

UNIVERSIDADE ESTADUAL PAULISTA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

EWERTON FERREIRA LOPES

**INTENSIFICAÇÃO DA TRANSFERÊNCIA DE CALOR EM COLETOR
SOLAR DE PLACA PLANA COM TUBO CORRUGADO SOB O
EFEITO TERMOSSIFÃO**

ILHA SOLTEIRA
2023

EWERTON FERREIRA LOPES

**INTENSIFICAÇÃO DA TRANSFERÊNCIA DE CALOR EM COLETOR
SOLAR DE PLACA PLANA COM TUBO CORRUGADO SOB O
EFEITO TERMOSSIFÃO**

Dissertação de Mestrado apresentada ao Programa de Pós-Graduação de Engenharia Mecânica da Universidade Estadual Paulista – UNESP, como requisito para a obtenção do título de Mestre.

Área de concentração: Ciências Térmicas

Orientador: Prof. Dr. Leandro Oliveira Salviano

ILHA SOLTEIRA
2023

FICHA CATALOGRÁFICA
Desenvolvido pelo Serviço Técnico de Biblioteca e Documentação

L864i Lopes, Ewerton Ferreira.
Intensificação da transferência de calor em coletor solar de placa plana com tubo corrugado sob o efeito termossifão / Ewerton Ferreira Lopes. -- Ilha Solteira: [s.n.], 2023
99 f. : il.

Dissertação (mestrado) - Universidade Estadual Paulista. Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira. Área de conhecimento: Ciências Térmicas, 2023

Orientador: Leandro de Oliveira Salviano

Inclui bibliografia

1. Energia solar. 2. Intensificação da transferência de calor. 3. Coletor solar de placa plana. 4. Tubo corrugado. 5. Efeito termossifão. 6. CFD.

CERTIFICADO DE APROVAÇÃO

TÍTULO DA DISSERTAÇÃO: Intensificação da transferência de calor em coletor solar de placa plana com tubo corrugado sob o efeito termossifão

AUTOR: EWERTON FERREIRA LOPES

ORIENTADOR: LEANDRO OLIVEIRA SALVIANO

Aprovado como parte das exigências para obtenção do Título de Mestre em Engenharia Mecânica, área: Ciências Térmicas pela Comissão Examinadora:

Prof. Dr. LEANDRO OLIVEIRA SALVIANO (Participação Virtual)
Departamento de Engenharia Mecânica / Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira - UNESP

Prof. Dr. MARCIO ANTONIO BAZANI (Participação Virtual)
Departamento de Engenharia Mecânica / Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira - UNESP

Prof. Dr. JOSÉ FRANCISCO RESENDE DA SILVA (Participação Virtual)
Departamento de Engenharia de Energia / Faculdade de Engenharia e Ciências - UNESP

Ilha Solteira, 24 de agosto de 2023

AGRADECIMENTOS

Primeiramente, agradeço e dedico a Deus mais essa etapa concluída, por me permitir e me capacitar durante todo o processo. Agradeço à toda minha família, a meus pais, pelo suporte e por acreditarem em mim, em especial à minha mãe Elaine Cristina Alves Ferreira Lopes, pelas horas de joelhos dobrados, intercedendo por mim em meio às dificuldades enfrentadas neste período. Agradeço também à tia Ivone Lopes (minha segunda mãe), pelo acolhimento, pelo carinho e pelos ensinamentos, uma fonte de inspiração eterna.

Agradeço ao meu orientador, Professor Doutor Leandro Oliveira Salviano, pelo suporte, pelos ensinamentos, pelo zelo e comprometimento em todas as etapas do trabalho, sempre muito atencioso e receptivo.

Aos Professores Doutores André Luiz Seixlack e Daniel Jonas Dezan, pelas sugestões apresentadas no exame geral de qualificação.

E, por fim, mas não menos importante, a todos os professores e aos colegas do curso de pós-graduação, em especial ao Luís Gonçalves da Silva Junior, por todos os conhecimentos compartilhados.

RESUMO

FERREIRA, E. L., Intensificação da transferência de calor em coletor solar de placa plana com tubo corrugado sob o efeito termossifão. 2023. 100 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica), Faculdade de Engenharia, Universidade Estadual Paulista – UNESP, Ilha Solteira, 2023.

O desenvolvimento de novas tecnologias para a geração e aproveitamento de energia vem aumentando significativamente. Neste cenário, o uso de coletores solares de placa plana para conversão da energia térmica solar em energia térmica destinada ao aquecimento da água para fins residenciais e comerciais tem crescido e promovido a redução do consumo de energia elétrica residencial em até 40%. Uma área promissora, porém, pouco explorada na engenharia, é o estudo da intensificação da transferência de calor nestes dispositivos por meio da modificação de características dimensionais e construtivas dos tubos de elevação, especialmente através de uma abordagem numérica para sistemas passivos que operam sob o efeito termossifão. Isso posto, este trabalho tem por objetivo, investigar por meio da Dinâmica dos Fluidos Computacionais (CFD), o processo de transferência de calor em coletor solar de placa plana, com placa concêntrica ao tubo de elevação, avaliando diferentes diâmetros, ângulo de inclinação e perfis de corrugação sujeitos a fluxo de calor constante. A modelagem numérica considera um escoamento monofásico, incompressível, permanente, tridimensional e laminar, além da aproximação de Boussinesq. Os resultados mostram que aumentos expressivos da taxa de transferência de calor podem ser alcançados por configurações que possuem placas absorvedoras em comparação àquelas que não possuem. Associado a isso, o aumento do diâmetro do tubo possibilitou ganhos de até 5,1% à taxa de transferência de calor, enquanto o aumento do ângulo de inclinação não promoveu ganhos significativos. A configuração R10 P20 de perfil triangular aumentou em 8% o número de Nusselt, enquanto a configuração R5 P20 promoveu ganho de 25% ao desempenho termo-hidráulico.

Palavras-chave: energia solar; intensificação da transferência de calor; coletor solar de placa plana; tubo corrugado; efeito termossifão; CFD.

ABSTRACT

FERREIRA, E. L., Intensification of heat transfer in a flat plate solar collector with corrugated tube under the thermosyphon effect. 2023. 100 f. Thesis (Master's in Mechanical Engineering) – Faculty of Engineering, São Paulo State University – Unesp, Ilha Solteira, 2023.

The development of new technologies for the generation and use of energy has been increasing significantly. In this scenario, the use of flat plate solar collectors to convert solar energy into thermal energy for heating water for residential and commercial purposes has been pleasing and promoted a reduction in residential electricity consumption of up to 40%. A promising but underexplored area in engineering is the study of the intensification of heat transfer in these devices by changing the dimensional and constructive characteristics of the elevation tubes, especially through a numerical approach to passive systems that operate under the thermosiphon effect. Thus, this work aims to investigate, by using Computational Fluid Dynamics (CFD), the heat transfer process in a flat plate solar collector with a concentric plate to the elevation tube, evaluating different diameters, angles of inclination and slope corrugation profiles subjected to a constant heat flux. The numerical modeling considers a single-phase, incompressible, permanent, three-dimensional and laminar flow, in addition to the Boussinesq approximation. The results showed that significant increases in the heat transfer rate can be achieved with absorber plates in comparison to those configurations without absorber plates. Moreover, the increase of the tube diameter allowed gains of up to 5.1% in the heat transfer rate, while the increase of the angle of inclination did not promote significant improvements. The triangular profile R10 P20 configuration increased the Nusselt number by 8%, while the R5 P20 configuration promoted a 25% gain in thermohydraulic performance.

Keywords: solar energy; heat transfer enhancement; flat plate solar collector; corrugated tube; thermosyphon effect; CFD.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Capacidade global de conversão de energia solar térmica em energia térmica por meio de coletores solares.....	14
Figura 2 - Unidades habitacionais unifamiliares do Residencial Vista Bela (Londrina - PR) com sistema de aquecimento solares compactos instalados.....	15
Figura 3 - Tipos de sistemas de aquecimento solar de água.....	17
Figura 4 - Sistema ativo de aquecimento de água.	18
Figura 5 - Sistema passivo de aquecimento de água.	19
Figura 6 - Variação da densidade da água em função do aumento da temperatura.	20
Figura 7 - Diagrama esquemático do sistema de aquecimento solar de água sob efeito.21	
Figura 8 - Principais componentes de um coletor solar de placa plana.....	22
Figura 9 - Vista explodida de um coletor solar de placa plana.....	22
Figura 10 - (a) Folha ligada (b) Tubos de elevação sob placa absorvedora (c) Placa absorvedora concêntrica aos tubos de elevação	24
Figura 11 - Tubos corrugados (a) corrugação transversal; (b) corrugação helicoidal... 30	
Figura 12 - Tubos testados por Rainieri e Pagliarini.....	30
Figura 13 - Vista lateral dos tubos corrugados testados por Barba, Rainieri e Spiga. ...	32
Figura 14 - Corrugações avaliadas por Rainieri e Pagliarini.....	32
Figura 15 - Tubos avaliados por Garcia.	37
Figura 16 - Padrões de escoamento observados por Webb e Eckert.....	38
Figura 17 - Parâmetros geométricos das corrugações sinusoidais analisadas por Du....	40
Figura 18 - (a) tubo corrugado de iso-superfície; (b)tubo corrugado de fluxo de vórtice; (c) tubo corrugado cruzado.....	42
Figura 19 - Coletor solar de placa plana.....	49
Figura 20 - (a) Detalhes geométricos da placa absorvedora; (b) Entrada e saída do tubo de elevação com inclinação θ em relação a plano XY.	50
Figura 21 - Tubo de elevação com corrugações transversais de perfil circular.	51
Figura 22 - Representação do modelo computacional.....	52
Figura 23 - Detalhes da malha.....	53
Figura 24 – Visualização 2D e 3D dos elementos da malha.	55
Figura 25 - Espectro de qualidade <i>Skewness</i>	56

Figura 26 - Vetores normais utilizados para o cálculo do critério de qualidade <i>Orthogonal Quality</i> para células.	56
Figura 27 - Espectro de qualidade <i>Orthogonal Quality</i>	56
Figura 28 - Taxa de transferência de calor entre tubos com e sem placas absorvedoras	64
Figura 29 - Avaliação da taxa de transferência de calor das configurações inclinadas..	64
Figura 30 - Vazão mássica e queda de pressão em função do diâmetro do tubo de elevação.	66
Figura 31 - Vazão mássica em função do ângulo de inclinação.....	66
Figura 32 - Queda de pressão em função do ângulo de inclinação.	67
Figura 33 - Número de Reynolds (Re) e do fator de atrito (f) em função do diâmetro do tubo.	69
Figura 34 - Fator de atrito em função do ângulo de inclinação.	69
Figura 35 - Número de Reynolds em função do ângulo de inclinação.....	70
Figura 36 - Comportamento do número de Nusselt de configurações com e sem placas absorvedoras.	72
Figura 37 - Temperatura superficial dos tubos de elevação: (a) tubo sem placas absorvedoras; (b) tubo com placas absorvedoras (suprimidas na imagem).	72
Figura 38 – Número de Nusselt para tubos com diâmetro de 9,52 mm.	73
Figura 39 - Número de Nusselt para tubos com diâmetro de 12,70 mm.....	74
Figura 40 - Número de Nusselt para tubos com diâmetro de 19,05 mm.....	74
Figura 41 - Número de Nusselt médio.	76
Figura 42 - Desempenho termo-hidráulico.....	77
Figura 43 - Avaliação das temperaturas média do fluido e de parede.....	78
Figura 44 - Aspectos termo-hidráulicos de campos anteriores ao ponto de inflexão para tubo com diâmetro 12,70 mm inclinado a 45°.....	80
Figura 45 - Aspecto termo-hidráulico de campos posteriores ao ponto de inflexão para tubo com diâmetro 12,70 mm inclinado a 45°.....	81
Figura 46 - Aspectos termo-hidráulicos das linhas de corrente nas seções transversais do tubo de 9,52 mm.	82
Figura 47 - Aspectos termo-hidráulicos das linhas de corrente nas seções transversais do tubo de 19,05 mm.	83
Figura 48 - Perfis corrugados avaliados.	84
Figura 49 - Taxa de transferência de calor para as configurações corrugadas.....	85

Figura 50 - Número de Nusselt para as configurações corrugadas.	86
Figura 51 - Desempenho termo-hidráulico das configurações corrugadas.	87
Figura 52 - Campos de temperatura, velocidade e pressão próximo a seção de entrada e saída do domínio.....	89
Figura 53 - Vorticidade próximo a seção de entrada.....	90
Figura 54 - Campos de velocidade (plano vertical) próximo a região de saída.	91
Figura 55 - Vorticidade próximo a seção de saída.	91
Figura 56 - Aspectos termo-hidráulicos das linhas de corrente das configurações avaliada.	93

LISTA DE TABELAS

Tabela 1- Especificações geométricas das corrugações (mm)	51
Tabela 2- Resultados obtidos para qualidade das malhas intermediárias.....	57
Tabela 3 - Resultados do método GCI para cada diâmetro avaliado.....	59
Tabela 4 – Validação numérica.	62
Tabela 5 - Corrugações avaliadas	84
Tabela 6 - Resultados apresentados pelas configurações corrugadas.....	88

LISTA DE SÍMBOLOS

u	Componente de velocidade [m/s]
P	Pressão [Pa]
T	Temperatura [K]
D	Diâmetro do tubo [m]
g	Aceleração gravitacional [m/s ²]
p	Passo da corrugação [m]
e	Altura da corrugação [m]
c_p	Calor específico [J/kg.K]
L	Comprimento total do tubo [m]
k	Coefficiente de condutividade térmica [W/mK]
ΔP	Queda de pressão [Pa]
ΔT	Diferença de temperatura [K]
$\Delta \rho$	Variação da massa específica [kg/m ³]
ΔV_i	Volume [m ³]
h	Coefficiente de calor convectivo [W/m ² K]
q''	Fluxo de Calor [W/m ²]
\dot{Q}	Taxa de transferência de calor [W]
A_t	Área superficial total de troca térmica [m ²]

Números Adimensionais

Re	Número de Reynolds
Nu	Número de Nusselt
f	Fator de Atrito
Pr	Número de Prandtl
Gz	Número de Graetz
r	Fator de refinamento
x_i, x_j	Coordenadas generalizadas
W	Tamanho representativo da malha
N	Número total de elementos

Subscritos

<i>e</i>	Entrada
<i>s</i>	Saída
<i>ml</i>	Média logarítmica
<i>w</i>	Parede
<i>m</i>	Média

Símbolos Gregos

μ	Viscosidade dinâmica [kg/ms]
β	Coefficiente de expansão volumétrica térmica [K ⁻¹]
ρ	Massa específica [kg/m ³]
ν	Viscosidade cinemática [m ² /s]
θ	Ângulo de inclinação [°]

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	13
2	OBJETIVO.....	16
3	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	17
3.1	Sistema de aquecimento solar de água	17
3.2	Efeito termossifão	19
3.3	Coletor solar de placa plana.....	21
3.4	Intensificação da transferência de calor.....	25
3.5	Geometria de tubos corrugados	29
4	METODOLOGIA NUMÉRICA	45
4.1	Equações governantes.....	45
4.2	Domínio computacional.....	48
4.3	Condições de contorno	51
4.4	Desenvolvimento da malha computacional	52
4.5	Critérios de qualidade de malha	55
4.6	Análise de sensibilidade de malha	57
4.7	Hardwares	59
5	VALIDAÇÃO NUMÉRICA	61
6	RESULTADOS E DISCUSSÕES.....	63
6.1	Influência do diâmetro do tubo e do ângulo de inclinação na taxa de transferência de calor entre configurações não corrugadas.....	63
6.2	Influência do diâmetro do tubo e do ângulo de inclinação na vazão mássica e na queda de pressão entre configurações não corrugadas	65
6.3	Influência do diâmetro do tubo e do ângulo de inclinação nos parâmetros termo-hidráulicos adimensionais entre configurações não corrugadas.....	68
6.4	Análise do desempenho termo-hidráulico das configurações não corrugadas com placas absorvedoras	76
6.5	Fenomenologia do escoamento dos tubos não corrugados.....	77
6.6	Influência dos tubos corrugados em um sistema termossifão.....	83
6.7	Fenomenologia do escoamento dos tubos corrugados.....	88
7	CONCLUSÕES E TRABALHOS FUTUROS.....	94
	REFERÊNCIAS.....	96

1 INTRODUÇÃO

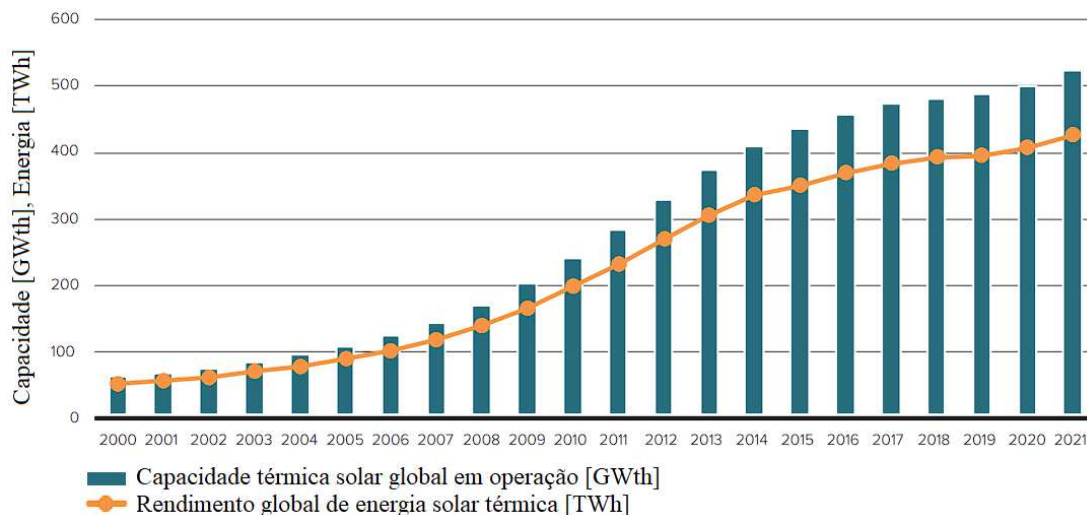
O desenvolvimento de novas tecnologias para a geração de energia elétrica ou térmica é uma necessidade em resposta à crescente demanda mundial de energia decorrente das diversas atividades humanas. Para garantir o suprimento, representantes do poder executivo de diversos países tem apoiado o avanço da geração de energia por meio de fontes renováveis por reconhecerem seus inúmeros benefícios, dentre eles a redução da emissão de dióxido de carbono e de outros gases responsáveis pelo efeito estufa. Governos ao redor do mundo têm intensificado suas ambições climáticas e, ao final do ano de 2020, 1480 jurisdições abrangendo 28 países e 820 milhões de cidadãos, emitiram declarações de “emergência climática”, muitas das quais acompanhadas por planos e metas de transição da matriz energética para fontes renováveis (REN21, 2021).

Neste cenário, o aproveitamento do recurso energético solar tem se destacado e vem atraindo a atenção de pesquisadores de diversos centros de tecnologia, por ser reconhecida como uma fonte limpa, inesgotável e abundante em praticamente todo o globo.

O mercado de equipamentos (coletores solares) destinado ao aproveitamento do recurso energético solar cresceu 3% em 2021. No período, a capacidade global acumulada de conversão de energia térmica solar em energia térmica por meio de coletores solares atingiu 522 GW_{th}, e, em termos de energia, os sistemas térmicos solares forneceram 425 TW_h de calor (WEISS; SPÖRK-DÜR, 2022). A Figura 1 apresenta o histórico de crescimento da capacidade global de conversão de energia solar térmica em energia térmica.

O aproveitamento do recurso energético solar no Brasil apresenta-se como uma excelente opção para complementação das fontes convencionais de energia já consolidadas, como as hidroelétricas. Por possuir uma posição geográfica privilegiada – localizada entre os trópicos de Câncer e Capricórnio, região propensa a incidência de radiação solar – o país emerge como um potencial *player* no aproveitamento da energia solar para a geração de energia elétrica e para a disponibilização de energia térmica (PEREIRA et al., 2017). Entre os benefícios, o aproveitamento da energia térmica solar no país favorece o controle hídrico dos reservatórios, especialmente em períodos de menor incidência de chuvas, proporcionando maior estabilidade a matriz energética nacional.

Figura 1 – Capacidade global de conversão de energia solar térmica em energia térmica por meio de coletores solares



Fonte: Extraído de (WEISS; SPÖRK-DÜR, 2022).

O desenvolvimento de políticas públicas, como o Programa de Eficiência Energética (PEE) da ANEEL, tem sido um dos pilares para o desenvolvimento e ampliação do setor no Brasil. O PEE tem por objetivo promover o uso eficiente da energia elétrica em todos os setores da economia, por meio de projetos desenvolvidos pelos agentes do setor (concessionárias e permissionárias) que demonstrem a importância e a viabilidade econômica de melhoria da eficiência energética de equipamentos, processos e usos finais de energia. Como efeito, o incentivo para aquisição e instalação de sistemas de aquecimento de água vem aumentando. Considerada uma experiência exitosa pelo Governo Federal, a implementação de sistemas de aquecimento de água solar tornou-se obrigatória para conjuntos habitacionais unifamiliares térreos em todo o país. A Figura 2 mostra um conjunto habitacional com sistemas passivos de aquecimento de água solar.

Figura 2 – Unidades habitacionais unifamiliares do Residencial Vista Bela (Londrina - PR) com sistema de aquecimento solares compactos instalados



Fonte: Extraído de (PEREIRA et al., 2017).

Apenas em 2021, o Brasil aumentou em 28% a capacidade de conversão de energia solar em energia térmica (WEISS; SPÖRK-DÜR, 2022), posicionando-se em terceiro no ranking de países que mais ampliaram a capacidade de aproveitamento do recurso energético solar no ano. Ademais, o crescimento da indústria de construção civil e a crescente demanda de empreendimentos comerciais com alta demanda de água quente – como restaurantes, spas, lavanderias – contribuíram significativamente para esse aumento.

O aquecimento de água para fins residenciais, em especial por meio da utilização do chuveiro elétrico, é considerado o principal responsável pelo aumento do consumo de energia elétrica. Para este fim, os coletores solares de placa plana surgem como uma alternativa para substituir ou minimizar a utilização destes dispositivos para o aquecimento de água (SHUKLA et al., 2013). Este tipo de demanda representa de 30% a 40% da energia elétrica consumida em uma residência (ABRASOL, 2022).

Na grande maioria dos sistemas de aquecimento solar de água instalados no Brasil que utilizam coletor solar de placa plana, a transferência de calor ocorre de forma passiva, sob o efeito termossifão, ou seja, não há um sistema ativo de bombeamento do fluido. O escoamento é mantido mediante um gradiente de densidade que é função da diferença de temperatura provocada pela radiação solar (AGUNLEJIKI et al., 2016).

2 OBJETIVO

O objetivo principal deste trabalho é investigar através da Dinâmica dos Fluidos Computacional o processo de transferência de calor em um coletor solar de placa plana com tubo de elevação corrugado sob o efeito termossifão. Para isso, inicialmente, será investigado o desempenho de configurações com tubos de elevação não corrugados com placas absorvedoras concêntricas para diferentes diâmetros e ângulo de inclinação. Posteriormente, diferentes perfis de corrugação, com altura e passo específicos serão empregados à configuração de tubo que ofereça a maior taxa de transferência de calor com menor penalização da queda de pressão, onde os fenômenos termo-hidráulicos serão discutidos.

Espera-se como resultados desta pesquisa identificar configurações de tubos de elevação corrugados que promovam a intensificação da transferência de calor em coletores de placa plana e, além disso, compreender os aspectos fenomenológicos relevantes ao processo de transferência de calor nestes dispositivos.

3 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

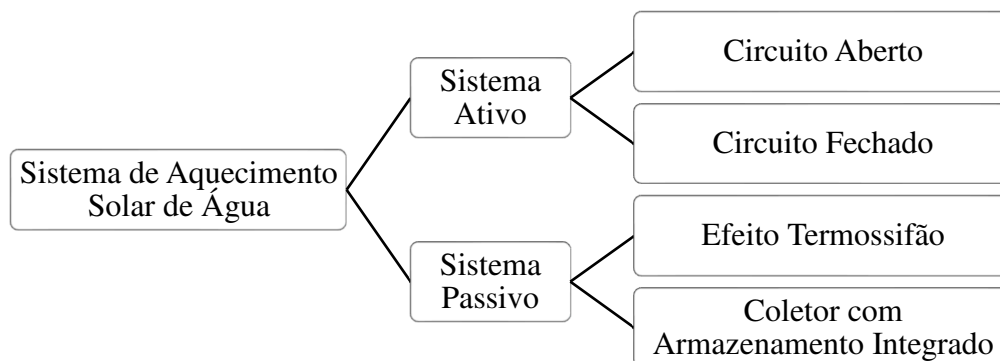
3.1 Sistema de aquecimento solar de água

Uma das aplicações térmicas solares mais conhecidas é o sistema de aquecimento solar de água por meio de coletores solares de placa plana. Esses sistemas utilizam dispositivos térmicos solares estacionários para conversão da radiação solar em calor sensível destinado ao aquecimento de água. A eficiência da conversão térmica solar destes dispositivos pode atingir valores próximos a 70% (JAISANKAR et al., 2011).

A transferência de calor em coletor solar de placa plana pode ocorrer por meio de circuito aberto ou fechado. Em circuito aberto, a água absorve calor pelo contato direto com as superfícies expostas à radiação solar. Em circuito fechado, um fluido de trabalho (como glicol ou uma mistura de água anticongelante) absorve o calor da radiação solar e transfere à água por meio de um trocador de calor. A Figura 3 apresenta os tipos de tecnologias disponíveis empregadas à sistemas de aquecimento solar de água.

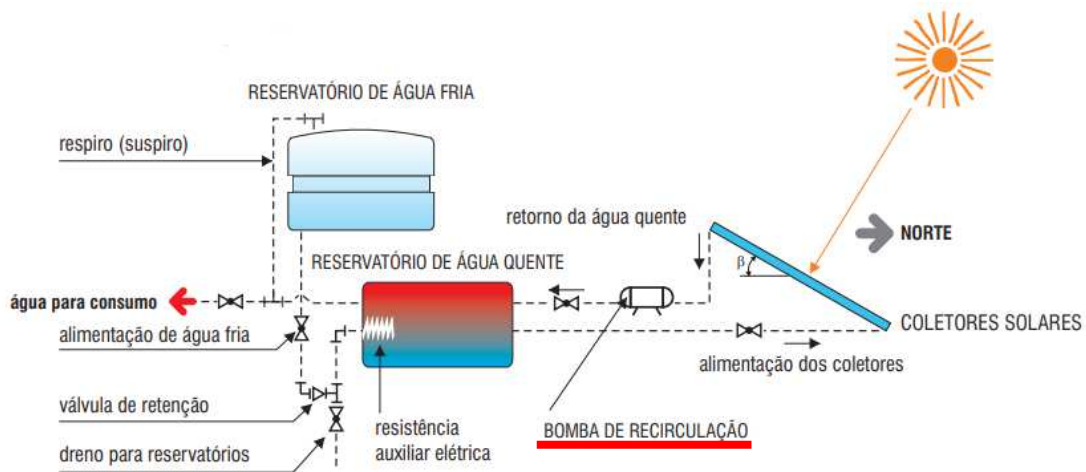
Nestes sistemas, a circulação do fluido pode ocorrer de forma forçada, mediante o bombeamento do fluido (sistema ativo) ou de forma natural (sistema passivo). Os sistemas ativos utilizam bombas elétricas, válvulas e controladores de temperatura para promover a circulação da água ou fluidos de transferência de calor ao longo dos coletores. Esses sistemas também são conhecidos como sistemas de circulação forçada (JAMAR et al., 2016). A Figura 4 apresenta o esquema de um sistema ativo.

Figura 3 – Tipos de sistemas de aquecimento solar de água



Fonte: Extraído de (JAMAR et al., 2016).

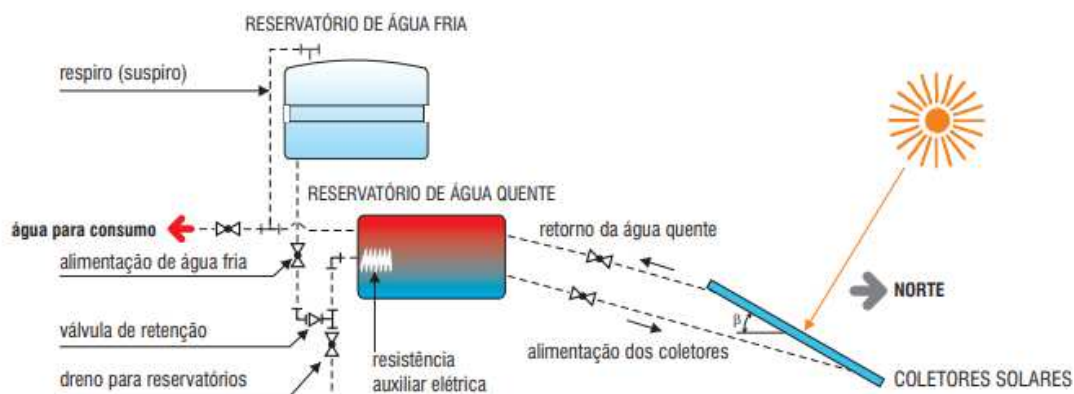
Figura 4 – Sistema ativo de aquecimento de água



Fonte: Extraído de (PRADO et al., 2007).

Em sistemas passivos, a transferência de calor ocorre por meio da convecção natural, sem a necessidade de dispositivos mecânicos para promover a circulação de fluido entre o coletor solar e o tanque de armazenamento. O aumento da temperatura do fluido no coletor solar exposto a radiação solar, resulta na diminuição da densidade do fluido, fazendo com que o mesmo ascenda ao longo do coletor e seja descarregado no topo do tanque de armazenamento (reservatório térmico). O volume de fluido frio e denso localizado na parte inferior do tanque de armazenamento, desce por gravidade até a base do coletor para suprir o volume de fluido aquecido que foi descarregado no tanque, promovendo assim o fenômeno de circulação contínua enquanto houver radiação solar como fonte de energia. A Figura 5 apresenta um esquema do sistema passivo.

Figura 5 – Sistema passivo de aquecimento de água



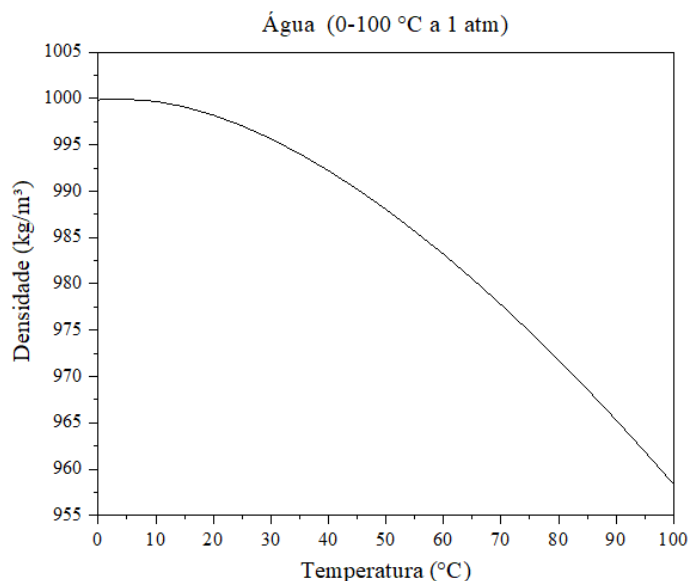
Fonte: Extraído de (PRADO et al., 2007).

O sistema de aquecimento solar de água mais comum disponível no mercado utiliza o modelo de coletor solar de placa plana, operando sob o efeito termossifão, para o provimento de água quente destinada a aplicações domésticas e comerciais. Devido à simplicidade, viabilidade econômica e a incentivos governamentais, a demanda por sistemas que utilizam estes dispositivos tem crescido em larga escala no Brasil (PEREIRA et al., 2017).

3.2 Efeito termossifão

O sistema de aquecimento solar de água sob efeito termossifão é composto por um coletor solar de placa plana, um tanque de armazenamento e de tubos de conexão (JAMAR et al., 2016). Alguns cuidados devem ser tomados ao instalar esse tipo de sistema, pois o peso dos componentes somados ao do volume de água em circulação pode ser elevado para o projeto do telhado (MAJID et al., 2015). Entretanto, em relação aos demais sistemas de aquecimento solar de água, o conceito de termossifão se destaca pela simplicidade e por requerer menos manutenção devido à ausência de dispositivos de controle e instrumentação. Ao aquecer no coletor solar, a água reduz de densidade, Figura 6, e ascende pelos tubos de elevação até o tanque de armazenamento (RAISUL ISLAM; SUMATHY; ULLAH KHAN, 2013).

Figura 6 – Variação da densidade da água em função do aumento da temperatura.



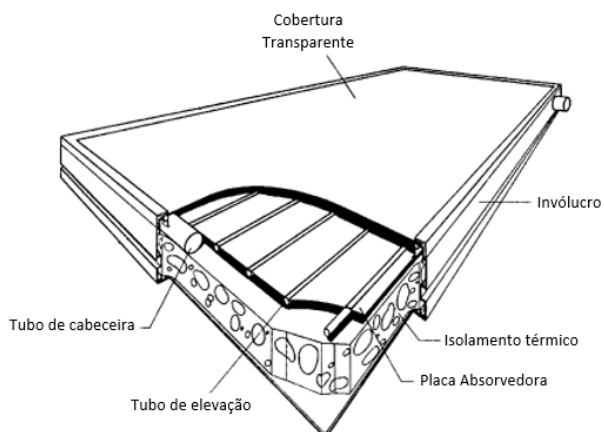
Fonte: A autoria própria, 2023.

A água quente acumula-se próxima ao topo do tanque de armazenamento, por onde será canalizada para utilização. À medida que o volume de água quente diminui devido à demanda residencial ou aplicação comercial, um volume equivalente de água fria realimenta o sistema pela parte inferior do tanque de armazenamento (próximo ao fundo) para não interromper a estratificação do sistema. A Figura 7 apresenta um diagrama esquemático do sistema de aquecimento de água sob o efeito termossifão.

Por se tratar de um sistema passivo de aquecimento solar de água, o efeito termossifão ocorrerá enquanto houver radiação solar. Como a diferença da força motriz entre a água quente e fria é apenas a variação da densidade, um tubo de tamanho adequado deve ser empregado para minimizar as perdas por atrito. As linhas de conexão devem ser isoladas para evitar perdas de calor e a inclinação do coletor deve ser suficiente para evitar a formação de bolsas de ar que interrompam a circulação. Em sistemas compactos, destinados ao aquecimento de água para fins residenciais, a temperatura da água pode chegar a 57°C com vazão próxima a 0,009 kg/s (ZERROUKI; BOUMÉDIEN; BOUHADEF, 2002).

O emprego de técnicas de intensificação da transferência de calor nestes sistemas, como a inserção de fitas torcidas no interior dos tubos de elevação avaliado por (JAISANKAR; RADHAKRISHNAN; SHEEBA, 2009), pode elevar ainda mais a

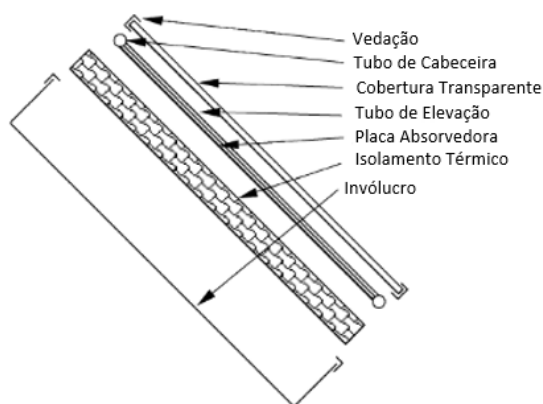
Figura 8 – Principais componentes de um coletor solar de placa plana.



Fonte: Extraído de (KALOGIROU, 2004).

Os coletores solares de placa plana são constituídos por uma cobertura transparente, por placas absorvedoras responsáveis pela absorção e condução do calor aos tubos de elevação por onde o fluido ascende durante o aquecimento, além de tubos de cabeceira que alimentam os tubos de elevação com água fria na parte inferior e dão vazão a água aquecida na parte superior (HECK et al., 2018). A parte inferior da placa absorvedora e a lateral do invólucro são isoladas para reduzir as perdas de calor por condução. A Figura 9 apresenta uma vista explodida dos componentes que compõem um coletor solar de placa plana.

Figura 9 – Vista explodida de um coletor solar de placa plana.



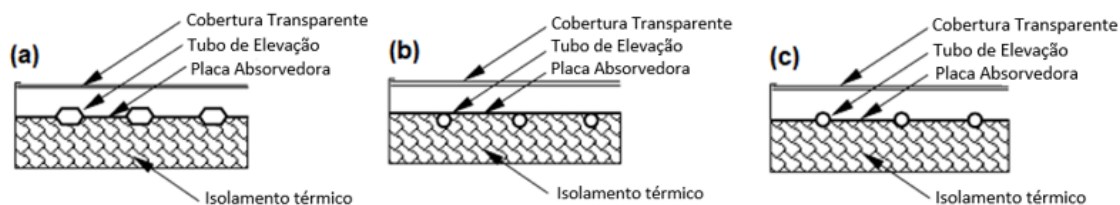
Fonte: Extraído de (KALOGIROU, 2004).

A cobertura transparente tem por objetivo reduzir as perdas de calor por convecção da placa absorvedora para o meio ambiente por meio da restrição da camada de ar estagnada entre a placa e a cobertura. Para essa finalidade, o vidro tem sido amplamente empregado porque possui alta transmissividade para a radiação solar (aproximadamente 0,85–0,90 na incidência normal) de onda curta, mas sua transmissividade é essencialmente zero para a radiação térmica de onda longa emitida pelas placas absorvedoras aquecidas pelo sol. O efeito da sujeira e da poeira nas superfícies envidraçadas são irrisórios, pois o efeito de limpeza de uma chuva ocasional geralmente é suficiente para manter a transmissividade entre 2% a 4% de seu valor máximo (KALOGIROU, 2004).

As placas absorvedoras são fabricadas em cobre, alumínio ou aço inoxidável, e podem ser revestidas por finas camadas de superfícies seletivas típicas que aprimoram a absorção da radiação solar de ondas curtas. As superfícies seletivas são particularmente importantes quando a temperatura da superfície do coletor deve ser muito maior que a temperatura do ar ambiente. Com a aplicação de revestimentos altamente seletivos, os coletores de placa plana podem atingir temperaturas de estagnação superiores a 200 °C (KALOGIROU, 2004). No entanto, para aplicações nas quais a temperatura de operação não necessita exceder 40°C acima da temperatura ambiente, pode-se utilizar tinta preta fosca, que embora não seja seletiva, melhora o desempenho do dispositivo e minimiza os custos do projeto.

Nos coletores solares de placa plana, os tubos de elevação (usualmente fabricados em cobre devido à resistência superior a corrosão e a alta condutividade térmica) podem ser soldados às placas absorvedoras ou podem ser parte integrante da placa. A Figura 10 (a) apresenta um projeto de folha ligada, em que a passagem do fluido é integrada à placa. A Figura 10 (b) (c) apresentam configurações em que os tubos são soldados, brasados ou fixados à placa absorvedora. O uso de solda ultrassônica para união da placa aos tubos de elevação tem sido majoritariamente empregado, pois a soldagem é realizada em temperatura ambiente, evitando a deformação dos componentes.

Figura 10 – (a) Folha ligada (b) Tubos de elevação sob placa absorvedora (c) Placa absorvedora concêntrica aos tubos de elevação



Fonte: Extraído de (KALOGIROU, 2004).

Embora estudos comparativos entre modelos com diferentes configurações de disposição de placas absorvedoras seja escasso na literatura, grande parte dos modelos comercializados no mercado nacional possuem placas absorvedoras concêntricas aos tubos de elevação. Com objetivo de normalizar, garantir a competitividade entre os fabricantes e fomentar a pesquisa e o desenvolvimento no setor, em novembro de 2022, a ABRASOL (Associação Brasileira de Energia Solar), por meio do Projeto QUALISOLAR, firmou parcerias com três laboratórios aprovados pelo INMETRO que farão a validação dos dados de desempenho dos coletores fornecidos pelos fabricantes para receberem a etiquetagem do INMETRO.

Além das características físicas associadas aos materiais e ao revestimento utilizado para na fabricação dos coletores, as características geométricas de construção e montagem destes dispositivos também devem ser avaliadas para garantir maiores níveis de eficiência energética.

A influência dos parâmetros geométricos dos componentes de um sistema de aquecimento de água sob o efeito termossifão foi analisada por (PRESS et al., 1968). Os resultados mostraram que o aumento do diâmetro dos tubos promove o aumento da vazão do coletor para o tanque de armazenamento, conseqüentemente, a diferença de temperatura da água entre a parte superior e inferior do tanque é reduzida em comparação aos casos com tubos de menor diâmetro. Um outro ponto avaliado pelos pesquisadores foi o impacto da relação entre o comprimento (l) e a largura (b) do coletor na temperatura média do tanque de armazenamento; os resultados apontam para um pequeno aumento da temperatura média do tanque com valores decrescentes da relação l/b .

Além dos parâmetros geométricos associados aos tubos de elevação, um parâmetro importante que deve ser considerado na montagem do coletor solar é o ângulo de inclinação em relação à posição horizontal. O ângulo de elevação pode influenciar

diretamente no desempenho termo-hidráulico desses sistemas. Usualmente, coletores solares de placa plana são fixados de forma permanente e não requerem rastreamento do sol. Na literatura técnica, existe um consenso de que os coletores devem ser orientados diretamente para a linha do equador, ou seja, voltados para o sul no hemisfério norte, e voltados para o norte no hemisfério sul. Ao longo dos anos, diversos estudos foram conduzidos visando determinar o ângulo de inclinação ideal para estes dispositivos. Segundo (KALOGIROU, 2003) o ângulo de inclinação ideal do coletor é igual à latitude do local com variações de ângulo de 10 a 15° mais ou menos dependendo da aplicação. (CHANG, 2009) desenvolveu um método que vincula o ângulo de inclinação ideal à latitude por inúmeras constantes determinadas para cada mês ou para cada estação. (STANCIU; STANCIU, 2014) desenvolveram uma equação para determinação do ângulo ideal de inclinação para maximizar absorção da radiação total incidida sobre o coletor solar em condições de céu claro, considerando a relação horas de sol e duração do dia.

No Brasil, um modelo matemático que permite estimar a radiação solar absorvida, o ganho de energia útil e a eficiência de um coletor solar de placa plana foi desenvolvido por (MAIA; FERREIRA; HANRIOT, 2014). Os resultados de um coletor solar de placa plana com sistema de rastreamento solar foram comparados a resultados obtidos para dispositivos fixos. Em síntese, o sistema com rastreamento apresentou os maiores níveis de energia útil absorvida em comparação ao sistema montado com inclinação fixa. Entretanto, para o sistema montado com inclinação fixa, a configuração com ângulo de 50° forneceu a maior absorção e energia útil.

3.4 Intensificação da transferência de calor

Estudos que investigaram a intensificação da transferência de calor em coletores solares de placa plana foram realizados e muitos continuam em andamento. (IKMAL et al., 2020) e (PANDEY; CHAURASIYA, 2017) apresentam uma revisão dos métodos passivos destinados à melhoria do desempenho térmico nestes dispositivos.

A modificação do projeto do coletor solar de placa plana é o método de intensificação com maior número de estudos relatados (IKMAL et al., 2020). (VISA; MOLDOVAN; DUTA, 2019), por meio de abordagem numérica e experimental, avaliaram o desempenho de um coletor solar de placa plana triangular de pequeno porte, com revestimentos seletivos de diferentes cores, desenvolvidos para matrizes integradas

de fachadas de edifícios. Foi desenvolvido e simulado um protótipo para o corpo central do coletor para que pudessem identificar soluções ótimas que evitassem pontos de deformações e permitissem avaliar as zonas de estagnação do escoamento. Posteriormente, foram avaliadas por meio de abordagem numérica, espessuras ótimas de isolamento térmico e do espaçamento entre a cobertura envidraçada e a placa absorvedora. Por fim, com base nos resultados das simulações, foi fabricado e experimentada a melhor configuração com placa absorvedoras na cor preta, verde e laranja, às quais obtiveram níveis eficiências de 55%, 42% e 35%, respectivamente.

O espaçamento existente entre a superfície envidraçada e a placa absorvedora também foi foco de estudo. (SUBIANTORO; OOI, 2013) propuseram um modelo analítico que permite prever perda de calor pela tampa superior de coletores solares de placa plana com base no espaçamento existente entre a superfície envidraçada e a placa absorvedora. O modelo proposto foi definido em função do número de Rayleigh que varia em função do espaçamento existente entre os componentes. Os autores descobriram que se o espaçamento entre as superfícies envidraçadas for tal que o número de Rayleigh atinja valores próximos ao valor crítico de 1708, o coeficiente de perda de calor é mínimo.

A intensificação da transferência de calor por meio da utilização de materiais de mudança de fase e refletores foi investigada por (THAKUR et al., 2021). Nos coletores, os materiais de mudança de fase atuam como baterias de armazenamento térmico enquanto os refletores integrados aumentam a área efetiva de captura de radiação solar. Como resultado, foi observado que a utilização dos materiais de mudança de fase pode fornecer um aprimoramento da eficiência térmica de 22% a 96% em relação aos modelos que não as possuem. A espessura do destes materiais desempenha um papel vital para que tais ganhos sejam alcançados. A utilização de refletores em alumínio pode fornecer aprimoramento térmico de até 29%. No inverno, o poder de concentração da radiação solar para coletores com refletores aumenta de 40% a 70%.

A utilização de revestimentos de absorção para melhorar a absorbância da placa absorvedora, também tem sido investigada. (MAJID et al., 2015) aplicaram revestimento simples de cor preta em hastes de alumínio e aço inoxidável a fim a melhorar da absorbância destes materiais. Expostos a um fluxo constante de calor de 585 W/m², foi observado um aumento significativo da temperatura das amostras revestidas em relação às não revestidas após 15 minutos de aquecimento. A amostra de alumínio revestida em

preto liso atingiu máximo de 67,2 °C enquanto a amostra não revestida atingiu 48,3 °C. Já o aço inoxidável apresentou 63,9 °C e 50,1 °C, respectivamente.

Para aplicações que necessitam de maior taxa de transferência de calor, revestimentos seletivos podem ser uma solução. (MÜLLER et al., 2019) por meio de estudos comparativos avaliou a eficiência e o comportamento de revestimentos absorvedores disponíveis comercialmente à coletores solares de placa plana. Os revestimentos foram classificados com base no tipo de tecnologia utilizada, sendo elas: revestimentos eletro galvanizados quimicamente úmidos com base em cromo preto, revestimento PVD pulverizado altamente seletivos, tintas solares e revestimentos termocrômicos. Para um sistema solar de aquecimento de água com volume fixo, os autores relataram um aumento de absorção de energia de até 6% para o revestimento com cromo preto, 7% para os termocrômicos e 21% para o revestimento com tintas solares em comparação com revestimentos PVD pulverizado. As temperaturas máximas atingidas pela placa absorvedora diminuíram de 175 °C para o revestimento em PVD para 165 °C com cromo preto, 145 °C com termocrômicos e 135°C para tintas solares.

(JYOTHI et al., 2015) desenvolveram superfícies absorvedoras em tandem (revestimento caracterizado por múltiplas camadas com propriedades óticas diferentes) nanoestruturado com cinco camadas, projetado para aplicações de energia térmica solar de alta temperatura. Resumidamente, a composição e as espessuras das camadas de componentes individuais foram otimizadas para atingir alta absorbância (0,961) e baixa emissividade, que resultou em temperaturas de até 325 °C no teste realizado do absorvedor com ar por 400 horas e até 650 °C no vácuo por 100 horas, demonstrando sua adequação para aplicações de geração de energia térmica solar de alta temperatura.

Métodos alternativos como a utilização de nanopartículas em sistemas que operam em circuito fechados também têm sido avaliados (KILIÇ; MENLIK; SÖZEN, 2018; MOHAMED; MAHMOUD; FARAHAT, 2020; MORAVEJ et al., 2020; ZAYED et al., 2019). Dependendo do tipo e do peso de concentração das nanopartículas, é possível atingir ganhos de eficiência de até 33,54% em relação ao fluido base de água pura.

A inserção de dispositivos de promovam a mistura do escoamento ao longo dos tubos de elevação também tem sido intensamente investigada, especialmente em sistemas que possuem o bombeamento ativo do fluido de trabalho. (BALAJI et al., 2019) investigaram experimentalmente os efeitos da inserção de hastes e tubos longitudinais em tubos de elevação de coletor solar de placa plana e comparam os resultados a um coletor

solar dimensionalmente idêntico sem os dispositivos de intensificação sujeito às mesmas condições de contorno. Os coletores foram testados mediante um sistema de bombeamento ativo que possibilitou variar o número de Reynolds no intervalo de 80 a 1300. Como resultado, não foi observado aumento da eficiência dos coletores com dispositivos de intensificação para baixos números de Reynolds. A diferença da máxima eficiência entre os coletores com dispositivos de intensificação e o coletor sem os dispositivos foi de 14% quando sujeito a um fluxo de calor de 750 W/m². A energia térmica útil dos coletores com a hastes e tubos foi de 1,16 e 1,11 vez maior do que o coletor com tubo sem dispositivos, respectivamente.

(VIJAY et al., 2021) avaliaram experimentalmente o efeito gerado por fitas torcidas em tubos de elevação de coletores solares de placa plana. As fitas torcidas criam um escoamento secundário que proporciona a mistura das correntes frias e quentes, aumentando o coeficiente de transferência de calor. Para os testes, foi utilizado um sistema ativo de bombeamento de água e coletor inclinado a 35 ° em relação horizontal. A comparação do coletor solar de placa plana com e sem inserções mostra que a fita torcida tende a atingir maior eficiência do que os coletores solares de placa plana convencionais. Para fita torcida com razão de torção de 2, o coletor apresentou eficiência de 66%, enquanto a eficiência do coletor sem a fita foi de 48%. A temperatura máxima na saída do coletor foi de 71 °C para o coletor com fita torcida e 55 °C para o coletor sem fita.

(DA SILVA et al., 2019) avaliaram numericamente o desempenho de dois tipos de geradores de vórtices longitudinais (*delta-winglet* e *retangular-winglet*) com diferentes ângulos de ataque dispostos uniformemente sobre um suporte inserido em um tubo de elevação de um coletor solar de placa plana. As simulações foram realizadas considerando número de Reynolds de 300, 600 e 900. Os resultados mostram que os geradores de vórtices longitudinais *delta-winglet* e *retangular-winglet* são de fato uma técnica passiva capaz de aumentar a transferência de calor em um coletor solar de placa plana. Os autores observaram ainda a formação de escoamento secundário gerado pelas fitas torcidas, embora o vórtice de canto seja observado apenas por gerador de vórtice do tipo *winglet-retangular*. A maior transferência de calor foi obtida para o ângulo de ataque de 45 ° para ambos os geradores de vórtice, a qual é mais pronunciada para o gerador de vórtice do tipo *retangular-winglet*.

Um ponto interessante destacado por (DA SILVA et al., 2019) e por outros trabalhos que propuseram a intensificação da transferência de calor por meio da inserção de dispositivos geradores de vórtices no interior dos tubos de elevação, é que a razão entre a intensificação da transferência de calor (avaliado pelo número de Nusselt) e a penalidade de queda de pressão (avaliado pelo fator de atrito) é menor do que a unidade, ou seja, o desempenho termo-hidráulico do sistema é reduzido, uma vez que a penalidade da queda de pressão associada à inserção destes dispositivos no interior dos tubos de elevação é maior do que o aumento da transferência de calor que os mesmos promovem.

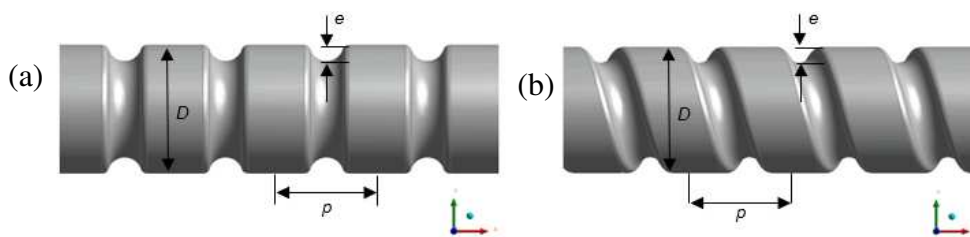
A utilização de tubos corrugados como técnica passiva de intensificação da transferência de calor vem se disseminando em várias áreas do setor industrial, devido a simplicidade de produção dos tubos e aos benefícios termo-hidráulicos que essas geometrias oferecem (KAREEM et al., 2015). Estudos demonstram que determinadas corrugações são capazes de promover a intensificação da transferência de calor com moderada queda de pressão em sistemas que operam com baixo número de Reynolds.

Estudos que investigam o impacto de parâmetros geométricos de tubos corrugados destinados ao aquecimento de água em coletores solares de placa plana sob o efeito termossifão é escassa na literatura aberta. O estudo destes parâmetros pode ser bem sucedido se aliado à aplicação da Dinâmica dos Fluidos Computacionais para a análise numérica da dinâmica do escoamento e à caracterização dos principais fenômenos responsáveis pelo aumento do desempenho termo-hidráulico destes equipamentos.

3.5 Geometria de tubos corrugados

Tubos corrugados são caracterizados pela altura da corrugação adimensional (e/D) e o passo adimensional (p/D). A Figura 11 mostra dois exemplos de corrugações comumente usadas em aplicações industriais, essencialmente por proporcionar de forma simples e barata, a intensificação da transferência de calor com queda de pressão moderada (ANDRADE et al., 2019).

Figura 11 – Tubos corrugados (a) corrugação transversal; (b) corrugação helicoidal.



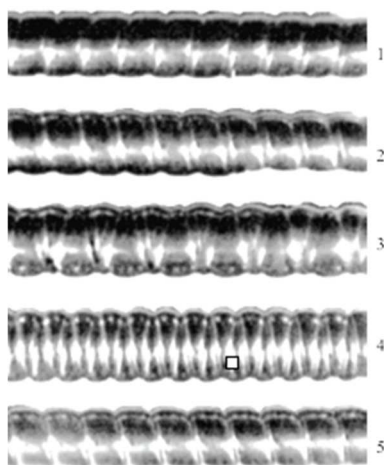
Fonte: Autoria Própria, 2023.

As corrugações podem gerar escoamento secundário, induzido por componentes de velocidade radial que misturam as camadas de fluido quente e frio, e também a separação e recolamento da camada limite fluidodinâmica, dependendo da forma da crista da corrugação e do número de Reynolds (VICENTE; GARCÍA; VIEDMA, 2004).

Diversos trabalhos avaliaram o desempenho e a dinâmica do escoamento ao longo de tubos corrugados empregados na indústria química, alimentícia, automobilística, dentre outras. Os estudos consideram diferentes tipos de fluidos de trabalho e contemplam os regimes de escoamento laminar, transitório e turbulento.

(RAINIERI; FARINA; PAGLIARINI, 1996) avaliaram por meio de uma abordagem experimental, o número de Nusselt e do fator de atrito para o escoamento laminar ao longo de tubos com cinco padrões de corrugações helicoidais, apresentados na Figura 12.

Figura 12 – Tubos testados por Rainieri e Pagliarini.

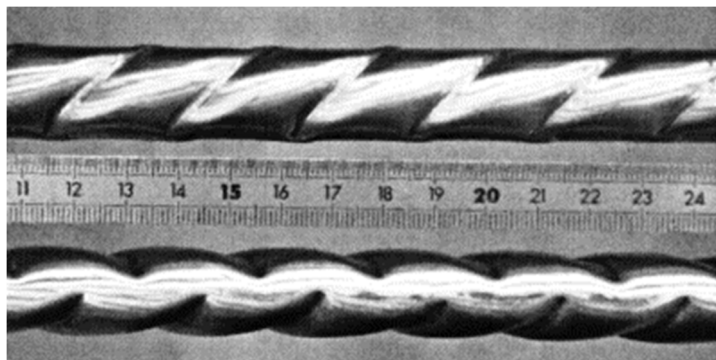


Fonte: Extraído de (RAINIERI; FARINA; PAGLIARINI, 1996).

Os testes foram realizados com número de Reynolds variando no intervalo de $200 < Re < 2000$, sujeito a um fluxo de calor constante. Os resultados mostraram que a transição para o regime turbulento pode ocorrer com valores do número de Reynolds inferiores a 2000. A transição é acompanhada por uma intensificação significativa da transferência de calor, com valores entre 1,1 e 6,0 no intervalo entre $300 < Re < 1800$. Para as condições avaliadas, o fator de atrito apresentou aumento da ordem de 1,1 a 2,0 para escoamento laminar.

(BARBA; RAINIERI; SPIGA, 2002) investigaram de forma experimental a transferência de calor e o fator de atrito em tubos com corrugações helicoidais e transversais empregados na indústria química e alimentícia. A Figura 13 apresenta os perfis corrugados dos tubos avaliados. Os estudos consideraram escoamento monofásico de etileno-glicol, fluxo de calor constante e número de Reynolds variando de $100 < Re < 800$ para o regime de convecção forçada. Os resultados mostraram oscilações senoidal no número de Nusselt avaliado em posições subsequentes ao longo do comprimento do tubo corrugado, sendo que a amplitude da oscilação diminuiu à medida que o fluido é aquecido ao longo do domínio. A intensificação da transferência de calor (avaliado pelo número de Nusselt) obtida pelos dos tubos corrugados, aumentou sensivelmente com o aumento do número de Reynolds, cerca de uma ordem de grandeza em comparação com os resultados obtidos pela configuração de tubo não corrugado, enquanto que o fator de atrito variou no intervalo entre 1,83 e 2,45. Os resultados apresentados pelos autores reafirmam o potencial termo-hidráulico da utilização de tubos corrugados para a intensificação da transferência de calor em aplicações que operam com baixos números de Reynolds. No entanto, os autores apontam que o estudo detalhado da fenomenologia do processo de intensificação da transferência de calor deva ser realizado.

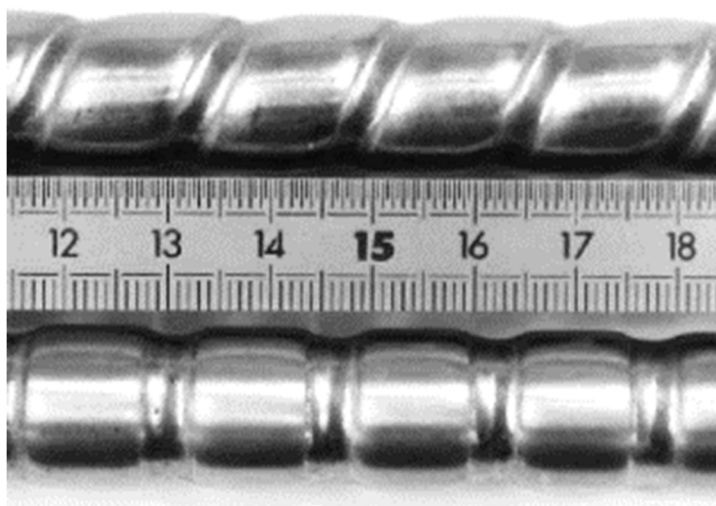
Figura 13 – Vista lateral dos tubos corrugados testados por Barba, Rainieri e Spiga.



Fonte: Extraído de (BARBA; RAINIERI; SPIGA, 2002).

Neste sentido, ainda em 2002, buscando compreender o mecanismo responsável pelo aumento da transferência de calor de tubos com corrugações helicoidais e transversais, Figura 14, sujeitos a um fluxo de calor constante e baixos números de Reynolds, (RAINIERI; PAGLIARINI, 2002) experimentaram tubos com diâmetro interno máximo D_{env} de 14 mm, com profundidade de corrugação e de 1,5 mm e passo das corrugações p variável (16, 32, 48 e 64 mm).

Figura 14 – Corrugações avaliadas por Rainieri e Pagliarini.



Fonte: Extraído de (RAINIERI; PAGLIARINI, 2002).

Os autores utilizaram etileno-glicol como fluido de trabalho, pois suas propriedades apresentam forte dependência com a temperatura. Os testes foram realizados para faixa de números de Reynolds entre $90 < Re < 800$, para diferentes

valores de fluxo de calor. Para compreender a natureza do mecanismo de intensificação da transferência de calor, os pesquisadores compararam o número de Nusselt local na região de entrada para ambos os modelos de corrugações. Como resultado, os autores observaram que tubos com corrugação transversais proporcionam maior intensificação da transferência de calor em relação aos tubos com corrugações helicoidais, quando submetidos a alto fluxo de calor e baixo número de Reynolds.

O número de Nusselt apresentado por ambos modelos de corrugação é próximo ao tubo liso quando submetidos a baixo fluxo de calor e baixo número de Reynolds. Para $Re \geq 400$, o melhor desempenho é observado para tubos com corrugação transversal com menor distanciamento entre os passes, pois observa-se maior periodicidade de interrupção no desenvolvimento da camada limite fluidodinâmica, antecipando a transição para um escoamento sob o regime turbulento, enquanto que para as corrugações helicoidais o número de Nusselt é próximo ao do tubo liso para toda a faixa de Reynolds analisada. Quando o fluxo de calor na parede aumenta, mudanças importantes ocorrem no comportamento do número de Nusselt, dependendo do valor do número de Reynolds. Os tubos helicoidais e lisos apresentaram um aumento local do número de Nusselt próximo à entrada térmica, comportamento esse que foi atribuído principalmente à variação da viscosidade do fluido. Na saída do tubo, no entanto, foram observados dois comportamentos diferentes. Para $Re \leq 200$, o número de Nusselt aumenta gradualmente devido a variação das propriedades do fluido. Para valores mais elevados, $Re \geq 400$, as corrugações com passos menores, apresentaram aumento repentino do número de Nusselt local próximo ao final da seção aquecida. Esse comportamento foi atribuído à transição do regime de escoamento laminar para o turbulento.

Os efeitos da variação das propriedades desempenham um papel determinante para o início da transição. Os autores atribuem esse comportamento às instabilidades e as modificações na camada limite hidrodinâmica geradas pelas superfícies helicoidais e à variação da viscosidade. Outro fato observado foi que para ambos os tipos de corrugações (transversal e helicoidal) o número de Nusselt atingiu um valor semelhante após a transição do escoamento que depende do número de Reynolds. Os resultados obtidos para alto fluxo de calor na parede confirmam a maior capacidade das corrugações transversais em aumentar a transferência de calor por convecção. Para os tubos com corrugações transversais e número de Reynolds superior a 400, o número de Nusselt assumiu valor quase constante ao longo de todo o comprimento aquecido, devido às fortes variações das

propriedades dependentes da temperatura e à condição de fluxo turbulento atingida à poucos diâmetros a jusante da térmica entrada.

(ANDRADE et al., 2019) avaliaram de forma experimental como o fator de atrito e a transferência de calor variam em tubos com corrugação helicoidal em comparação a tubos lisos. Tubos com diâmetro (d) de 5,75 mm, passo de corrugação (p) de 6 e 12 mm e altura (e) de 0.6 mm foram experimentados. Os modelos foram avaliados no regime de escoamento laminar, transitório e turbulento, com número de Reynolds variando entre 429 a 6212. O fluxo de calor imposto sobre a parede do tubo variou de 5,5 a 21,1 kW/m². Os resultados mostram que, para o regime laminar, quanto maior o número de Reynolds maior será a diferença dos ganhos de transferência de calor entre o tubo corrugado e o tubo liso. Ainda para o regime laminar, à medida que o número de Reynolds aumenta, a componente de velocidade radial induzida pelos tubos corrugados helicoidais se intensifica, contribuindo assim, para o aumento da taxa de transferência de calor. Na transição do escoamento laminar para o turbulento, para o número de Reynolds entre 1600 e 3000, os tubos corrugados apresentaram as maiores taxas de transferência de calor, além da suavização no comportamento de transição do fator de atrito. Dentre os tubos corrugados avaliados, o maior fator de atrito foi observado para o tubo com passo de 6 mm em todos os regimes de escoamento. No regime laminar, a transferência de calor é maior para o tubo com passo de 12 mm. Entretanto, no regime de transitório e turbulento, o tubo com passo de 6 mm oferece melhores resultados.

(MOHAMMED; ABBAS; SHERIFF, 2013) avaliaram numericamente a influência de corrugações transversais sobre o processo de intensificação da transferência de calor com número de Reynolds variando de 5000 a 60000 e fluxo de calor de 50 W/cm². Os autores avaliaram diferentes razões entre o espaçamento das corrugações e o diâmetro do tubo (p/d , variando entre 0,5 e 1,5), diferentes razões entre a altura da corrugação e o diâmetro do tubo (e/d , variando entre 0,025 e 1) e diferentes razões de largura de corrugação em relação ao diâmetro de tubo (w/d , variando entre 0,05 e 0,2). Variando a razão entre a altura da corrugação e o diâmetro do tubo, e mantendo a proporção para os demais parâmetros, observou-se que à medida que o número de Reynolds aumenta, o número médio de Nusselt também aumenta quase que linearmente. Em contrapartida, as corrugações promovem uma queda significativa da pressão, potencializada pelo aumento da altura da corrugação. Para o regime de escoamento turbulento, quando as corrugações estão dentro da subcamada viscosa, uma pequena

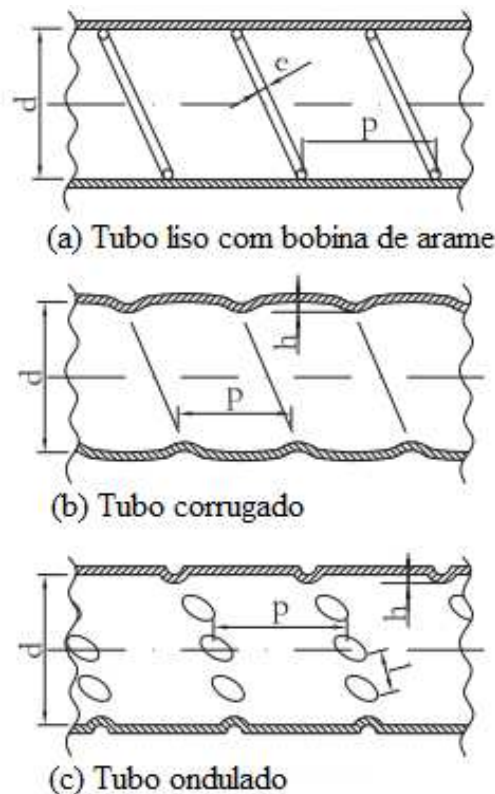
turbulência adicional é gerada devido à predominância das forças viscosas, de forma que a rugosidade tem pouco efeito no escoamento e na transferência de calor. Quando as corrugações são maiores do que a subcamada viscosa, a corrugação gera turbulência adicional promove o aumento da viscosidade turbulenta perto da parede, aumentando a resistência ao escoamento e a taxa de transferência de calor. Variando a razão entre os espaçamentos da corrugação e o diâmetro do tubo, observou-se que o número de Nusselt aumenta com o aumento do número de Reynolds para todos os casos investigados. Os mecanismos de intensificação para diferentes razões de espaçamento da corrugação baseia-se na separação e no recolamento da camada limite. Esse fenômeno é intensificado com a diminuição do espaçamento entre as corrugações. Em contrapartida, o fator de atrito aumenta com a diminuição do espaçamento entre as corrugações, pois a diminuição do espaçamento perturba mais o escoamento. Para as diferentes configurações de corrugações avaliadas com o mesmo passo, não foi observada variação significativa do do fator de atrito. Além disso, observou-se que o aumento do número de Reynolds reduz o fator de atrito. O aumento da razão entre a largura de corrugação e o diâmetro do tubo, promove o aumento do número de Nusselt. A razão por trás desta característica é que quando a largura aumenta, a mistura do fluido próximo e a jusante das corrugações se intensifica. À medida que a largura da corrugação aumenta, o vórtice principal entre as corrugações se torna menos estável e mais fluido do núcleo passa a interagir com a parede do tubo. Com isso, mais interações podem ser esperadas ao longo das superfícies corrugadas, bem como o aumento da velocidade próximo à superfície. Quanto ao fator de atrito, observou-se uma diminuição com o aumento da largura da corrugação, para configurações com altura e passo fixo.

(CRUZ et al., 2021) avaliaram de forma numérica e experimental o escoamento interno em tubos corrugados de diferentes passos helicoidais, abrangendo desde o regime laminar ao turbulento ($300 < Re < 5000$), a fim de caracterizar o escoamento tridimensional e a influência da geometria da corrugação na queda de pressão e na transferência de calor, com objetivo de identificar geometrias que permitam a otimização de um trocador de calor de fluxo cruzado (CFT-HEX) para aplicação em recuperadores de calor residual. Para as análises, foi utilizado água como fluido de trabalho e fluxo de calor variável entre 4 e 33 kW/m². Para as diferentes geometrias de tubos avaliadas, a faixa do número de Richardson foi menor do que 0,1, indicando que o mecanismo de transferência de calor dominante nos experimentos foi a convecção forçada. Os autores

observaram que as geometrias propostas promoveram a transição do regime de escoamento em $Re \approx 700$. À medida que o número de Reynolds aumenta para o regime turbulento, os resultados indicam que o fator de atrito para os tubos com maior passo tende a diminuir. Para o regime laminar, as geometrias corrugadas apresentaram um ligeiro aumento do fator de atrito devido ao aumento do arrasto de atrito na parede, causado em parte pela redução da área da seção transversal disponível para o escoamento. No geral, a corrugação helicoidal atua como uma rugosidade artificial que, conforme o número de Reynolds aumenta, tende a ficar fora da camada limite e, portanto, está mais sujeita ao escoamento principal. Através da análise detalhada dos modelos numéricos, observou-se que o efeito da corrugação do tubo impacta de forma mais significativa a componente de velocidade tangencial do que a radial. Para o regime laminar, a velocidade tangencial induzida faz com que o escoamento rotacione com mais intensidade próximo às paredes do tubo e em direção à corrugação. Para passos maiores, a corrugação helicoidal tende a ser mais alinhada com a direção do escoamento axial e, portanto, o potencial de gerar estruturas vorticiais é reduzida. Por outro lado, para passos menores, a corrugação atua principalmente como um obstáculo e tende a aumentar a zona de recirculação, responsável pela dissipação do efeito dos vórtices. Esta ineficácia local da geração de vórtices tende a desaparecer para o escoamento turbulento. Na região de transição, o efeito dos vórtices é sobreposto à separação e recolamento do escoamento induzido pela corrugação. Devido ao recolamento do escoamento, o aumento do número de Nusselt se deteriora rapidamente conforme a camada limite cresce. No entanto, a corrugação promove o desenvolvimento periódico dessa camada limite, que é intensificada por um menor passo de corrugação, promovendo, portanto, melhoria da transferência de calor. Por fim, o tubo corrugado com o menor passo apresentou melhores resultados para a faixa intermediária de números de Reynolds ($1000 \leq Re \leq 2300$).

(GARCÍA et al., 2012) estudaram experimentalmente a influência da rugosidade superficial na intensificação da transferência de calor. Os testes foram realizados com tubos com três diferentes configurações de corrugação, Figura 15, sendo: (a) tubo liso com dispositivo passivo do tipo bobina de arame, (b) tubo corrugado helicoidal e (c) tubo ondulado.

Figura 15 – Tubos avaliados por Garcia.





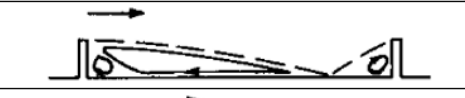

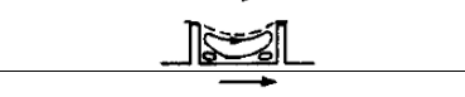

Fonte: Extraído de (GARCÍA et al., 2012).

Os tubos foram testados sob o regime de escoamento laminar, transitório e turbulento, com fluxo de calor constante na parede. Os resultados mostraram que o início das recirculações é muito afetado pelo tipo de rugosidade. Para número de Reynolds menor do que 200, a taxa de transferência de calor diminui, uma vez que a rugosidade retarda o desenvolvimento de um escoamento sob o efeito de convecção mista (natural e forçada). Esse efeito é mais significativo em tubos com a bobina. Para tubos corrugados, o componente rotacional tem menor intensidade e o escoamento de convecção mista não ocorre em número de Reynolds acima de 700. Baseado nos resultados apresentados pelos autores é possível concluir que existe uma faixa de número de Reynolds entre $200 < Re < 700$, na qual é possível obter a intensificação da transferência de calor com o emprego de tubos corrugados.

(WEBB; ECKERT; GOLDSTEIN, 1971) desenvolveram experimentalmente uma correlação generalizada do número de Stanton e coeficiente de atrito para tubos com corrugações transversais de seção transversal retangular em função das variáveis geométricas e/d , p/e e número de Prandtl. Os experimentos foram conduzidos para

escoamento turbulento com número de Reynolds compreendido no intervalo $6000 \leq Re \leq 100.000$. A faixa do número de Prandtl foi obtida para três fluidos de trabalho: ar, água e álcool butílico. Os tubos foram aquecidos eletricamente para as medições de transferência de calor. Os pesquisadores observaram a separação da camada limite à jusante das corrugações (na crista da corrugação) com o recolamento subsequente a uma distância de 6 a 8 vezes a altura da corrugação, a jusante da região de separação. A Figura 16 apresenta os padrões de escoamento observados pelos autores em função da variação da razão p/e .

Figura 16 – Padrões de escoamento observados por Webb e Eckert.

p/e	Padrão de Escoamento
∞	
10	
8	
5	
2	
0,75 - 1,25	

Fonte: Adaptado de (WEBB; ECKERT; GOLDSTEIN, 1971).

Uma camada limite de fluxo reverso se origina no ponto de recolamento e cresce em espessura na região a montante. A camada limite tende para o redesenvolvimento a jusante do ponto de recolamento. A tensão de cisalhamento da parede é zero no ponto de recolamento e aumenta nas regiões de fluxo reverso e redesenvolvimento. As medições do coeficiente de transferência de calor local a jusante da corrugação mostram que o coeficiente de transferência de calor máximo ocorre na vizinhança do ponto de recolamento.

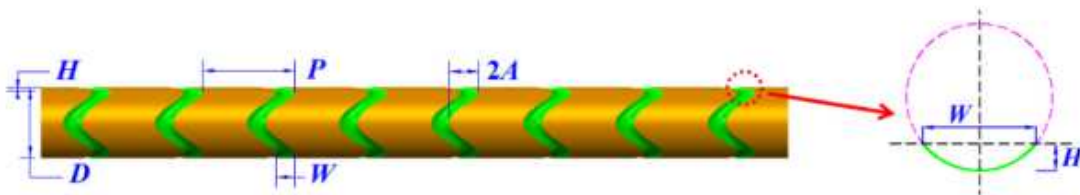
(CHEN et al., 2013) avaliaram experimentalmente a intensificação da transferência de calor promovida por tubos com corrugações transversais destinados ao

transporte de sais fundidos como fluido de trabalho. Os tubos avaliados possuíam diâmetro de 16 mm, altura de corrugação constante e passo de corrugação p de 5, 9, e 16 mm. Como resultado, os autores constataram que os tubos com corrugações transversais promovem o aumento tanto do coeficiente de transferência de calor quanto do número de Nusselt à medida que número de Reynolds aumenta. O efeito aprimorado oferecido pelo tubo corrugado com passo $p = 9$ foi superior aos demais. O resultado corrobora com as observações feitas por (WEBB; ECKERT; GOLDSTEIN, 1971), indicando que o ponto de recolamento fica a uma distância de $6e$ a $8e$, ou seja, $12 < p/e < 16$, do ponto de separação. Nesta posição, o coeficiente de transferência de calor atinge seu pico próximo ao ponto de recolamento. Para a configuração com passo $p = 5$, a razão p/e equivale a 9, nesta condição parte do fluido tende a circular dentro da região limitada entre as corrugações ao invés de fluir a jusante com o escoamento principal, resultando em menor transferência de calor. Além disso, foi constatado que o coeficiente de atrito é maior para tubos corrugados transversalmente em relação aos modelos não corrugados. Entre os tubos corrugados, o coeficiente de atrito para tubos com menor passo é superior àqueles com maior espaçamento entre as corrugações. Para o tubo corrugado com passo $p = 16$, o coeficiente de atrito é similar ao obtido para tubos lisos.

(VICENTE; GARCÍA; VIEDMA, 2004) avaliaram de forma experimental o comportamento termo-hidráulico de dez tubos corrugados helicoidais para um sistema de convecção mista, com configurações distintas para um escoamento monofásico, sob o regime laminar e turbulento, com número de Reynolds variando entre $100 < Re < 90000$, para três valores de número de Rayleigh. Foram analisadas a influência das corrugações no fator de atrito e na taxa de transferência de calor para as configurações sujeitas ao fluxo de calor constante, com água e etileno-glicol como fluidos de trabalho. Os resultados mostraram que a transição do regime de escoamento é fortemente influenciada pela altura adimensional da corrugação (e/D). Os autores atribuem esse comportamento às componentes de velocidade radial induzidas pelas corrugações. Ao avaliarem o sistema sujeito puramente a convecção forçada, o número de Nusselt foi 7% inferior em comparação com os resultados obtidos em tubos não corrugados. Para números baixos de Rayleigh, o número de Nusselt é ainda mais baixo quando comparados aos tubos não corrugados. Entretanto, com o aumento do número de Rayleigh, foi observado intensificação da taxa de transferência de calor.

(DU et al., 2018) avaliaram por meio de abordagem numérica os efeitos de corrugações sinusoidais empregadas transversalmente a tubos de um trocador de calor tubular. A abordagem numérica considerou fluxo de calor constante sobre a parede do tubo, com número de Reynolds variando entre $400 \leq Re \leq 1800$. Água foi utilizada como fluido de trabalho. O emprego das corrugações sinusoidais ao tubo teve como objetivo induzir correntes de vórtices longitudinais para promover uma mistura mais intensa próxima a parede do tubo. Foram simulados tubos com diferentes razões adimensionais de altura, amplitude, largura e passo de corrugação, para configurações com até seis senoides. A Figura 17 mostra os parâmetros geométricos das corrugações sinusoidais.

Figura 17 – Parâmetros geométricos das corrugações sinusoidais analisadas por Du.



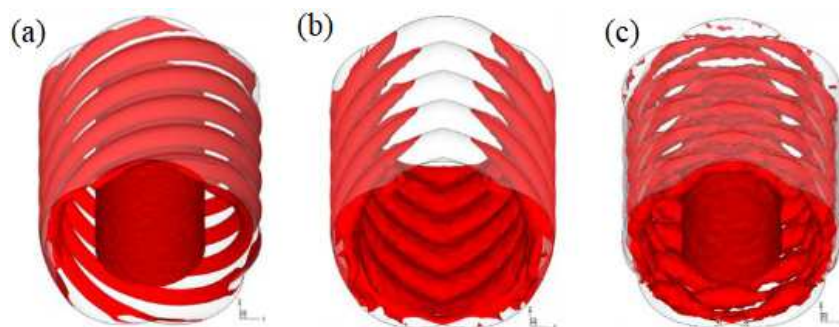
Fonte: Extraído de (DU et al., 2018).

Por meio dos campos de velocidade, os autores observaram que o aumento da altura da corrugação aumenta a interação entre o fluido frio e o fluido quente. O aumento da razão da altura de corrugação pelo diâmetro é prejudicial ao desempenho termo-hidráulico, apesar de todas as configurações apresentarem tendência de aumento com o incremento do número de Reynolds. A influência da largura da corrugação pelo diâmetro é avaliada pela diferença de temperatura média na seção. Para um número de Reynolds prescrito, a transferência de calor diminui com o aumento da largura da corrugação, pois é observado que quanto maior for a largura da corrugação, menor será a frequência de separação do escoamento, resultando num menor desempenho da transferência de calor. Em contrapartida, quanto mais estreita for a corrugação, maior será a frequência de separação do escoamento e, portanto, menor será a diferença de temperatura e maior será a capacidade de transferência de calor. A variação da relação entre passo e o diâmetro influencia na intensidade dos vórtices em regiões próximas à parede, que surgem devido aos fluxos secundários induzidos pelas corrugações senoidais. O efeito do fluxo

secundário é pouco perceptível na zona do fluxo principal. As variações do desempenho termo-hidráulico com o número de Reynolds para as corrugações sinusoidais com diferentes passos mostra que quanto menor for o passo das corrugações, melhor será o desempenho térmico. A análise do escoamento em função do número de senoides presente na seção mostrou que os vórtices longitudinais induzem à colisão do fluido com a parede do tubo, proporcionando uma melhoria na mistura entre a zona do escoamento principal e a zona próxima à parede. A transferência de calor aumenta com o aumento do número de senoides até $N = 3$. Aumentando o número de senoides de $N = 3$ para 6, tanto os efeitos de fluxo secundário quanto a separação de escoamento diminuíram, pois o ângulo de ataque das senoides diminuiu. Portanto, conclui-se que, para toda a faixa de número de Reynolds avaliada, o número de Nusselt e o desempenho termo-hidráulico aumentam com o aumento da altura da corrugação e com a diminuição da amplitude, largura e passo da corrugação. Além disso, outro fator que influencia diretamente no desempenho do tubo é o número de senoides por seção.

(SIRIWAN et al., 2021) avaliaram numericamente o comportamento da transferência de calor em tubos corrugados com cinco entradas, com altura de corrugação adimensional (e/D) variando de 0,02 a 0,16, passo constante e número de Reynolds variando entre 5000 e 20000. O estudo considerou ar como fluido de trabalho. Sobre as paredes do tubo, foi imposto fluxo de calor constante de 600 W/m^2 . A fenomenologia do escoamento foi avaliada para três modelos de corrugações, Figura 18, todas com cinco entradas, nomeadas pelos autores como, (a) tubo corrugado de isso-superfície, (b) tubo corrugado de fluxo de vórtice e (c) tubo corrugado cruzado.

Figura 18 – (a) tubo corrugado de iso-superfície; (b) tubo corrugado de fluxo de vórtice; (c) tubo corrugado cruzado.



Fonte: Extraído de (SIRIWAN et al., 2021).

Para o modelo corrugado com iso-superfície, foi observado a presença de dois escoamentos induzidos pela corrugação, um escoamento secundário próximo à parede do tubo e um escoamento principal no núcleo. O menor valor de altura de corrugação (0,2) não gerou escoamento secundário. Por outro lado, para o maior valor (0,16), o escoamento secundário moveu-se sobre a parede da ranhura. O tubo com altura de corrugação intermediária (0,08) apresentou melhor desempenho térmico, pois induziu o movimento de escoamento secundário próximo à parede, acelerando o escoamento e promovendo a separação da camada limite térmica, gerando assim, melhoria à mistura. A geometria de tubo corrugado de fluxo de vórtice direciona o fluido para a parte inferior promovendo a separação do escoamento em ambas as paredes da corrugação, interrompendo o desenvolvimento da camada limite. Já a geometria do tubo corrugado cruzado, é a que interrompe com maior frequência o crescimento da camada limite próximo à parede do tubo, o que aumenta a intensificação da transferência de calor. Os autores observaram também que o tubo corrugado de fluxo de vórtice e o tubo corrugado cruzado aumentaram os níveis de transferência de calor em relação ao tubo corrugado com iso-superfícies, pois apresentaram uma menor espessura da camada de alta temperatura de fluido próxima à parede do tubo. Quantitativamente, os tubos modificados intensificaram a taxa de transferência de calor na faixa de 26,8 a 172,1%, e aumentaram o desempenho termo-hidráulico na faixa de 12,6 a 90,8% em relação ao tubo corrugado com iso-superfícies.

Com base no disposto, evidencia-se que a fenomenologia do escoamento em tubos corrugados é complexa e varia em função das características dimensionais das corrugações, das condições às quais os tubos são submetidos e das propriedades físicas do fluido de trabalho. Apesar do grande interesse na implementação destes dispositivos

em diferentes setores industriais, pode-se afirmar que a natureza do escoamento ainda não foi totalmente compreendida (ANDRADE et al., 2019), especialmente sob a condição de operação caracterizada pelo efeito termossifão. No entanto, com base nos trabalhos apresentados, pode-se afirmar que:

- As corrugações transversais proporcionam a transição do regime de escoamento, com número de Reynolds próximo a 700. Já para corrugações helicoidais, a transição ocorre para número de Reynolds no intervalo entre 1600 e 3000.
- Tubos com corrugações transversais promovem a interrupção do desenvolvimento da camada limite a partir de $Re \geq 400$. Entretanto, submetida as mesmas condições operacionais, tubos com corrugações helicoidais não apresentam melhoria significativa para baixo número de Reynolds.
- O menor espaçamento entre as corrugações pode beneficiar a intensificação da transferência de calor em tubos corrugados. Em contrapartida, aumenta a queda de pressão.
- A intensidade da queda de pressão é potencializada pelo aumento da altura da corrugação e pela redução do passo em tubos com corrugações transversais.
- O ponto de transição do escoamento é fortemente influenciado pela altura adimensional da corrugação.
- Tubos com corrugações transversais submetidos a alto fluxo de calor são mais propensos ao aumento da capacidade de transferência de calor por convecção.

Embora o emprego de tubos corrugados tenha se mostrado uma alternativa viável para a melhoria do desempenho termo-hidráulico em diversas aplicações, pouco se investigou sobre a influência do emprego de tubos corrugados em coletores solares de placa plana, bem como a influência do diâmetro do tubo e do ângulo de inclinação dos tubos de elevação empregados a esses dispositivos para o aquecimento de água no uso domiciliar, especialmente para sistemas que operam sob o efeito termossifão. Portanto, o objetivo principal deste estudo é investigar, por meio da Dinâmica dos Fluidos Computacional (CFD), o processo de transferência de calor em um coletor solar de placa

plana, com tubos corrugados e sem corrugações, com placas absorvedoras dispostas concêntrica a estes. Primeiramente, serão avaliados tubos não corrugados com três diâmetros distintos ($\varnothing 9,52$ mm, $\varnothing 12,7$ mm e $19,05$ mm) e quatro ângulos de inclinação (20° , 30° , 45° e 60°). Posteriormente, a configuração que obtiver o melhor desempenho termo-hidráulico dentre às avaliadas, será utilizada como referência para avaliação da variação da taxa de transferência de calor e do desempenho termo-hidráulico proporcionada por três tipos de perfis corrugados (triangular, circular e elíptico). Cada perfil será avaliado com quatro configurações com altura e passo. Sobre os modelos, será considerado um fluxo de calor constante, de forma que o escoamento se desenvolva puramente sob o efeito de correntes de convecção natural (efeito termossifão).

4 METODOLOGIA NUMÉRICA

4.1 Equações governantes

Em coletores solares de placa plana, o fluxo de calor da radiação solar aquece as superfícies dos tubos de elevação e das placas absorvedoras. À medida que o calor é conduzido ao fluido em contato com essas superfícies, um gradiente de densidade é gerado devido a um gradiente de temperatura experimentado pelo sistema e, correntes de convectivas naturais são iniciadas. Para avaliar esta dinâmica de escoamento e a transferência de calor nestes dispositivos o método dos Volumes Finitos foi empregado por meio do *software* comercial ANSYS Fluent. Na modelagem, foram consideradas as hipóteses de escoamento monofásico, incompressível, tridimensional e regime permanente, além da aproximação de Boussinesq (GHASEMI; SOLEIMANI; BARARNIA, 2012; SHEIKHOLESLAMI et al., 2013), adequada para a caracterização da convecção natural no interior de dutos. Devido às baixas velocidades associadas às correntes de convecção natural, o termo da dissipação viscosa foi desconsiderado. Assim, a equação de conservação de massa, de momento e de energia são definidas a partir das Equações 1, 2 e 3, respectivamente.

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(u_i) = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(u_i u_j) = g_i(\Delta\rho/\rho) + \frac{\partial}{\partial x_j}\left(v \frac{\partial u_i}{\partial x_j}\right) \quad (2)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_i}\left(u_i c_p T - k \frac{\partial T}{\partial x_i}\right) = 0 \quad (3)$$

Nas regiões sólidas do domínio (placas absorvedoras) a equação de conservação de energia é definida como:

$$\nabla \cdot (k \nabla T) = 0 \quad (4)$$

onde u representa a componente de velocidade, x_i e x_j são coordenadas generalizadas, g a aceleração gravitacional, $\Delta\rho$ é a variação da massa específica, ν a viscosidade cinemática, T a temperatura, c_p o calor específico e k a condutividade térmica.

O modelo proposto por Boussinesq fornece a convergência mais rápida do problema, pois trata a densidade como uma constante em todas as equações resolvidas, exceto pelo termo do empuxo na equação do momento. O modelo é válido apenas em casos onde as diferenças de temperaturas no domínio são pequenas (ANSYS, 2013). O modelo de Boussinesq é definido pela Equação 5:

$$(\rho - \rho_o)g \approx -\rho_o\beta(T_s - T_e)g \quad (5)$$

onde ρ_o representa uma massa específica constante de referência, β o coeficiente de expansão volumétrica térmica, g a aceleração gravitacional, T_e a temperatura de entrada e T_s é a temperatura da saída.

Devido as características geométricas da placa plana (perfil fino e longo) e a alta condutividade térmica na região de contato entre o tubo de elevação e placa absorvedora, optou-se por habilitar a opção *double precision* para contribuir no processo de convergência numérica.

Para discretização da pressão foi utilizado o método PRESTO!, comumente empregado para solução de escoamentos incompressíveis com alta vorticidade, sujeito a fortes forças de corpo. O método calcula a pressão na face dos volumes por meio de malhas escalonadas onde as variáveis de velocidade e pressão não são “co-localizadas”. Desta forma o método fornece resultados mais precisos, pois erros de interpolação e suposições de gradiente de pressão nos limites são evitados.

Para o acoplamento pressão-velocidade foi utilizado o algoritmo *Coupled*. Por se tratar de uma abordagem de solução não segregada, proporciona menor tempo de convergência e exige menos processamento, devido à solução sequencial das não linearidades e acoplamentos das equações governantes dentro do *looping* iterativo.

Os parâmetros adimensionais importantes para a caracterização do escoamento, para o cálculo da transferência de calor e da queda de pressão, são expressos por meio

dos números de Reynolds, Prandtl, Nusselt e pelo fator de atrito, respectivamente, definidos nas Equações de 6 a 9.

$$Re = \frac{\rho u D}{\mu} \quad (6)$$

$$Pr = \frac{c_p \mu}{k} \quad (7)$$

$$Nu = \frac{h D}{k} \quad (8)$$

$$f = \frac{2 \Delta P D}{\rho u^2 L} \quad (9)$$

onde ρ representa a massa específica, μ a viscosidade dinâmica do fluido, D o diâmetro interno do tubo, L o comprimento do tubo, h o coeficiente de transferência de calor convectiva e ΔP a queda de pressão no domínio analisado.

A queda de pressão (ΔP) é a diferença de pressão entre a entrada e a saída do domínio computacional, dada por:

$$\Delta P = \bar{P}_e - \bar{P}_s \quad (10)$$

onde

$$\bar{P} = \frac{\iint p dA}{\iint dA} \quad (11)$$

O coeficiente de transferência de calor convectiva (h) é definida por:

$$h = \frac{q''}{(\Delta T)} \quad (12)$$

onde q'' representa o fluxo de calor local incidido sobre o tubo, ΔT a diferença de temperatura entre a temperatura da superfície do tubo e a temperatura de mistura do fluido na seção.

A taxa de transferência de calor (\dot{Q}) é definida por:

$$\dot{Q} = \dot{m}c_p\Delta T \quad (13)$$

na qual A_t representa a área superficial total de troca térmica e q'' o fluxo de calor.

A temperatura de mistura na entrada e saída do domínio computacional são determinadas por:

$$\bar{T} = \frac{\iint uT dA}{\iint u dA} \quad (14)$$

O desempenho termo-hidráulico (Nuf) do coletor solar de placa plana com tubos corrugados é determinado pela razão entre o número de Nusselt e o fator de atrito obtido pelas configurações com tubos corrugados (Nu e f) em relação à configuração de tubo sem corrugação que obtiver o melhor desempenho dentre àquelas avaliadas (Nu_0 e f_0), conforme especifica a Equação 15:

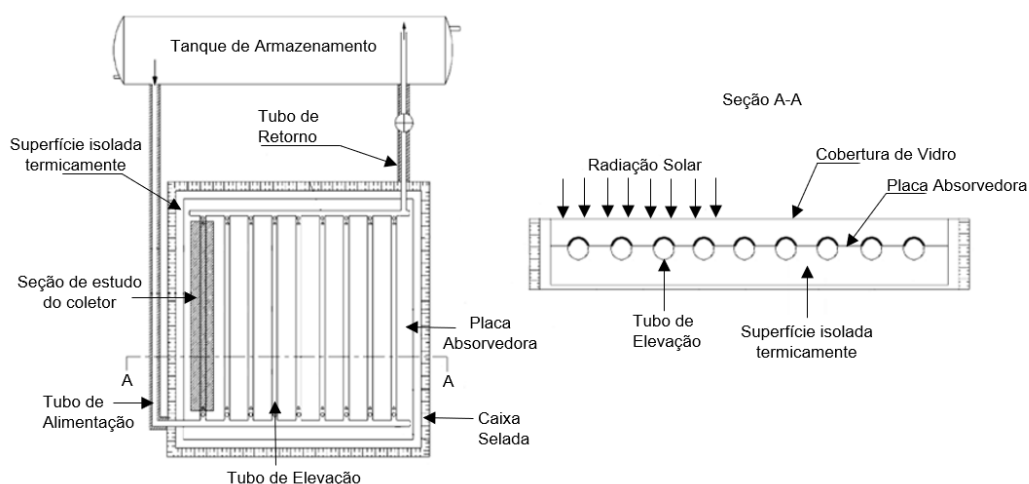
$$Nuf = \frac{\left(\frac{Nu}{Nu_0}\right)}{\left(\frac{f}{f_0}\right)} \quad (15)$$

4.2 Domínio computacional

O desenvolvimento da geometria do coletor solar de placa plana foi realizado através da ferramenta de pré-processamento *Design Modeler*, que integra o pacote de ferramentas do *software* ANSYS 19.0. O coletor solar de placa plana assemelha-se ao modelo estudado por (JAISANKAR; RADHAKRISHNAN; SHEEBA, 2009, 2011), com placas absorvedoras concêntricas aos tubos de elevação. Para reduzir o custo de

processamento computacional, o modelo proposto leva em consideração apenas uma seção do coletor (parte hachurada da Figura 19) abordagem semelhante à realizada por (IQBAL, 1966).

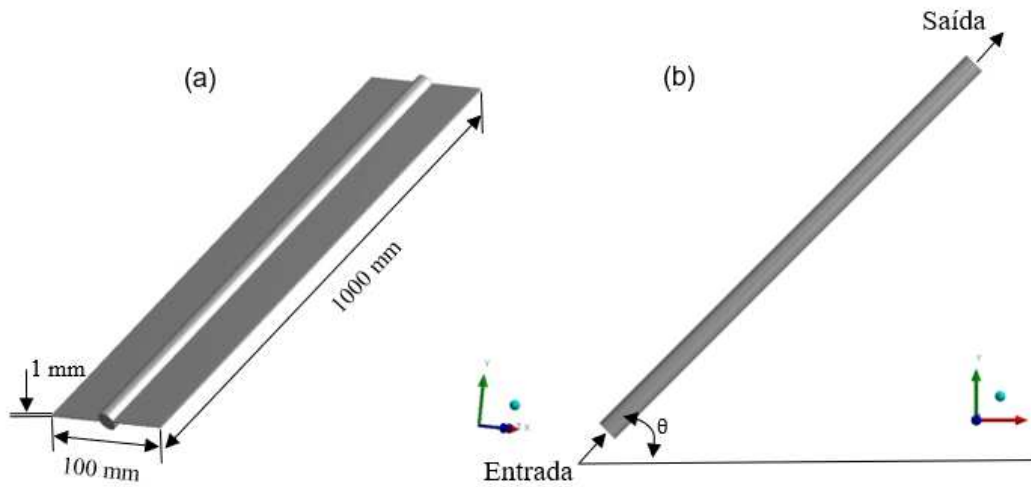
Figura 19 – Coletor solar de placa plana.



Fonte: Extraído de (JAISANKAR et al., 2011).

Neste trabalho, foram considerados tubos de elevação com diâmetro de 9,52 mm, 12,70 mm e 19,05 mm, com placas concêntricas com 1 mm de espessura, 100 mm de largura e 1000 mm de comprimento. Todos os modelos foram avaliados com ângulo inclinação de 20°, 30°, 45° e 60° em relação ao plano XY, mostrado na Figura 20.

Figura 20 – (a) Detalhes geométricos da placa absorvedora; (b) Entrada e saída do tubo de elevação com inclinação θ em relação a plano XY.

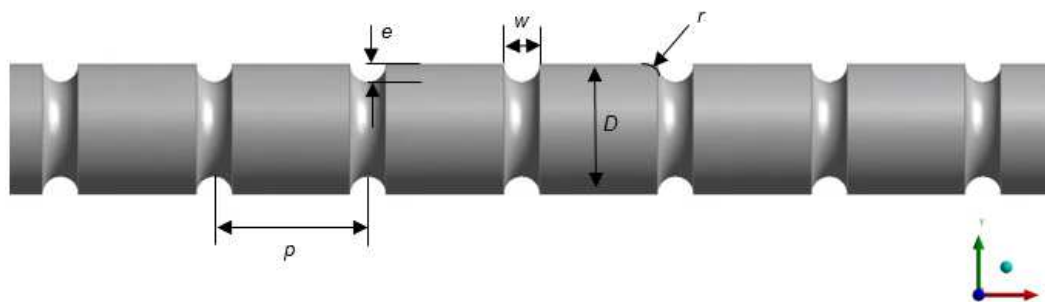


Fonte: Autoria Própria, 2023.

A geometria dos tubos corrugados modelados para a análise de sensibilidade de malha (descrita na seção 4.4) assemelham-se aos modelos experimentados por (RAINIERI; PAGLIARINI, 2002). Os tubos com corrugações transversais avaliados pelos autores proporcionaram a intensificação da transferência de calor para um escoamento com baixo número Reynolds, submetidos a fluxo de calor constante, considerando o desenvolvimento simultâneo das camadas limite térmica e fluidodinâmica.

Para a análise de sensibilidade de malha, tubos com corrugações transversais de perfil circular foram modelados, caracterizados pela altura (e), largura (w), passo (p) e o raio de curvatura ($r = w/2$). Os parâmetros geométricos utilizados na modelagem foram adimensionalizados pelo diâmetro das tubulações (D). A Figura 21 mostra os parâmetros balizadores para a modelagem dos tubos de elevação corrugados.

Figura 21 – Tubo de elevação com corrugações transversais de perfil circular.



Fonte: Autoria Própria, 2023.

As especificações geométricas das corrugações modeladas são apresentadas na Tabela 1.

Tabela 1 – Especificações geométricas das corrugações (mm)

Diâmetro [p_{ol}]	Altura (e)	Passo (p)	Largura (w)	Raio (r)
9,52 mm [3/8"]	0,476	16	0,952	0,476
12,70 mm [1/2"]	0,635	21,33	1,270	0,635
19,05 mm [3/4"]	0,952	32	1,905	0,952

Fonte: Autoria Própria, 2023.

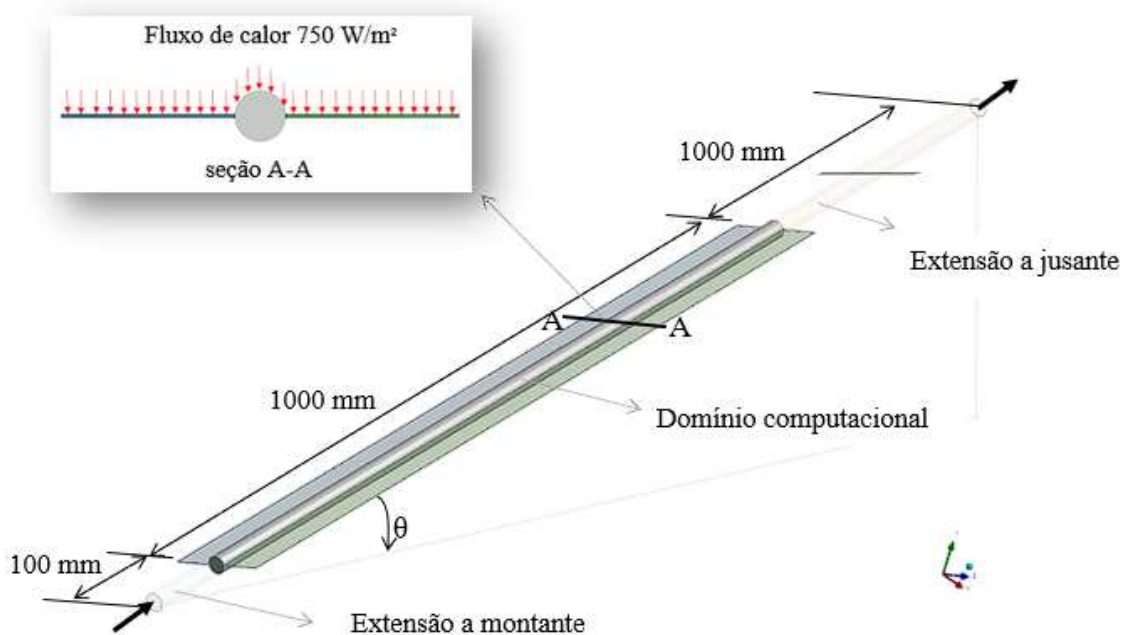
4.3 Condições de contorno

A cobertura transparente na parte superior do coletor, deve ser posicionada em direção ao sol, pois permite a passagem da radiação solar para o aquecimento do tubo e da placa absorvedora. Para a modelagem numérica, portanto, foi considerada sobre a face superior do tubo e da placa absorvedora a condição de fluxo de calor prescrito de 750W/m^2 , valor médio estimado com base estudos que quantificaram a intensidade da radiação solar absorvida por coletores solares em dias ensolarados (CHANG, 2009; GUNJO; MAHANTA; ROBI, 2017; STANCIU; STANCIU, 2014).

A parte inferior do coletor e as laterais são isoladas termicamente para evitar perdas térmicas para ambiente externo. Portanto, a face inferior do tubo e das placas, bem como as faces laterais das placas, foram consideradas adiabáticas ($\partial T/\partial n = 0$) na modelagem numérica, exceto a região de contato entre o tubo e as placas absorvedoras que permite a condução de calor entre os componentes.

Para a estabilização da solução numérica, foram adicionadas extensões a montante e a jusante do tubo no domínio computacional, de 100 mm e 1000 mm, respectivamente. A adição destas extensões é uma estratégia numérica comumente utilizada para amenizar as instabilidades na convergência do modelo numérico. Sobre as superfícies das extensões foi considerada condição de escorregamento. Essa condição estabelece que a velocidade, os gradientes normais e a tensão cisalhante em um limite de simetria são zeros, ou seja, ela pode ser interpretada como uma parede em “deslizamento” quando usada em cálculos de escoamentos viscosos. A Figura 22 apresenta as faces sujeitas a condição de fluxo de calor prescrito (seção AA), bem como as extensões a montante e a jusante do domínio computacional.

Figura 22 – Representação do modelo computacional.



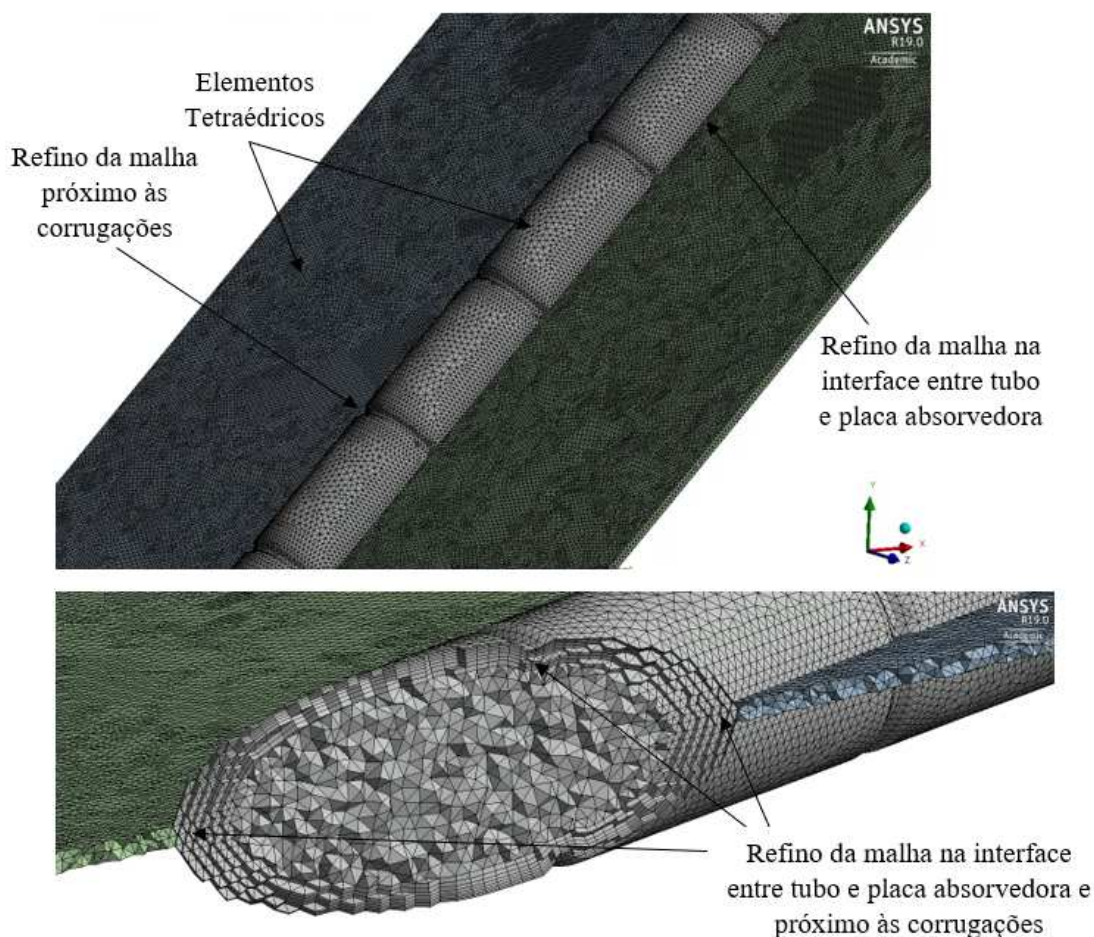
Fonte: Autoria Própria, 2023.

4.4 Desenvolvimento da malha computacional

A malha computacional tem por objetivo discretizar o domínio da solução em elementos que possibilitem a aplicação do método de Volumes Finitos. Esta tarefa foi realizada por meio do *software* ANSYS *Meshing Tools*. Devido a versatilidade e a capacidade de modelar geometrias tridimensionais complexas, optou-se pela utilização de elementos tetraédricos com métodos locais de controle de crescimento para melhorar

a discretização da geometria próximo as corrugações e na região de contato entre o tubo e a placa absorvedora, caracterizando assim os gradientes de propriedades nestas regiões com maior precisão. A Figura 23 exemplifica a malha gerada sobre o domínio.

Figura 23 – Detalhes da malha.



Fonte: Autorial Própria, 2023.

Os elementos tetraédricos foram gerados pelo método *Patch Conforming*, que respeita as faces e seus limites (arestas e vértices) dentro de uma tolerância muito pequena. O controle do crescimento da malha foi realizado pelo comando *Body Sizing* por meio da opção *Proximity and Curvature*, que permite ao usuário especificar a taxa de crescimento, o ângulo máximo de uma aresta e o tamanho mínimo local de um elemento no domínio próximo às faces e bordas da geometria.

Os elementos tetraédricos permitem a discretização de geometrias complexas de forma satisfatória devido à adaptabilidade dos ângulos internos dos elementos

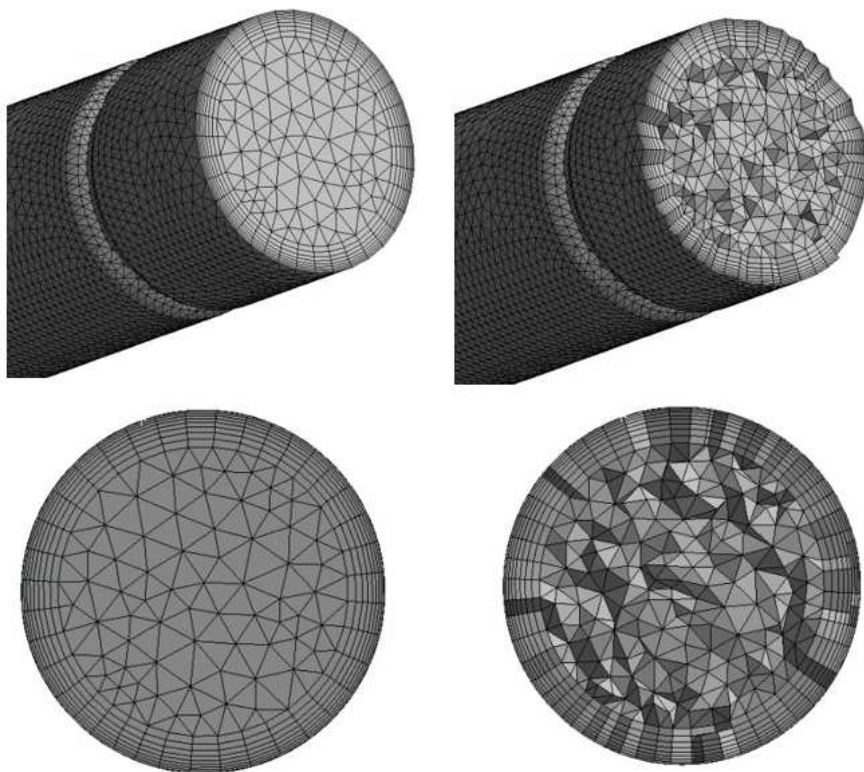
triangulares às curvaturas do modelo. Estes elementos devem apresentar características similares a triângulos equiláteros para reduzir a dificuldade de convergência da solução numérica. Próximo às superfícies, no entanto, este tipo de malha pode apresentar dificuldade de captação dos efeitos de camada sobre as paredes do modelo, indicando a necessidade de utilização de camadas de prismas, preservando os elementos tetraédricos no restante do domínio. Assim, para caracterização dos gradientes nas camadas limites térmica e hidrodinâmica, foram gerados elementos prismáticos por meio do comando *Inflation*. O crescimento dos prismas sobre a parede do tubo foi controlado pela opção *Total thickness*, que possibilita definir o número de camadas, a taxa de crescimento e a espessura máxima das camadas de prismas. A altura da primeira camada é calculada com base nestes três parâmetros e as alturas das camadas sucessivas são calculadas por:

$$Taxa\ de\ crescimento = \frac{R_{n+1}}{R_n} \quad (16)$$

na qual R_n representa a altura da camada n .

Para a análise de sensibilidade de malha, que será descrita na seção 4.6, foram geradas 8 camadas de prismas para todos os modelos de tubos corrugados analisados, taxa de crescimento de 1,2 e espessura máxima equivalente a 10% do diâmetro de tubo avaliado. A Figura 24 apresenta os detalhes da seção transversal 2D e 3D do tubo corrugado com as 8 camadas de prismas na superfície.

Figura 24 – Visualização 2D e 3D dos elementos da malha.




Fonte: Autorial Própria, 2023.

4.5 Critérios de qualidade de malha

Para garantir a estabilização da solução numérica alguns critérios de qualidade de malha devem ser atendidos. Neste trabalho, os critérios *Skewness* e *Orthogonal Quality* foram avaliados.

Ao gerar dos elementos tetraédricos, o valor de 0,6 foi atribuído a ferramenta *Target Skewness*, pois desta forma, os elementos gerados aproximaram-se a elementos equiláteros. A análise qualitativa destes elementos é realizada pelo parâmetro *Skewness*. O valor 0 indica uma célula equilátera (melhor cenário) e o valor 1 indica uma célula distorcida (pior cenário). A Figura 25 apresenta o espectro da qualidade dos elementos avaliados pelo parâmetro *Skewness*, definido pelo *software ANSYS Meshing Tools*.

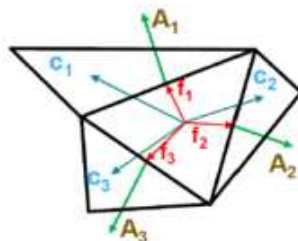
Figura 25 – Espectro de qualidade *Skewness*

					
Excellent	Very good	Good	Acceptable	Bad	Unacceptable
0-0.25	0.25-0.50	0.50-0.80	0.80-0.94	0.95-0.97	0.98-1.00

Fonte: Extraído de (ANSYS, 2016).

O critério *Orthogonal Quality* avalia a ortogonalidade dos elementos em um intervalo que varia de 0 a 1, sendo 0 o pior cenário e 1 o melhor cenário. O cálculo para uma célula é realizado através do vetor normal à face (A_i), o vetor normal do centroide da célula para o centroide de cada uma das células adjacentes (C_i) e o vetor do centroide da célula para cada uma das faces (f_i). A Figura 26 mostra a representação destes vetores.


Figura 26 – Vetores normais utilizados para o cálculo do critério de qualidade *Orthogonal Quality* para células



Fonte: Extraído de (ANSYS, 2016).

Para malhas tetraédricas, a qualidade é caracterizada pelo mínimo valor de ortogonalidade alcançado. Quanto mais próximo o valor estiver de 1, melhor será a qualidade da malha. A Figura 27 apresenta o espectro do critério de qualidade de malha *Orthogonal Quality*, definido pelo *software ANSYS Meshing Tools*.

Figura 27 – Espectro de qualidade *Orthogonal Quality*

					
Unacceptable	Bad	Acceptable	Good	Very good	Excellent
0-0.001	0.001-0.14	0.15-0.20	0.20-0.69	0.70-0.95	0.95-1.00

Fonte: Extraído de (ANSYS, 2016).

A Tabela 2 apresenta os valores obtidos para a qualidade da malha gerada para cada diâmetro de tubo analisado. Os valores referem-se a malha intermediária gerada para a análise de sensibilidade de malha descrita na seção 4.6.

Tabela 2 – Resultados obtidos para qualidade das malhas intermediárias

		Diâmetro do tubo de elevação		
		9,52 mm	12,70 mm	19,05 mm
Skewness	Mínimo	0,001	0,001	0,0006
	Máximo	0,60	0,66	0,66
	Média	0,23	0,22	0,22
Orthogonal Quality	Mínimo	0,40	0,34	0,34
	Máximo	0,99	0,99	0,99
	Média	0,77	0,78	0,78

Fonte: Autoria Própria, 2023.

O resultado médio obtido pelos critérios *Skewness* (entre 0-0.25) e *Orthogonal Quality* (entre 0.70-0.95) são satisfatórios para este estudo.

4.6 Análise de sensibilidade de malha

Para quantificar a incerteza numérica associada à discretização do domínio computacional, foi utilizado o método proposto por (CELIK et al., 2008), conhecido como método GCI (*Grid Convergence Index*).

O método GCI baseia-se na extrapolação generalizada de Richardson (RICHARDSON, L. F.; GAUNT, 1927; RICHARDSON, 1910) para quantificar os erros de discretização do modelo numérico a partir de três níveis de refinamento de malha. Para a aplicação do método GCI, é necessário inicialmente, definir o tamanho W representativo das malhas, dado por:

$$W = \left[\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (\Delta V_i) \right]^{1/3} \quad (17)$$

no qual N representa o número total de elementos e ΔV_i o volume.

Posteriormente, deve ser realizado o processo iterativo apresentado por (CELIK et al., 2008) para definir o valor GCI das variáveis importantes do modelo entre as malhas avaliadas.

O fator de refinamento r quantifica o nível de refinamento entre as malhas de forma escalonada, ou seja, r_{32} indica o fator de refinamento entre a malha mais grosseira e a malha intermediária e r_{21} é o fator de refinamento entre a malha intermediária e a mais refinada. Para escolher o tamanho das malhas recomenda-se que esses fatores de refinamento sejam superiores ou igual a 1,3.

$$r_{21} = \frac{W_{malha\ refinada}}{W_{malha\ intermediária}} \geq 1,3 \quad (18)$$

$$r_{32} = \frac{W_{malha\ intermediária}}{W_{malha\ grosseira}} \geq 1,3 \quad (19)$$

Neste trabalho, foram realizadas três análises GCI, uma para cada diâmetro de tubo avaliado, respeitando os critérios das Equações 18 e 19, por meio de um algoritmo implementado no *software* SCILAB. As variáveis submetidas ao método GCI que caracterizam o problema termo-hidráulico são o número de Nusselt, a queda de pressão e a vazão mássica. Estes parâmetros foram definidos a partir da solução numérica do escoamento no interior dos tubos. Os resultados das variáveis submetidas ao método GCI referem-se às simulações dos protótipos com tubo corrugado e placas absorvedoras concêntricas, inclinados a 45° em relação ao plano XY. As especificações geométricas dos tubos corrugados são apresentadas na Tabela 1.

A Tabela 3 mostra que a incerteza numérica do refino de malha ($GCI_{r_{32}}$) para o tubo com diâmetro de 9,52 mm é de 0,104% para o número de Nusselt, 1,24% para a queda de pressão e 0,213% para a vazão mássica, revelando que a malha intermediária apresenta resultados termo-hidráulicos próximos aos obtidos pela malha mais refinada ($GCI_{r_{21}}$), com uma quantidade de elementos consideravelmente menor. Para os tubos com diâmetro de 12,70 mm e 19,05 mm a incerteza foi inferior a 1,81%. Portanto, pode-se

aferir que a independência das malhas foi satisfatoriamente alcançada pelo método GCI para o padrão de malha intermediária de cada modelo.

Tabela 3 – Resultados do método GCI para cada diâmetro avaliado

	Diâmetro do tubo de elevação		
	9,52 mm	12,70 mm	19,05 mm
N_3	1623900	1613700	1656700
N_2	3605800	3570000	3624400
N_1	8359000	8025900	8186300
r_{32}	1,32	1,31	1,31
r_{21}	1,30	1,30	1,30
Nu_3	12,08367	14,26807	17,61145
Nu_2	12,32364	14,42872	17,77791
Nu_1	12,47385	14,50043	18,01567
ΔP_3	10,20990	5,26918	1,90413
ΔP_2	9,92230	5,15382	1,87780
ΔP_1	9,84980	5,13059	1,86422
\dot{m}_3	0,003101	0,005105	0,009484
\dot{m}_2	0,003115	0,005101	0,009396
\dot{m}_1	0,003109	0,005082	0,009323
GCI_{Nu}^{21}	0,054%	0,016%	0,161%
GCI_{Nu}^{32}	0,104%	0,040%	0,136%
$GCI_{\Delta P}^{21}$	0,285%	0,138%	0,886%
$GCI_{\Delta P}^{32}$	1,240%	0,712%	1,810%
$GCI_{\dot{m}}^{21}$	0,092%	0,120%	1,090%
$GCI_{\dot{m}}^{32}$	0,213%	0,016%	1,320%

Fonte: Autoria Própria, 2023.

4.7 Hardwares

Todas as etapas, desde modelagem até a aquisição dos resultados finais, foram realizadas no Laboratório de Simulação Numérica da Universidade Estadual Paulista “Júlio de Mesquita Filho”, por meio do computador E5-2600DWH-PC. Abaixo, são especificados os *hardwares*:

Placa mãe: GRANTLEY E63448-400 C612

Processador: Intel Xeon E5-2630 v4 10 2.20 GHz (2 unidades)

Memória Ram: 64 Gigabytes DDR4-2400 (1200 MHz)

GPU: NVIDIA Quadro M4000 8 Gigabytes

5 VALIDAÇÃO NUMÉRICA

Devido à ausência de correlações na literatura que apresentem boa previsibilidade de parâmetros importantes associados à modelagem numérica do coletor solar de placa plana inclinado, a validação numérica do modelo foi realizada com base nos resultados obtidos por configurações com tubos não corrugados e sem placas absorvedoras, mas com diâmetro e comprimento similares aos modelos corrugados mostrados na seção 4.2. O número de Nusselt foi utilizado para validar o modelo.

Os resultados numéricos obtidos são comparados aos resultados da correlação proposta por (SIEDER, E. N.; TATE, 1936), também empregada nos estudos de (JAISANKAR; RADHAKRISHNAN; SHEEBA, 2009, 2011). A correlação de Sieder-Tate, definida pela Equação (20), estima o número de Nusselt por meio da razão entre a viscosidade avaliada na temperatura média do fluido (μ_w) e na temperatura de parede (μ_s), e, pelo número de Graetz (Gz), Equação (21), um parâmetro adimensional utilizado para caracterizar o escoamento laminar completamente desenvolvido em duto circular.

$$Nu = 1,86(Gz)^{1/3} \left(\frac{\mu_m}{\mu_w} \right)^{0,14} \quad \text{para } Gz > 10 \quad (20)$$

$$Gz = RePr \left(\frac{D}{L} \right) \quad (21)$$

A correlação é válida para escoamento laminar, com temperatura de parede prescrita e entrada combinada. Para o processo de aquecimento de água, a correlação precisa os dados com um desvio padrão de até 19%.

Para validação, os domínios computacionais foram discretizados com base no padrão de malha intermediária gerada para avaliação do método GCI (seção 4.6). Sobre a superfície dos tubos, foi imposta a condição de temperatura prescrita de 310 K. Em função disto, para o cálculo do coeficiente de transferência de calor por convecção foi empregada a média logarítmica das diferenças de temperatura, dada por:

$$\Delta T_{ml} \equiv \frac{\Delta T_s - \Delta T_e}{\ln(\Delta T_s / \Delta T_e)} \quad (22)$$

A Tabela 4 apresenta o resultado obtido pela simulação numérica e pela correlação para os tubos avaliados, inclinados a 30° e 45°.

Tabela 4 – Validação numérica

θ		Diâmetros		
		9,52 mm	12,70 mm	19,5 mm
		Número de Nusselt, Nu		
30°	Correlação	7,664	9,981	13,520
	Simulação	7,729	10,670	15,009
	Desvio	0,8%	6,5%	9,9%
45°	Correlação	8,181	10,578	14,164
	Simulação	7,755	10,328	14,113
	Desvio	-5,5%	-2,4%	-0,4%

Fonte: Autoria Própria, 2023.

Os resultados apresentados na Tabela 4 mostram que os valores de número de Nusselt obtidos numericamente são próximos aos valores calculados pela correlação de Sieder-Tate para ambas inclinações e estão dentro do intervalo de incerteza da correlação.

6 RESULTADOS E DISCUSSÕES

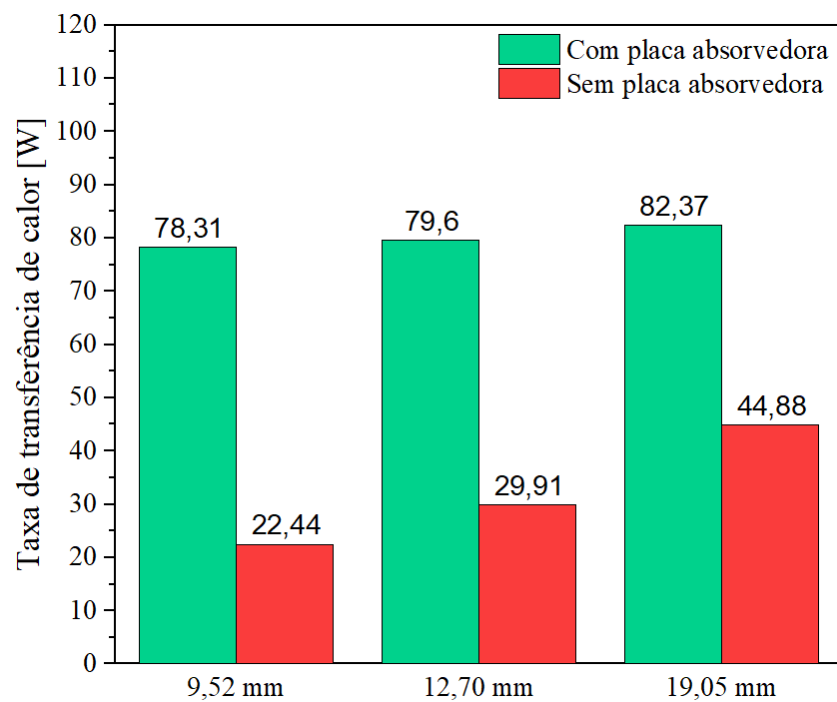
6.1 Influência do diâmetro do tubo e do ângulo de inclinação na taxa de transferência de calor entre configurações não corrugadas

A taxa de transferência de calor para os tubos com placa absorvedora concêntricas é comparada à taxa de transferência de calor obtida para tubos de mesmo diâmetro sem placas absorvedoras. Os resultados apresentados na Figura 28 referem-se aos modelos inclinados a 45° .

Os resultados mostram que o aumento no diâmetro do tubo de elevação proporciona um pequeno ganho na taxa de transferência de calor entre as configurações com placas absorvedoras, sendo a configuração de tubo de 19,05 mm, 3,5% e 5,1% superior aos modelos de 12,70 mm e 9,52 mm, respectivamente. No entanto, a diferença da taxa de transferência de calor entre as configurações de tubos com e sem placas absorvedoras é significativa. A capacidade de absorção de calor de um coletor com tubo de 9,52 mm de diâmetro com placas absorvedoras chega é 3,5 vezes superior à capacidade de absorção de um tubo similar sem as placas.

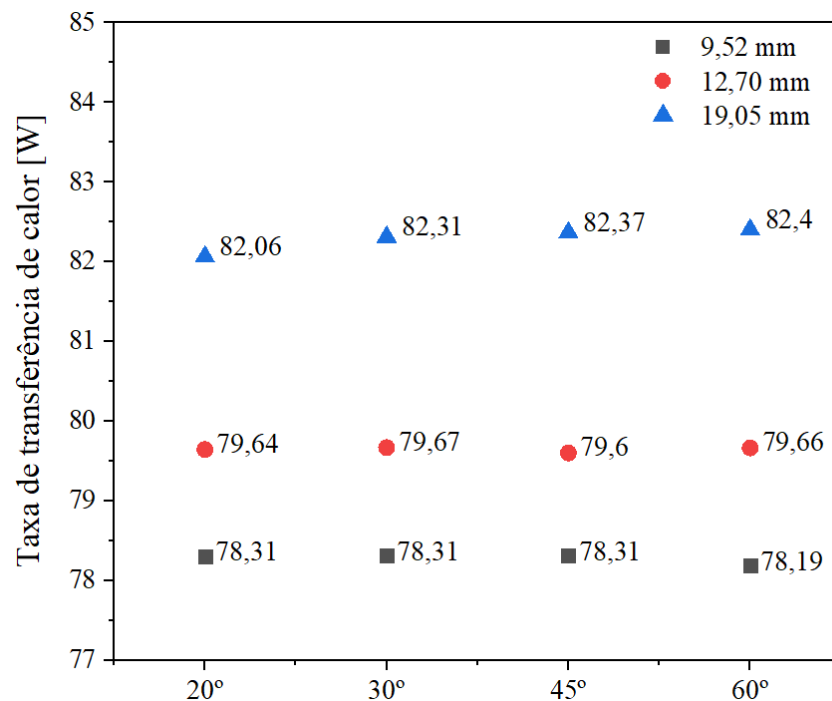
A variação da taxa de transferência de calor em função da modificação do ângulo de inclinação é insignificante entre configurações com placa absorvedora, conforme apresenta a Figura 29. Dentre as configurações avaliadas, a variação máxima da taxa de transferência de calor obtida por meio da modificação no ângulo de inclinação foi de 0,414%, referente à configuração de tubo com diâmetro de 19,05mm inclinado a 20° e 60° .

Figura 28 – Taxa de transferência de calor entre tubos com e sem placas absorvedoras



Fonte: Autoria Própria, 2023.

Figura 29 – Avaliação da taxa de transferência de calor das configurações inclinadas



Fonte: Autoria Própria, 2023.

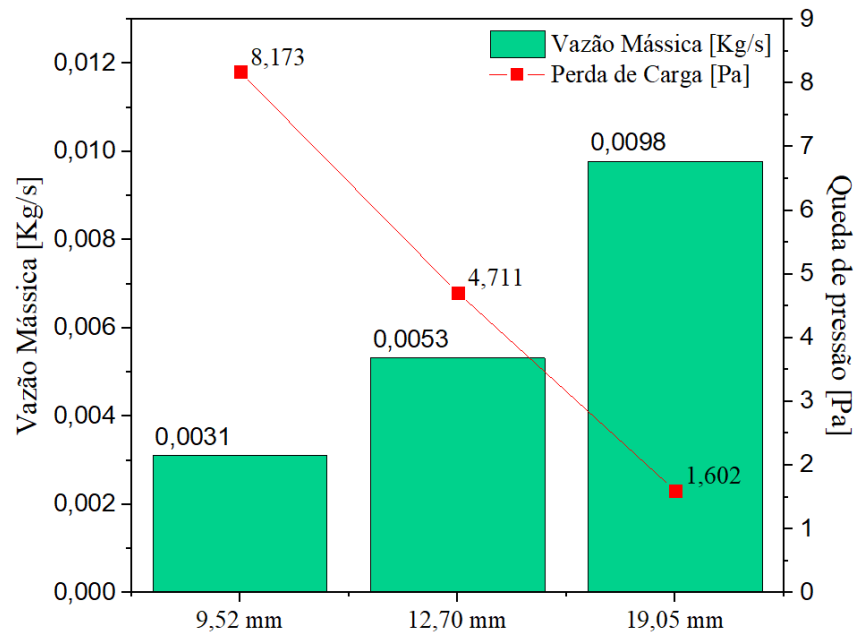
6.2 Influência do diâmetro do tubo e do ângulo de inclinação na vazão mássica e na queda de pressão entre configurações não corrugadas

Uma abordagem similar à realizada na seção 6.1 é empregada para quantificar a queda de pressão e a vazão do sistema em função da variação do diâmetro do tubo e do ângulo de inclinação. Primeiramente, os parâmetros serão avaliados em função da variação do diâmetro dos tubos para uma inclinação fixa, e na sequência, são avaliados em função da variação do ângulo de inclinação.

A Figura 30 apresenta a variação da vazão mássica e da queda de pressão em função do diâmetro dos tubos para inclinação de 45° . Os resultados mostram que o aumento do diâmetro do tubo é diretamente proporcional ao aumento da vazão mássica e inversamente proporcional a queda de pressão, em concordância com as conclusões de (PRESS et al., 1968) para um sistema termossifão. Isso se deve essencialmente a influência da parede e, conseqüentemente, das tensões cisalhantes sobre o fluido de trabalho. O diâmetro da tubulação tem um papel fundamental no desempenho termo-hidráulico do sistema, pois quanto menor for o diâmetro, maiores serão as tensões que agirão sobre o escoamento, promovendo assim, o aumento da queda de pressão e a redução vazão mássica em sistemas passivos, especialmente.

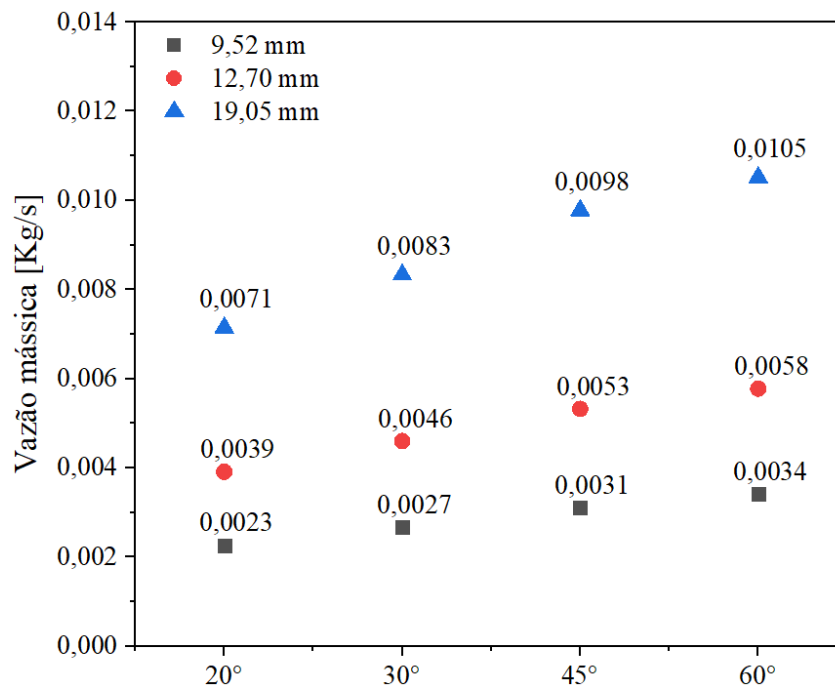
Diferente do que foi observado para a taxa de transferência de calor, a variação do ângulo de inclinação promove mudanças significativas na vazão mássica e na queda de pressão do sistema. As Figuras 31 e 32 apresentam os resultados da vazão mássica e da queda de pressão em função da alteração no ângulo de inclinação para as configurações avaliadas.

Figura 30 – Vazão mássica e queda de pressão em função do diâmetro do tubo de elevação



Fonte: Autoria Própria, 2023.

Figura 31 – Vazão mássica em função do ângulo de inclinação

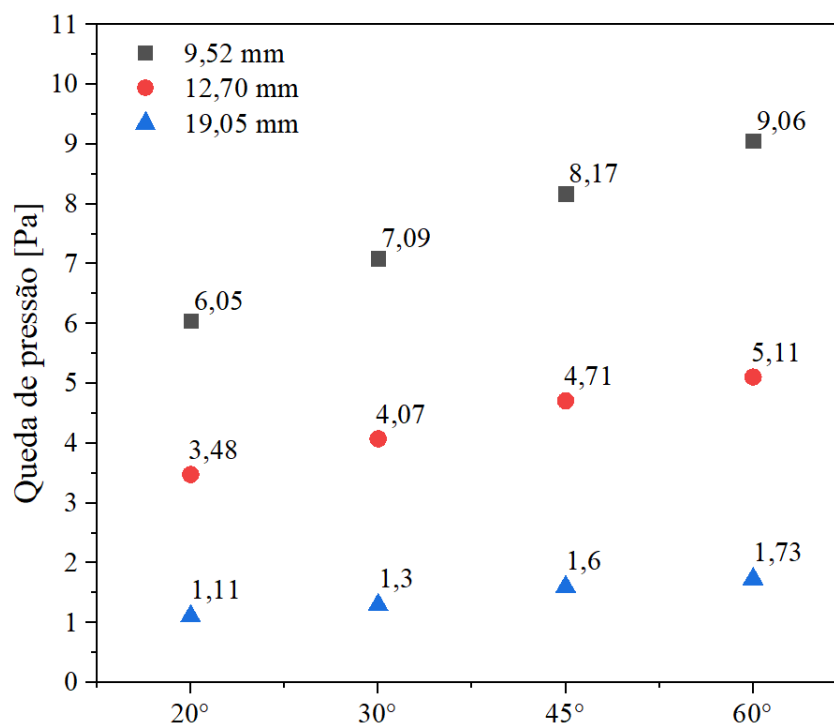


Fonte: Autoria Própria, 2023.

A Figura 31 mostra que o aumento do ângulo de inclinação entre tubos de mesmo diâmetro proporciona um pequeno aumento da vazão mássica em relação aos ganhos

mensurados pela variação do diâmetro dos tubos, para uma mesma inclinação. Considerando apenas a variação do ângulo de inclinação para tubos de mesmo diâmetro, a maior diferença percentual é observada entre as configurações inclinadas a 20° e 60°. Para o tubo com diâmetro de 9,52 mm, foi constatado um aumento de 50% da vazão mássica aumentando a inclinação do sistema de 20° para 60°, para o tubo com 12,70 mm o aumento foi próximo a 48%, e, para o tubo com 19,05 mm o aumento foi de 47%. No entanto, um aumento percentual significativamente maior é observado quando aumentasse o diâmetro do tubo. Para as configurações inclinadas a 20°, o tubo de 19,05 mm fornece vazão mássica 3,08 vezes superior ao tubo de 9,52 mm. Para os ângulos de 30°, 45° e 60°, o aumento equivale a 3,07, 3,16 e 3,08 vezes, respectivamente.

Figura 32 – Queda de pressão em função do ângulo de inclinação



Fonte: Autoria Própria, 2023.

Os resultados mostrados na Figura 32 revelam um comportamento similar ao apresentado pela vazão mássica na Figura 31. O gráfico mostra que o aumento promovido pela variação do ângulo de inclinação entre tubos de mesmo diâmetro é inferior ao obtido pela redução do diâmetro do tubo, entre configurações com mesmo ângulo de inclinação. Entre tubos de mesmo diâmetro, a maior diferença percentual é observada quando

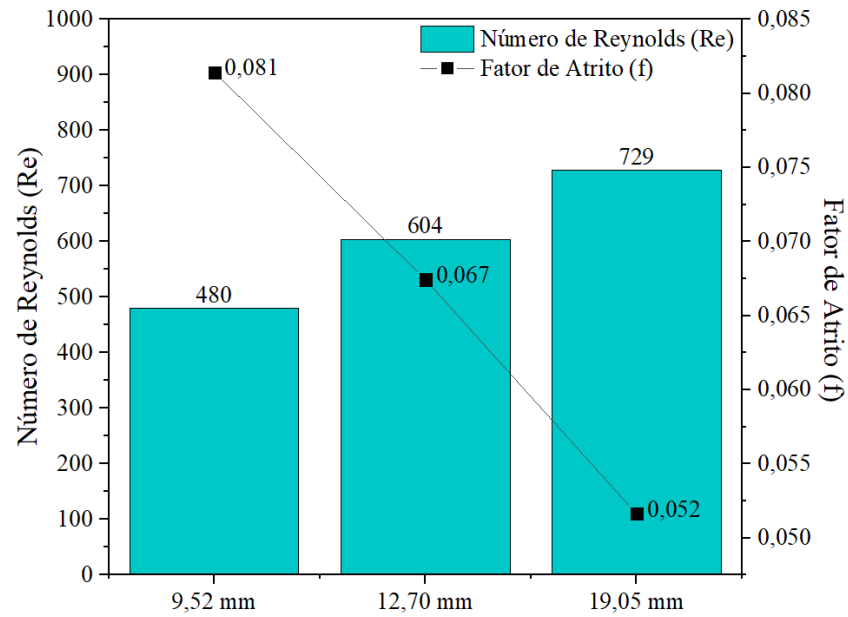
comparados os resultados das configurações inclinadas a 20° e 60°. Para o tubo com 9,52 mm de diâmetro, um aumento de 50% da queda de pressão é observado entre as configurações inclinadas a 20° e 60°. Para o tubo de 12,70 mm, o aumento foi de 47%. O tubo de 19,05 mm foi o que registrou a maior queda de pressão, equivalente a 56%. No entanto, a queda de pressão é impactada de forma mais significativa pela redução do diâmetro do tubo. Dentre os diâmetros avaliados, as maiores quedas de pressão são obtidas pelos tubos com 9,52 mm de diâmetro. Para o ângulo de 20° o valor obtido pelo tubo de 9,52 mm de diâmetro é 5,45 vezes maior do que o resultado apresentado pelo tubo de 19,05 mm. Para ângulo de 30° a diferença foi a mesma. Para os ângulos de 45° e 60°, os resultados equivalem a 5,1 e 5,23 vezes, respectivamente.

6.3 Influência do diâmetro do tubo e do ângulo de inclinação nos parâmetros termo-hidráulicos adimensionais entre configurações não corrugadas

Nesta seção, são apresentados os resultados para os parâmetros termo-hidráulico adimensionais importantes para a caracterização do comportamento térmico e dinâmico do escoamento, sendo eles o número de Reynolds (Re), número de Nusselt (Nu) e fator de atrito (f), definidos pelas Equações 6, 8 e 9, respectivamente.

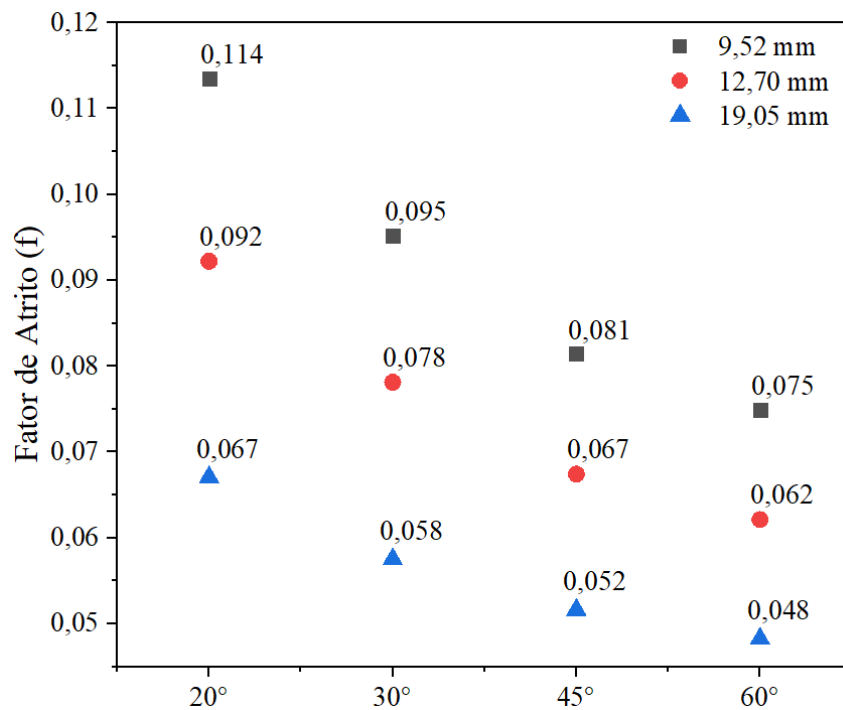
A Figura 33 apresenta os resultados obtidos para o fator de atrito e número de Reynolds em função da variação do diâmetro dos tubos. Pela figura é possível observar que o aumento do diâmetro do tubo ocasiona o aumento do número de Reynolds e a redução o fator de atrito no sistema. A variação do fator de atrito e do número de Reynolds em função do ângulo de inclinação é apresentada nas Figuras 34 e 35, respectivamente.

Figura 33 – Número de Reynolds (Re) e do fator de atrito (f) em função do diâmetro do tubo



Fonte: Autoria Própria, 2023.

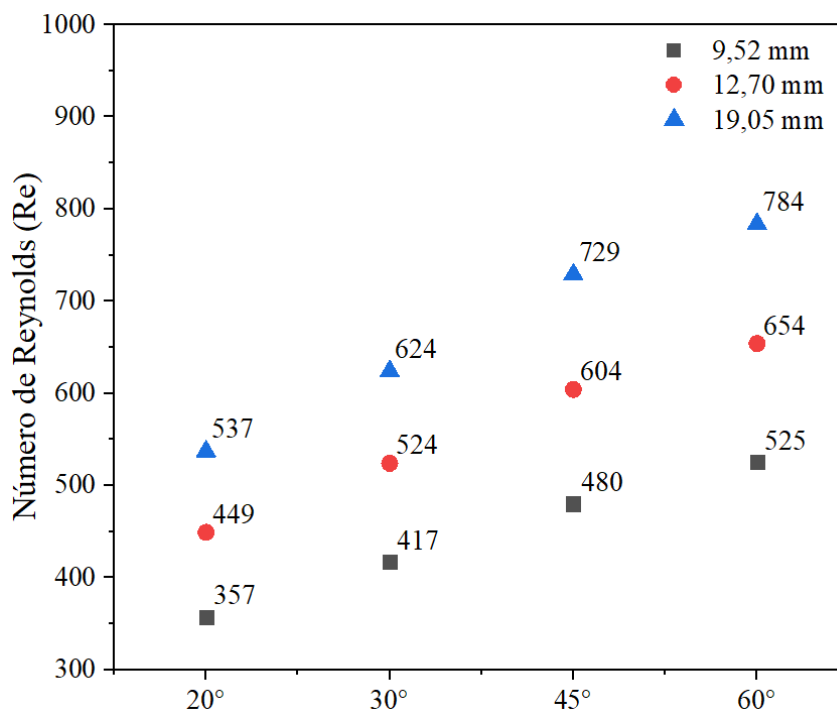
Figura 34 – Fator de atrito em função do ângulo de inclinação



Fonte: Autoria Própria, 2023.

Os resultados apresentados na Figura 34 revelam que o aumento do ângulo de inclinação para tubos de mesmo diâmetro promove a redução do fator de atrito do sistema. Esse comportamento pode ser atribuído a diminuição da resistência ao escoamento vertical das correntes de convecção natural com o aumento do ângulo de inclinação, devido a diminuição de ortogonalidade existente entre a corrente principal e as correntes convectivas. A maior redução do fator de atrito entre tubos de mesmo diâmetro é obtida quando comparados os resultados apresentados pelas configurações inclinadas a 20° e 60°. O tubo com 19,05 mm de diâmetro apresentou redução de 28% do fator de atrito entre as configurações inclinadas a 20° e 60°. Para o tubo com 12,70 mm, a redução corresponde a 32%. O tubo de 9,52 mm foi o que obteve a maior redução, equivalente a 34%. Reduções ligeiramente maiores podem ser obtidas através do aumento do diâmetro do tubo. Para as configurações inclinadas e 20°, redução 41% do fator de atrito é obtida com o aumento o diâmetro do tubo de 9,52 mm para 19,05mm. Para o ângulo de 30° a redução equivale a 39%. Para as configurações inclinadas a 45° e 60°, a redução calculada corresponde a 36% e 35%, respectivamente.

Figura 35 – Número de Reynolds em função do ângulo de inclinação



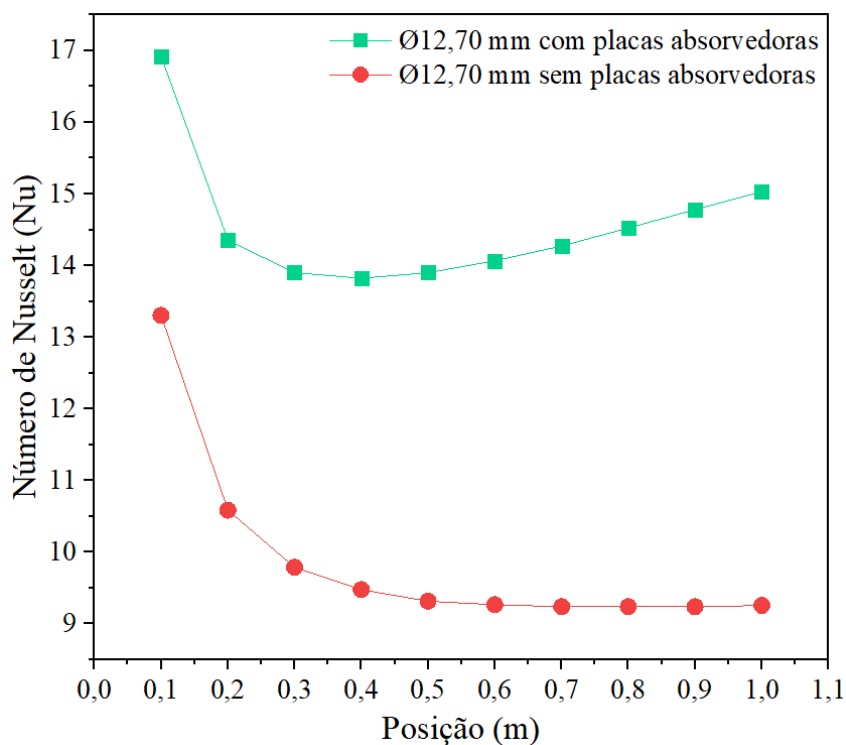
Fonte: Autoria Própria, 2023.

A Figura 35 mostra um aumento significativo do número de Reynolds em função do aumento diâmetro do tubo e do ângulo de inclinação. Todas as configurações avaliadas apresentaram aumento do número de Reynolds em função do aumento do diâmetro do tubo para uma mesma inclinação. Dentre elas, a maior diferença percentual é observada quando comparados os resultados obtidos pelos tubos com diâmetro de 9,52 mm e 19,05 mm. Para os tubos inclinados a 20° e 30°, o aumento do diâmetro de 9,52 mm para 19,05 mm aumentou em 50% o número de Reynolds do sistema. Para tubos inclinados a 45° o aumento foi de 52%, e, para tubos inclinados a 60°, o aumento foi de 49%. Aumentar o ângulo de inclinação para tubos com mesmo diâmetro proporciona um aumento ligeiramente menor. Para o tubo com diâmetro de 9,52 mm, um aumento de 47% do número de Reynolds é evidenciado com o aumento do ângulo de inclinação de 20° para 60°. Para os tubos de 12,70 mm e 19,05 mm, o aumento do número de Reynolds foi próximo a 46%. O aumento do número de Reynolds em função do aumento do ângulo de inclinação do sistema corrobora com os resultados numéricos obtidos por (DA SILVA et al., 2019).

Para caracterização do escoamento das configurações com placas absorvedoras é importante que seja feita a análise do comportamento do número de Nusselt ao longo do comprimento do tubo. A título de comparação, a Figura 36 mostra o comportamento do número de Nusselt apresentado pelas configurações com e sem placas absorvedoras do tubo com 12,70 mm de diâmetro inclinado a 45°.

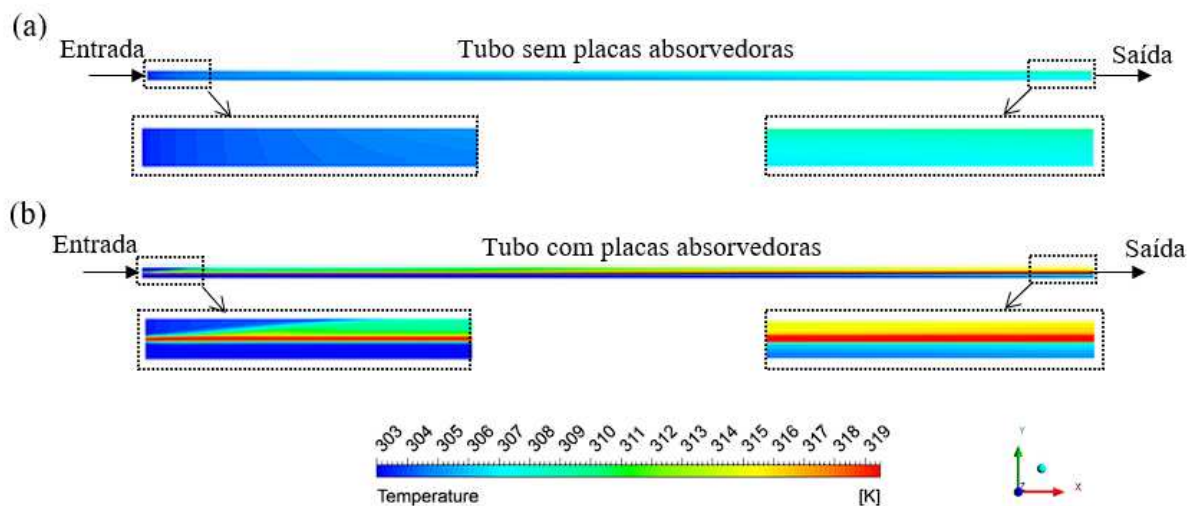
O comportamento do número de Nusselt apresentado para o tubo com diâmetro de 12,70 mm com placas absorvedoras na Figura 36, é similar ao comportamento observado para as demais configurações analisadas. Em todos os casos, é constatado um aumento da capacidade convectiva de transferência de calor da configuração com placa absorvedora em relação a configuração sem placa absorvedora. Isso é devido ao aumento significativo na energia térmica absorvida pelo escoamento na região de contato entre o tubo e as placas absorvedoras. A Figura 37 (a) e (b) apresenta a diferença das temperaturas superficiais alcançadas pelas configurações com e sem placas absorvedoras.

Figura 36 – Comportamento do número de Nusselt de configurações com e sem placas absorvedoras



Fonte: Autoria Própria, 2023.

Figura 37 – Temperatura superficial dos tubos de elevação: (a) tubo sem placas absorvedoras; (b) tubo com placas absorvedoras (suprimidas na imagem)

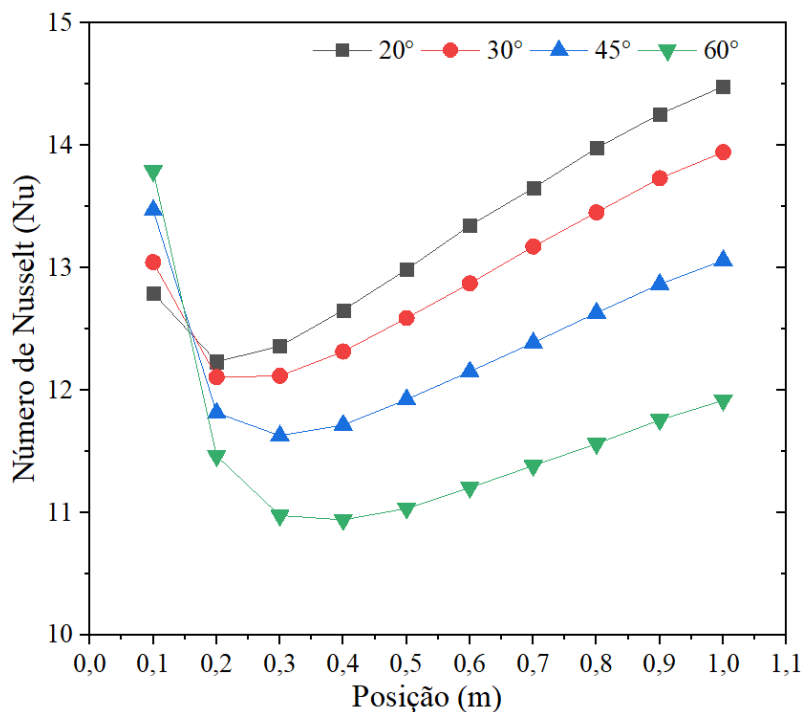


Fonte: Autoria Própria, 2023.

A configuração de tubo com placa absorvedora, além de proporcionar o aumento significativo da taxa de transferência de calor, apresenta um comportamento diferente do número de Nusselt ao longo do comprimento do tubo em relação a configuração sem placas. O decaimento do número de Nusselt na região de entrada é observado em ambas configurações em função da diferença de temperatura média entre o fluido e a parede. Entretanto, para a configuração de tubo com placas absorvedoras, é constatado um ponto de inflexão a certa distância da região de entrada, a partir do qual o número de Nusselt assume tendência de alta.

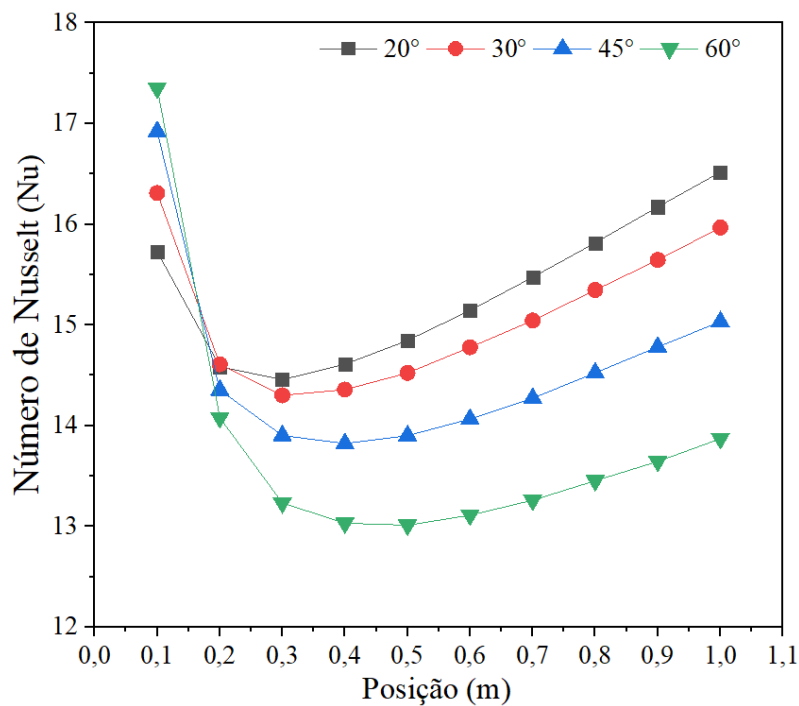
O comportamento do número de Nusselt para as demais configurações de tubos com placas absorvedoras assemelham-se àquele apresentado na Figura 36, diferindo apenas pela posição (m) do ponto de inflexão da curva, que varia em função do diâmetro do tubo e do ângulo de inclinação da configuração avaliada. As Figuras 38, 39 e 40 apresentam os comportamentos do número de Nusselt para os tubos com placas absorvedoras com diâmetro de 9,52 mm, 12,70 mm e 19,05mm, respectivamente.

Figura 38 – Número de Nusselt para tubos com diâmetro de 9,52 mm



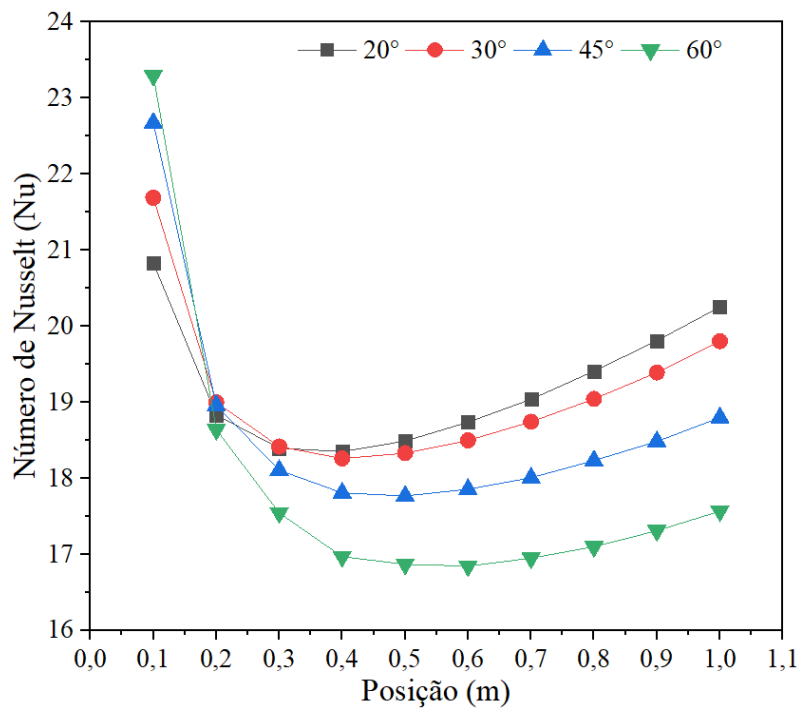
Fonte: Autoria Própria, 2023.

Figura 39 – Número de Nusselt para tubos com diâmetro de 12,70 mm



Fonte: Autoria Própria, 2023.

Figura 40 – Número de Nusselt para tubos com diâmetro de 19,05 mm

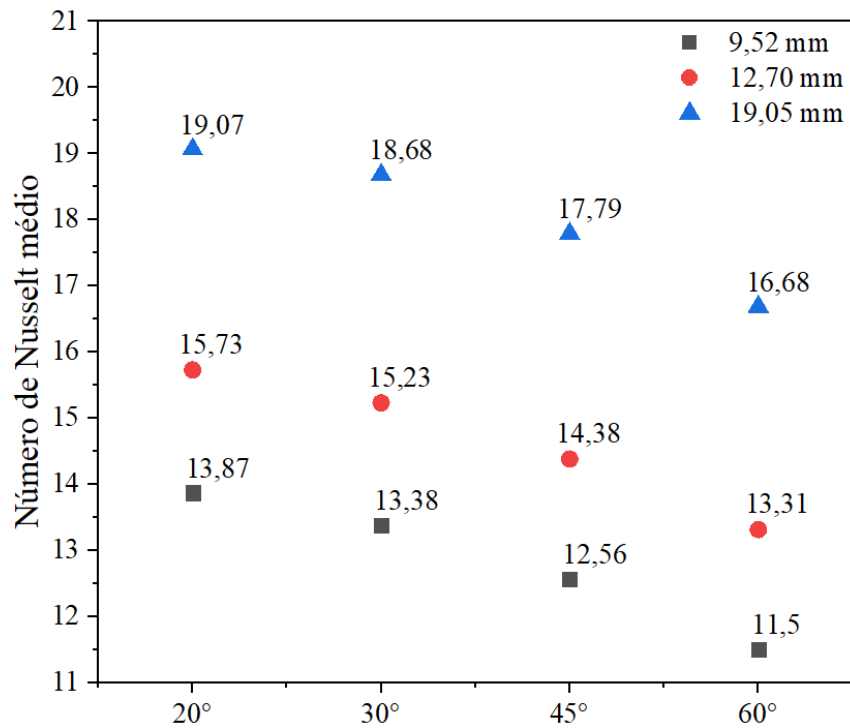


Fonte: Autoria Própria, 2023.

Os resultados mostram que a mudança de tendência no número de Nusselt ocorre a uma menor distância da região de entrada quanto menor for o diâmetro do tubo e o ângulo de inclinação. Esse comportamento pode ser atribuído ao aumento da capacidade convectiva de transferência de calor advinda das fortes variações de propriedades associadas às configurações. Os aspectos fenomenológicos da dinâmica do escoamento e transferência de calor são analisados na seção 6.5.

Quantitativamente, o número de Nusselt médio do sistema aumenta com o aumento do diâmetro dos tubos, para configurações com mesmo ângulo de inclinação. Entretanto, o aumento do ângulo de inclinação para tubos de mesmo diâmetro ocasiona a diminuição do número de Nusselt conforme mostra a Figura 41. Para tubos inclinados a 20° , o número de Nusselt médio do tubo com diâmetro de 19,05 mm é 37,5% superior ao resultado apresentado pelo tubo com diâmetro de 9,52 mm. Para os ângulos de 30° , 45° e 60° a diferença é ainda maior, corresponde a 39%, 41% e 45%, respectivamente. O aumento do ângulo de inclinação para tubos de mesmo diâmetro, promove uma pequena redução do número de Nusselt médio. Entre as configurações avaliadas, a maior diferença é observada quando comparados os resultados dos modelos inclinados a 20° e 60° . Para o tubo com diâmetro de 9,52 mm, a redução entre a configuração inclinada a 20° e 60° foi próximo a 21%, para o tubo com 12,70 mm de diâmetro a redução foi de 18% e para o tubo de 19,05mm, 14%.

Figura 41 – Número de Nusselt médio



Fonte: Autoria Própria, 2023.

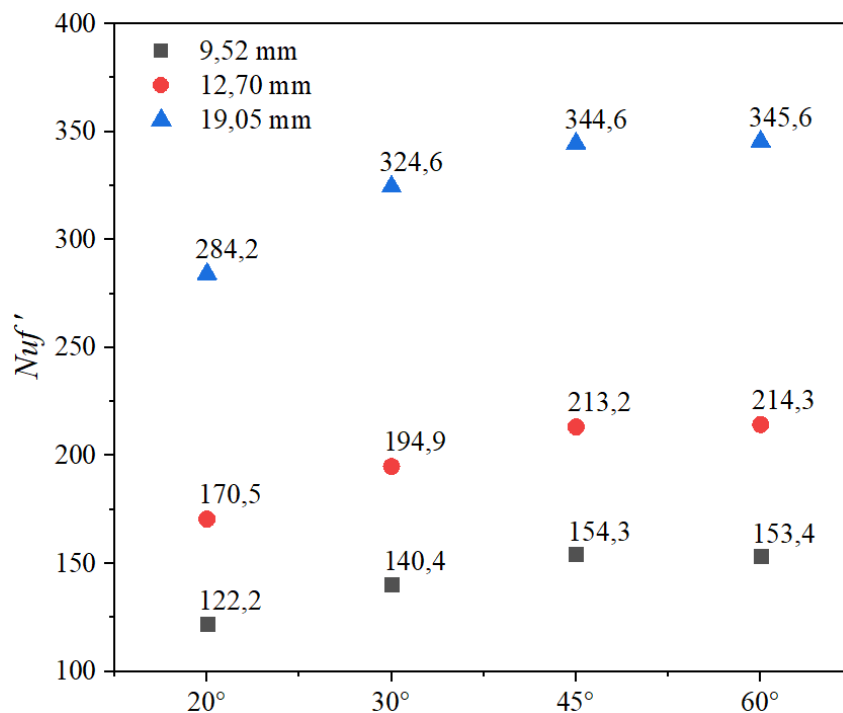
6.4 Análise do desempenho termo-hidráulico das configurações não corrugadas com placas absorvedoras

O desempenho termo-hidráulico caracteriza a relação entre a transferência de calor e o fator de atrito associado. O parâmetro é definido de forma quantitativa pela razão entre o número de Nusselt e o fator de atrito, dada por:

$$Nuf' = \frac{Nu}{f} \quad (23)$$

A Figura 42 apresenta os resultados do Nuf' para as configurações não corrugadas investigadas.

Figura 42 – Desempenho termo-hidráulico



Fonte: Autoria Própria, 2023.

O gráfico da Figura 42 mostra um comportamento crescente do desempenho termo-hidráulico das configurações avaliadas com o aumento do diâmetro do tubo e do ângulo de inclinação. Para um mesmo ângulo de inclinação, a maior diferença é observada quando comparados os resultados dos tubos com diâmetro de 9,52 mm e 19,05 mm. Dentre os ângulos avaliados, em média, os tubos com 19,05 mm de diâmetro oferecem desempenho termo-hidráulico 2,3 vezes superior às configurações com tubos de 9,52 mm. De forma menos significativa, o aumento do ângulo de inclinação também aumenta o desempenho termo-hidráulico do sistema. Para tubos com mesmo diâmetro, aumentando o ângulo de 20° para 30° observa-se um aumento percentual médio de 14,5% do desempenho termo-hidráulico do sistema. Aumentando o ângulo de 30° para 45° o ganho foi ligeiramente menor, equivalente a 9,5%. A partir do ângulo de 45°, no entanto, observa-se a estabilização no comportamento de Nuf' .

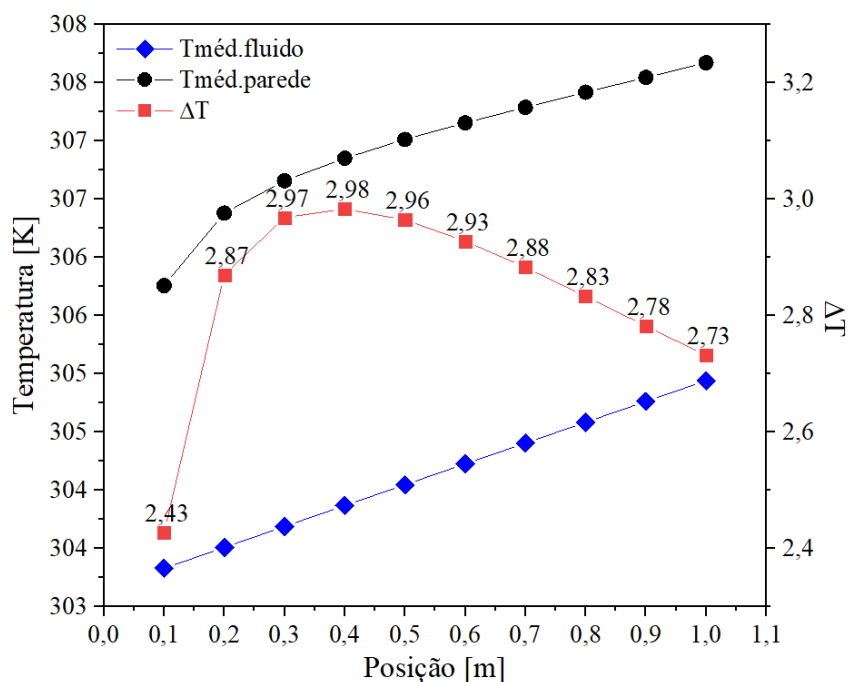
6.5 Fenomenologia do escoamento dos tubos não corrugados

A avaliação fenomenológica realizada nesta seção foi desenvolvida com base na configuração de tubo com placa absorvedora, com 12,70 mm de diâmetro e inclinação de

45°. A Figura 43 apresenta as distribuições de temperaturas ao longo do comprimento do tubo e a diferença de temperatura entre elas. Para a condição de contorno analisada, é constatado um aumento não-linear da temperatura média da parede, enquanto que a temperatura média do fluido cresce linearmente.

A diferença líquida entre as temperaturas (ΔT) é um parâmetro importante para análise do comportamento do número de Nusselt. O aumento da diferença líquida entre as temperaturas é inversamente proporcional à capacidade convectiva de transferência de calor do sistema, definida pela Equação 12. O coeficiente de transferência de calor convectivo, por sua vez, é diretamente proporcional a variação do número de Nusselt. Portanto, se a diferença líquida entre as temperaturas aumenta, tanto o coeficiente de transferência de calor quanto o número de Nusselt local é reduzido. Em contra partida, se a diferença entre as temperaturas for reduzida, ambos os parâmetros aumentam.

Figura 43 – Avaliação das temperaturas média do fluido e de parede



Fonte: Autoria Própria, 2023.

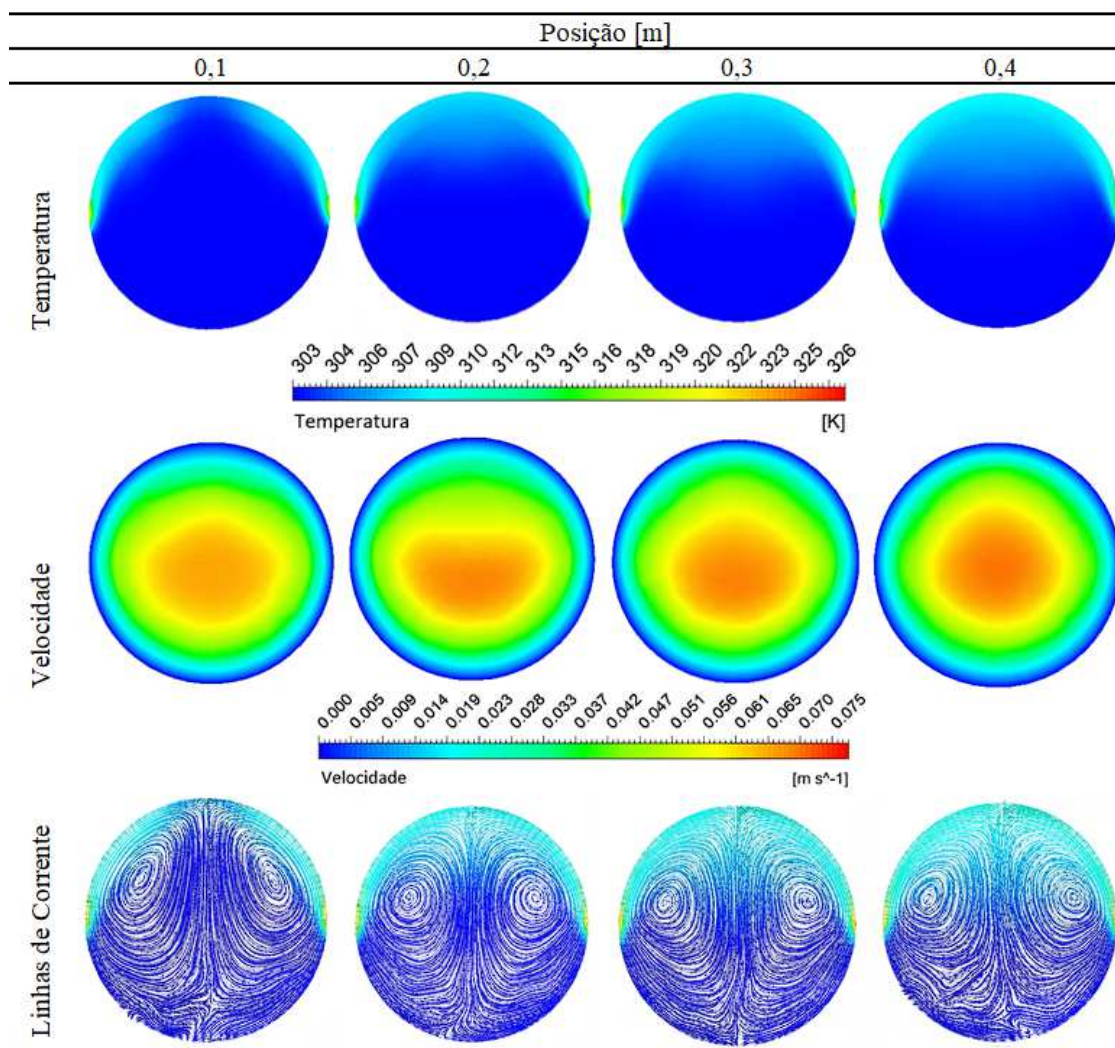
A Figura 43 mostra que a diferença líquida entre a temperatura média da parede e do fluido muda de comportamento a partir de 0,4 metros da entrada do domínio, na mesma posição onde foi constatada a mudança na tendência da curva do número de Nusselt apresentada para a configuração de tubo com placas absorvedoras na Figura 36.

O ponto de inflexão da curva indica uma mudança na dinâmica do escoamento que intensifica a troca de calor entre o fluido e a parede a partir daquela região.

A Figura 37 e o campo de temperatura dos planos transversais apresentados nas Figuras 44 e 45, mostram que os pontos de maior temperatura estão localizados nas interfaces laterais do tubo, na região de contato entre o tubo e as placas absorvedoras. Nestas interfaces, um pequeno volume de fluido troca calor com a parede e ascende em direção a superfície superior do tubo. Entretanto, a superfície superior do tubo (embora esteja exposta a radiação solar) apresenta temperatura inferior à temperatura da região de contato. Logo, ao ascender, o fluido perde calor para a superfície superior e fica mais denso.

A força gravitacional exercida sobre o fluido mais denso nas camadas superiores excede aquela que atua no fluido leve nas camadas inferiores próximo a região de contato e um padrão de escoamento com correntes convectivas vorticais passa a existir.

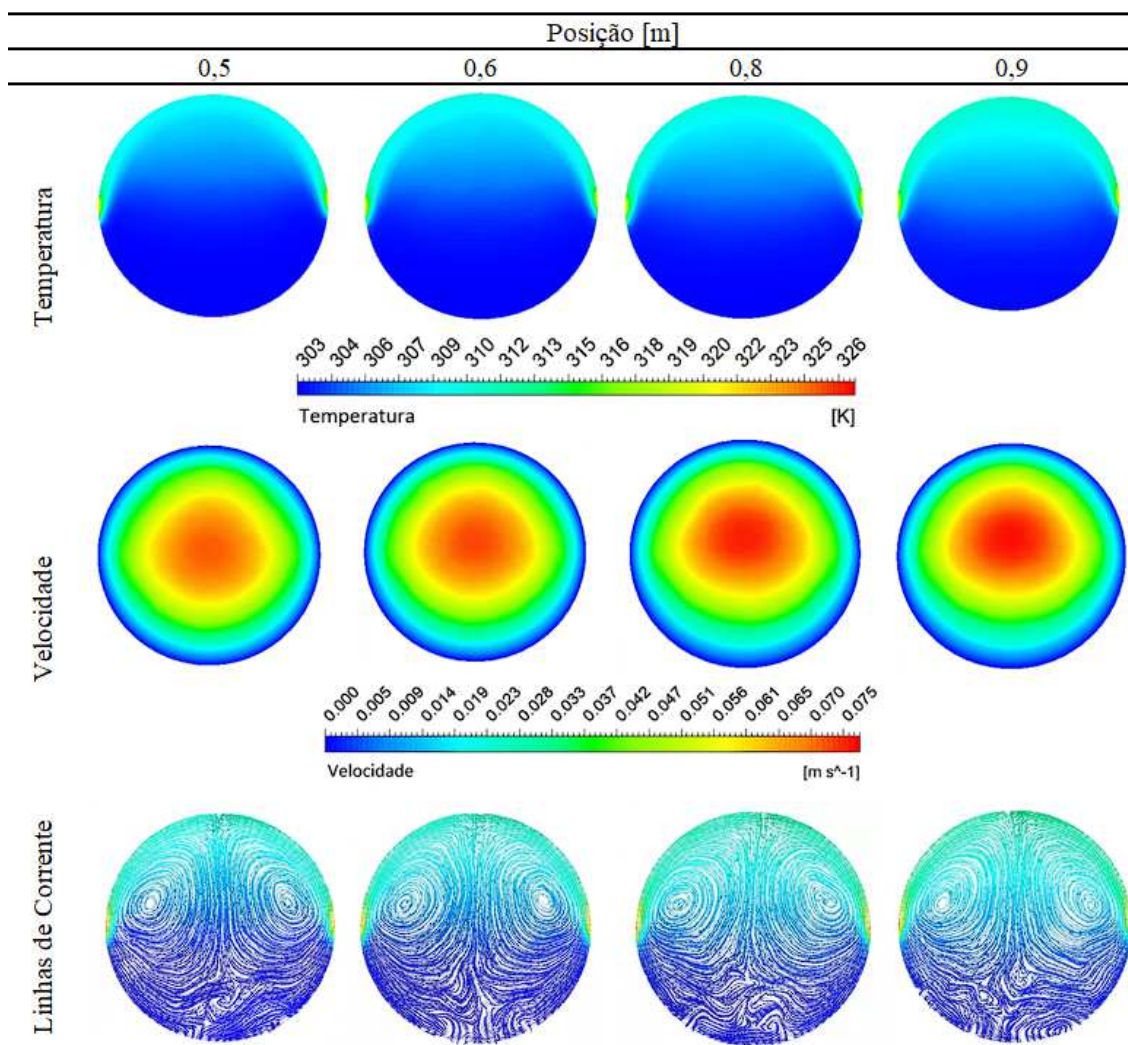
Figura 44 – Aspectos termo-hidráulico de campos anteriores ao ponto de inflexão para tubo com diâmetro 12,70 mm inclinado a 45°



Fonte: Autoria Própria, 2023.

À medida que o escoamento se desenvolve, a temperatura média do fluido da superfície superior do tubo aumenta, diminuindo a resistência ao escoamento nesta direção. Para a configuração em questão, a partir de 0,4 metros da entrada do tubo, as estruturas vorticais ganham força, e o momento gerado pelas forças de empuxo é suficientemente alto para superar a influência retardadora das forças viscosas e conduzir parte do fluido quente em direção ao fluido frio, promovendo maior interação entre as camadas de fluidos situadas na parte inferior do tubo, conforme ilustram as linhas de correntes da Figura 45 .

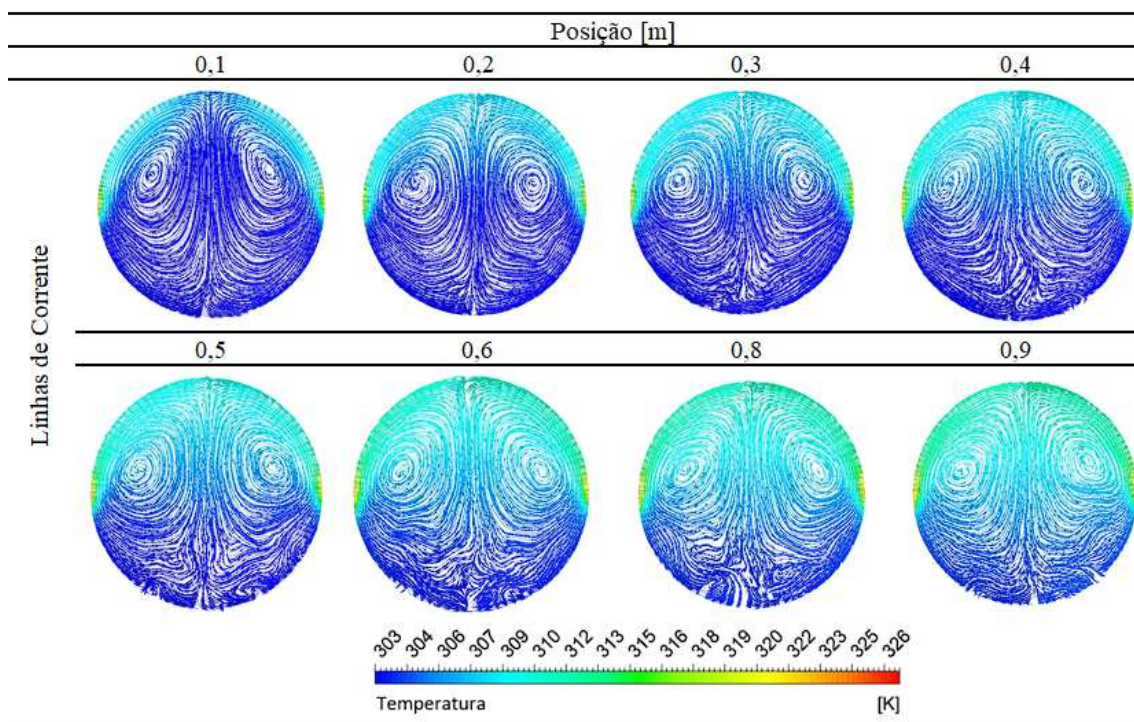
Figura 45 – Aspecto termo-hidráulico de campos posteriores ao ponto de inflexão para tubo com diâmetro 12,70 mm inclinado a 45°



Fonte: Autoria Própria, 2023.

A mesma dinâmica de escoamento é observada para as demais configurações avaliadas, diferindo apenas pela posição do ponto de inflexão. Para o tubo com diâmetro de 9,52 mm inclinado a 45°, o volume de fluido e a distância entre a região de contato do tubo com as placas absorvedoras e a superfície superior é menor. Neste caso, a mudança na tendência da curva do número de Nusselt e na diferença máxima de temperatura entre o fluido e a parede ocorre a 0,3 metros da entrada do tubo de elevação, conforme apresenta a Figura 38. A Figura 46 apresenta as linhas de correntes com os campos de temperatura desta configuração.

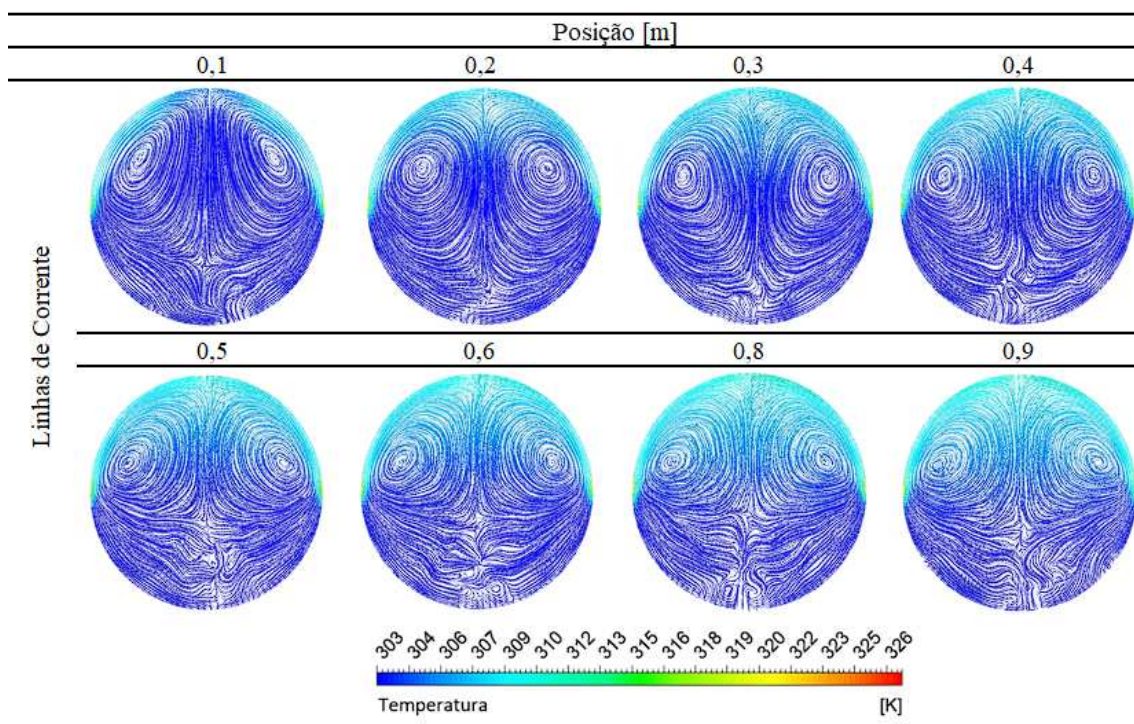
Figura 46 – Aspectos termo-hidráulico das linhas de corrente nas seções transversais do tubo de 9,52 mm



Fonte: Autorial Própria, 2023.

Para o tubo com diâmetro de 19,05 mm inclinado a 45° , a inflexão da curva ocorre a 0,5 metros da entrada, conforme apresenta a Figura 40. Pois o volume fluido e a distância entre a região de contato e a superfície superior do tubo é maior. A Figura 47 apresenta as linhas de correntes com os campos de temperatura desta configuração.

Figura 47 – Aspectos termo-hidráulico das linhas de corrente nas seções transversais do tubo de 19,05 mm



Fonte: Aatoria Própria, 2023

6.6 Influência dos tubos corrugados em um sistema termossifão

Apesar dos resultados mensurados pelas configurações inclinadas a 45° e 60° serem próximos, a avaliação da intensificação da transferência de calor promovida pelas corrugações é realizada para a configuração de tubo com 19,05 mm de diâmetro inclinado a 45° , por esta apresentar desempenho termo-hidráulico e taxa de transferência de calor superior às demais.

Três tipos de perfis de corrugação transversal são avaliados, sendo eles o perfil triangular, circular e elíptico, conforme ilustra a Figura 48.

Figura 48 – Perfis corrugados avaliados

Perfil Triangular



Perfil Circular



Perfil Elíptico



Fonte: Autoria Própria, 2023

Para cada perfil, são avaliadas configurações com altura de corrugação (e) de 0,476 mm e 0,952 mm, que percentualmente, caracterizam uma redução de 5% (R5) e 10% (R10) do diâmetro nominal, respectivamente. Para cada altura de corrugação, são avaliadas configurações com passo (p) de 10 (P10) e 20mm (P20). A Tabela 5 sumariza as características dimensionais das corrugações avaliadas.

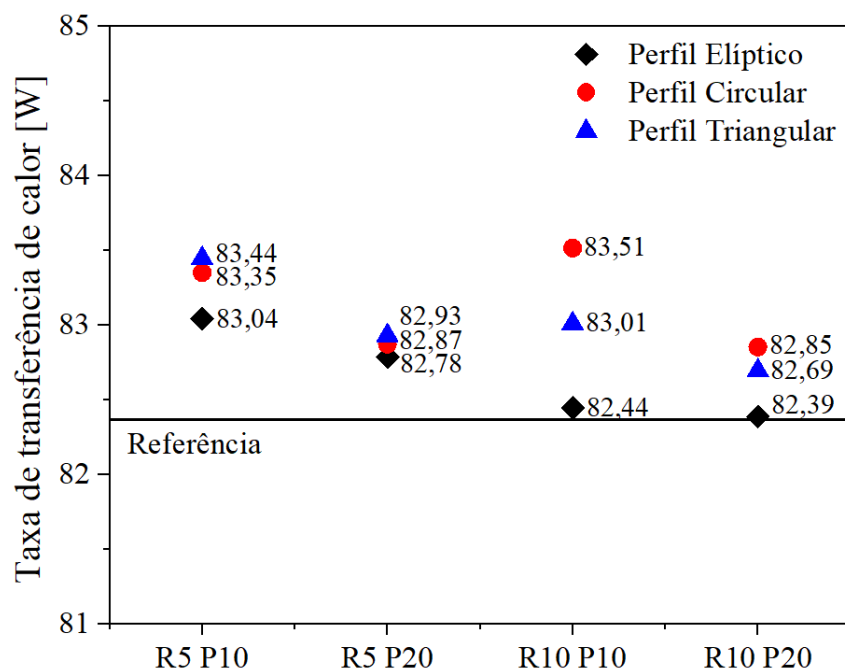
Tabela 5 – Corrugações avaliadas

Configuração	Altura de corrugação (e) [mm]	Passo (p) [mm]
R5 P10	0,476	10
R5 P20	0,476	20
R10 P10	0,952	10
R10 P20	0,952	20

Fonte: Autoria Própria, 2023

A análise dos resultados obtidos para taxa de transferência de calor apresentada na Figura 49, revela que as configurações de tubos corrugados avaliados não proporcionaram melhorias significativas para nenhum dos perfis.

Figura 49 – Taxa de transferência de calor para as configurações corrugadas

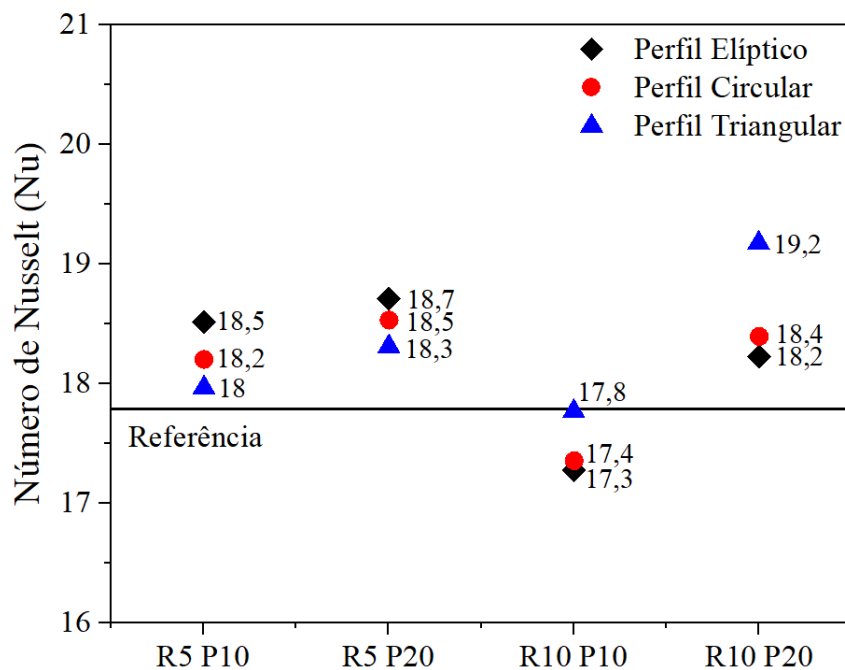


Fonte: Autoria Própria, 2023

Dentre as configurações avaliadas, o tubo corrugado de perfil circular na configuração R10 P10 foi o que ofereceu o melhor resultado. Apesar de pouco expressivo, o aumento percentual da taxa de transferência de calor concedida pela configuração foi 1,39% superior à configuração de tubo não corrugado (referência).

Por outro lado, o emprego das corrugações promoveram melhorias no processo de transferência de calor convectiva. A comparação dos resultados do número de Nusselt entre as configurações corrugadas e a de tubo não corrugado é apresentada na Figura 50.

Figura 50 – Número de Nusselt para as configurações corrugadas



Fonte: Autoria Própria, 2023

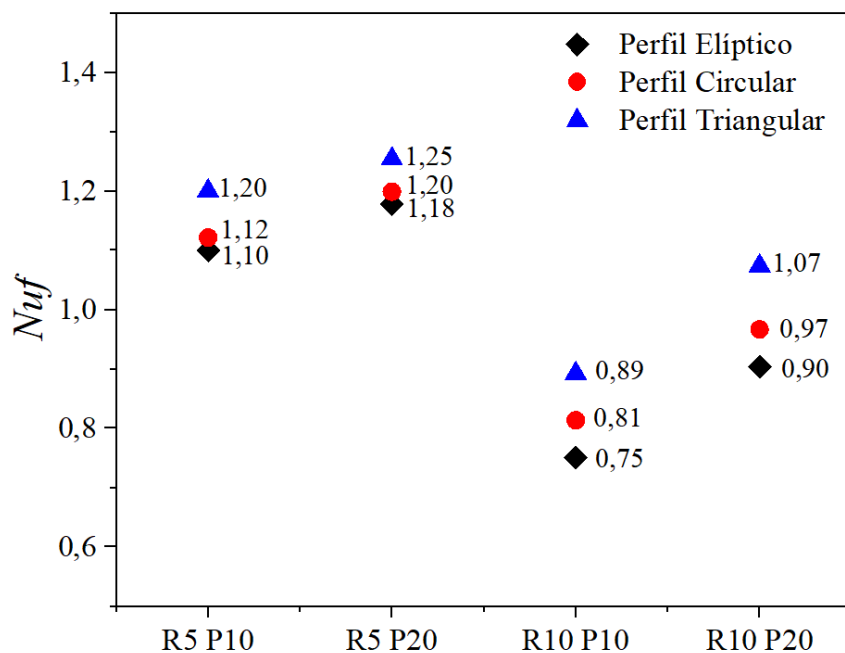
Os resultados mostram que o aumento do passo das corrugações é benéfico ao processo de transferência de calor convectiva entre configurações que possuem a mesma altura de corrugação, independentemente do tipo de perfil da corrugação. Por outro lado, o aumento da altura da corrugação entre as configurações com passo de 10mm foi prejudicial ao processo de transferência de calor para todos perfis avaliados.

Para as configurações avaliadas com passo de 20 mm, o aumento da altura de corrugação causou uma ligeira redução da transferência de calor convectiva para as corrugações de perfil elíptico e circular. Entretanto, para o perfil triangular, o aumento da altura da corrugação favoreceu a transferência de calor convectiva. A configuração R10 P20 com perfil triangular apresentou um aumento de 8% do número de Nusselt em relação a configuração com tubo não corrugado submetido às mesmas condições.

A análise do desempenho termo-hidráulico, definida pela Equação 15 e apresentada na Figura 51, revela que tubos corrugados com perfil triangular proporcionam maior desempenho termo-hidráulico ao sistema em relação aos demais perfis. Essa constatação é válida para todas as configurações avaliadas. A configuração R5 P10, em especial, aumentou em 25% o desempenho termo-hidráulico do sistema. Entretanto, o mal dimensionamento da altura ou do passo das corrugações pode acarretar na redução da capacidade de transferência de calor convectiva e do desempenho termo-

hidráulico de sistemas que operam exclusivamente sob o efeito termossifão. Os resultados apresentados pelas configurações R10 P10 ilustram esta constatação.

Figura 51 – Desempenho termo-hidráulico das configurações corrugadas



Fonte: Autoria Própria, 2023

O aumento do desempenho termo-hidráulico está associado a menor queda de pressão, e conseqüentemente, menor fator de atrito gerado pelo perfil triangular nas configurações avaliadas, conforme revela os dados da Tabela 6.

Tabela 6 – Resultados apresentados pelas configurações corrugadas

Configuração	Perfil	Vazão Mássica [kg/s]	Queda de Pressão [Pa]	Número de Reynolds	Fator de Atrito
R5 P10	Elíptico	0,008018	1,0198	601	0,0489
	Circular	0,008084	0,9994	606	0,0471
	Triangular	0,007990	0,9004	599	0,0434
R5 P20	Elíptico	0,008180	1,0017	613	0,0461
	Circular	0,008200	0,9794	614	0,0449
	Triangular	0,008137	0,9094	609	0,0423
R10 P10	Elíptico	0,007170	1,1154	538	0,0668
	Circular	0,007306	1,0727	549	0,0619
	Triangular	0,007330	1,0079	550	0,0578
R10 P20	Elíptico	0,007489	1,0655	562	0,0585
	Circular	0,007644	1,0473	573	0,0552
	Triangular	0,007639	0,9820	573	0,0518

Fonte: Autoria Própria, 2023

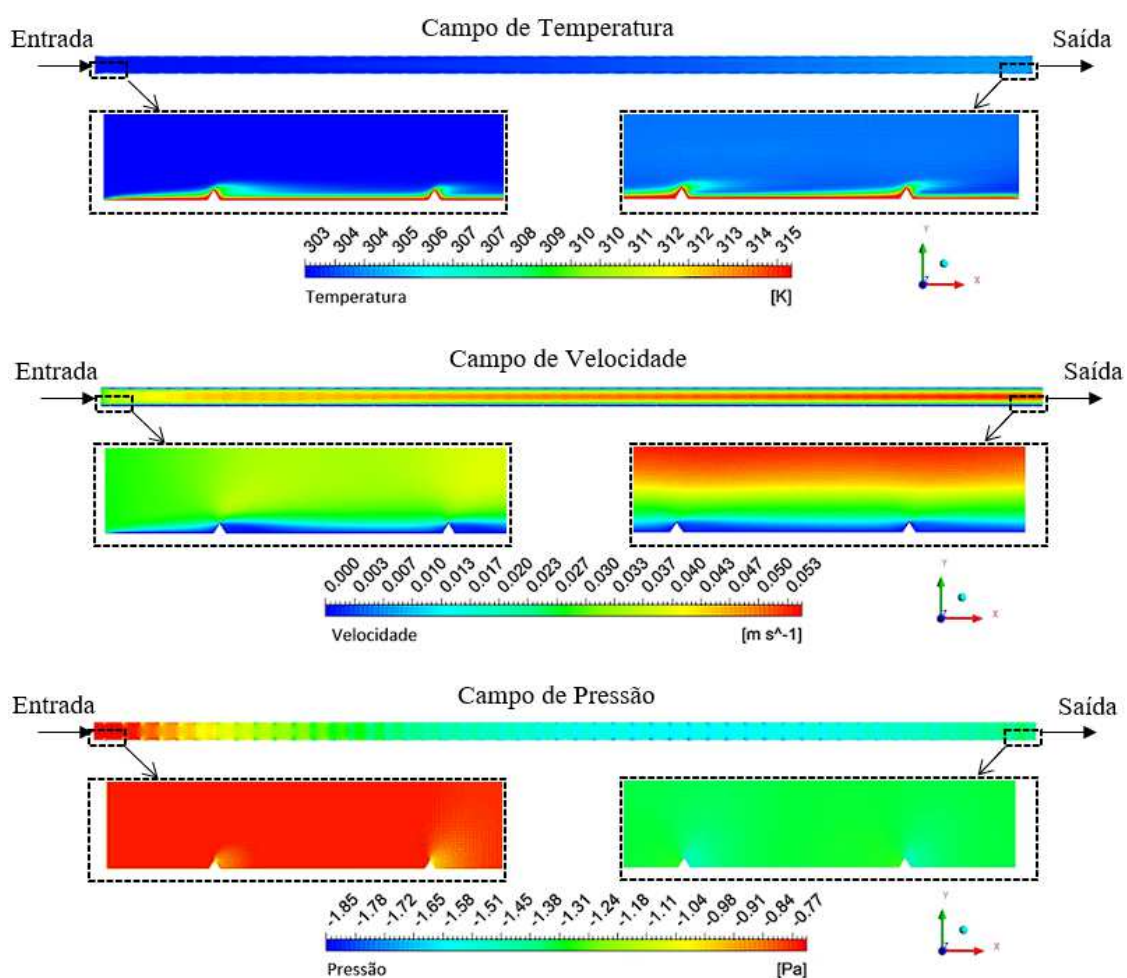
Embora o emprego de corrugações não tenha gerado ganhos significativos à taxa de transferência de calor, a técnica mostrou ser promissora tanto para aumento da capacidade convectiva de transferência de calor quanto para desempenho termo-hidráulico em sistemas que possuem placas absorvedoras concêntricas e que operam exclusivamente sob o efeito termossifão. Nestes sistemas, aumentos expressivos da taxa de transferência de calor, da ordem de 3,5 vezes, podem ser obtidos com a simples adição de placas absorvedora. Associado a isso, porém com menor expressividade, o aumento do diâmetro dos tubos pode promover ganhos à taxa de transferência de calor, conforme elucidada a seção 6.1.

6.7 Fenomenologia do escoamento dos tubos corrugados

O aumento da capacidade de transferência de calor convectiva do sistema pode ser atribuído ao descolamento da camada limite a jusante das corrugações. A Figura 52

apresenta o campo de velocidade, pressão e temperatura próximo a seção de entrada e saída do domínio para a configuração R10 P20 de perfil triangular. Os campos foram gerados no plano horizontal, concêntrico ao tubo (paralelo as placas absorvedoras), permitindo a visualização e caracterização deste fenômeno.

Figura 52 – Campos de temperatura, velocidade e pressão próximo a seção de entrada e saída do domínio

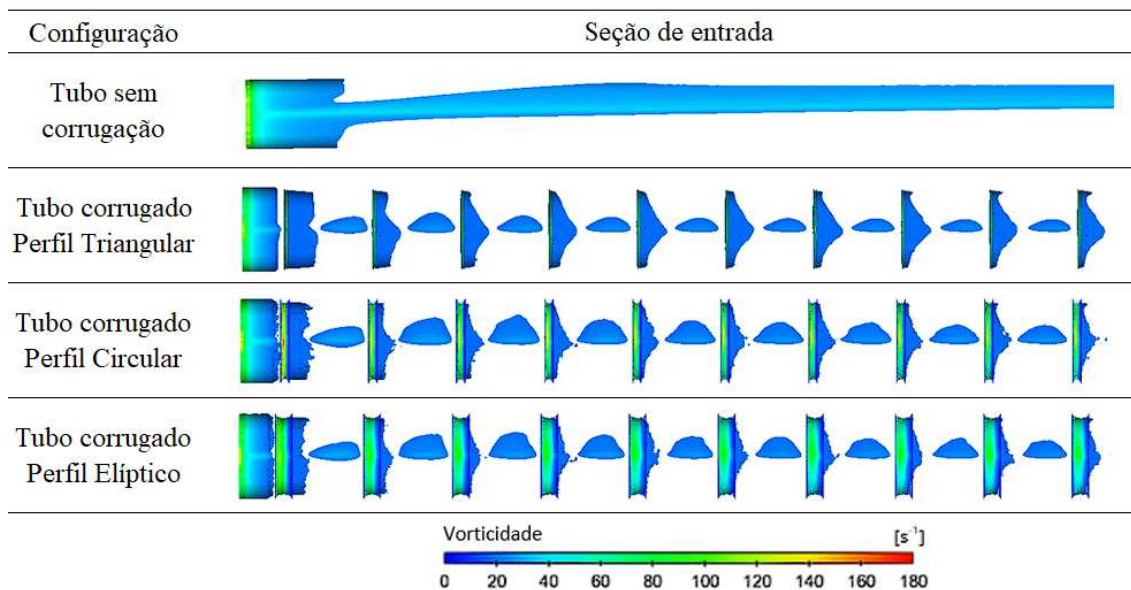


Fonte: Autoria Própria, 2023

A jusante das corrugações, próximo à superfície de contato, é observada redução da velocidade e da pressão do escoamento, e, um ligeiro aumento da temperatura, desde a região de entrada até a saída. Este comportamento é característico de zonas de recirculação, que neste caso, são geradas pelo descolamento da camada limite hidrodinâmica na crista da corrugação. Nestas regiões, a vorticidade do campo de escoamento é intensificada.

A Figura 53 apresenta uma análise qualitativa da vorticidade no campo de escoamento das configurações corrugadas R10 P20 e na configuração de tubo sem corrugação. A magnitude de vorticidade mínima previamente definida para visualização dos campos foi de 20.

Figura 53 – Vorticidade próximo a seção de entrada



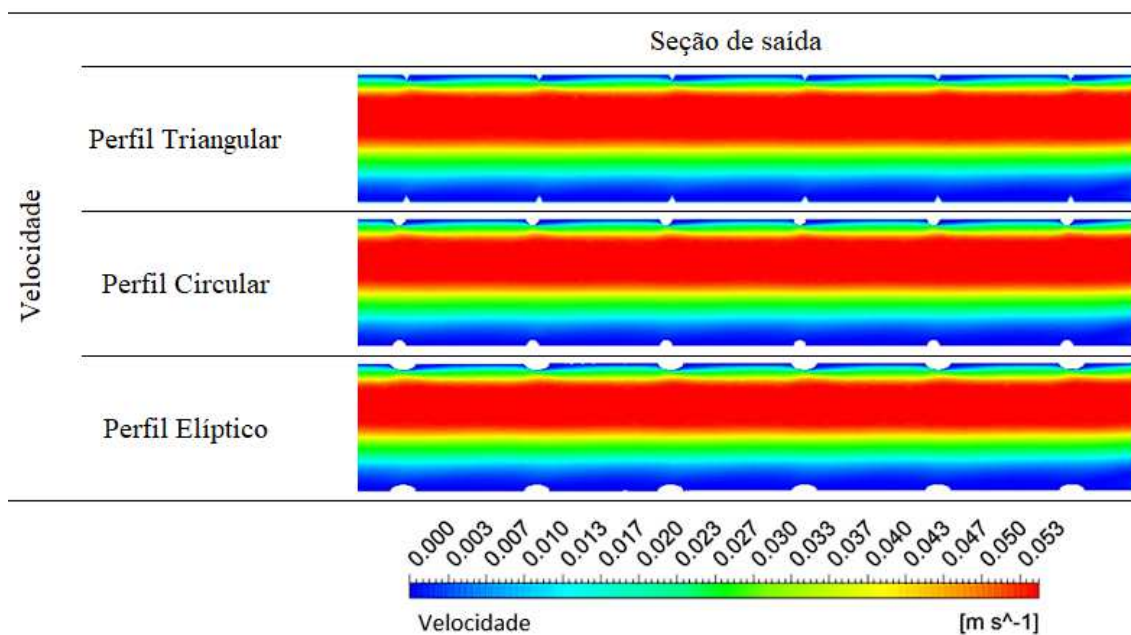
Fonte: Autoria Própria, 2023

Para o tubo sem corrugação, a vorticidade do campo de escoamento advém das correntes de convecção natural oriundas da região de contato e que seguem em direção a parte superior do tubo de elevação. Próximo a seção de entrada, a intensidade da vorticidade é menor em função da troca de calor que ocorre entre o fluido da região de contato (mais quente) e o fluido da parte superior do tubo (mais frio), pois as forças de empuxo são suprimidas pelas forças viscosas. Para a configuração de tubo sem corrugação, não é observado vorticidade com magnitude minimamente significativa na parte inferior do tubo, abaixo da região de contato.

Nas configurações com tubos corrugados, próximo a seção de entrada, a vorticidade no campo de escoamento é intensificada em todo o perímetro da corrugação devido as zonas de recirculação. Entretanto, à medida que o escoamento se desenvolve, a velocidade na parte inferior do tubo (próxima a superfície isolada termicamente) diminui devido a predominância das forças viscosas, e como consequência, a intensidade da

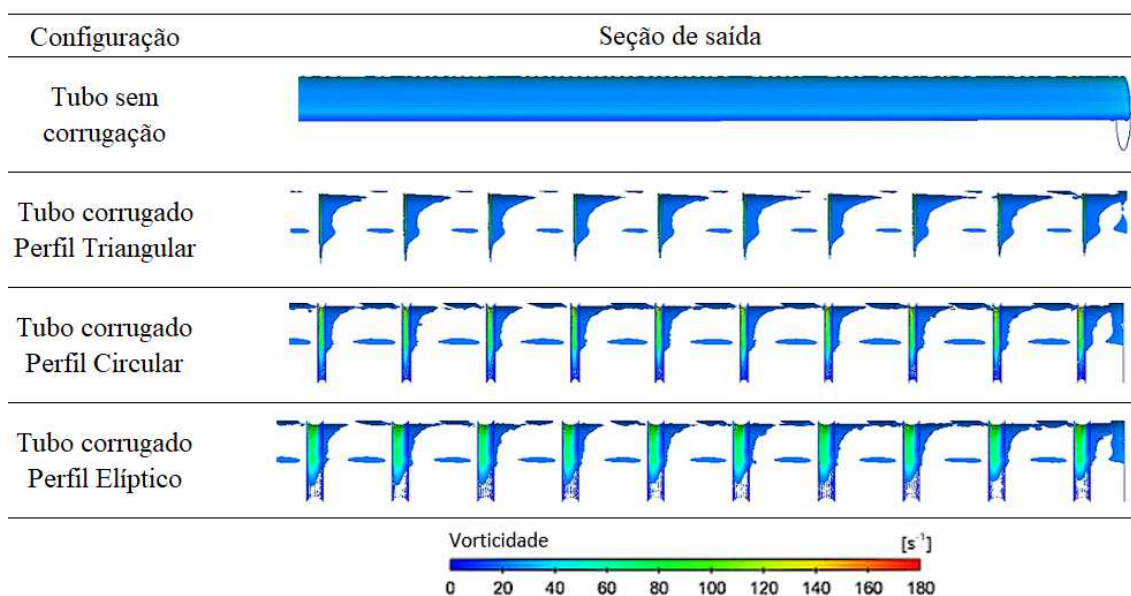
vorticidade na região diminui. A Figura 54 apresenta os campos de velocidade em planos verticais (perpendicular à disposição das placas absorvedoras), próximo a seção de saída para as três configurações de perfis avaliadas. A Figura 55 mostra a vorticidade no campo de escoamento próximo a seção de saída.

Figura 54 – Campos de velocidade (plano vertical) próximo a região de saída



Fonte: Autoria Própria, 2023

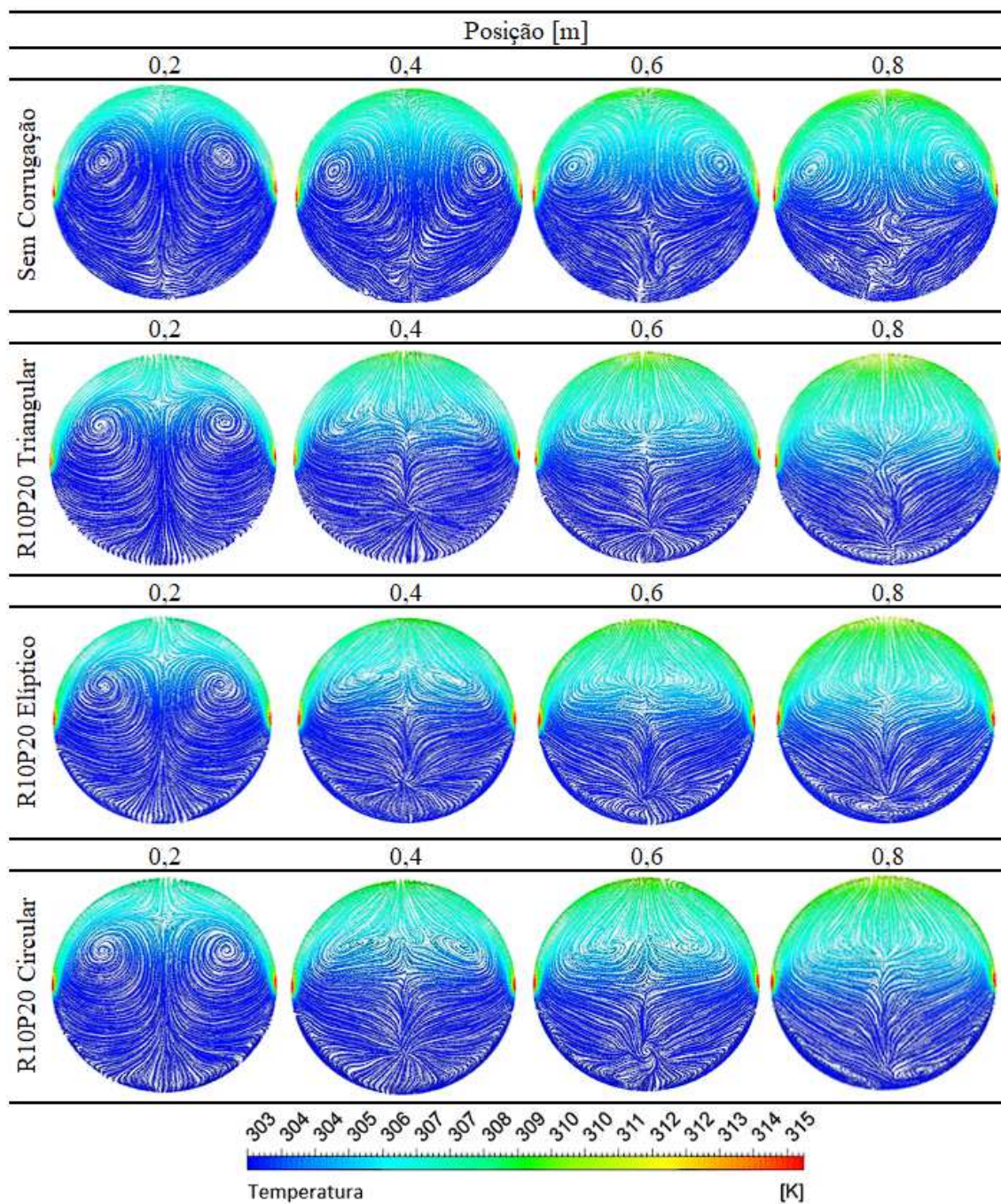
Figura 55 – Vorticidade próximo a seção de saída



Fonte: Autoria Própria, 2023

Nas configurações corrugadas, o desenvolvimento do escoamento proporciona o aumento da velocidade e da esteira de recirculação a jusante das corrugações na porção superior dos tubos, conforme ilustram as Figuras 54 e 55. Esse comportamento pode ser atribuído a diminuição da intensidade das forças viscosas na região, ocasionada pela redução da diferença de temperatura entre o fluido e a superfície do tubo. Por outro lado, o aumento da região de esteira, especialmente para às configurações com maior altura de corrugação, prejudica o desenvolvimento das correntes convectivas vorticais responsáveis pelo aumento da capacidade de transferência de calor convectiva das configurações não corrugadas. A Figura 56 apresenta as linhas de correntes em planos das seções transversais do tubo sem corrugação e das configurações corrugadas R10 P20.

Figura 56 – Aspectos termo-hidráulicos das linhas de corrente das configurações avaliada



Fonte: Autoria Própria, 2023.

Embora as corrugações prejudiquem a dinâmica das correntes convectivas vorticiais, elas proporcionam melhoria da interação do fluido na porção superior do tubo por meio das zonas de recirculação a jusante dos perfis corrugados.

7 CONCLUSÕES E TRABALHOS FUTUROS

Por meio deste trabalho, concluímos que:

- Coletores solares com placas absorvedoras concêntricas e tubos não corrugados apresentam níveis de taxa de transferência de calor superior em até 3,5 vezes os resultados obtidos por configurações similares que não possuem placas absorvedoras.
- Para um mesmo ângulo de inclinação, o aumento do diâmetro do tubo de 9,52 mm para 19,05 mm aprimora em 5,1% a taxa de transferência de calor de coletores com tubos não corrugados e placas absorvedoras concêntricas. Por outro lado, para um mesmo diâmetro de tubo, o aumento do ângulo de inclinação não promove ganhos significativos a taxa de transferência de calor.
- Associado ao aumento do diâmetro dos tubos, o aumento do ângulo de inclinação proporciona ganhos significativos ao desempenho termo-hidráulico do sistema até o ângulo de 45°. A partir de então, o aumento do mesmo não gera impactos relevantes ao parâmetro
- A modificação do diâmetro dos tubos impacta de forma mais significativa os parâmetros termo-hidráulicos do sistema do que a variação do ângulo de inclinação.
- Para um mesmo ângulo de inclinação, o número de Nusselt médio de configurações não corrugadas aumenta em função do aumento o diâmetro do tubo. Em contra partida, a variação da inclinação impacta negativamente o parâmetro.
- As configurações com tubos corrugados avaliadas não apresentaram melhoria significativa da taxa de transferência de calor. Entretanto, a configuração R10 P20 de perfil triangular aumentou em 8% a capacidade de transferência de calor convectiva do sistema. Enquanto a configuração R5 P20 aumentou em 25% o desempenho termo-hidráulico do sistema.
- O aumento da capacidade de transferência de calor convectiva concebida pelas configurações corrugadas pode ser atribuída as zonas de recirculação que se formam a jusante das corrugação, motivadas pelo descolamento da camada limite hidrodinâmica na crista das corrugações.
- O aumento da altura da corrugação para configurações com mesmo passo impacta de forma negativa a vazão mássica, a queda de pressão e o fator de atrito,

ocasionando penalização do desempenho termo-hidráulico do sistema, podendo gerar resultados inferior a unidade. Em contrapartida, o aumento do passo para configurações com mesma altura de corrugação pode proporcionar aumento da capacidade convectiva de transferência de calor e melhoria do desempenho termo-hidráulico do sistema.

Para estudos futuros, podemos listar as seguintes sugestões:

- Avaliar o processo de intensificação da transferência de calor para configurações com placas absorvedoras descentralizadas, dispostas abaixo da linha central ou sob os tubos de elevação.
- Avaliar o processo de transferência de calor das configurações proposta considerando escoamento misto.
- Avaliar configurações de tubos com corrugações longitudinais.
- Análise de viabilidade econômica e financeira do produto.

REFERÊNCIAS

- ABRASOL. **Associação Brasileira de Energia Solar Térmica**. Disponível em: <https://abrasol.org.br/boletim-i-novembro-i-no33-2022/>. Acesso em: 18 dez. 2022.
- AGUNLEJIKA, E. O. et al. Flow instabilities in a horizontal thermosyphon reboiler loop. **Experimental Thermal and Fluid Science**, Nottingham, v. 78, p. 90–99, 2016.
- ANDRADE, F. et al. Experimental investigation on heat transfer and pressure drop of internal flow in corrugated tubes. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, Lisboa, Portugal, v. 140, p. 940–955, 2019.
- ANSYS. Ansys Fluent Theory Guide. **ANSYS Inc., USA**, v. 15317, p. 764–769, 2013.
- ANSYS, I. Module 05 : Mesh Quality & Advanced Topics Introduction to ANSYS Meshing. p. 1–19, 2016.
- BALAJI, K. et al. Experimental investigation on flat plate solar collector using frictionally engaged thermal performance enhancer in the absorber tube. **Renewable Energy**, Roorkee, v. 142, p. 62–72, 2019.
- BARBA, A.; RAINIERI, S.; SPIGA, M. Heat transfer enhancement in a corrugated tube. **International Communications in Heat and Mass Transfer**, Parma, Italy, v. 29, p. 313–322, 2002.
- CELIK, I. B. et al. Procedure for estimation and reporting of uncertainty due to discretization in CFD applications. **Journal of Fluids Engineering, Transactions of the ASME**, Washington, United States, v. 130, p. 0780011–0780014, 2008.
- CHANG, T. P. The Sun's apparent position and the optimal tilt angle of a solar collector in the northern hemisphere. **Solar Energy**, Nantou, Taiwan, v. 83, p. 1274–1284, 2009.
- CHEN, C. et al. Experimental investigation on enhanced heat transfer in transversally corrugated tube with molten salt. **Experimental Thermal and Fluid Science**, Beijing, China, v. 47, p. 108–116, 2013.
- CRUZ, G. G. et al. Transfer Experimental and numerical characterization of single-phase pressure drop and heat transfer enhancement in helical corrugated tubes. **International Journal of Heat and Mass**, Lisboa, Portugal, v. 0, 2021.
- DA SILVA, F. A. S. et al. Longitudinal vortex generator applied to heat transfer enhancement of a flat plate solar water heater. **Applied Thermal Engineering**, Rosana, Brazil, v. 158, p. 113790, 2019.
- DU, J. et al. Laminar thermal and fluid flow characteristics in tubes with sinusoidal ribs. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, Lishui, China, v. 120, p. 635–651, 2018.
- GARCÍA, A. et al. The influence of artificial roughness shape on heat transfer

enhancement: Corrugated tubes, dimpled tubes and wire coils. **Applied Thermal Engineering**, Cartagena, Spain, v. 35, p. 196–201, 2012.

GHASEMI, E.; SOLEIMANI, S.; BARARNIA, H. Natural convection between a circular enclosure and an elliptic cylinder using Control Volume based Finite Element Method. **International Communications in Heat and Mass Transfer**, Idaho Falls, United States, v. 39, p. 1035–1044, 2012.

GUNJO, D. G.; MAHANTA, P.; ROBI, P. S. CFD and experimental investigation of flat plate solar water heating system under steady state condition. **Renewable Energy**, Assam, India, v. 106, p. 24–36, 2017.

HECK, V. et al. Análise De Sistemas De Aproveitamento Da Energia Solar. **VII Congresso Brasileiro de Energia Solar**, Gramado, Brasil, p. 10, 2018.

IKMAL, N. et al. Thermal Performance Enhancement in Flat Plate Solar Collector Solar Water Heater : A Review. **Processes**, Seri Iskandar, Malaysia, v. 8, p. 14, 2020.

IQBAL, M. Free-convection effects inside tubes of flat-plate solar collectors. **Solar Energy**, Vancouver, Canadian v. 10, p. 207–211, 1966.

JAISANKAR, S. et al. A comprehensive review on solar water heaters. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, Tamil Nadu, India, v. 15, p. 3045–3050, 2011.

JAISANKAR, S.; RADHAKRISHNAN, T. K.; SHEEBA, K. N. Studies on heat transfer and friction factor characteristics of thermosyphon solar water heating system with helical twisted tapes. **Energy**, Tamil Nadu, India, v. 34, p. 1054–1064, 2009.

JAISANKAR, S.; RADHAKRISHNAN, T. K.; SHEEBA, K. N. Experimental studies on heat transfer and thermal performance characteristics of thermosyphon solar water heating system with helical and Left-Right twisted tapes. **Energy Conversion and Management**, Tamil Nadu, India, v. 52, p. 2048–2055, 2011.

JAMAR, A. et al. A review of water heating system for solar energy applications. **International Communications in Heat and Mass Transfer**, Pekan, Malaysia, v. 76, p. 178–187, 2016.

JYOTHI, J. et al. Design and fabrication of spectrally selective TiAlC/TiAlCN/TiAlSiCN/TiAlSiCO/TiAlSiO tandem absorber for higher temperature solar thermal power applications. **Solar Energy Materials and Solar Cells**, Bangalore, India, v. 140, p. 209–216, 2015.

KALOGIROU, S. The potential of solar industrial process heat applications. **Applied Energy**, Nicosia, Cyprus, v. 76, p. 337–361, 2003.

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

KAREEM, Z. S. et al. Passive heat transfer enhancement review in corrugation. **Experimental Thermal and Fluid Science**, Skudai, Malaysia, v. 68, p. 22–38, 2015.

KILIÇ, F.; MENLIK, T.; SÖZEN, A. Effect of titanium dioxide/water nanofluid use on thermal performance of the flat plate solar collector. **Solar Energy**, Ankara, Turkey, v. 164, p. 101–108, 2018.

MAIA, C. B.; FERREIRA, A. G.; HANRIOT, S. M. Evaluation of a tracking flat-plate solar collector in Brazil. **Applied Thermal Engineering**, Belo Horizonte, Brazil, v. 73, p. 953–962, 2014.

MAJID, Z. A. A. et al. Characteristics of solar thermal absorber materials for cross absorber design in solar air collector. **International Journal of Automotive and Mechanical Engineering**, Kuantan, Malaysia, v. 11, p. 2582–2590, 2015.

MOHAMED, M. M.; MAHMOUD, N. H.; FARAHAT, M. A. Energy storage system with flat plate solar collector and water-ZnO nanofluid. **Solar Energy**, v. 202, p. 25–31, 2020.

MOHAMMED, H. A.; ABBAS, A. K.; SHERIFF, J. M. Influence of geometrical parameters and forced convective heat transfer in transversely corrugated circular tubes. **International Communications in Heat and Mass Transfer**, Skudai, Malaysia, v. 44, p. 116–126, 2013.

MORAVEJ, M. et al. Enhancing the efficiency of a symmetric flat-plate solar collector via the use of rutile TiO₂-water nanofluids. **Sustainable Energy Technologies and Assessments**, Huai'an, China, v. 40, 2020.

MÜLLER, S. et al. Simulation study on the efficiency of thermochromic absorber coatings for solar thermal flat-plate collectors. **Solar Energy**, Emmerthal, Germany, v. 188, p. 865–874, 2019.

PANDEY, K. M.; CHAURASIYA, R. A review on analysis and development of solar flat plate collector. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, Assam, India, v. 67, p. 641–650, 2017.

PEREIRA, B. P. et al. **Atlas Brasileiro de Energia Solar**. São José dos Campos, Brasil, 2^a ed., INPE - Instituto Nacional de Pesquisas Espaciais, 2017.

PRADO, R. et al. **Levantamento do estado da arte: Energia Solar**. São Paulo, Brasil, Projeto Finep 2386/04, 2007.

PRESS, P. et al. System design in solar water heaters with Natural Circulation. **Solar Energy**, Roorkee, India, v. 12, p. 163–182, 1968.

RAINIERI, S.; FARINA, A.; PAGLIARINI, G. Experimental investigation of heat transfer and pressure drop augmentation for laminar flow in spirally enhanced tubes. **Proceedings of the 2nd European Thermal-Sciences and 14th UIT National Heat Transfer Conference, Edizioni**, Parma, Italy, p. 203–209, 1996.

RAINIERI, S.; PAGLIARINI, G. Convective heat transfer to temperature dependent property fluids in the entry region of corrugated tubes. **International Journal of Heat**

and Mass Transfer, Parma, Italy, v. 45, p. 4525–4536, 2002.

RAISUL ISLAM, M.; SUMATHY, K.; ULLAH KHAN, S. Solar water heating systems and their market trends. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, Fargo, United States, v. 17, p. 1–25, 2013.

REN21. **Renewables 2021 Global Status Report**. Paris, France, 2021.

RICHARDSON, L. F.; GAUNT, J. A. The deferred approach to the limit. **Philos. Trans. R. Soc. London**, London, England, v. CCXXVI, p. 299–361, 1927.

RICHARDSON, L. F. The approximation arithmetical solution by finite differences of physycal problems involving differential equations, with an application to the stresses in a masonry dam. **Philos. Trans. R. Soc. London**, London, England, p. 307–347, 1910.

SHEIKHOLESLAMI, M. et al. Numerical study of natural convection between a circular enclosure and a sinusoidal cylinder using control volume based finite element method. **International Journal of Thermal Sciences**, Babol, Iran, v. 72, p. 147–158, 2013.

SHUKLA, R. et al. Recent advances in the solar water heating systems: A review. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, Fargo, United States, v. 19, p. 173–190, 2013.

SIEDER, E. N.; TATE, G. E. Heat transfer and pressure drop of condensation of hydrocarbons in tubes. **Heat and Mass Transfer/Waerme- und Stoffuebertragung**, New York, United States, v. 55, p. 33–40, 1936.

SIRIWAN, N. et al. 3D simulation on turbulent flow and heat transfer behaviors in a five-start corrugated tube: Effect of depth ratio and tube modification. **Engineering and Applied Science Research**, Maha Sarakham, Thailand, v. 48, p. 694–703, 2021.

STANCIU, C.; STANCIU, D. Optimum tilt angle for flat plate collectors all over the World - A declination dependence formula and comparisons of three solar radiation models. **Energy Conversion and Management**, Bucharest, Romania, v. 81, p. 133–143, 2014.

SUBIANTORO, A.; OOI, K. T. Analytical models for the computation and optimization of single and double glazing flat plate solar collectors with normal and small air gap spacing. **Applied Energy**, Singapore, Singapore, v. 104, p. 392–399, 2013.

THAKUR, A. et al. Review of developments on flat plate solar collectors for heat transfer enhancements using phase change materials and reflectors. **Materials Today: Proceedings**, Solan, India, v. 45, p. 5449–5455, 2021.

VICENTE, P. G.; GARCÍA, A.; VIEDMA, A. Experimental investigation on heat transfer and frictional characteristics of spirally corrugated tubes in turbulent flow at different Prandtl numbers. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, Elche, Spain, v. 47, p. 671–681, 2004.

- VICENTE, P. G.; GARCÍA, A.; VIEDMA, A. Mixed convection heat transfer and isothermal pressure drop in corrugated tubes for laminar and transition flow. **International Communications in Heat and Mass Transfer**, Elche, Spain, v. 31, p. 651–662, 2004.
- VIJAY, R. et al. Performance study of flat plate solar collector integrated with twisted tape inserts. **Materials Today: Proceedings**, Karur, India, v. 45, p. 1222–1226, 2021.
- VISA, I.; MOLDOVAN, M.; DUTA, A. Novel triangle flat plate solar thermal collector for facades integration. **Renewable Energy**, Transilvania, Romania, v. 143, p. 252–262, 2019.
- WEBB, R. L.; ECKERT, E. R. G.; GOLDSTEIN, R. J. Heat transfer and friction in tubes with repeated-rib roughness. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, Wisconsin, United States, v. 14, p. 601–617, 1971.
- WEISS, W.; SPÖRK-DÜR, M. Solar Heat World 2022. Global Market Development and Trends 2021. Detailed Market Figures 2020. Gleisdorf, Austria, p. 87, 2022.
- ZAYED, M. E. et al. Performance augmentation of flat plate solar water collector using phase change materials and nanocomposite phase change materials: A review. **Process Safety and Environmental Protection**, Tianjin, China, v. 128, p. 135–157, 2019.
- ZERROUKI, A.; BOUMÉDIEN, A.; BOUHADEF, K. The natural circulation solar water heater model with linear temperature distribution. **Renewable Energy**, Bouzareah, Algeria, v. 26, p. 549–559, 2002.