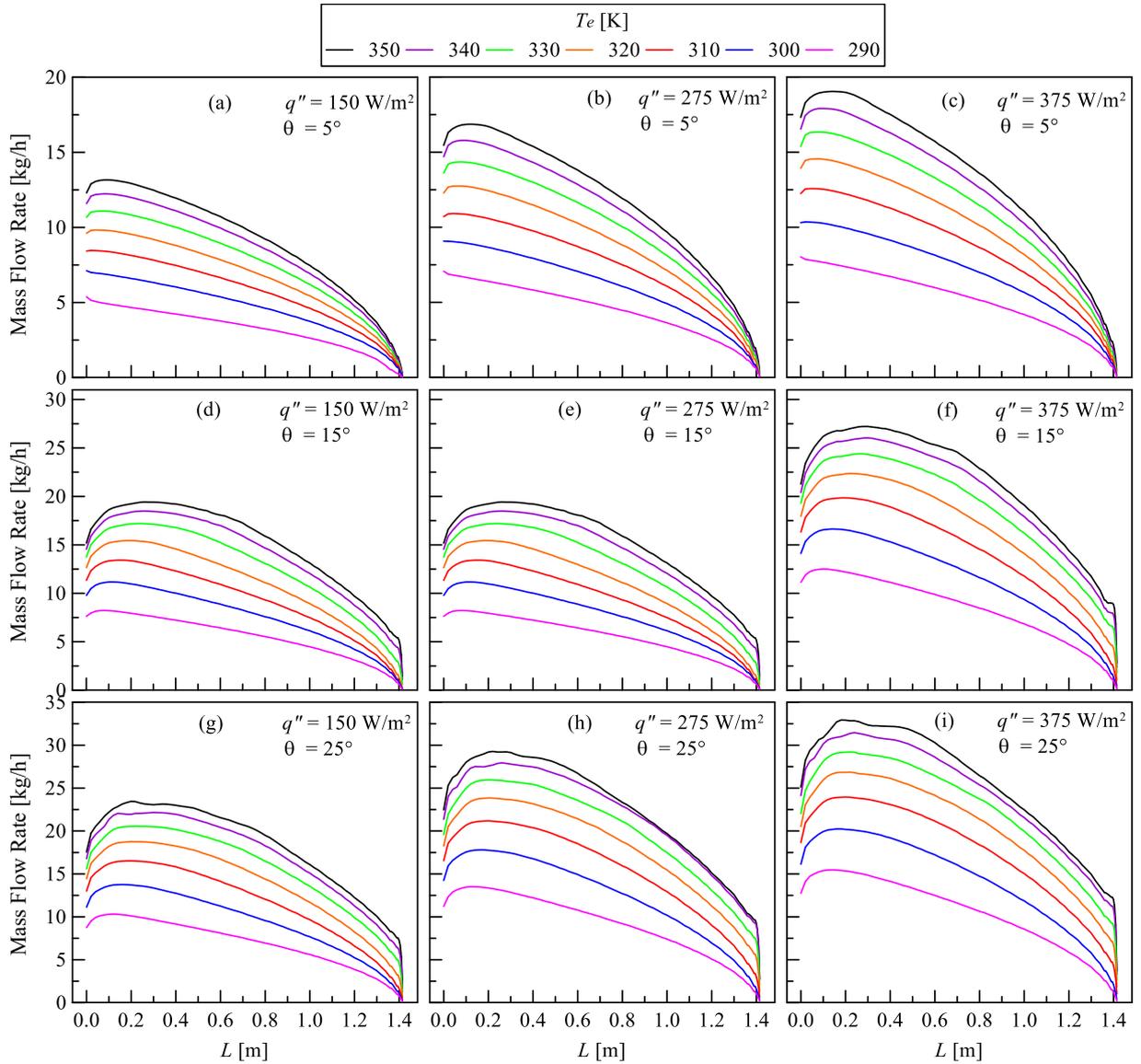
Pode-se observar também que isso não ocorre para os demais ângulos (Figura 5.2 (d-i)), onde a \dot{m} tem um abrupto incremento de vazão próximo à extremidade fechada, chegando a uma \dot{m} de 12 kg/h, no caso de $\theta = 25^\circ$ e $q'' = 375$ kW/m².

Também se observa que a diminuição do ângulo de inclinação do tubo de $\theta = 25^\circ$ para $\theta = 5^\circ$ reduz em média 33,5% a vazão mássica indiferentemente da condição analisada.

Na Figura 5.3 (a-u) são apresentados os perfis da variação de temperatura, ΔT , ao longo do comprimento do tubo a partir de $L = 0$ até $L = 1,42$ m, em função do fluxo de calor e agrupados por ângulo de inclinação (θ) e temperatura de entrada (T_e). Para cada condição se verifica a máxima variação de temperatura. Para $\theta = 5^\circ$ independente do fluxo de calor (q'') a variação mínima não ocorre na extremidade fechada para temperatura de entrada entre $T_e = 290$ K e $T_e = 320$ K, mas na extremidade aberta, e para as demais condições ocorre na fechada. A variação de temperatura máxima não ocorre nas extremidades do tubo evacuado, mas entre $L = 0,04$ m e $L = 0,12$ m para $\theta = 15^\circ$ e $\theta = 25^\circ$, ocorrendo maior valor de $\Delta T = 3,172$ K em $L = 0,68$ m, com $T_e = 290$ K, $q'' = 375$ W/m² e $\theta = 5^\circ$.

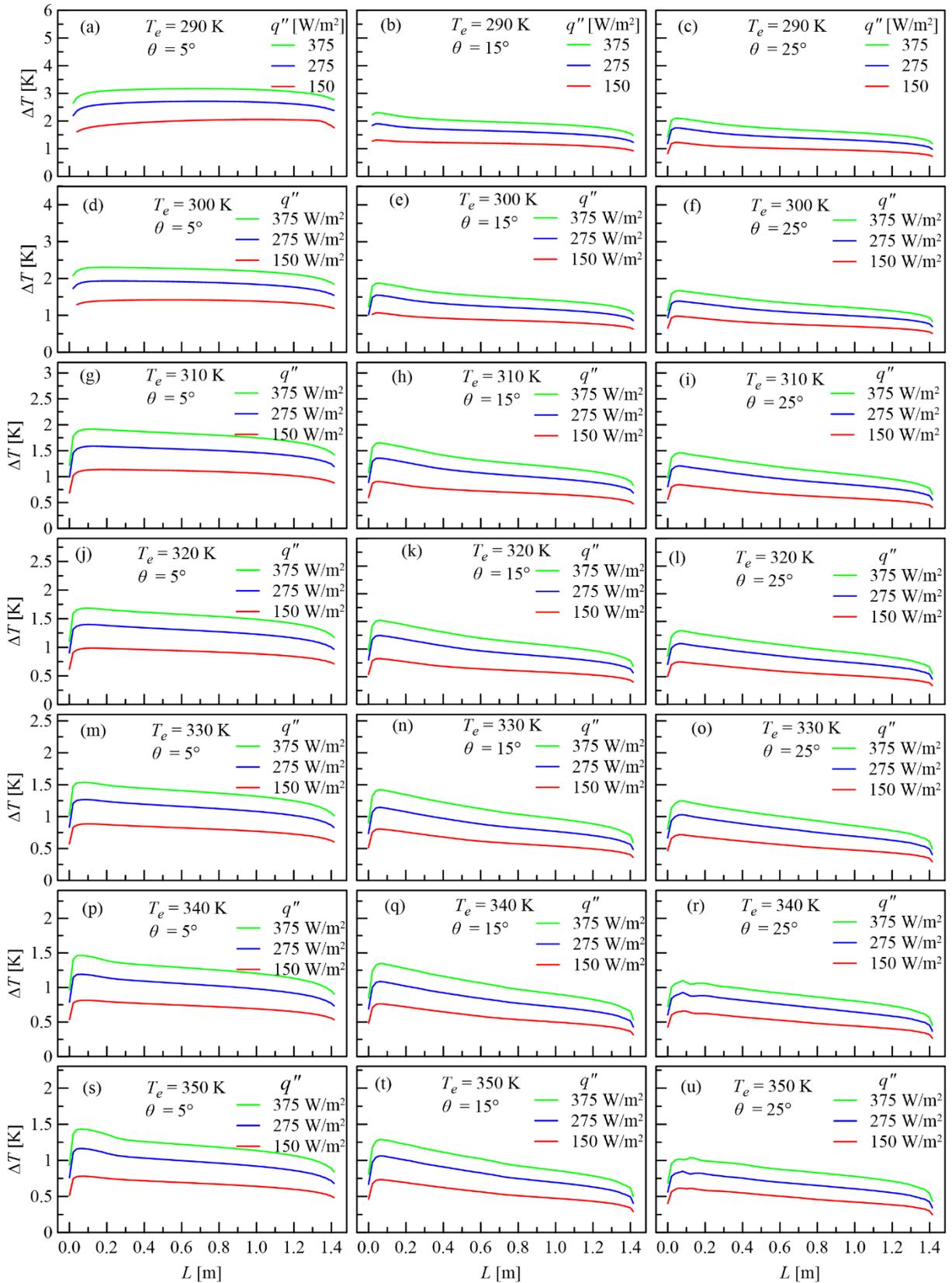
O efeito do ângulo de inclinação afeta de forma inversa a vazão mássica e a variação de temperatura, observando-se que a redução do ângulo do tubo de $\theta = 25^\circ$ para $\theta = 5^\circ$ aumenta a variação de temperatura na extremidade aberta em média 26%. Quanto menor o ângulo de inclinação menor será a atuação da força gravitacional e de empuxo no sentido axial para a renovação do fluido no interior do tubo, acarretando recirculação no sentido radial do tubo. Isto pode ser observado na Figura 5.4 (a-c), onde a ΔT possui um comportamento quase constante para um $\theta = 5^\circ$.

Figura 5.2– Efeito da temperatura de entrada da água, T_e , na vazão mássica ao longo do tubo para diferentes valores de θ e q'' .



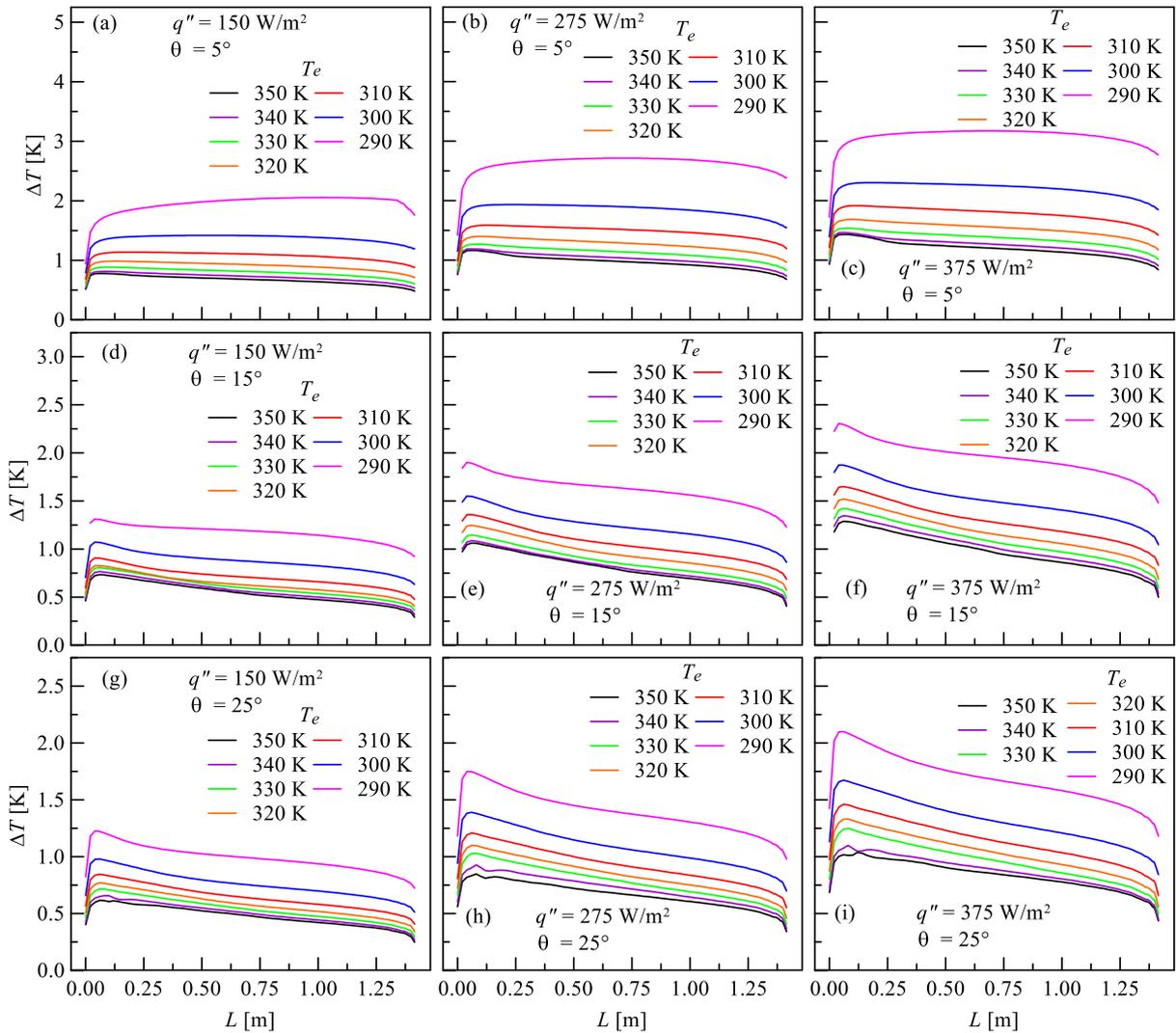
Fonte: Elaborado pelo autor.

Figura 5.3 – Efeito do fluxo de calor, q'' , na variação de temperatura, ΔT , ao longo do tubo a partir de $L = 0$ m até $L = 1,42$ m, agrupado por T_e e θ



Fonte: Elaborado pelo autor.

Figura 5.4 – Efeito da temperatura de entrada T_e , na variação de temperatura, ΔT , ao longo do tubo a partir de $L = 0$ m até $L = 1,42$ m, agrupado por q'' e θ



Fonte: Elaborado pelo autor.

A partir da temperatura média da parede interna do tubo (T_{pm}), da temperatura média do fluido contido no tubo (T_{fm}) e da área da superfície da parede interna do tubo (A_{sup}) foram obtidos os valores do coeficiente de transferência de calor (h), de acordo com a Equação (5.1).

$$h = \frac{q''}{A_{sup} (T_{pm} - T_{fm})} \quad (5.1)$$

Nas Figura 5.5 (a-c) são apresentados perfis do coeficiente de transferência de calor, h , em função da variação de temperatura, ΔT , agrupados por ângulo de inclinação, θ , para diferentes valores de fluxo de calor, q'' . Da análise dos gráficos pode ser observado que as curvas possuem um comportamento similar entre elas, espaçadas de forma quase paralelas. Se

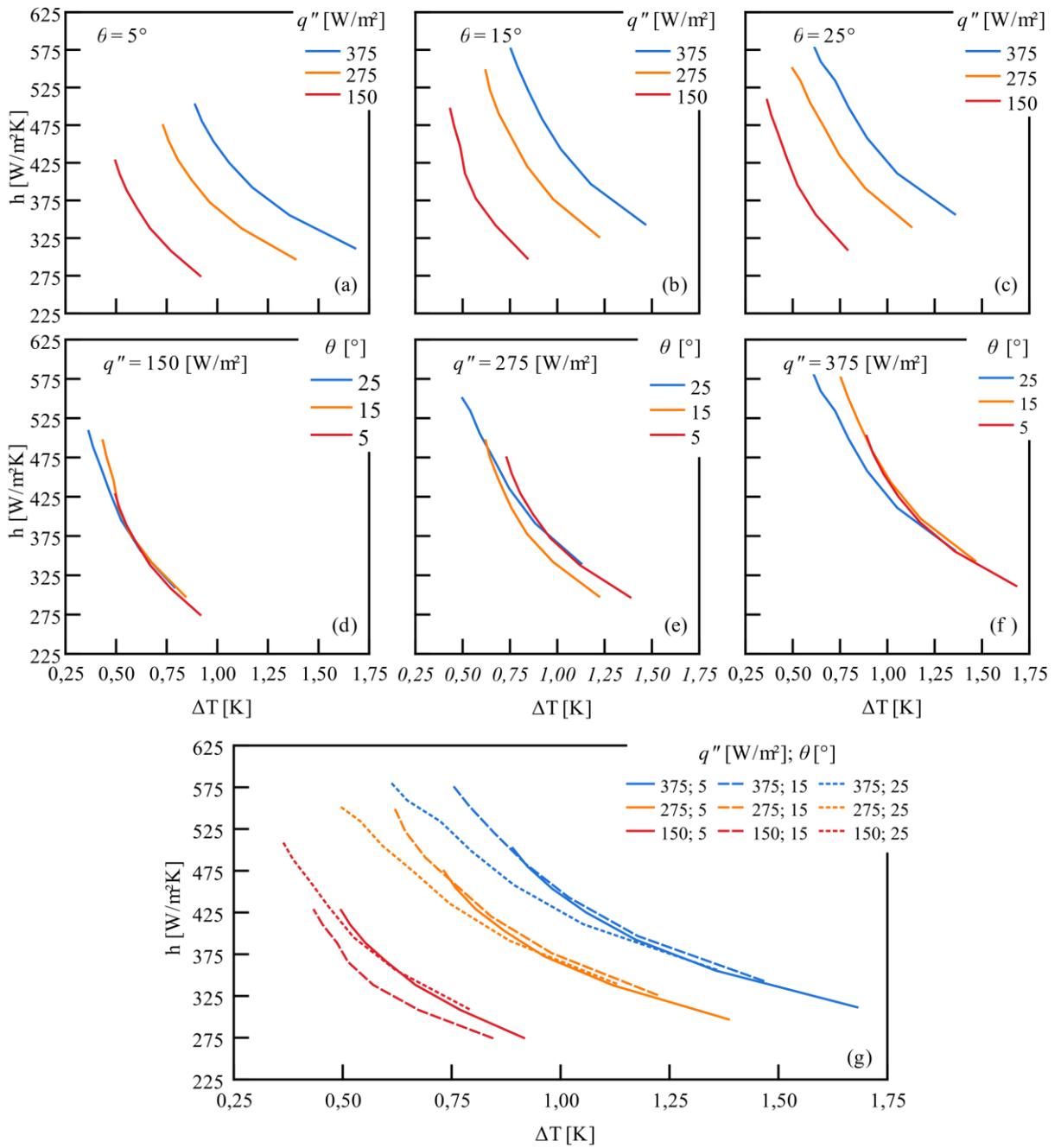
verifica que o h diminui com o aumento de ΔT para o mesmo fluxo de calor. Para um $q'' = 150 \text{ W/m}^2$ e $\theta = 5^\circ$ teremos valor máximo de $h = 427,96 \text{ W/(m}^2\text{K)}$ e o valor mínimo de $h = 274,72 \text{ W/(m}^2\text{K)}$ para um $\Delta T = 0,496 \text{ K}$ e $\Delta T = 0,916 \text{ K}$, respectivamente.

Já na Figura 5.5 (d-f) são apresentados os perfis h por ΔT agrupados por q'' para diferentes θ e pode ser observado que para um fluxo de calor fixo os valores dos coeficientes de transferência de calor praticamente independem da variação do ângulo, formando quase uma curva única entre os diferentes θ .

O coeficiente de transferência de calor também aumenta conforme o fluxo de calor e ângulo de inclinação aumentam. A redução do ângulo reduzirá em média 13,3% no valor de h . Já o aumento do fluxo de calor gera um aumento em média 15,3% no valor do h . A Figura 5.5 (g) apresenta todos os coeficientes de transferência de calor em função de ΔT evidenciando o efeito do q'' sobre os valores de h e ΔT .

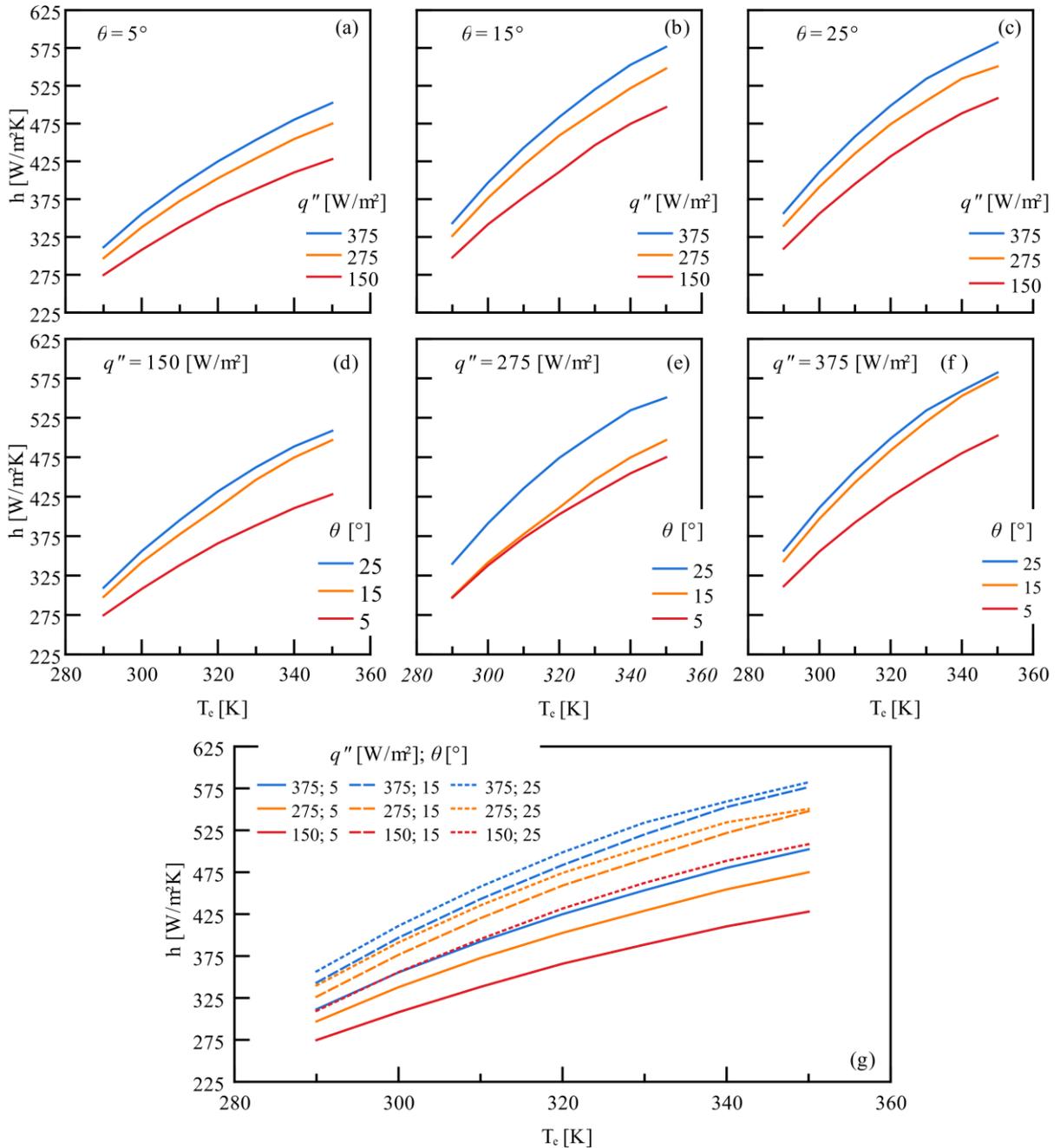
Na Figura 5.6 (a-c) são apresentados os resultados do comportamento do coeficiente de transferência de calor h em função da temperatura de entrada da água, T_e , para diferentes inclinações, θ , e fluxos de calor, q'' . O h aumenta conforme T_e , q'' e θ aumentam, com comportamento semelhante para os diferentes ângulos. Já na Figura 5.6 (d-f) se observa mais claramente o efeito do ângulo associado ao maior q'' e o aumento de T_e . Na Figura 5.6 (g) se tem o comportamento do coeficiente de transferência de calor h , em relação a todos os parâmetros considerados em um mesmo gráfico e os maiores valores de h são para θ de 15° e 25° , $q'' = 375 \text{ kW/m}^2$ e $T_e = 350 \text{ K}$, alcançando valores em torno de $575 \text{ W/m}^2\text{K}$.

Figura 5.5 – Perfis do coeficiente de transferência de calor, h , em função de ΔT para diferentes valores de q'' e θ .



Fonte: Elaborado pelo autor.

Figura 5.6 – Variação do coeficiente de transferência de calor h em função da temperatura de entrada da água: (a; b; c) agrupado por θ para diferentes q'' ; (d; e; f) agrupado por q'' para diferentes θ e (g) h por T_e para diferentes θ e q''



Fonte: Elaborado pelo autor

Com os valores dos números dimensionais de *Nusselt* (Nu_{num}), obtidos a partir dos dados numéricos de h , Equação 5.2, de Rayleigh modificado (Ra), e da temperatura adimensional (T_{ad}), considerando os parâmetros avaliados neste trabalho, como fluxo de calor e temperatura, Equações 5.3 e 5.4, respectivamente, foi proposta a função *Nusselt* correlação (Nu_{corr}), Equação 5.5.

$$Nu_{num} = \frac{h d}{k} \quad (5.2)$$

$$Ra = \frac{g \beta q'' d^4}{\alpha \gamma k} \quad (5.3)$$

$$T_{ad} = \frac{T_e - T_{ref}}{\Delta T_{ref}} \quad (5.4)$$

$$Nu_{corr} = Ra^a T_{ad}^b \sin(\theta)^c \quad (5.5)$$

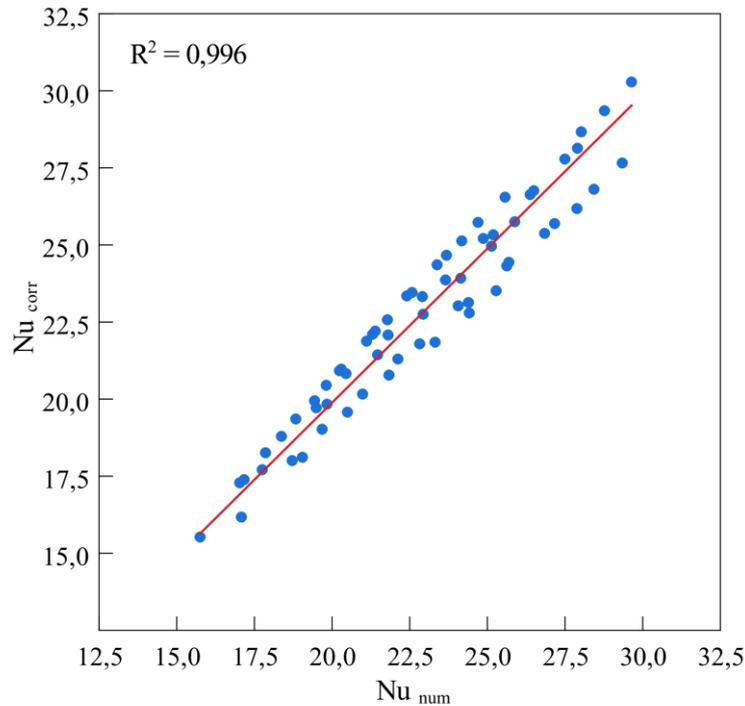
onde α é a difusividade térmica, γ a viscosidade cinemática, T_{ref} a temperatura de referência (273,15 K) e ΔT_{ref} a diferença de temperatura de referência (60 K), que corresponde à diferença entre a maior T_e (350 K) e a menor T_e (290 K) analisadas neste trabalho, e a , b , c são ajustados a partir do conjunto de dados gerados. Para o presente trabalho foi utilizado o seno do ângulo de inclinação do tubo, θ , em relação à horizontal. Já Budihardjo, Morrison e Behnia (2007) e Morrison, Budihardjo e Behnia (2005) utilizam o cosseno do ângulo de inclinação do tubo em relação à vertical em seus trabalhos.

Com o uso do *Solver* disponível no software LibreOffice Calc, (“Opções dos algoritmos do solver - Ajuda do LibreOffice 7.4”, 2020) foram obtidos os valores dos coeficientes $a = 0,177$, $b = 0,00276$ e $c = -0,00834$, ficando a função Nu_{corr} conforme apresentado na Equação (5.6).

$$Nu_{corr} = Ra^{0,177} T_{ad}^{0,00276} \sin(\theta)^{-0,00834} \quad (5.6)$$

A Figura 5.7 apresenta a comparação entre o *Nusselt* numérico e o obtido a partir da correlação proposta. O coeficiente de determinação foi de $R^2 = 0,996$, com o erro entre -6,9% e 4,2%.

Figura 5.7 – Comparação entre o *Nusselt* numérico (Nu_{num}) por *Nusselt* correlação (Nu_{corr})

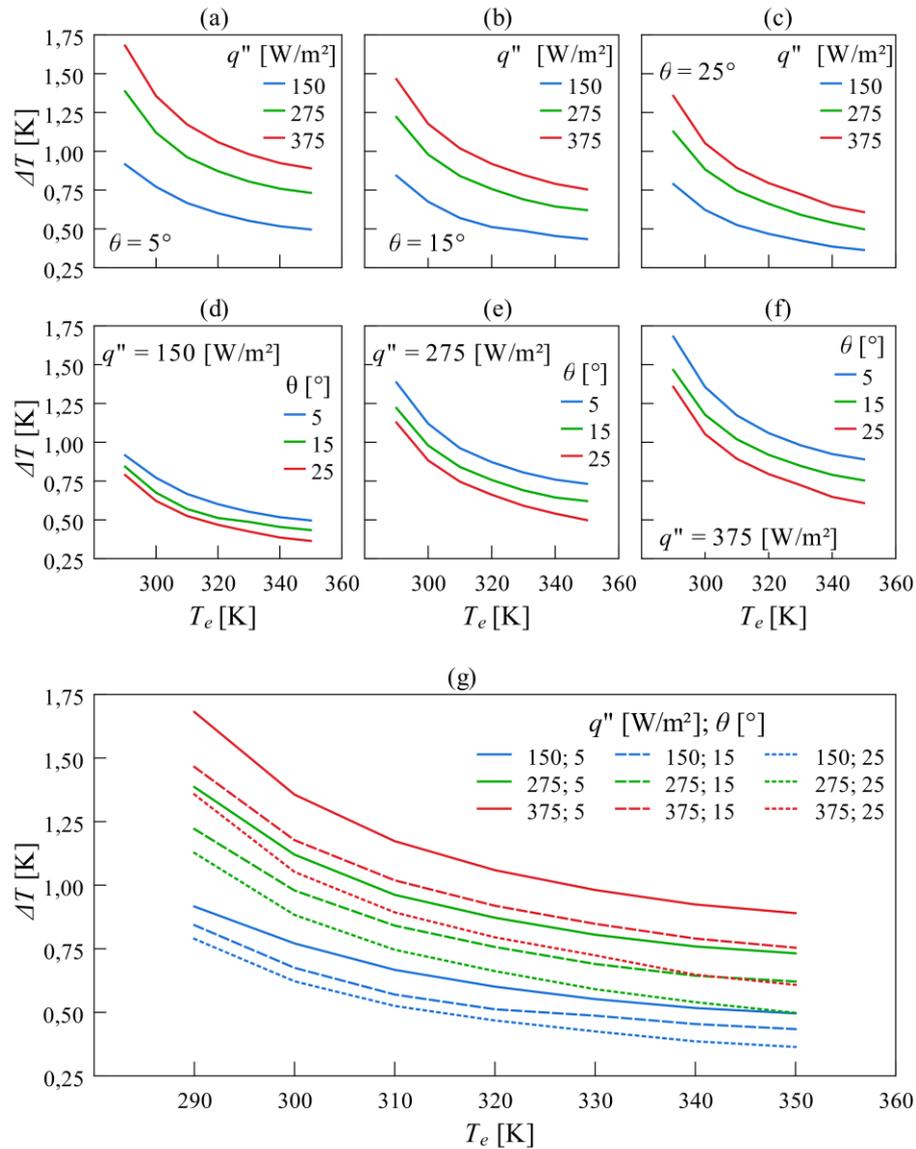


Fonte: Elaborado pelo autor

Nas Figura 5.8 (a-g) são apresentados perfis de variação de temperatura ΔT na posição $L = 0$ m em função da temperatura de entrada da água, T_e , para os diversos valores de fluxo de calor, q'' , e do ângulo de inclinação, θ . Na Figura 5.8 (a-c) podemos observar que o fluxo de calor gera um incremento maior na variação de temperatura. Para o menor T_e (290 K) com o menor ângulo de inclinação (5°) se obteve um $\Delta T = 1,681$ K e $\Delta T = 0,916$ K para um $q'' = 375$ W/m² e $q'' = 150$ W/m², respectivamente, representando uma diferença de 0,765 K.

Já na Figura 5.8 (d-f) podemos observar o baixo efeito do ângulo de inclinação, θ , sobre a variação de temperatura para uma condição de T_e (290 K) com um $q'' = 150$ W/m² que possui o máximo e mínimo valor de $\Delta T = 0,916$ K e $\Delta T = 0,788$ K, respectivamente, gerando representando uma diferença de 0,128 K.

Figura 5.8 –Variação de ΔT em função da temperatura de entrada T_e , em $L = 0$ m, para diversos valores de inclinação θ e fluxo de calor q'' .



Fonte: Elaborado pelo autor

Observando as curvas das Figura 5.8 (a-g) fica evidente que estas possuem comportamento similar. Com esse comportamento pode-se obter uma correlação para a variação de temperatura (ΔT_{corr}) na extremidade aberta do tubo, em função do número adimensional de Rayleigh, Ra , da temperatura de entrada, T_e e do ângulo de inclinação θ , com a Equação (5.7):

$$\Delta T_{corr} = a (Ra 10^f)^b (c \sin(\theta)^d) (T_e - e) + T_{ad}^g \quad (5.7)$$

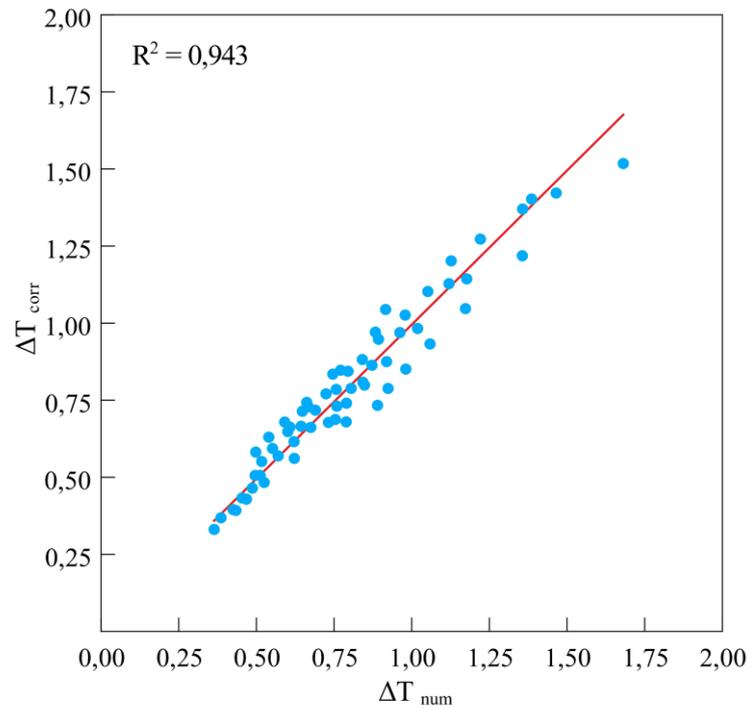
onde a , b , c , d , e , f e g são coeficientes de ajuste da correlação.

Com o uso do *Solver* do *software* LibreOffice foram obtidos os valores dos coeficientes de ajuste $a = 0,448$, $b = 0,987$, $c = -0,529$, $d = 0,239$, $e = 268,46$, $f = 6$, e $g = -0,48$.

Através destes coeficientes obteve-se o coeficiente de determinação $R^2 = 0,943$ com um erro de -17,6% e 16,8%, conforme apresentado na Figura 5.9, ficando a função ΔT_{corr} conforme apresentado na Equação (5.8).

$$\Delta T_{corr} = 0,448 (Ra \cdot 10^{-6})^{0,987} (-0,529 \sin(\theta))^{0,239} (T_e - 268,46) + T_{ad}^{-0,48} \quad (5.8)$$

Figura 5.9 – Comparação entre a variação de temperatura obtida numericamente (ΔT_{num}) e a correlação proposta (ΔT_{corr})



Fonte: Elaborado pelo autor

6 CONSIDERAÇÕES FINAIS

O presente trabalho delineou um estudo numérico do escoamento e transferência de calor de um tubo evacuado, fazendo o uso de uma abordagem numérica através de software ANSYS-*Fluent*, utilizando um modelo numérico tridimensional composto pelas equações da conservação da massa, quantidade de movimento e energia. Uma malha computacional hexaédrica com refinamento nas regiões de maiores gradientes térmicos e fluidodinâmicos foi utilizada, foi realizado estudo de convergência da malha pelo método GCI e a verificação numérica através dos resultados da literatura, estando de acordo com os resultados apresentados por Budihardjo, Morrison e Behnia (2007), portanto confirmando o modelo numérico e a metodologia utilizada.

Neste trabalho foram analisados efeitos do ângulo de inclinação do tubo, fluxo de calor, q'' , e temperatura de entrada do fluido, água, T_e , na vazão mássica, \dot{m} , na variação e temperatura, ΔT , ao longo do comprimento do tubo, e no coeficiente de transferência de calor, h .

Os resultados da \dot{m} ao longo do tubo mostraram que a máxima vazão ocorre entre a extremidade aberta do tubo ($L = 0$ m) e a 8,8 vezes o diâmetro do tubo ($L = 0,3$ m) para os casos avaliados neste presente trabalho, considerando diferentes fluxos de calor, temperaturas de entrada e inclinação do tubo, diferente do reportado por Budihardjo, Morrison e Behnia (2007), que identificaram que a \dot{m} máxima ocorria a 5 vezes o diâmetro do tubo. Também se observou que quanto maior a T_e , menor será o incremento da \dot{m} .

Para a variação de temperatura ΔT obteve-se o valor máximo de 3,172 K na posição de $L = 0,68$ m, com $T_e = 290$ K, $q'' = 375$ W/m² e $\theta = 5^\circ$. Foi observado também o pico de temperatura no interior do tubo está entre $L = 0,04$ m e $L = 0,12$ m para $\theta = 15^\circ$ e $\theta = 25^\circ$.

Já a temperatura mínima para o ângulo de inclinação de $\theta = 5^\circ$ e temperaturas de entrada entre $T_e = 290$ K e $T_e = 320$ K ocorre na posição $L = 0$ m independente do fluxo de calor (q'') analisado.

Foram adquiridas as temperaturas médias do fluido contido no tubo e da superfície da parede interna, juntamente com a área superficial da parede, se obteve os valores de coeficiente de transferência de calor (h).

Se observou que a redução do ângulo de inclinação do tubo de $\theta = 25^\circ$ para $\theta = 5^\circ$ reduz em média 33,5% a vazão mássica e aumenta em média 25% a variação da temperatura (ΔT), na extremidade aberta do tubo ($L = 0$ m). A diminuição do θ , de $\theta = 25^\circ$ para $\theta = 5^\circ$, reduz em média 13,3% coeficiente de troca de calor (h).

A redução da vazão mássica, \dot{m} , e o acréscimo da variação de temperatura, ΔT , decorrente da redução de θ se deve à redução da força gravitacional no sentido do eixo axial do tubo passando a ter uma atuação maior no sentido radial. Fazendo que o fluido tenha que ter uma maior diferença de densidade entre a região fria e quente para que ocorra a circulação do fluido no tubo.

O fluxo de calor por sua vez possui uma ação forte sobre a variação de temperatura (ΔT) para diferentes temperaturas de entrada da água, Te , onde foi observado um acréscimo de 66,7% e 29,4% em média na variação da temperatura quando o fluxo de calor alterou de $q'' = 150 \text{ W/m}^2$ para $q'' = 275 \text{ W/m}^2$, e de $q'' = 275 \text{ W/m}^2$ para $q'' = 375 \text{ W/m}^2$, respectivamente. Já o aumento do fluxo de calor contribui em média um acréscimo de 15,3% nos valores do coeficiente de transferência de calor.

Utilizando o Nu_{num} , Ra e T_{ad} foi proposta uma correlação para o Nusselt (Nu_{corr}), e com um coeficiente de determinação $R^2 = 0,996$ e erro entre -6,9% e 4,2% em relação ao Nusselt obtido numericamente. Isto possibilita a utilização do Nu_{corr} para cálculos relacionados às condições avaliadas neste trabalho.

Observou-se que o ΔT versus Te possuem um comportamento muito semelhante entre os casos analisados, o que resultou em uma formulação global para o ΔT_{corr} , com coeficiente de determinação de $R^2 = 0,943$ e erro entre -17,6% e 16,8% e da mesma forma que com o Nu , podendo esta correlação ser utilizada para a obtenção do ΔT em condições semelhantes ao desse trabalho.

Para o futuro, se sugere a abordagem dos campos de velocidade no interior do tubo verificando inclusive a recirculação interna do fluido. Outros trabalhos poderiam incluir o reservatório térmico formando um sistema completo a fim de obter uma formulação global para este sistema. Também se sugere a realização de um trabalho semelhante em um tubo do tipo *heat pipe*.

REFERÊNCIAS

ALFARO-AYALA, J. A. et al. Numerical study of a low temperature water-in-glass evacuated tube solar collector. **Energy Conversion and Management**, v. 94, p. 472–481, 1 abr. 2015.

Aquecedores Solares Heliotek. Disponível em: <<https://heliotek.com.br/para-profissionais/download>>. Acesso em: 18 set. 2022.

BEEKLEY, D. C.; MATHER, G. R. JR. **Analysis and experimental tests of a high-performance evacuated tubular collector**. [s.l.: s.n.]. Disponível em: <<http://www.osti.gov/servlets/purl/6445819/>>. Acesso em: 1 set. 2020.

BEHNIA, M.; MORRISON, G. L. An experimental investigation of inclined open thermosyphons. **Solar Energy**, v. 47, n. 4, p. 313–326, 1991.

BRACAMONTE, J. Effect of the transient energy input on thermodynamic performance of passive water-in-glass evacuated tube solar water heaters. **Renewable Energy**, v. 105, p. 689–701, maio 2017.

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

CABANILLAS, R. E.; ESTRADA, C. A.; AVILA, F. A device for measuring the angular distribution of incident radiation on tubular solar collectors. **Renewable Energy**, v. 6, n. 7, p. 843–847, out. 1995.

CELIK, I. B. et al. Procedure for Estimation and Reporting of Uncertainty Due to Discretization in CFD Applications. **Journal of Fluids Engineering**, v. 130, n. 7, p. 078001, 2008.

DUFFIE, J. A.; BECKMAN, W. A. **Solar engineering of thermal processes / John A. Duffie, William A. Beckman**. 4th ed ed. Hoboken: John Wiley, 2013.

ELETROBRAS. **Pesquisa de posse de hábitos de uso de equipamentos elétricos na classe residencial: PPH Brasil 2019**. Brasília: Eletrobras, 2020. Disponível em: <<https://eletrobras.com/pt/AreasdeAtuacao/BRASIL.pdf>>. Acesso em: 25 out. 2020.

EMPRESA DE PESQUISA ENERGÉTICA. **Anuário Estatístico de Energia Elétrica 2022**. Rio de Janeiro: Governo Federal Ministério de Minas e Energia, ago. 2022. Disponível em: <<http://shinyepe.brazilsouth.cloudapp.azure.com:3838/anuario-livro/#Apresenta%C3%A7%C3%A3o>>. Acesso em: 13 nov. 2022.

Evacuated Tubes, Solar Evacuated Tube | Apricus Eco-Energy. Disponível em: <<https://www.apricus.com/Evacuated-Tubes-pd90770826.html>>. Acesso em: 19 nov. 2022.

EVANGELISTI, L.; VOLLARO, R. D. L.; ASDRUBALI, F. Latest advances on solar thermal collectors: A comprehensive review. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 114, p. 109318, out. 2019.

Flat Plate Solar Collectors | Apricus Eco-Energy. Disponível em: <<https://www.apricus.com/Flat-Plate-Solar-Collectors-pl3881275.html>>. Acesso em: 19 nov. 2022.

Flat Plate Thermosiphon Solar Water Heater | Apricus Eco-Energy. Disponível em: <<https://www.apricus.com/Flat-Plate-Thermosiphon-Solar-Water-Heater-pd44764356.html>>. Acesso em: 19 nov. 2022.

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

GHONEIM, A. A. OPTIMIZATION OF EVACUATED TUBE COLLECTOR PARAMETERS FOR SOLAR INDUSTRIAL PROCESS HEAT. **International Journal of Energy and Environmental Research**, v. 5, n. 2, p. 55–73, 2017.

GHONEIM, A. A. Performance optimization of evacuated tube collector for solar cooling of a house in hot climate. **International Journal of Sustainable Energy**, v. 37, n. 2, p. 193–208, 7 fev. 2018.

Heat Pipes, Solar Heat Pipe | Apricus Eco-Energy. Disponível em: <<https://www.apricus.com/Heat-Pipes-pd99670826.html>>. Acesso em: 19 nov. 2022.

IEA. **Electricity information: overview.** Disponível em: <<https://www.iea.org/reports/electricity-information-overview>>. Acesso em: 26 out. 2020a.

IEA. **Heating.** Disponível em: <<https://www.iea.org/reports/heating>>. Acesso em: 26 out. 2020b.

Informações Técnicas - ECO Aquecedores - Soluções em energia solar. , 25 maio 2019. Disponível em: <<https://www.ecoaquecedores.com.br/informacoes-tecnicas/>>. Acesso em: 18 set. 2022

IRANMANESH, S. et al. Thermal performance enhancement of an evacuated tube solar collector using graphene nanoplatelets nanofluid. **Journal of Cleaner Production**, v. 162, p. 121–129, set. 2017.

ISO 9459-1 - Solar heating — Domestic water heating systems — Part 1: Performance rating procedure using indoor test methods. ISO, , out. 1993.

KALOGIROU, S. **Solar energy engineering: processes and systems.** Second edition ed. Amsterdam ; Boston: Elsevier, AP, Academic Press is an imprint of Elsevier, 2014.

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

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

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

OLFIAN, H.; AJAROSTAGHI, S. S. M.; EBRAHIMNATAJ, M. Development on evacuated tube solar collectors: A review of the last decade results of using nanofluids. **Solar Energy**, v. 211, p. 265–282, nov. 2020.

OLIVESKI, R. D. C.; SOUZA, F. R. D. O. D.; KRENZINGER, A. **Coletores Solares a Vácuo - Influência Das Propriedades Termofísicas em Simulações Numéricas por CFD**. . Em: V CONGRESSO BRASILEIRO DE ENERGIA SOLAR. Recife: 2014.

OLIVESKI, R. D. C.; SOUZA, F. R. D. O. D.; KRENZINGER, A. Evacuated Tube Collectors - Influence of thermophysical properties in numerical simulations by CFD. **IEEE Latin America Transactions**, v. 13, n. 1, p. 129–135, jan. 2015.

OLIVESKI, R. DE C.; CORTE, M. D.; KRENZINGER, A. **Análise transiente do processo de aquecimento em tubos a vácuo**. 2016.

Opções dos algoritmos do solver - Ajuda do LibreOffice 7.4. Disponível em: <https://help.libreoffice.org/7.4/pt-BR/text/scalc/01/solver_options_algo.html?&DbPAR=CALC&System=WIN#SCOEvolutionaryAlgorithmh2>. Acesso em: 12 out. 2022.

SHAH, L. J.; FURBO, S. Theoretical flow investigations of an all glass evacuated tubular collector. **Solar Energy**, v. 81, n. 6, p. 822–828, jun. 2007.

SKERLIĆ, J. et al. Maximizing performances of variable tilt flat-plate solar collectors for Belgrade (Serbia). **Journal of Renewable and Sustainable Energy**, v. 5, n. 4, p. 041820, jul. 2013.

SPEYER, E. Solar Energy Collection With Evacuated Tubes. **Journal of Engineering for Power**, v. 87, n. 3, p. 270–276, 1 jul. 1965.

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

TANG, R.; YANG, Y.; GAO, W. 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.

WARD, D. S.; WARD, J. C.; OBEROI, H. S. **Residential solar heating and cooling using evacuated tube solar collectors: CSU Solar House III. Final report, executive summary, February 1, 1976-September 30, 1978**. [s.l.] Colorado State Univ., Fort Collins (USA). Solar Energy Applications Lab., 1 mar. 1979. Disponível em: <<https://www.osti.gov/biblio/5697864/>>. Acesso em: 31 ago. 2022.

WEISS, W.; SPÖRK-DÜR, M. **Solar heat worldwide: global market development and trends in 2018**. Austria: [s.n.]. Disponível em: <<https://www.iea-shc.org/Data/Sites/1/publications/Solar-Heat-Worldwide-2019.pdf>>. Acesso em: 15 maio. 2020.

WEISS, W.; SPÖRK-DÜR, M. **Solar heat worldwide: global market development and trends in 2019**. Austria: [s.n.]. Disponível em: <<https://www.iea-shc.org/Data/Sites/1/publications/Solar-Heat-Worldwide-2020.pdf>>. Acesso em: 28 out. 2020.

YU, G. et al. A study of the effects of water capacity on the thermal performance of water-in-glass evacuated tube solar collectors applied to space heating. **Science and Technology for the Built Environment**, v. 25, n. 7, p. 795–804, 9 ago. 2019.

ZHIQIANG, Y. et al. Comparative study of fluid-in-metal manifolds for heat extraction from single ended evacuated glass tubular collectors. **Solar Energy**, v. 35, n. 1, p. 81–91, 1985.