

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

DETERMINAÇÃO DA EFICIÊNCIA DE UM COLETOR SOLAR DE PLACA PLANA
OPERANDO COM NANOFLUIDOS MgO-ÁGUA

por

Leonardo José Geovo Coronado

Dissertação para obtenção do Título de
Mestre em Engenharia

Porto Alegre, Agosto de 2021

DETERMINAÇÃO DA EFICIÊNCIA DE UM COLETOR SOLAR DE PLACA PLANA
OPERANDO COM NANOFLUIDOS MgO-ÁGUA

por

Leonardo José Geovo Coronado

Engenheiro Mecânico

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

Mestre em Engenharia

Área de Concentração: Energia

Orientador: Prof. Dr. Andrés Armando Mendiburu Zevallos

Co-Orientador: Prof. Dr. Justo José Roberts

Aprovada por:

Prof. Dr. Paulo Smith Schneider: PROMEC / UFRGS

Prof^a. Dr^a. Letícia Jenisch Rodrigues: DEMEC/UFRGS

Prof. Dr. Christian Rodriguez Coronado: Instituto de Engenharia Mecânica / UNIFEI

Prof. Dr. Fernando Marcelo Pereira

Coordenador do PROMEC

Porto Alegre, 06 de Agosto de 2021

AGRADECIMENTOS

Agradeço à Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior (CAPES) pelo suporte financeiro para a elaboração deste trabalho.

Ao meu orientador, Prof. Dr. Andrés Mendiburu na orientação deste trabalho, pela disposição, pelo conhecimento me passado.

RESUMO

Os coletores solares de placa plana, operando com nanofluidos, se tornaram uma alternativa importante para o aproveitamento da irradiação solar como fonte de energia para aplicações como a refrigeração solar por absorção. Um coletor solar de placa plana (CSPP) absorve a irradiação solar mediante a placa absorvedora e transfere calor para o fluido de trabalho. Os nanofluidos são uma alternativa potencial para melhorar significativamente o desempenho dos coletores solares, aprimorando os processos de transferência de calor. Neste trabalho, foi realizada uma modelagem em regime permanente de um coletor solar de placa plana utilizando o software MATLAB. Considerou-se a determinação da irradiação solar incidente sobre o CSPP através da combinação de modelos de decomposição e transposição. Diferentes modelos disponíveis na literatura foram estudados, aqueles que apresentaram uma maior concordância com os dados padrão foram os modelos nomeados como OH-Pe, Er-Pe, Re-Pe. A eficiência do CSPP foi determinada para sua operação com o nanofluido MgO/Água. Os seguintes parâmetros foram considerados para avaliar o desempenho do CSPP: a concentração de nanopartículas, a vazão mássica e a irradiação solar. Os resultados indicam que para uma concentração de 0,5 vol% do nanofluido MgO/Água o CSPP apresentou a maior eficiência, mostrando um aumento relativo com respeito à eficiência térmica do fluido base (água pura) de 18,76%. A máxima eficiência térmica foi atingida para uma vazão mássica de 0,09 kg/s. Com o aumento da irradiação solar a eficiência térmica do coletor aumenta. Comparando o CSPP trabalhando com água pura e com MgO/Água, observou-se que para uma mesma temperatura de saída o CSPP pode ter uma redução máxima de 15,80% da área para uma concentração de 0,5 vol% de MgO em água. Os resultados obtidos mostram que com o emprego de nanofluidos os CSPP podem reduzir custos e ser mais eficientes.

Palavras-chaves: Coletores solares de placa plana; Nanofluidos; Modelo de transposição; Modelo de decomposição; Energia solar.

ABSTRACT

The flat plate solar collectors, operating with nanofluids, have become an important alternative for using solar irradiation as a source of energy for applications such as solar absorption refrigeration. A flat plate solar collector (FPSP) absorbs solar radiation through the absorber plate and transfers heat to the working fluid. The nanofluids are a potential alternative to significantly improve the performance of solar collectors, by enhancing the heat transfer processes. In this work, a steady state modeling of a flat plate solar collector was performed using MATLAB software. It was considered the determination of the solar irradiation incident on the FPSP through the combination of decomposition and transposition models. Different models available in the literature were studied, those that showed greater agreement with standard data were the models named as OH-Pe, Er-Pe, Re-Pe. The efficiency of FPSP was determined for its operation with the nanofluid MgO/Water. The following parameters were considered to evaluate the performance of the FPSP: nanoparticles concentration, mass flow and solar irradiation. The results indicate that for a concentration of 0.5 vol% of the nanofluid MgO/Water the FPSP presented the highest efficiency, showing a relative increase with respect to the thermal efficiency of the base fluid (pure water) of 18.76%. The maximum thermal efficiency was reached for a mass flow of 0.09 kg/s. As solar irradiation increases, the thermal efficiency of the collector increases. Comparing the FPSP working with pure water and with MgO/Water, it was observed that for the same outlet temperature the FPSP can have a maximum area reduction of 15.80% for a concentration of 0.5 vol% of MgO in water . The results obtained show that with the use of nanofluids the FPSP can reduce costs and be more efficient.

Keywords: Flat plate solar collector, Nanofluid, Transposition model, Decomposition model, Solar energy.

ÍNDICE

1	INTRODUÇÃO	1
1.1	Objetivos.....	4
1.2	Organização do texto	4
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	6
2.1	Modelos de radiação solar	6
2.2	Coletores solares	10
2.2.1	Melhoria no desempenho modificando a placa absorvedora.....	11
2.2.2	Melhoria do desempenho modificando os dutos	12
2.2.3	Melhoria do desempenho minimizando as perdas de calor	14
2.2.4	Melhoria do desempenho modificando o fluido de trabalho	16
3	MARCO TEÓRICO	20
3.1	Irradiação solar sobre uma superfície inclinada.....	20
3.1.1	Radiação solar.....	20
3.1.2	Ângulos solares	20
3.1.3	Constante Solar (Gsc)	22
3.1.4	Irradiação extraterrestre horaria (Io).....	22
3.1.5	Irradiação em uma superfície	23
3.2	Coletor solar térmico de placa plana.....	28
3.2.1	Elementos básicos de um coletor solar de placa plana	29
3.3	Nanofluidos.....	29
3.4	Modelagem do Coletor Solar	31
3.4.1	Radiação solar absorvida	33
3.4.2	Perdas de calor totais no coletor	36
3.4.3	Distribuição de temperatura entre os dutos e o fatore de eficiência do coletor.....	39
3.4.4	Distribuição de temperatura na direção do escoamento	43
3.4.5	Propriedades termofísicas dos nanofluidos	48
3.5	Propriedades termofísicas da água e o ar.....	52
4	METODOLOGIA	54
4.1	Implementação dos modelos de radiação	54
4.1.1	Modelos de decomposição	55
4.2	Dados experimentais de radiação solar e validação.....	61
4.3	Implementação do modelo do coletor.....	63

4.4	Dados experimentais do coletor solar de placa plana e validação	65
5	RESULTADOS E DISCUSSÕES	71
5.1	Validação	71
5.1.1	Validação dos modelos de radiação.....	71
5.1.2	Validação do modelo do coletor solar com água.....	78
5.1.3	Seleção dos modelos para determinar as propriedades dos nanofluidos	81
5.1.4	Validação do modelo do coletor solar com nanofluido	84
5.2	Estudo paramétrico do coletor solar com nanofluidos.....	86
6	CONCLUSÕES	92
6.1	Sugestões para trabalhos futuros.....	93
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	94

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1	Evolução do mercado de aquecimento solar no Brasil [Adaptado de ABRAVA, 2016]	2
Figura 1.2	Evolução do mercado de aquecimento solar no Brasil por setor de uso (Fonte : Revista SOLBRASIL. No. 30, 12 de julho 2016. Editora ABRAVA.).....	3
Figura 2.1	Coletor solar de placa plana [Adaptado de Choudhary et al., 2020a]...	11
Figura 2.2	Diferentes tipos de placas absorvedoras a) Descrição esquemática da placa de absorção ondulada cruzada e placa de fundo [Adaptado de Gao et al., 2007], b) Placa absorvedora ondulada com ondulações em forma de semiesferas [Adaptado de Manjunath et al., 2012], c) Esquemático em corte transversal de um coletor solar com placa absorvedora ondulada [Adaptado de Kumar e Rosen, 2010].....	12
Figura 2.3	Diferentes tipos de inserções feitas em tubos, a) Esquemático do tubo com inserções de tira cônica [Adaptado de Liu et al., 2019], b) Aletas planas e sinusoidal [Adaptado de Kurşun, 2019], c) Seção transversal do tubo com aletas [Adaptado de Bellos et al., 2017].....	14
Figura 2.4	Desenho de coletores para diminuir a perda de calor, a) Esquemático de um CSPP com vácuo [Adaptado de Gao et al., 2007], b) Concentrador estacionários e absorvedor de dupla face [Adaptado de Groenhout et al., 2002].....	15
Figura 3.1	Ângulos que apresenta o sol atreves do céu com respeito a um objeto [Adaptado de Duffie e Beckman, 2006].....	21
Figura 3.2	Seção transversal de um coletor solar básico de placa plana.....	28
Figura 3.3	Ângulos de incidência e reflexão em meios com índices de refração n_1 e n_2 . [Adaptado de Duffie e Beckman, 2006].....	34
Figura 3.4	Esquema para a determinação das perdas totais de calor em um coletor solar de placa plana a) vista transversal do coletor mostrando os processos de transferência de calor e b) o diagrama da rede de resistência térmica.....	36

Figura 3.5	Configuração da placa absorvedora e do duto a) Diagrama esquemático e b) balanço de energia para um elemento aleta [Adaptado de Duffie e Beckman, 2006].....	40
Figura 3.6	Balanço de energia no fluido [Adaptado do Duffie e Beckman, 2006]...	43
Figura 4.1	Método para determinar a irradiação global em uma superfície inclinada a partir da irradiação global horizontal.....	55
Figura 4.2	Algoritmo para o cálculo da eficiência de um CSPP	64
Figura 4.3	Bancada de ensaios de coletores solares da UFRGS [Ancines, 2016]	66
Figura 4.4	Configuração do experimento [Verma et al., 2016]	68
Figura 5.1	Resultados estatísticos dos diferentes modelos combinados. a) RMSE e rRMSE, b) BEM e rMBE	74
Figura 5.2	Comparação entre os valores de irradiância em uma superfície inclinada 25° obtidos da base de dados HelioClim-3 e os valores previstos pelos 4 melhores modelos de decomposição-transposição: a) Re-Pe, b) DISC -Pe e, c) Er-Pe, d) OH-Pe.....	77
Figura 5.3	Comparação dos resultados experimentais e de simulações da eficiência instantânea.....	80
Figura 5.4	Variação das propriedades termofísicas do nanofluido MgO/Água a T = 30 °C para diferentes concentrações de volumes de nanopartícula (ϕ). a) Viscosidade dinâmica, b) Massa específica, c) Calor específico e d) Condutividade térmica.....	82
Figura 5.5	Eficiência de CSPP para nanofluido (MgO/Água) experimentalmente e preditas no presente trabalho.....	85
Figura 5.6	Variação da eficiência térmica do coletor com respeito ao fator de redução de temperatura para diferentes concentrações.....	87
Figura 5.7	Efeito da taxa de fluxo mássico na eficiência térmica do CSPP.....	89
Figura 5.8	Variação da eficiência térmica do coletor solar de acordo com a irradiação solar.....	90
Figura 5.9	Redução de área do coletor solar de placa plana variando a com concentração volumétrica de nanopartícula.....	91

LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1	Compilação de estudos experimentais envolvendo coletores solares e nanofluidos.....	19
Tabela 3.1	Descrição dos modelos de decomposição.....	25
Tabela 3.2	Valores de R_d para os diferentes modelos isotrópicos.....	27
Tabela 3.3	Valores da radiação difusa em uma superfície inclinada para os diferentes modelos anisotrópicos.....	27
Tabela 3.4	Propriedades termofísicas da água.....	52
Tabela 3.5	Propriedades termofísicas do ar.....	53
Tabela 4.1	Modelos de decomposição empregados.....	55
Tabela 4.2	Modelos de transposição implementados	58
Tabela 4.3	Coeficientes de brilho. [Fonte: Perez et al., 1990].....	60
Tabela 4.4	Especificações do coletor solar de placa plana [Adaptado de Ancines, 2016].....	66
Tabela 4.5	Propriedades da nanopartícula MgO	67
Tabela 4.6	Especificações do coletor solar de placa plana [Adaptado de Verma et al., 2016]	69
Tabela 4.7	Condições meteorológicas dos dias representativos	70
Tabela 5.1	Análise estatístico das 16 combinações de modelos de decomposição-transposição na predição da irradiação global inclinada.....	72
Tabela 5.2	Resultados das combinações dos modelos.....	75
Tabela 5.3	Comparação entre os resultados das simulações realizadas no presente trabalho e os dados experimentais de Ancines, 2016.....	79
Tabela 5.4	Resultado de $-F_R U_L$ e $F_R(\tau\alpha)$ de acordo com a literatura.....	81
Tabela 5.5	Modelos implementados para determinar as propriedades do nanofluidos.....	84
Tabela 5.6	$F_R(\tau\alpha)$ e $F_R U_L$ para um coletor solar de placa plana utilizando o nanofluido MgO/Água	88

LISTA DE SIGLAS E ABREVIATURAS

ABNT	Associação Brasileira de Normas Técnicas
ABRAVA	Associação Brasileira de Refrigeração, Ar-condicionado, Ventilação e Aquecimento
AM	Air mass
ASHRAE	American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers
BEN	Balanco Energético Nacional
CFD	Computational fluid dynamic
DISC	Direct Insolation Simulation Code
EPE	Empresa de Pesquisa Energética
FPSC	Flap plate solar collector
IEA	International Energy Agency
MBE	Erro Médio de tendência
MME	Ministério de Minas e Energia
MRE	Erro Relativo Médio
MWCNT	Multiple Walled Carbon Nanotubes
NASA	National Aeronautics and Space Administration
PLC	Programmable Logic Controller
PVD	physical vapor deposition
RE	Erro Relativo
rMBE	Erro Relativo Médio de Tendência
RMSE	Erro Médio Quadrático
rRMSE	Erro Médio Quadrático Relativo
SoDa	Solar Radiation Data
SWERA	Solar and wind energy resource assessment
UFRGS	Universidade federal do Rio Grande do Sul
WRC	World Radiation Center

LISTA DE SÍMBOLOS

Símbolos Latinos

A_c	Área do coletor, m^2
bf	Fluido base
C_b	Condutância do contato, $W/m\ ^\circ C$
C_p	Coeficiente de calor específico,
D	Diâmetro externo do tubo, m
D_i	Diâmetro interno do tubo, m
d_{nl}	Espessura da camada, nm
d_{np}	Diâmetro da nanopartícula, nm
E_c	Espessura do coletor, m
E_b	Espessura do isolamento inferior, m
E_e	Espessura do isolamento lateral, m
f	Fator de atrito
F	Eficiência da aleta
F_R	Fator de remoção
F'	Fator de eficiência
F''	Fator de fluxo
G	Irradiância global horizontal, W/m^2
G_b	Irradiância direta horizontal, W/m^2
$G_{b,n}$	Irradiância normal direta, W/m^2
G_d	Irradiância difusa horizontal, W/m^2
G_{sc}	Constante solar, W/m^2
G_T	Irradiância global inclinada, W/m^2
h_w	Coeficiente de transferência de calor do vento, $W/m^2\ ^\circ C$
I	Irradiação global horizontal, J/m^2
I_b	Irradiação direta horizontal, J/m^2
$I_{b,n}$	Irradiação normal direta, J/m^2
I_d	Irradiação difusa horizontal, J/m^2
I_T	Irradiação global inclinada, J/m^2
$I_{T,b}$	Irradiação inclinada direta, J/m^2

$I_{T,d}$	Irradiação inclinada difusa, J/m ²
$I_{T,d,cs}$	Irradiação difusa circunsolar, J/m ²
$I_{T,d,hb}$	Irradiação difusa do brilho do horizonte, J/m ²
$I_{T,d,iso}$	Irradiação difusa isotrópica, J/m ²
$I_{T,r}$	Irradiação refletida do solo, J/m ²
I_o	Irradiação extraterrestre, J/m ²
$I_{o,n}$	Irradiação normal extraterrestre, J/m ²
K	Coefficiente de extinção, m ⁻¹
k	Condutividade térmica, W/m °C
k_d	Fração difusa
k_{iso}	Condutividade térmica do isolante, W/m °C
k_n	Transmitância normal direta
k_T	Índice de claridade
L	Espessura da cobertura, m
\dot{m}	Razão de fluxo mássico, Kg/s
nf	Nanofluido
Nu	Número de Nusselt
np	Nanopartícula
V	Velocidade do vento, m/s
P_c	Perímetro do coletor, m
Pr	Número Prandtl
Q_u	Energia útil, J
Re	Número de Reynolds
S	Radiação solar absorvida, W/m ²
T_a	Temperatura ambiente, °C
T_{pm}	Temperatura média da placa, °C
U	Velocidade do fluido, m/s
U_L	Coefficiente global de transferência de calor, W/m ² °C
V	Volume, m ³
W	Distância entre tubos, m

Símbolos Gregos

α_s	Ângulo de altitude solar
γ	Ângulo de azimute da superfície
\varnothing	Latitude
δ	Ângulo de declinação
ω	Ângulo horário
θ_z	Ângulo de zênite
θ	Ângulo de incidência
β	Ângulo de inclinação
ρ	Refletância
α	Absortância
τ	Transmitância
$\tau\alpha$	Produto da transmitância-absortância
ρ_g	Reflectância difusa do solo
ϕ	Porcentagem de concentração volumétrica da nanopartícula
μ	Viscosidade dinâmica
τ_α	Transmitância por absorção
τ_r	Transmitância por refletância
α_n	Absortância com incidência normal
r_\perp	Radiação não polarizada perpendicular
r_\parallel	Radiação não polarizada paralela
ρ	Massa específica
ε_g	Emitância da cobertura
ε_p	Emitância da placa
δ_p	Espessura da placa, m

1 INTRODUÇÃO

A matriz energética mundial é fornecida em 64% por fontes de combustíveis fósseis como petróleo, gás natural e carvão [IEA, 2020]. Esta grande dependência pode levar à escassez devido a que esses combustíveis são recursos não renováveis, além disso, eles são os principais geradores de gases de efeito estufa presentes na atmosfera. Portanto, precisa-se encontrar novas fontes de energia que sejam amigáveis com o meio ambiente para diminuir a dependência dos combustíveis fósseis. Nesse sentido, as energias renováveis estão ganhando maior relevância nos últimos anos em aplicações energéticas.

A energia solar é uma das fontes de maior crescimento em sua implementação [Jakhrani et al., 2013] devido ao fato de ser utilizada de diferentes formas como, por exemplo, produção de energia elétrica e aquecimento de fluidos. Brasil é um país que devido à sua posição geográfica, apresenta uma boa incidência de radiação solar ao longo do ano com uma irradiação global horizontal diária média que varia de 4444 Wh/m² até 5483 Wh/m² na região sul e nordeste, respectivamente [Pereira et al., 2017]. Além do mais, o país dispõe de um grande potencial de outras fontes de energia renovável para a geração de eletricidade. A matriz elétrica do Brasil mostra o predomínio de fontes de energia de origem renovável, representando 80,4% da oferta interna de eletricidade. A fonte hídrica se destaca com 65,2% da oferta líquida interna [BEN, 2018].

Em nível mundial, Brasil está na 13^a posição entre países com os custos mais altos nas tarifas de eletricidade para o setor residencial [De Castro et al., 2017]. Este setor representa aproximadamente 25% do consumo de eletricidade do Brasil [MME e EPE, 2016]. 24% do consumo de energia no setor residencial corresponde ao aquecimento de água por chuveiros, onde a fonte principal para o aquecimento é a eletricidade (91,4%) devido ao seu menor custo, seguida pelo gás (3,9%) e pela energia solar térmica (0,6%) [ELETROBRAS, 2007].

Os altos custos da energia elétrica promovem a utilização outras tecnologias que permitam a redução dos custos, e contribuam na diminuição da emissão de gases poluentes. Uma boa alternativa para isto é a utilização de coletores solares como mostra o relatório da Associação Brasileira de Refrigeração, Ar-Condicionado, Ventilação e Aquecimento [ABRAVA, 2015], onde a energia solar térmica tem um custo nivelado de energia (LCOE) de R\$ 0,12/kWh (Considerando-se produção do sistema de 1500 kWh/ano, taxa de desconto de

6% a.a., R\$10/ano) sendo mais barata do que a energia elétrica que atingiu um custo de R\$ 0,82/kWh no ano 2014.

Além do mais, Sangoi e Ghisi, 2019 realizaram uma análise mediante simulações computacionais usando o software EnergyPlus, onde compararam o consumo de energia primária e a eficiência energética para sistemas de aquecimento de água com diferentes tipos e combinações em residências unifamiliares em três cidades brasileiras com climas diferentes. Os resultados obtidos mostram que a combinação de um sistema de aquecimento solar com chuveiro elétrico apresenta menor consumo de energia.

O setor solar térmico no Brasil nos últimos anos tem registrado um aumento na instalação de dispositivos de aquecimento (ver Figura 1.1), devido à queda no preço destes equipamentos, apresentando uma área acumulada de 12,64 milhões de m² para o ano 2015 o que equivale à geração de 8000 GWh de energia elétrica para uma geração média de 650 kWh/ano m². O setor mais relevante é o residencial com um 54% do mercado, e o setor de comercio e serviços é o segundo com 20% do mercado como se mostra na Figura 1.2 [SOLBRASIL, 2015].

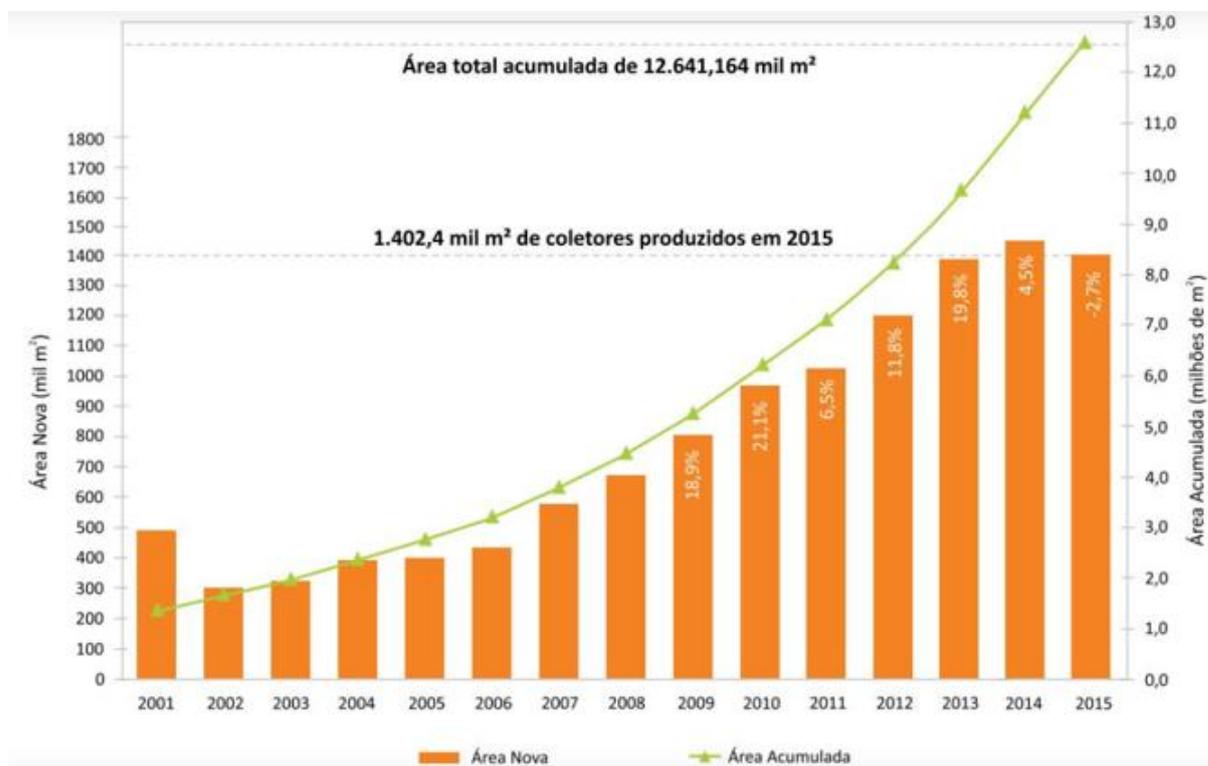


Figura 1.1 - Evolução do mercado de aquecimento solar no Brasil [Adaptado de ABRAVA, 2016]

Os coletores solares para aquecimento de água possuem um grande potencial, sua utilização é ainda baixa apesar das vantagens econômicas e ambientais que representam. Uma das dificuldades é o tamanho dos coletores solares. Nas cidades onde as moradias são muitas vezes verticalizadas isso representa uma limitação. Os coletores solares precisam ser mais eficientes para ter uma área menor com as mesmas condições. Uma das formas em que os coletores solares podem ser mais eficientes é mediante a utilização de nanofluidos como fluido trabalho.

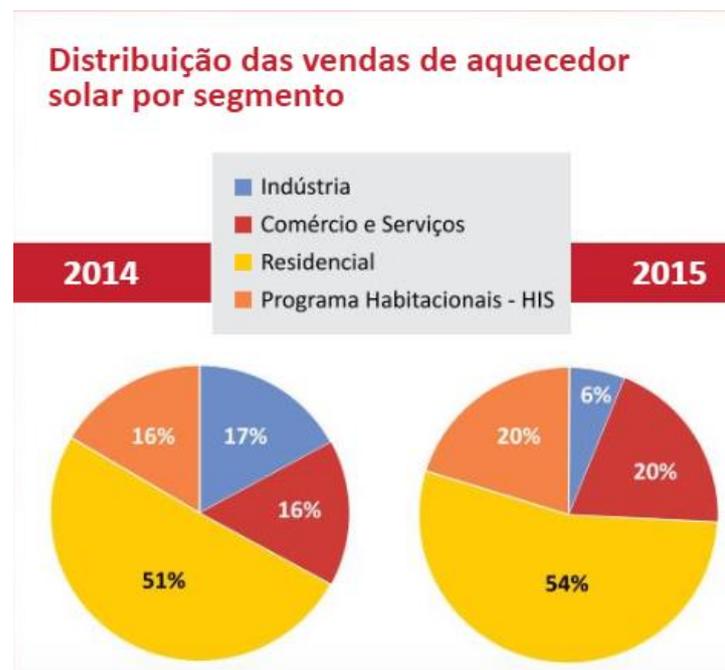


Figura 1.2 - Evolução do mercado de aquecimento solar no Brasil por setor de uso (Fonte : Revista SOLBRASIL. No. 30, 12 de julho 2016. Editora ABRVA.)

Os nanofluidos melhoram as propriedades de transferência de calor como mostrado por Moghadam et al., 2014 na sua pesquisa. Uma melhoria na eficiência térmica de 16,7% foi obtida empregando CuO/água como nanofluido em um coletor solar de placa plana em comparação ao coletor utilizando água. Singh et al., 2019 empregaram Al_3O_2 /água como nanofluido em uma concentração de 0,3% de Al_3O_2 e um fluxo de 3 LPM obtendo um aumento na eficiência do 21,32%. Portanto, a implementação de nanofluidos como fluido de trabalho em coletores solares de placa plana gera um aumento na eficiência do coletor solar.

No presente trabalho pretendeu-se adaptar o modelo de coletores solares de placa plana para realizar simulações com diferentes nanofluidos e determinar as eficiências térmicas sob diferentes condições.

1.1 Objetivos

Objetivo geral

O principal objetivo deste trabalho é o desenvolvimento de um modelo matemático que integra a determinação da irradiância solar e a análise térmica de um coletor solar de placa plana com o intuito de avaliar o desempenho do coletor solar utilizando diferentes nanofluidos.

Objetivos específicos

- Implementar diferentes modelos de decomposição-transposição para a determinação do irradiância incidente no coletor solar com a finalidade de selecionar o modelo com melhor desempenho.
- Desenvolver e implementar um modelo para a análise térmica de um coletor solar.
- Validar o modelo com dados experimentais disponíveis na literatura.
- Realizar simulações para determinar os efeitos das nanopartículas sobre o rendimento de um coletor solar de placa plana.

1.2 Organização do texto

A presente dissertação de mestrado está organizada em cinco capítulos e apêndices. O Capítulo 1 é um capítulo introdutório onde é apresentada a importância do estudo dos coletores solares de placa plana e são formulados os objetivos da dissertação.

O Capítulo 2 apresenta a revisão bibliográfica relacionada aos fundamentos da energia solar, aos aspectos relacionados com diferentes modelos utilizados para a determinação da radiação incidente em uma superfície inclinada, aos elementos que interferem no rendimento térmico de um coletor solar de placa plana e aos modelos matemáticos adotados para simulação de coletores solares considerando nanofluidos.

O Capítulo 3 descreve os modelos adotados para a determinação da irradiação em uma superfície inclinada e o modelo utilizado para simular a performance de um coletor solar de placa plana em regime permanente. As rotinas computacionais desenvolvidas para implementar os modelos são também discutidas, assim como o método adotado para validar os modelos por comparação com dados experimentais disponíveis na literatura.

O Capítulo 4 apresenta os resultados e discussões do estudo, incluindo a validação dos modelos de irradiação solar e da performance dos coletores solares de placa plana. Também são apresentados os resultados das simulações realizadas com os modelos de decomposição-transposição e da análise dos efeitos de diferentes parâmetros de operação sobre o desempenho dos coletores solares de placa plana.

O Capítulo 5, apresenta as conclusões obtidas na presente dissertação de mestrado.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Os trocadores de calor são equipamentos muito comuns com ampla aplicação. Contudo, ainda há espaço para melhorar a eficiência dos trocadores de calor utilizando fluidos que melhorem a transferência de calor.

Este Capítulo está dividido em duas seções. A Seção 2.1 mostra uma resenha de alguns dos modelos de radiação solar mais utilizados, além disso, as pesquisas feitas em diferentes partes do mundo onde se comparam os modelos com dados experimentais. A Seção 2.2 apresenta as principais pesquisas feitas em coletores solares para o melhoramento de sua performance, nelas podem ser encontradas modificações realizadas na placa absorvedora, dutos e fluidos de trabalho como também formas de diminuir a perda de calor do coletor solar.

2.1 Modelos de radiação solar

Os dispositivos coletores de energia solar apresentam um ângulo de inclinação (β) em relação ao plano horizontal para obter a maior incidência possível de radiação solar ao longo do ano [Le Roux, 2016]. Os modelos de transposição utilizam a irradiação global horizontal (I) e a irradiação normal direta ($I_{b,n}$) ou irradiação difusa (I_d), para determinar a irradiação global em uma superfície com uma inclinação β com respeito à horizontal [Mahachi e Rix, 2016]. No entanto, os dados de irradiação normal direta ou irradiação difusa são raramente mensurados nas estações meteorológicas, em geral elas somente medem a irradiação global horizontal. Os modelos de Decomposição usam a irradiação global horizontal para determinar as componentes direta e difusa da irradiação global horizontal e esses modelos são fáceis de utilizar uma vez que é conhecido I . Por tanto, uma combinação dos modelos de decomposição e transposição permite conhecer a irradiação incidente em uma superfície inclinada a partir de dados da irradiação global horizontal.

Alguns dos modelos de decomposição que trabalham com radiação difusa estão baseados em dados obtidos em estações meteorológicas do Norte de Europa e do Norte América. Liu e Jordan, 1960 utilizaram medições realizadas em diferentes localidades dos Estados Unidos de América e do Canadá para desenvolver uma relação que permite determinar a radiação difusa em superfícies horizontais para dias claros a partir da radiação global horizontal.

Na cidade de Gilat, em Israel, Stanhill, 1966, analisou medições realizadas entre os anos 1960 e 1964 da radiação global horizontal e difusa, sugerindo que a metade da quantidade anual de radiação difusa pode ser atribuído aos efeitos das nuvens e a outra metade à dispersão causada pela poeira, pelos poluentes e pelas moléculas de ar. Hottel, 1976 desenvolveu um método que estima a transmitância da radiação direta em uma atmosfera clara em 4 diferentes climas levando em consideração o ângulo do zênite e a altitude.

Orgill e Hollands, 1977 deram continuidade ao trabalho de Liu e Jordan, 1960 utilizando dados da radiação difusa horária obtidos no Canadá. Eles empregaram o índice de claridade como única variável, obtendo assim uma equação para a determinação da radiação difusa horária a partir da radiação horizontal total. Iqbal, 1980 estudou a predição da radiação difusa levando em consideração medições, realizadas no Canadá e na França, da radiação global horizontal. Iqbal, 1980 observou que para valores maiores do que 0,35 da razão entre a radiação global horizontal e a radiação extraterrestre, e para céu parcialmente nublado, há um aumento da componente difusa com o aumento da radiação global. Por outro lado, a componente difusa diminui quando o céu parcialmente nublado se torna um céu claro.

Skartveit e Olseth, 1987 propuseram uma equação para determinar a radiação difusa horária em termos do ângulo de elevação solar e o índice de claridade. Maxwell, 1987 empregou dados dos Estados Unidos de América para desenvolver um método que combina um modelo físico de céu claro com ajustes baseados em dados experimentais para outras condições, sendo obtido um modelo quase-físico que permite obter a radiação normal direta a partir da radiação global horizontal.

Reindl et al., 1990a desenvolveram diferentes correlações, considerando três faixas do índice de claridade, para estimar a fração difusa horária. Na primeira correlação para prever a fração difusa, são utilizadas quatro variáveis: o índice de claridade, o ângulo de elevação solar, a temperatura ambiente e a umidade relativa. Na segunda correlação, para determinar a fração difusa, empregaram-se as seguintes variáveis: o índice de claridade e o ângulo de elevação solar. A terceira correlação leva em consideração somente o índice de claridade para prever a fração difusa. A influência das variáveis geométricas e meteorológicas na fração difusa foi avaliada, concluindo que a fração difusa mostra uma dependência com a temporada e o local. Utilizando dados coletados entre 1991 e 1994 em Hong Kong, Lam e Li, 1996 desenvolverem um modelo para a determinação da componente difusa a partir da radiação horizontal global.

O desempenho de diferentes modelos empregados para a decomposição da radiação incidente em uma superfície horizontal, considerando uma ampla variedade de condições meteorológicas em diferentes regiões do mundo, foi também avaliado na literatura. Por exemplo, Wong e Chow, 2001 e Batlles et al., 2000 compararam modelos paramétricos e de decomposição com dados experimentais, concluíram que tanto os modelos de decomposição como os modelos paramétricos apresentam bons resultados. Mas, os modelos paramétricos precisam de dados atmosféricos mais complexos, que muitas vezes não estão disponíveis, isso torna a sua utilização muito limitada. Por outro lado, dado que as medições das estações meteorológicas fornecem principalmente dados da radiação global horizontal, permitem uma maior extensão na utilização dos modelos de decomposição.

Empregando dados da média mensal da radiação solar global diária dos períodos 2005 até 2017 para a cidade de Al-Baha no Reino de Arábia Saudita, Sa e Has, 2018 avaliaram 16 modelos de decomposição incluindo um novo modelo baseado nas horas de brilho solar. O novo modelo apresentou bons resultados ao ser comparado com os dados experimentais. Dervishi e Mahdavi, 2011 utilizaram como base de dados as medições da irradiância na cidade de Viena, na Áustria. Foram comparados oito modelos de decomposição para a estimação da fração difusa, e foi observado que os modelos de Erbs et al., 1982, Reindl et al., 1990 e Orgill e Hollands, 1977 apresentam melhores resultados para a cidade de Viena.

Hottel e Woertz, 1942, foram os primeiros que assumiram como isotrópica a combinação de radiação difusa e da radiação refletida pelo solo. Com isto, a soma da radiação difusa e da radiação refletida pelo solo sobre uma superfície inclinada é a mesma independentemente da orientação. Uma melhoria desse modelo foi implementada por Liu e Jordan, 1960 para a determinação da radiação em uma superfície inclinada, eles consideraram três componentes: a radiação direta, a radiação isotrópica difusa e a radiação refletiva pelo solo. Em esse modelo, são desprezados os termos difusos de radiação circunsolar e do brilho do horizonte. Koronakis, 1986 modificou a hipótese do céu isotrópico difuso e propôs que a inclinação $\beta = 90^\circ$ proporcionasse 66,7% de radiação solar difusa da cúpula total do céu. Badescu, 2002 apresentou um modelo para a radiação difusa em uma superfície inclinada empregando os ângulos de zênite e azimute para descrever a posição do sol no céu. No entanto, modelos como o desenvolvido por Liu e Jordan, 1960 empregam um único ângulo (zênite) para descrever ao sol no céu. Grande parte dos modelos anisotrópicos estão baseados no modelo de Liu e Jordan, 1960. A seguir serão detalhadas as modificações realizadas por vários autores sobre o modelo de Liu e Jordan, 1960.

No modelo de Temps e Coulson, 1977 o modelo de Liu e Jordan, 1960 foi modificado incorporando dois fatores, o primeiro fator representa o brilho do horizonte e o segundo fator leva em consideração os efeitos da radiação circunsolar. Bugler, 1977 modificou o modelo de Liu e Jordan, 1960 adicionando os termos de radiação circunsolar e brilho do horizonte à radiação difusa. Klucher, 1979 encontrou que os modelos isotrópicos fornecem bons resultados para céus nublados, mas, subestimam a irradiância sob condição de céus claros e parcialmente nublados. Portanto, ele redefiniu o modelo de Temps e Coulson, 1977 introduzindo uma função para a determinação do nível de nebulosidade. O modelo reduz-se ao modelo de Liu e Jordan, 1960 quando a função adota o valor zero, e ao modelo de Temps e Coulson, 1977 quando a função adota um valor unitário.

Hay, 1979 desconsiderou a parcela do brilho solar no seu modelo. O modelo de Reindl et al., 1990a modificou o modelo de Hay e Davies, 1980 e adicionou a componente de brilho do horizonte à radiação difusa, além disso, foi adicionada uma função moduladora no fator de brilho do horizonte. Os autores Duffie e Beckman, 2006 propuseram a combinação de três modelos [Hay e Davies, 1980], [Klucher, 1979] e [Reindl et al., 1990a], o modelo recebe o nome HDKR e leva em consideração as três componentes da radiação difusa.

Um novo modelo foi desenvolvido por Perez et al., 1990 e nele são analisadas de maneira mais detalhada a radiação difusa isotrópica, circunsolar e do brilho do horizonte. O modelo utiliza coeficientes empíricos derivados de dados experimentais em uma variedade de condições meteorológicas e ambientais, em lugar de representações matemáticas dos componentes difusos do céu.

Vários autores também compararam o desempenho dos diferentes modelos isotrópicos e anisotrópicos para diferentes climas e regiões do mundo. Alguns destes trabalhos como o de Shukla et al., 2015 compararam até três modelos isotrópicos e três modelos anisotrópicos para estimar a radiação solar em uma superfície inclinada para a cidade de Bhopal na Índia. O modelo desenvolvido por Badescu, 2002 apresentou o melhor desempenho entre todos os modelos analisados.

Entretanto, Jakhrani et al., 2013 avaliaram 4 modelos aplicando-os às condições da cidade de Kuching na Malásia. O modelo de Klucher, 1979 mostrou o melhor desempenho quando comparado com os dados da NASA. Souza e Escobedo, 2013 analisaram 20 modelos, entre isotrópicos e anisotrópicos, aplicados ao sudeste do Brasil. Os modelos que melhor resultados apresentaram foram aqueles desenvolvidos por Koronakis, 1986 e Badescu, 2002,

no caso dos modelos isotrópicos. Por outro lado, os modelos desenvolvidos por Klucher, 1979, Reindl et al., 1990b, Perez et al., 1990 e Hay, 1979, foram os melhores no caso dos modelos anisotrópicos.

Portolan dos Santos e Rütther, 2014 estudaram as 27 capitais estaduais do Brasil. Para tanto, utilizaram um software para o transporte de dados de irradiância global horizontal obtidos da *Solar and Wind Energy Resource Assessment* (SWERA). Os modelos de Perez et al., 1990 e Klucher, 1979 mostraram os melhores resultados.

Com dados medidos no telhado da torre de radiação do Instituto Real Meteorológico da Bélgica em Uccle, Demain et al., 2013 analisaram 14 modelos. Para condições nubladas o modelo que apresentou melhores resultados foi o modelo de Perez et al., 1990; por outro lado, o modelo de Bugler, 1977 mostrou melhores resultados em termos gerais.

Outros autores avaliaram combinações entre modelos de decomposição e transposição para a determinação da radiação em uma superfície inclinada. Roberts et al., 2016 avaliaram as diferentes combinações entre 4 modelos de decomposição e 4 de transposição para um total de 16 combinações entre os modelos. Os resultados obtidos mostram que as combinações DISC-LJ, DISC-Ko, DIRINT-Ko e DIRINT-HDKR apresentam melhores resultados. Com medições realizadas em uma planta solar fotovoltaica em África do Sul, Mahachi e Rix, 2016, escolheram o melhor modelo de decomposição entre 7 modelos analisados para posteriormente realizar uma combinação com 5 modelos de transposição. A combinação Perez-DIRINT e Perez-Louche mostraram erros médios mensais em torno de 2%.

2.2 Coletores solares

Os coletores solares térmicos são dispositivos que absorvem a radiação solar e a transferem a um fluido de trabalho. Duffie e Beckman, 2006 apresentam uma análise detalhada tanto da óptica como da transferência de calor de coletores solares, além de uma descrição dos métodos disponíveis para a avaliação de seu desempenho. Os coletores solares de placa plana são dispositivos simples, de baixo custo e que precisam de pouca manutenção, por tanto, são os mais empregados no mundo. Mas, esse tipo de coletor solar apresenta uma menor eficiência e menor temperatura de saída do fluido de trabalho quando comparados com outras aplicações da energia solar térmica. Um coletor solar de placa plana (CSPP) convencional é apresentado na Figura 2.1.



Figura 2.1 - Coletor solar de placa plana [Adaptado de Choudhary et al., 2020a]

2.2.1 Melhoria no desempenho modificando a placa absorvedora

Diversos esforços têm sido realizados para melhorar o desempenho de coletores solares convencionais mediante mudanças no seu projeto. Algumas pesquisas focaram-se em modificar a placa absorvedora, por exemplo, Karim e Hawlader, 2006 realizaram estudos experimentais comparando aquecedores de ar de placa plana com aletas e onduladas em forma de V, além disso, os aquecedores foram testados no modo de passagem dupla. Os resultados da comparação com coletores de placa plana convencionais mostram que o coletor ondulado em forma de V é mais eficiente nos modos de passagem única e dupla com faixas de aumento de eficiência entre 10 a 15% e 5 a 11%, respectivamente. No entanto, Gao et al., 2007 utilizaram aquecedores de ondulação cruzada, os quais tem uma placa absorvedora e uma placa inferior onduladas, que são posicionadas transversalmente para formar o canal de fluxo de ar como mostra a Figura 2.2a. Duas configurações foram analisadas e comparadas com um aquecedor de ar de placa plana convencional. Os resultados mostram que as duas configurações, envolvendo placas onduladas, apresentam uma eficiência térmica entre 10 e 12% superior.

Kumar e Rosen, 2010 utilizaram uma superfície absorvedora ondulada, adicionando pequenas endentações como apresenta a Figura 2.2c. Eles trabalharam com água variando a vazão mássica, a máxima eficiência térmica obtida foi de 71% para a vazão de massa máxima de 40 kg/h. Autores como Manjunath et al., 2012 adicionaram semiesferas na placa absorvedora

(ver Figura 2.2b) e realizaram uma análise numérica utilizando CFD. Seus resultados mostram que a temperatura média da água de saída aumentou aproximadamente em $5,50^{\circ}\text{C}$ em comparação com a temperatura de saída de um coletor solar de placa plana convencional. Algumas das formas destas placas são mostradas na Figura 2.2.

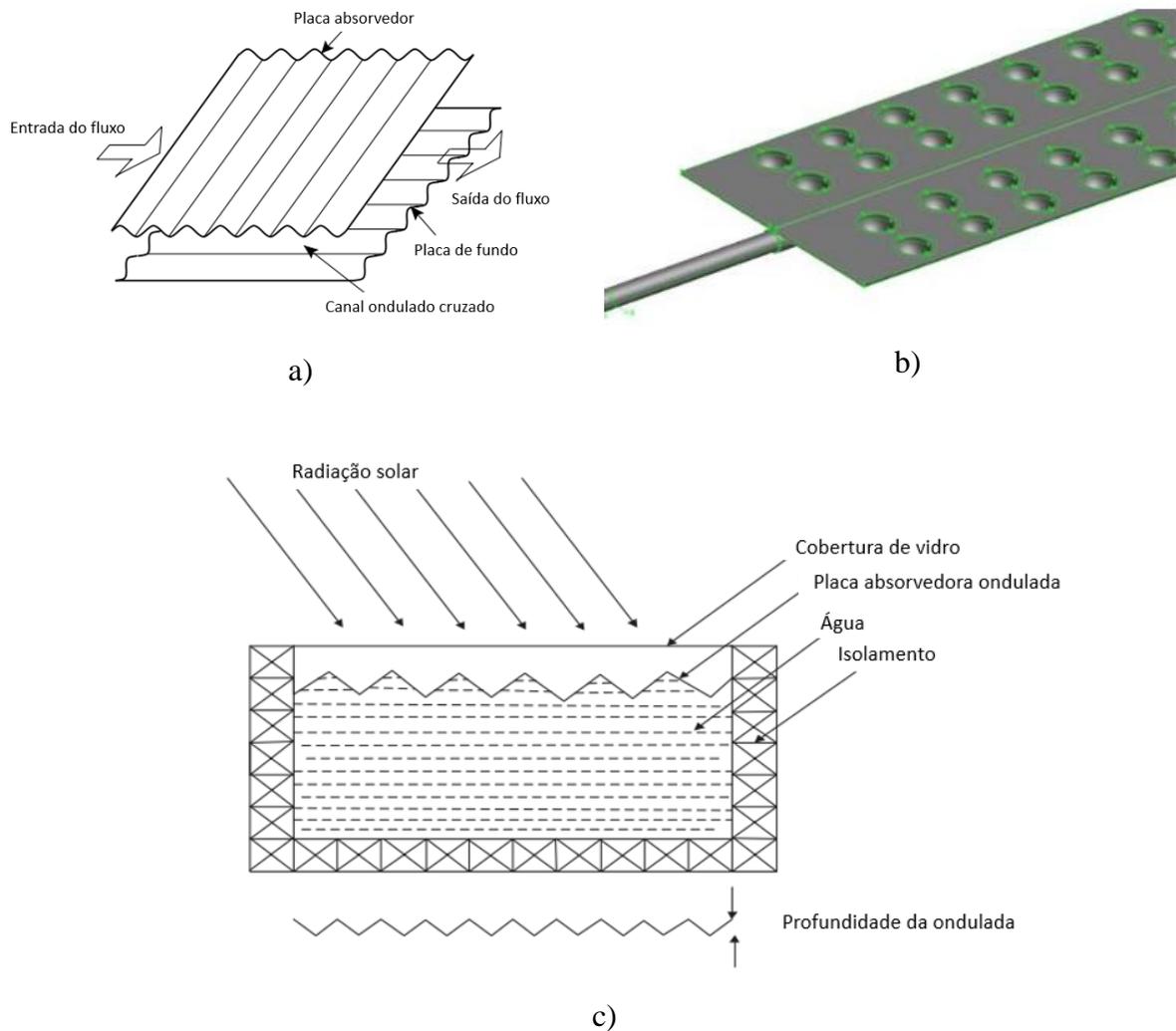


Figura 2.2 – Diferentes tipos de placas absorvedoras a) Descrição esquemática da placa de absorção ondulada cruzada e placa de fundo [Adaptado de Gao et al., 2007], b) Placa absorvedora ondulada com ondulações em forma de semiesferas [Adaptado de Manjunath et al., 2012], c) Esquemático em corte transversal de um coletor solar com placa absorvedora ondulada [Adaptado de Kumar e Rosen, 2010].

2.2.2 Melhoria do desempenho modificando os dutos

A forma dos dutos também foi estudada por diferentes autores. Kundu, 2002 estudou diferentes formas dos perfis dos dutos. Obtendo como resultado que os perfis trapezoidais são a melhor opção para a transferência de calor num coletor solar, porém, estes perfis são

raramente utilizados devido às dificuldades inerentes na sua fabricação. A geração de turbulência dentro dos tubos do coletor é uma alternativa para aumentar a taxa de transferência de calor por convecção. Nesses casos são utilizados dispositivos que podem ter a forma de fitas onduladas, aletas, bobinas, fios, e tubos em espiral, entre outros. Esta técnica passiva melhora a eficiência térmica do coletor solar de placa plana (CSPP) [Abed e Afgan, 2020].

Kumar e Prasad, 2000 estudaram experimentalmente o efeito de inserir fitas onduladas dentro dos tubos para taxas de fluxo mássico variáveis em um aquecedor solar de água. A taxa de transferência de calor nos coletores com a inserção da fita ondulada aumentou entre 18 e 70%, enquanto a queda de pressão aumentou numa faixa de 87 e 132%. Além do mais, o desempenho térmico aumentou cerca de 30% em relação aos CSPP nas mesmas condições de operação.

Liu et al., 2019 desenvolveram um estudo numérico considerando a inserção de fitas cônicas em um coletor parabólico (ver Figura 2.3a), consideraram os efeitos de parâmetros geométricos como o ângulo central, o diâmetro da cavidade e a relação de passo na performance do coletor. Variando a taxa de fluxo de massa e a temperatura de entrada do fluido, os resultados mostram que a inserção das fitas cônicas tem o efeito de aumentar o número de Nusselt entre 45 e 203%, sendo a redução máxima na perda de calor de 82,1%. No entanto, observou-se um aumento considerável no fator de atrito na faixa de 6,17 até 17,44 vezes o fator de um coletor parabólico comum. Também foi observado um aumento máximo nas eficiências térmica e exegética de 5,04 e 5,7%, respectivamente.

Kurşun, 2019 comparou os efeitos de fitas planas e sinusoidais (ver Figura 2.3b) para diferentes temperaturas do fluido e diferentes fluxos mássicos num coletor parabólico. Encontrou-se que para uma temperatura de entrada do fluido de 500 K a melhoria no número de Nusselt ficou entre 25 e 75% para fitas planas e sinusoidais, respectivamente. Bellos et al., 2017 estudaram aletas planas dentro dos dutos modificando sua espessura e comprimento (ver Figura 2.3c). Os resultados mostram que para uma maior espessura e comprimento da aleta o desempenho térmico melhora, porém, simultaneamente aumentam as perdas de pressão. Para o caso ótimo, onde o comprimento e a espessura são 20 mm e 4 mm, respectivamente, foi evidenciada uma melhoria no número de Nusselt de 2,65 vezes e um aumento na eficiência térmica de 1,27% com respeito de um caso sem aletas. Algumas das modificações feitas nos tubos são mostradas na Figura 2.3.

2.2.3 Melhoria do desempenho minimizando as perdas de calor

As perdas de energia em CSPP são geralmente minimizadas utilizando isolamento térmico. Os efeitos térmicos da condutividade e convecção usualmente geram perdas significativas [Akram et al., 2020]. Os CSPP apresentam um espaço de ar entre a placa absorvedora e a cobertura gerando perdas por transferência de calor por convecção e radiação. Uma alternativa para reduzir as perdas é fazer vácuo permitindo a eliminação da transferência de calor por convecção [Chopra et al., 2018]. Este conceito foi apresentado pela primeira vez por Eaton e Blum, 1975, que, diminuindo a pressão interna entre 130 e 3400 Pa, observaram uma melhoria na eficiência térmica e na temperatura máxima de operação.

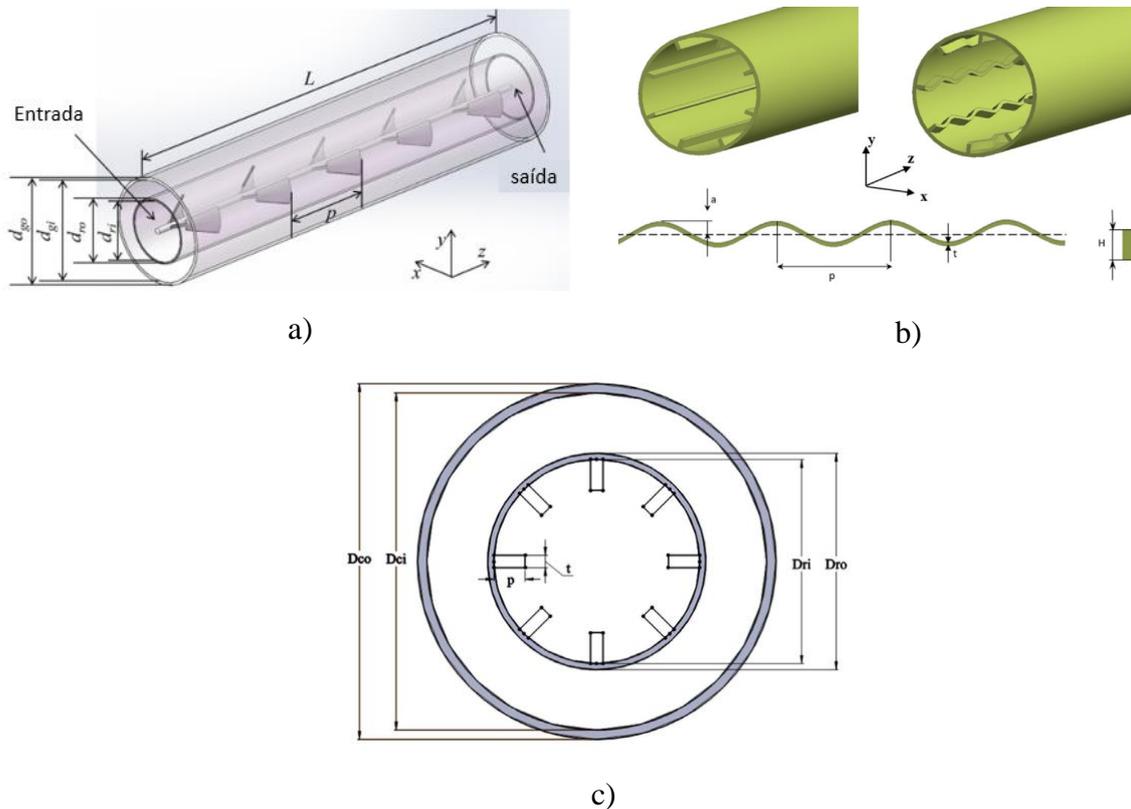
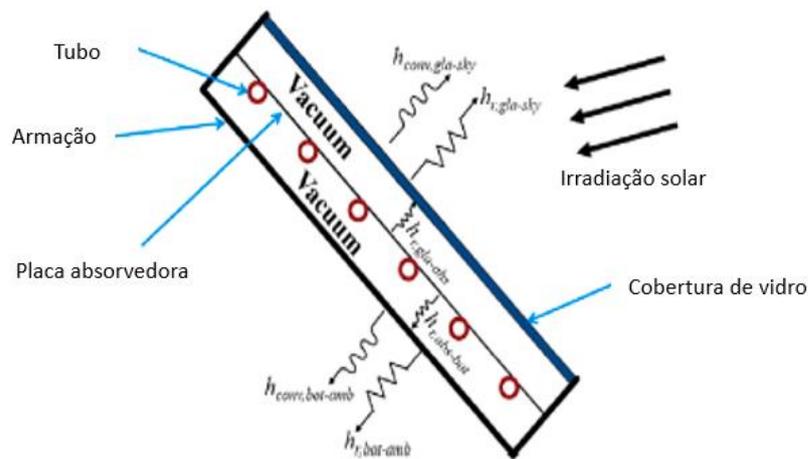


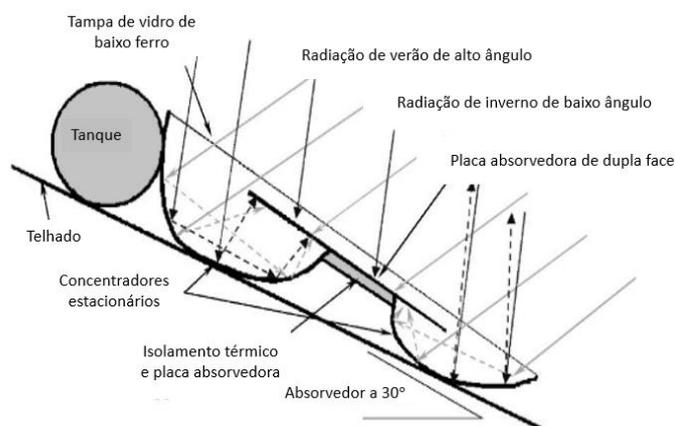
Figura 2.3 – Diferentes tipos de inserções feitas em tubos, a) Esquemático do tubo com inserções de tira cônica [Adaptado de Liu et al., 2019], b) Aletas planas e sinusoidal [Adaptado de Kurşun, 2019], c) Seção transversal do tubo com aletas [Adaptado de Bellos et al., 2017].

Uma das dificuldades relacionadas a esta técnica é a fissuração das coberturas de acrílico após algumas horas de operação sob vácuo, uma solução proposta foi o emprego de cobertura de vidro temperado. Também foram observados problemas de vedação do vácuo. Benz e

Beikircher, 1999 estudaram diferentes gases (argônio, criptônio, xenônio e SF_6) para gerar o ambiente de vácuo no coletor solar, primeiro enchendo com esse gás as várias lacunas de ar do CSPP e, em seguida, evacuando-o. as perdas de transferência de calor por convecção foram eliminadas e, portanto, a técnica foi usada com sucesso para a produção de vapor. Groenhout et al., 2002 sugeriu um novo absorvedor com dupla face (ver Figura 2.4b) e superfície seletiva de baixa emissividade acoplado a concentradores estacionários de alta refletância para reduzir as perdas radiativas e condutivas na parte inferior do coletor, reduzindo a perda líquida de calor entre 30 e 70% em comparação com um sistema convencional. Alguns dos desenhos de coletores solares são mostrados na Figura 2.4.



a)



b)

Figura 2.4 – Desenho de coletores para diminuir a perda de calor, a) Esquemático de um CSPP com vácuo [Adaptado de Gao et al., 2020], b) Concentrador estacionários e absorvedor de dupla face [Adaptado de Groenhout et al., 2002]

2.2.4 Melhoria do desempenho modificando o fluido de trabalho

O termo nanofluido foi utilizado pela primeira vez por Choi e Eastman, 1995. O termo implica a adição de nanopartículas metálicas ou não metálicas ao fluido de trabalho. Nos últimos anos têm-se convertido em uma das alternativas mais estudadas devido aos bons resultados no melhoramento do desempenho térmico dos coletores solares.

Uma das primeiras pesquisas envolvendo o uso de nanofluidos foi desenvolvida por Ahuja, 1975a, quem empregou esferas de glicerina, com diâmetros desde 50 até 100 μm , em suspensão em cloreto de sódio aquoso ou glicerina em fluxo laminar. Os resultados mostraram que a condutividade térmica efetiva pode aumentar até num fator de 2. Ahuja, 1975b observou que os efeitos sobre o aumento na transferência de calor dependem também de parâmetros como a taxa de cisalhamento, concentração e tamanho das partículas, dimensões do tubo, e propriedades do meio de suspensão.

Alguns anos depois Sohn e Chen, 1981 estudaram as condutividades térmicas efetivas de partículas de poliestireno com diferentes diâmetros em suspensão em misturas de óleo de silicone com querosene, e também com Freon-113, em um aparelho rotativo de fluxo Couette com números de Reynolds baixos. Concluíram que a condutividade efetiva da mistura depende das propriedades do material e dos parâmetros do escoamento.

Devido à falta de uma teoria para determinar a condutividade térmica dos nanofluidos, Maxwell, 1881 desenvolveu uma equação que permite determinar a condutividade térmica a partir das condutividades do fluido, da condutividade das partículas e da sua concentração. Este modelo somente é aplicável para frações volumétricas menores que 1%.

Uma análise similar foi realizada por Bruggeman, 1935 desenvolvendo uma expressão que leva em consideração a forma das partículas. Além do mais, foi proposto outro modelo baseado na homogeneidade esférica na mistura sólido-fluido sem limitações no volume de fração.

Hamilton e Crosser, 1962 propuseram um modelo genérico que incluem um fator de forma. Quando o fator de forma assume o valor de 1, a expressão se reduz à equação desenvolvida por Maxwell, 1881. Yu e Choi, 2004 introduziram uma equação que depende de um fator de forma empírico e emprega o conceito de película interfacial expressa em termos da condutividade térmica e fração volumétrica equivalente de elipsoides complexos anisotrópicos. Entretanto, Pak e Cho, 1998 consideraram a mistura do fluido e a nanopartícula como uma

mistura homogênea e com isso obtiveram expressões para determinar a densidade e a capacidade calorífica a pressão constante do nanofluido.

Existem alguns estudos experimentais onde foram utilizadas nanopartículas com água como fluido base para a operação de CSPP. Moghadam et al., 2014 empregou CuO/Água como nanofluido em sistemas de CSPP, num estudo experimental realizado na cidade de Mashhad em Iran, sendo a concentração volumétrica de 0,4% e a variação na vazão de massa foi de 1 a 3 kg/min. Para qualquer nanofluido de trabalho há uma vazão de massa ótima que maximiza a eficiência do coletor. No caso da pesquisa descrita, esta vazão foi de 1 kg/min obtendo um aumento da eficiência de 21,8% em comparação com a eficiência utilizando somente água.

Sint et al., 2017 também estudaram o uso de CuO/Água, mas, de forma numérica. Concluíram que a eficiência do coletor solar aumenta com o aumento da concentração volumétrica de nanopartículas, e que para uma concentração maior do que 2% não são observadas melhorias significativas. Enquanto Yousefi et al., 2012 estudaram experimentalmente os efeitos da variação do pH do nanofluido *Multiple Walled Carbon Nanotubes* (MWCNT)/Água na eficiência de um coletor solar, usando 0,2% de fração de massa de nanopartículas com diferentes valores de pH. Concluíram que na medida em que o nanofluido se torna mais ácido ou mais básico, a eficiência do coletor solar de placa plana torna-se maior em comparação com o nanofluido neutro.

Estudos comparativos considerando diferentes nanofluidos foram realizados recentemente por Nejad et al., 2017, empregando o método de volumes finitos para analisar três tipos de nanofluidos (Ag, MWCNT e Al₂O₃ dispersos em água) e diferentes frações volumétricas de nanopartículas (1-2%). Os resultados mostram que os três tipos de nanofluidos melhoram o desempenho do coletor em comparação com o fluido base (água). Contudo, o nanofluido Ag/água apresentou melhor desempenho. Além do mais, a eficiência aumenta com o aumento da vazão volumétrica, porém, a temperatura de saída diminui.

Verma et al, 2017 estudaram uma extensa variedade de nanofluidos (CuO, Al₂O₃, MWCNT, TiO₂, SiO₂ e Grafeno dispersos em água) em uma faixa de vazão mássica e fração volumétricas ótima. Os experimentos indicam que para uma concentração de 0,75% e uma vazão de 0,025 kg/s, todos o nanofluidos apresentam uma melhoria na eficiência do coletor. O nanofluido MWCNT/água apresentou melhores resultados quando comparado com os outros nanofluidos analisados. A melhoria na eficiência térmica foi de 23,47% em comparação ao caso da água como fluido de trabalho. Em função da melhoria no desempenho do coletor solar os

nanofluidos podem ser listados na seguinte ordem: MWCNT/água, grafeno/ água, CuO/água, Al₂O₃/água, TiO₂/água e SiO₂/água.

Uma análise da estabilidade do nanofluido Óxido de magnésio / Etilenoglicol-água destilada para diferentes concentrações volumétricas (0,08-0,4%) foi desenvolvida por Choudhary et al., 2020 empregando Brometo de cetiltrimetilamônio como surfactante. Os resultados mostram que o nanofluido foi estável por mais de 15 dias até uma concentração de 0,2% de frações volumétrica. Para altas frações volumétricas (0,4%) foram observadas instabilidades no nanofluido como resultado de aglomerações. Além disso, foi estudado o desempenho térmico de um coletor solar para diferentes concentrações volumétricas (0,08 – 0,2%) e diferentes vazões de massa (0,5 – 2,5 L/min), atingindo uma melhoria de 16,7% em comparação com o fluido base utilizando uma concentração de 0,2% e 1,5 L/min.

Sundar et al., 2018 estudaram experimentalmente a eficiência do coletor solar de placa plana utilizando Al₂O₃/água como nanofluido, em concentrações volumétricas de 0,1 e 0,3%. Também foram inseridas fitas longitudinais com relações de aspecto iguais a 1, 1,5 e 3, respectivamente. Os experimentos foram conduzidos numa faixa de número de Reynolds de 5000 a 13500. Os resultados mostram que a eficiência térmica do coletor para água pura é de 53% e aumenta para 58% com uma concentração volumétrica de 0,3% e Re=13500, a eficiência ainda foi melhorada para 84% quando foram inseridas as fitas longitudinais de relação de aspecto igual a 1 com 0,3% de concentração e Re=13500.

Singh et al., 2019 estudaram os efeitos do nanofluido Al₂O₃/água destilada e o uso do surfactante dodecilsulfato de sódio considerando diferentes condições de vazão mássica, pressão, condições meteorológicas, tempo de operação, ângulos de inclinação e concentração volumétrica das nanopartículas. Foi observado um aumento máximo na eficiência do coletor de 21,3% em comparação ao fluido base. A Tabela 2.1. apresenta um listado de trabalhos envolvendo nanofluidos, salientando as principais características e resultados obtidos.

Tabela 2.1 - Compilação de estudos experimentais envolvendo coletores solares e nanofluidos

Autor	Nanopartícula	Fluido base	Concentração	Surfactante	Resultado
Moghadam et al., 2014	CuO	Água	0,4 vol%	Sem	A eficiência térmica foi melhorada 16,7% em comparação com a água,
T. Yousefi et al., 2012	MWCNT	Água	0,2 wt%	Triton X-100	Para um ph de 9,5 se apresenta uma eficiência máxima de 64%,
Alawi et al., 2019	Nanoplasmas de grafeno tratadas com pentaetileno glicol	Água	0,025, 0,05, 0,075 e 1 wt%	Sem	O incremento máximo na eficiência térmica do coletor foi de 13,3% para uma concentração de 0,1wt% e 0,025 kg/s em comparação ao fluido base.
Choudhary et al., 2020b	MgO	Etilenoglicol-Água	0,08, 0,14 e 0,2 vol%	Brometo de cetiltrimetilamônio	A Eficiência máxima foi de 69,1% para 0,2 vol% a 1,5 LPM, qual for 16,74% maior que o fluido base.
Choudhary et al., 2020 ^a	ZnO	Etilenoglicol-Água	0,2, 0,6 e 1 vol%	Brometo de cetiltrimetilamônio	A máxima eficiência atingida foi de 69,24% para uma concentração de 1% de ZnO a 1 LPM, sendo 19,2% maior que o fluido base.
Singh et al., 2019	Al ₂ O ₃	Água	0,1, 0,2 e 0,3 vol%	Dodecilsulfato de sódio	Para uma concentração de 0,3 vol% e 3 LPM, o incremento máximo na eficiência foi de 21,32% em comparação ao fluido base.
Verma et al., 2017	Grafeno, SiO ₂ , TiO ₂ , CuO, Al ₂ O ₃ e MWCNT	Água	0,25 – 2 vol%	Triton 100X	A eficiência máxima exergética e energética do coletor solar foi para MWCNT de 29,32% e 23,47% respectivamente ao comparar com na água, para 0,7 vol% e 0,025 kg/s
Said et al., 2013	Al ₂ O ₃	Água e Etilenoglicol-Água	0,05 – 0,1 vol%	Sem	Al ₂ O ₃ /Água tem melhor estabilidade do que Al ₂ O ₃ /EG-água
Yousefi et al., 2012	Al ₂ O ₃	Água	0,2 e 0,4 wt%		Em comparação com água, o nanofluidos aumenta a eficiência um 28,3% para 0,2 wt%.

3 MARCO TEÓRICO

Neste capítulo são discutidas as bases teóricas que fundamentam este trabalho. Serão abordados os seguintes assuntos: radiação solar sobre uma superfície inclinada, componentes de um coletor solar de placa plana e determinação de propriedades dos nanofluidos.

3.1 Irradiação solar sobre uma superfície inclinada

Nesta secção é apresentado o método e procedimentos para determinar a irradiação em uma superfície inclinada.

3.1.1 Radiação solar

A radiação solar pode ser definida como a radiação eletromagnética incidente na superfície da terra e que seja oriunda do sol. A radiação solar ao chegar à nossa atmosfera é reduzida em grande parte porque é refletida de volta para o espaço, espalhada pela poeira ou absorvida pelas moléculas de O_3 , H_2O e CO_2 na atmosfera. Uma fração dessa radiação espalhada ao longo do céu atinge a superfície da Terra, tal fração é chamada de radiação difusa. Este tipo de radiação não pode projetar sombras nítidas e, portanto, não pode ser focalizada [Maleki et al., 2017]. A radiação que não é dispersa ou absorvida e chega direto da atmosfera é chamada radiação direta.

3.1.1.1 Irradiância

A irradiância representa a taxa em que a energia de radiação incide em uma superfície por unidade de área. Sua unidade W/m^2 . Isto é, energia por unidade de tempo e por unidade de área.

3.1.1.2 Irradiação

A irradiação é a integração da irradiância para um tempo especificado, usualmente em horas ou dias, sua unidade é kWh/m^2 . Isto é, energia por unidade de área integrado durante um intervalo de tempo determinado.

3.1.2 Ângulos solares

A relação geométrica entre a radiação direta do sol e um objeto na terra pode ser descrito por diferentes ângulos como mostrado na Figura 3.1.

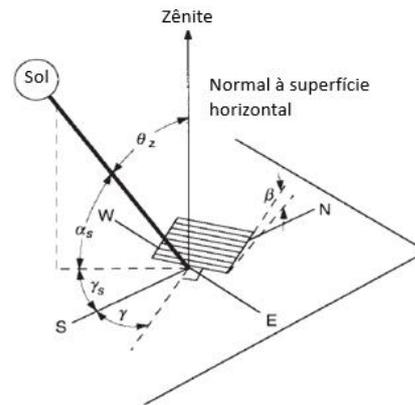


Figura 3.1 – Ângulos que apresenta o sol atreves do céu com respeito a um objeto [adaptado de Duffie e Beckman, 2006].

Onde: θ_z é o ângulo zênital, β é o ângulo de inclinação do plano da superfície com respeito do plano horizontal, α_s é o ângulo de altitude solar e γ é o ângulo azimutal da superfície.

3.1.2.1 Latitude (ϕ)

A latitude é a distância com respeito ao Equador, medida ao longo do meridiano de Greenwich, a distância fica na faixa $-90^\circ \leq \phi \leq 90^\circ$. Este ângulo é considerado positivo para o hemisfério norte e negativo para o hemisfério sul, valendo 0° para o Equador.

3.1.2.2 Ângulo de declinação (δ)

Dado que o eixo de rotação da terra tem sempre uma inclinação de $23,45^\circ$ com respeito à normal ao plano elíptico da terra. O centro do Sol forma um ângulo com o equador da Terra chamado ângulo de declinação (δ) o qual varia a longo do ano na faixa $-23,45^\circ \leq \delta \leq 23,45^\circ$. O ângulo de declinação, δ , para qualquer dia do ano (n), determina-se em graus a partir da Equação 3.1.

$$\delta = 23,45 \sin \left[\frac{360}{365} (284 + n) \right] \quad (3.1)$$

3.1.2.3 Ângulo Horário (ω)

O ângulo horário descreve a rotação da Terra em torno de seu eixo polar, o qual é equivalente a $+15^\circ$ por hora durante o período da manhã e igual a -15° no período da tarde.

O ângulo horário é a distância angular entre o meridiano do observador e o meridiano que contém o plano do Sol. A Equação 3.2 (ASHRAE Handbook Fundamentals, 2017), pode ser usada para calcular o ângulo horário em graus.

$$\omega = (AST - 12) 15 \quad (3.2)$$

AST é hora solar aparente e se determina mediante a Equação 3.3.

$$AST = LST + \frac{ET}{60} \pm \frac{L_s - L_L}{15} \quad (3.3)$$

Onde: LST é a hora local padrão, L_s é a longitude padrão, L_L é a longitude local e ET é a equação do tempo que, cujo valor depende do dia do ano (n). ET é determinada mediante a Equação 3.4 [Kalogirou, 2014].

$$ET = 9,87 \sin(2B) - 7,53 \cos(B) - 1,5 \cos(B) \quad (3.4)$$

Onde

$$B = (n - 81) 360/365 \quad (3.5)$$

3.1.3 Constante Solar (G_{sc})

A constante solar, G_{sc} , é a energia do sol por unidade de tempo recebida em uma unidade de área da superfície perpendicular à direção de propagação da radiação na distância média terra-sol fora da atmosfera. O Centro Mundial de Radiação (WRC, por suas siglas em inglês) adotou o valor de 1367 W/m^2 para G_{sc} [Zheng, 2017].

3.1.4 Irradiação extraterrestre horaria (I_o)

A irradiação extraterrestre horaria é a radiação que poderia receber uma superfície na Terra em ausência da atmosfera no período de uma hora. Devido ao movimento elíptico da terra ao redor do sol, e devido à sua rotação sob o próprio eixo, a distância entre a terra e o Sol não

é constante, gerando uma variação na radiação extraterrestre ao longo do ano. No entanto, estas variações no fluxo de radiação extraterrestre estão na faixa de $\pm 3,3$ [Zheng, 2017]. Além disso, a radiação emitida pelo sol também sofre variações de até 0,2%, essas variações estão relacionadas com o desenvolvimento de manchas solares [Willson et al., 1981]. Para determinar a irradiação extraterrestre horária em uma superfície horizontal perto da atmosfera se utiliza a Equação 3.6.

$$I_o = \frac{12 I_{sc}}{\pi} 3600 \left(1 + 0.033 \cos\left(\frac{360 n}{365}\right) \right) \left[\cos(\varnothing) \cos(\delta) [\sin(\omega_2) - \sin(\omega_1)] + \frac{\pi(\omega_2 - \omega_1)}{180} \sin(L_L) \sin(\delta) \right] \quad (3.6)$$

Onde: I_o é a irradiação extraterrestre horária em uma superfície horizontal, G_{sc} é a constante solar, n é o número do dia do ano, \varnothing é a latitude local, ω_1 e ω_2 são os ângulos horários presentes em um intervalo de uma hora, sendo $\omega_2 > \omega_1$, δ é o ângulo de declinação [Duffie e Beckman, 2006].

3.1.5 Irradiação em uma superfície

Na implementação de um sistema baseado em energia solar é necessária a obtenção de uma base de dados da radiação solar presente na zona de interesse. Ainda assim, a disponibilidade de dados de irradiação solar é limitada a poucos lugares ou a curtos períodos de tempo [Jamil e Akhtar, 2017].

3.1.5.1 Irradiação em uma superfície horizontal

Os dados da radiação incidente são fornecidos principalmente por satélites e estações meteorológicas locais. Normalmente as medições feitas são da irradiância global horizontal (G). Os dados de radiação devem ser integrados sobre um período de tempo, tal como uma hora, para obter a irradiação global horizontal horária (I). Por outro lado, a irradiância normal direta ($G_{b,n}$) e a irradiância difusa horizontal (G_d) são mensuradas raramente. As $G_{b,n}$ e G_d são mensuradas principalmente por instituições de pesquisa, pelos altos custos dos equipamentos e ao requerimento de uma manutenção mais cuidadosa [Lee et al., 2017]. Existem

na literatura diversos modelos que foram desenvolvidos para determinar a irradiação difusa horizontal ($I_{b,n}$) ou a irradiação normal direta (I_d) a partir de dados de I .

Os modelos de decomposição são os mais empregados na literatura por sua fácil implementação. Estes modelos precisam de dados coletados da irradiação global horizontal (I), para estimar a irradiação difusa (I_d) e a direta (I_b) na superfície horizontal.

$$I = I_b + I_d \quad (3.7)$$

Onde $I_b = I_{b,n} \cos(\theta_z)$ sendo θ_z o ângulo de azimute. Muitos dos modelos de decomposição usam correlações que envolvem a radiação extraterrestre, a irradiação global horizontal e suas componentes, a irradiação direta e difusa, mediante a utilização de parâmetros adimensionais. Alguns desses parâmetros são listados a seguir:

- (i) O índice de claridade horária k_t , define-se como a razão entre a irradiação global horizontal (I), e a irradiação extraterrestre no plano horizontal (I_o).

$$k_t = I/I_o \quad (3.8)$$

- (ii) A fração difusa horária k_d , é a razão entre a irradiação difusa horária (I_d), e a irradiação global horizontal horária (I), ambas sobre uma superfície horizontal.

$$k_d = I_d/I \quad (3.9)$$

- (iii) A Transmitância normal direta k_n , define-se como a razão entre a irradiação normal direta à superfície horizontal ($I_{b,n}$), e a irradiação normal extraterrestre à superfície horizontal ($I_{o,n}$).

$$k_n = I_{b,n}/I_{o,n} \quad (3.10)$$

Geralmente, as correlações dos modelos de decomposição processam k_n ou k_d em função de k_t , considerando diferentes formas funcionais para as diferentes faixas de k_t . Além disso, os modelos usam métodos empíricos, analíticos, numéricos, estatísticos y redes neurais.

Alguns dos modelos amplamente usados que apresentam bons resultados são mostrados na Tabela 3.1.

3.1.5.2 Irradiação em uma superfície inclinada

Os modelos de transposição são dos mais empregados na literatura, convertem a irradiação solar do plano horizontal ao plano inclinado. A Irradiação global inclinada (I_T), é a soma de três componentes: a irradiação difusa ($I_{T,d}$), a irradiação direta ($I_{T,b}$), e a irradiação refletida pelo solo ($I_{T,r}$) [Duffie e Beckman, 2006].

$$I_T = I_{T,b} + I_{T,d} + I_{T,r} \quad (3.11)$$

Tabela 3.1 – Descrição dos modelos de decomposição.

Modelo	Parâmetro dependente	Abreviação	Tipo de método	Dados Meteorológicos
[Orgill e Hollands, 1977]	k_d	OH	Empírico	Toronto - Canada
[Louche et al., 1991]	k_n	Lo	Empírico	Corisca -Francia
[Vignola e McDaniels, 1986]	k_n	VM	Empírico	Noroeste Pacífico - USA
[Lam e Li, 1996]	k_d	LL	Empírico	Hong Kong
[Erbs et al., 1982]	k_d	Er	Empírico	USA
[Maxwell, 1987]	k_n	DISC	Quase-Físico	USA
[Reindl et al., 1990 ^a]	k_d	Re_1 Re_2	Empírico	USA e Europa
[Liu e Jordan, 1960]	k_d	LJ	Empírico	USA e Canada
[Ineichen et al., 1992]	k_n	DIRINT	Quase-Físico	USA e Europa
[Skartveit e Olseth, 1987]	k_d	SO	Analítico	Noruega

A irradiação direta em uma superfície inclinada ($I_{T,b}$), pode ser determinada de uma maneira simples mediante uma relação geométrica entre os planos horizontal e inclinado como mostra a Equação 3.12, onde θ é o ângulo de incidência. Por outro lado, a irradiação refletida pelo solo pode ser determinada pela Equação 3.13.

$$I_{T,b} = I_b \frac{\cos(\theta)}{\cos(\theta_z)} \quad (3.12)$$

$$I_{T,r} = I \rho_g \left(\frac{1 - \cos(\beta)}{2} \right) \quad (3.13)$$

Onde β é o ângulo de inclinação da superfície com respeito da horizontal e ρ_g é a refletância do solo, constante no campo de visão.

Enquanto a componente difusa, $I_{T,d}$, ela pode ser definida como uma fração da radiação global recebida do sol que é dispersada pela atmosfera. Ela é distribuída ao longo da cúpula do céu, sendo função de condições extremadamente difíceis de prever como a nebulosidade e a claridade do céu [Jakhrani et al., 2013]. A componente de irradiação difusa é composta por três parcelas: (i) a irradiação difusa isotrópica ($I_{T,d,iso}$), que representa a parcela da irradiação difusa uniforme, recebida em uma superfície desde a totalidade da cúpula do céu. (ii) a irradiação difusa circunsolar ($I_{T,d,cs}$), que resulta da dispersão direta da radiação solar e se concentra na área de céu ao redor do sol. (iii) a irradiação difusa de brilho do horizonte ($I_{T,d,hb}$), que é o resultado da radiação incidente que percorre uma maior massa de ar devido à sua concentração perto do horizonte [Widen, 2009] [Duffie e Beckman, 2006].

A componente difusa é a soma das parcelas isotrópica, circunsolar e de brilho do horizonte, como mostra a Equação 3.14.

$$I_{T,d} = I_{T,d,iso} + I_{T,d,cs} + I_{T,d,hb} \quad (3.14)$$

Devido a que a irradiação difusa não tem um ângulo de incidência definido na superfície horizontal, foram propostos diferentes modelos que determinam a irradiação global em um plano inclinado a partir de medições na superfície horizontal. Estes se classificam em modelos isotrópicos y anisotrópicos [Kalogirou, 2014].

Os modelos de céu isotrópico assumem que a intensidade de radiação difusa no céu é uniforme na totalidade da cúpula de céu [Stanciu et al., 2016]. Para determinar $I_{T,d}$, os diferentes modelos utilizam um fator geométrico R_d , que representa a razão entre a

radiação difusa na superfície inclinada e a superfície horizontal e é multiplicado pela irradiação difusa horizontal (I_d). A determinação de $I_{T,d}$ dos modelos são listados na Tabela 3.2.

Tabela 3.2 – Valores de R_d para os diferentes modelos isotrópicos.

Autor	Abreviação do modelo	$I_{T,d}$
[Liu e Jordan, 1960]	LJ	$I_d[1 + \cos(\beta)]/2$
[Koronakis, 1986]	Ko	$I_d[2 + \cos(\beta)]/3$
[Badescu, 2002]	Ba	$I_d[3 + \cos(2\beta)]/4$

Os modelos anisotrópicos adotam o equacionamento para a determinação da $I_{T,b}$ (ver Equação 3.12) e $I_{T,r}$ (ver Equação 3.13) recomendado por Liu e Jordan, 1960. Para a determinação de $I_{T,d}$, os modelos anisotrópicos têm em conta além de mais da irradiação difusa isotrópica as contribuições da irradiação circunsolar e do brilho do horizonte, como são mostradas na Tabela 3.3.

Tabela 3.3 – Valores da radiação difusa em uma superfície inclinada para os diferentes modelos anisotrópicos.

Autor	Abreviação do modelo	$I_{T,d}$
[Temps e Coulson, 1977]	TC	$I_d \left(\frac{1 + \cos \beta}{2} \right) (1 + \cos^2 \theta \sin^3 \theta_z) \left(1 + \sin^3 \frac{\beta}{2} \right)$
[Bugler, 1977]	Bu	$\frac{1 + \cos \beta}{2} \left(I_d - 0.5 \frac{I_{T,b}}{\cos \theta_z} \right) + 0.05 I_{T,b} \cos \theta_z$
[Klucher, 1979]	Kl	$I_d \left(\frac{1 + \cos \frac{\beta}{2}}{2} \right) (1 + f_k \cos^2 \theta \sin^3 \theta_z) \left(1 + f_k \sin^3 \frac{\beta}{2} \right)$
[Hay, 1979]	Ha	$I_d \left[\frac{I_b \cos \theta}{I_o \cos \theta_z} + \frac{1 + \cos \beta}{2} \left(1 - \frac{I_b}{I_o} \right) \right]$

Tabela 3.3 Continuação

Autor	Abreviação do modelo	$I_{T,d}$
[Reindl et al., 1990 ^a]	Re	$I_d \left[\frac{I_b \cos \theta}{I_o \cos \theta_z} + \frac{1 + \cos \beta}{2} \left(1 - \frac{I_b}{I_o} \right) \left(1 + f_R \sin^3 \frac{\beta}{2} \right) \right]$
[Duffie e Beckman, 2006]	HDKR	$I_d \left[\left(\frac{1 + \cos \beta}{2} \right) \left(1 - \frac{I_b}{I_o} \right) \left(1 + f_R \sin^3 \frac{\beta}{2} \right) \right]$
[Perez et al., 1990] ¹	Pe	$I_d \left[(1 - F_1) \left(\frac{1 + \cos \beta}{2} \right) + F_1 \frac{a}{b} + F_2 \sin \beta \right]$

¹ para maior informação acerca do equacionamento do modelo pode digirir-se a [Perez et al., 1990]

3.2 Coletor solar térmico de placa plana

Os coletores solares são um tipo de trocador de calor, eles recebem a radiação solar e a transferem ao fluido de trabalho. Os coletores solares de placa plana coletam a radiação direta e difusa, são equipamentos de baixo custo de fabricação e que são instalados em posição fixa. Não precisam de sistemas de acompanhamento do sol, apresentando um baixo custo de manutenção. Essas vantagens permitem aos coletores solares de placa plana serem amplamente utilizados para o aquecimento de água em residências e aquecimento de espaços. o coletor analisado em este estudo é formado por uma cobertura de vidro, uma placa absorvedora, um fluido de trabalho e uma caixa metálica que conta com isolamento térmico, como é mostrado na Figura 3.2.

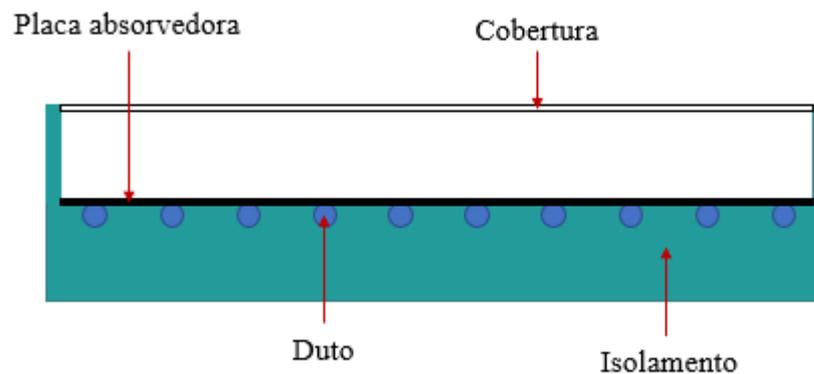


Figura 3.2 - Seção transversal de um coletor solar básico de placa plana.

3.2.1 Elementos básicos de um coletor solar de placa plana

- Cobertura: O vidro com baixo conteúdo de ferro é extensamente utilizado como cobertura nos coletores solares devido a que apresenta uma transmitância de até 90% da radiação da onda curta e porque não transmite para fora uma parcela significativa da radiação de onda longa refletida pela placa absorvedora, propiciando um efeito estufa no interior do coletor.
- Placa absorvedora: A placa absorve a maior parte da irradiação que atravessa a cobertura. Para uma máxima captação de energia são empregadas superfícies seletivas como são os óxidos de alguns metais: cobre, ferro, cromo, etc. Estas superfícies apresentam um revestimento que tem alta absorvância para radiação solar e uma baixa emitância.
- Isolamento térmico: O isolamento térmico é utilizado para minimizar as perdas de calor na parte inferior e nas laterais do coletor. Os isolamentos mais empregados nos coletores de placa plana são as fibras de vidro, lã de rocha, rolha, etc. A fibra de vidro apresenta problemas a temperaturas elevadas devido a que os aglutinantes que a compõem são evaporados e condensados na cobertura, bloqueando assim a radiação recebida [Kalogirou, 2014].
- Dutos: Diferentes configurações de dutos são empregadas, algumas são integradas à placa absorvedora, outras são soldadas ou acopladas às superfícies superior ou inferior da placa, permitindo transferir ao fluido a energia absorvida pela placa. Tubos de cobre são usados com maior frequência devido à sua alta condutividade térmica e sua resistência à corrosão.

3.3 Nanofluidos

Os fluidos de trabalho convencionais como água, óleo sintéticos e etileno/propileno glicol desempenham um papel importante nos vários processos de engenharia e equipamentos mecânicos, por exemplo, geração de energia, ar-condicionado, processos de aquecimento e resfriamento. Algumas das propriedades termofísicas como a condutividade térmica (k) dos fluidos de trabalho convencionais são muito baixas em comparação com as propriedades do sólido.

Partículas metálicas em microescala têm sido utilizadas para aumentar a eficiência dos sistemas térmicos [Abed e Afgan, 2020]. No entanto, a necessidade de aumentar a eficiência térmica levou aos pesquisadores a buscar tamanhos menores de partículas até chegar a trabalhar com partículas nanométricas. Com a melhoria das propriedades de transferência de calor, a eficiência e a compactação dos equipamentos mecânicos são também melhoradas. Além do mais, há uma economia de investimento e de custos operacionais [Maïga et al., 2005].

Os nanofluidos são definidos como fluídos que levam consigo nanopartículas do tamanho de 1 até 100 nm em suspensão. É importante salientar algumas considerações para a implementação adequada dos nanofluidos nos coletores solares de placa plana. A primeira delas é a preparação dos nanofluidos, existem dois métodos para a preparação do nanofluido: o método de uma etapa e o método de duas etapas. A diferença entre eles é o transporte, custos e flexibilidade em termos de formação de vários nanofluidos. No método de etapa única, a preparação das nanopartículas e a dispersão dentro do fluido base ocorrem simultaneamente. No método de duas etapas, a preparação de nanopartículas é realizada por alguma técnica primeiro e depois dispersas no fluido base. O método de duas etapas é o mais empregado para a produção de dos nanofluidos, incluindo nanopartículas de óxido, entanto para as nanopartículas metálicas ou com alta condutividade térmica é preferido o método de uma etapa [Das et al., 2007].

A estabilidade da suspensão de nanopartículas no fluido base deve ser considerada devido a que, com o tempo, as nanopartículas geram aglomerações podendo bloquear o canal de fluxo, além disso, a aglomeração reduz a condutividade térmica dos nanofluidos [Behi e Mirmohammadi, 2012]. Teoricamente, se as partículas permanecessem suficientemente pequenas (<100 nm), o movimento aleatório das nanopartículas em suspensão, denominado “movimento browniano”, supera as forças de gravidade e de atração entre as partículas, evitando assim a sedimentação e aglomeração. A estabilidade pode ser melhorada com a adição de vibração ultrassônica, adição de um surfactante ou modificação de superfície. Mas, o método de estabilidade mais econômico e de longo prazo é a adição de um surfactante.

Os surfactantes são compostos orgânicos formados por um grupo hidrofóbico e hidrofílico que geram uma maior força repulsiva entre as nanopartículas e excedem as forças de atração de Van der Waals. Os surfactantes se deterioram em altas temperaturas, portanto, eventualmente a estabilidade pode ser perdida e a condutividade térmica diminuir. Além do mais, os surfactantes geram efeitos negativos na viscosidade dos nanofluidos [Yu e Xie, 2012].

A segunda consideração que se deve salientar é o custo do nanofluido. A utilização de nanopartículas com alta condutividade térmica permite ter baixa concentração, diminuindo custos e aumentando o coeficiente de transferência de calor. Esta abordagem também afeta a estabilidade dos nanofluidos devido às baixas concentrações de nanopartículas dispersas, os nanofluidos são mais estáveis [Behi e Mirmohammadi, 2012]. Ao ter uma baixa concentração, a viscosidade do nanofluido é menor reduzindo a energia de bombeio e a queda de pressão.

Os nanofluidos incrementam a condutividade térmica comparado com o fluido base, na literatura se pode encontrar diferentes métodos e técnicas para medir as propriedades termofísicas. Paul et al., 2010 apresentam uma revisão crítica das diferentes técnicas empregadas na literatura. Geralmente, para a medição da condutividade térmica é utilizada a lei de Fourier da transferência de calor por condução. A viscosidade dos nanofluidos é um parâmetro crítico nos nanofluidos, geralmente os métodos para medir a viscosidade de nanofluidos é dividida em dois grupos principais, o tipo arrastro e o tipo de fluxo e estes por sua vez são divididos em outros tipos. Na literatura diferentes parâmetros foram estudados para determinar sua influência na viscosidade dos nanofluidos: temperatura, volume de concentração, tamanho da partícula, método de estabilidade, morfologia, entre outros [Li et al., 2009].

3.4 Modelagem do Coletor Solar

O modelo do coletor solar implementado no presente trabalho está baseado no desenvolvimento apresentado por Duffie e Beckman, 2006, e que foi empregado também por Kalogirou, 2014. O modelo do coletor solar permite determinar a eficiência térmica do coletor solar de placa plana a través da energia útil e da radiação incidente.

Para estimar a energia útil é inserido um fator de remoção de calor e as perdas térmicas e óticas. Estas perdas podem ser calculadas por meio de equações não lineares conhecendo a temperatura de entrada do fluido. A análise do coletor solar de placa plana para esta pesquisa é baseada na configuração mostrada na figura 3.2.

Algumas simplificações são adotadas para desenvolver o modelo do coletor solar de placa plana:

- a) O coletor opera em regime permanente.
- b) A construção é do tipo folha e tubo paralelo.
- c) Os cabeçalhos cobrem uma pequena área e podem ser negligenciados.

- d) Os cabeçalhos fornecem uma vazão uniforme nos dutos.
- e) Não há absorção de energia solar por parte da cobertura na medida que afeta as perdas do coletor.
- f) Os fluxos de calor através da cobertura, isolamento inferior e laterais do coletor são unidimensionais.
- g) A queda de temperatura a través da cobertura é negligenciável (isotérmica).
- h) A cobertura é opaca para a radiação infravermelha.
- i) O céu pode ser considerado como uma grande vizinhança para radiação de comprimento de onda longa a uma temperatura equivalente do céu.
- j) O gradiente de temperatura na vizinhança do duto pode ser negligenciado.
- k) O gradiente de temperatura na direção do escoamento e entre os tubos podem ser tratados independentemente.
- l) As propriedades são independentes da temperatura.
- m) As perdas de calor na parte de acima e de baixo do coletor acontecem na temperatura ambiente.
- n) Os efeitos da poeira e sujeira no coletor são insignificantes.
- o) O efeito das sombras sobre a placa absorvedora é desprezível.

Em regime permanente, a eficiência de um coletor solar de placa plana é definida como a razão entre o ganho de energia útil (Q_u) dividido pelo produto da irradiância incidente (G_t) e a área do coletor (A_c) para um determinado intervalo de tempo (ver Equação 3.15).

$$\eta = \frac{Q_u}{G_t A_c} \quad (3.15)$$

A energia útil Q_u de um coletor solar de área A_c é igual à diferença entre a radiação absorvida S e as perdas térmicas, como mostrado na Equação 3.16.

$$Q_u = A_c F_R [S - U_L (T_{f,i} - T_a)] \quad (3.16)$$

Onde: U_L é o coeficiente global de transferência de calor, $T_{f,i}$ é a temperatura de entrada do fluido, F_R é fator de remoção de calor do coletor e T_a é a temperatura ambiente.

3.4.1 Radiação solar absorvida

A radiação solar absorvida pela placa absorvedora (S) dependerá em certa medida do modelo de irradiação empregado. Determina-se multiplicando cada componente da irradiância incidente (direta, difusa e refletida pelo solo), obtidos com o modelo de radiação, vezes o produto da transmitância-absortância ($\tau\alpha$) obtido para cada componente $[(\tau\alpha)_b, (\tau\alpha)_d$ e $(\tau\alpha)_r]$. Para simulações de processos térmicos pode ser empregada a equação proposta por Duffie e Beckman, 2006 (ver Equação 3.17) onde é definido um produto médio de transmitância-absortância $(\tau\alpha)_{ave}$. multiplicado pela irradiância solar incidente G_t .

$$S = G_t (\tau\alpha)_{ave} \quad (3.17)$$

Quando a fração direta $(\tau\alpha)_b$ é alta, $(\tau\alpha)_{ave}$ tem um valor perto de $(\tau\alpha)_b$, dado que a energia útil ganha por um coletor depende significativamente do valor da radiação direta, pode-se assumir a relação apresentada na Equação 3.18.

$$(\tau\alpha)_{ave} \cong 0,96 (\tau\alpha)_b \quad (3.18)$$

Para determinar $(\tau\alpha)_b$ é preciso calcular a transmitância (τ) e absortância (α) da cobertura de um coletor solar de placa plana.

Para superfícies lisas derivou-se expressões que permitem determinar a reflexão da radiação não polarizada na passagem do meio 1 com um índice de refração n_1 para o meio 2 com índice de refração n_2 :

$$r_{\perp} = \frac{\sin^2(\theta_2 - \theta_1)}{\sin^2(\theta_2 + \theta_1)} \quad (3.19)$$

$$r_{\parallel} = \frac{\tan^2(\theta_2 - \theta_1)}{\tan^2(\theta_2 + \theta_1)} \quad (3.20)$$

A Equação 3.19 representa a componente perpendicular da radiação não polarizada e a Equação 3.20 representa a paralela. Onde θ_1 e θ_2 são os ângulos de incidência e refração, como é mostrado na Figura 3.3

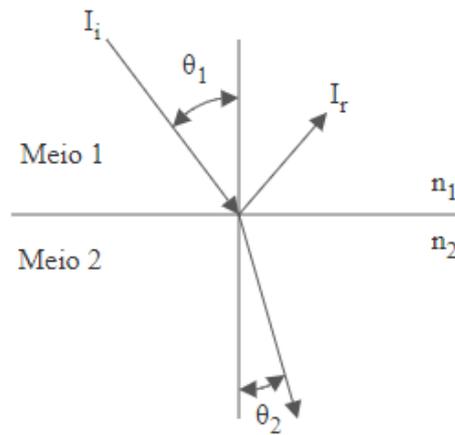


Figura 3.3 – Ângulos de incidência e reflexão em meios com índices de refração n_1 e n_2 .

[Adaptado de Duffie e Beckman, 2006]

As propriedades são avaliadas para a média dessas duas componentes como é mostrado na Equação 3.21.

$$r = \frac{r_{\perp} + r_{\parallel}}{2} \quad (3.21)$$

Similarmente, a transmitância (τ_r) (o subscrito r indica que apenas as perdas de reflexão são consideradas), pode ser calculado da seguinte forma:

$$\tau_r = \frac{1}{2} \left(\frac{1 - r_{\parallel}}{1 + r_{\parallel}} + \frac{1 - r_{\perp}}{1 + r_{\perp}} \right) \quad (3.22)$$

A transmitância (τ_{α}) (o subscrito α indica que apenas são consideradas as perdas de absorção), pode ser calculado da seguinte forma.

$$\tau_{\alpha} = e^{\left(-\frac{KL}{\cos\theta_2} \right)} \quad (3.23)$$

Onde K é o coeficiente de extinção, que pode variar de 4 m^{-1} (para vidro de alta qualidade) a 32 m^{-1} (para vidro de baixa qualidade), e L é a espessura da cobertura de vidro.

As equações para a transmitância de uma cobertura de coletor (τ) podem ser simplificadas, dado que τ_α raramente é menor que 0,9 e r é da ordem de 0,1, a transmitância de uma única cobertura torna-se:

$$\tau \cong \tau_r \tau_\alpha \quad (3.24)$$

A absortância da cobertura de um coletor solar (α) pode ser calculada aproximadamente da seguinte forma:

$$\alpha \cong 1 - \tau_\alpha \quad (3.25)$$

A refletância (ρ) de uma única cobertura pode ser aproximada pela Equação 3.26.

$$\rho = 1 - \tau - \alpha \cong \tau_\alpha - \tau \quad (3.26)$$

Para a determinação do produto da transmitância-absortância para a radiação direta $(\tau\alpha)_b$ é empregada a seguinte equação:

$$(\tau\alpha)_b = 1,01(\tau)(\alpha_n)(\alpha/\alpha_n) \quad (3.27)$$

Onde α_n é a absortância da placa com respeito da incidência normal, que pode ser determinada com a Equação 3.25, porém, empregando o ângulo incidência normal. O quociente α/α_n é a dependência angular da absortância solar e pode ser determinado mediante a seguinte equação:

$$\begin{aligned} \alpha/\alpha_n = & 1 - 1,5879 \times 10^{-3} \theta + 2,7314 \times 10^{-4} \theta^2 - 2,3026 \times 10^{-5} \theta^3 \\ & + 9,0244 \times 10^{-7} \theta^4 - 1,8 \times 10^{-8} \theta^5 + 1,7734 \times 10^{-10} \theta^6 \\ & - 6,9937 \times 10^{-13} \theta^7 \end{aligned} \quad (3.28)$$

3.4.2 Perdas de calor totais no coletor

As perdas de calor de um coletor solar consistem das perdas de calor superiores, que acontecem a través da cobertura, e nas perdas de calor inferiores e laterais, que acontecem a través dos isolamentos térmicos do coletor. Todas as perdas são calculadas para uma temperatura média da placa T_{pm} , as perdas totais de calor no coletor podem ser representadas em termos do coeficiente global de transferência de calor, como mostrado na Equação 3.29.

$$Q_{loss} \cong A_c U_L (T_{pm} - T_a) \quad (3.29)$$

Para a determinação do coeficiente global de transferência de calor é preciso entender os diferentes fenômenos que estão envolvidos em um coletor solar, estes fenômenos são apresentados na Figura 3.4.

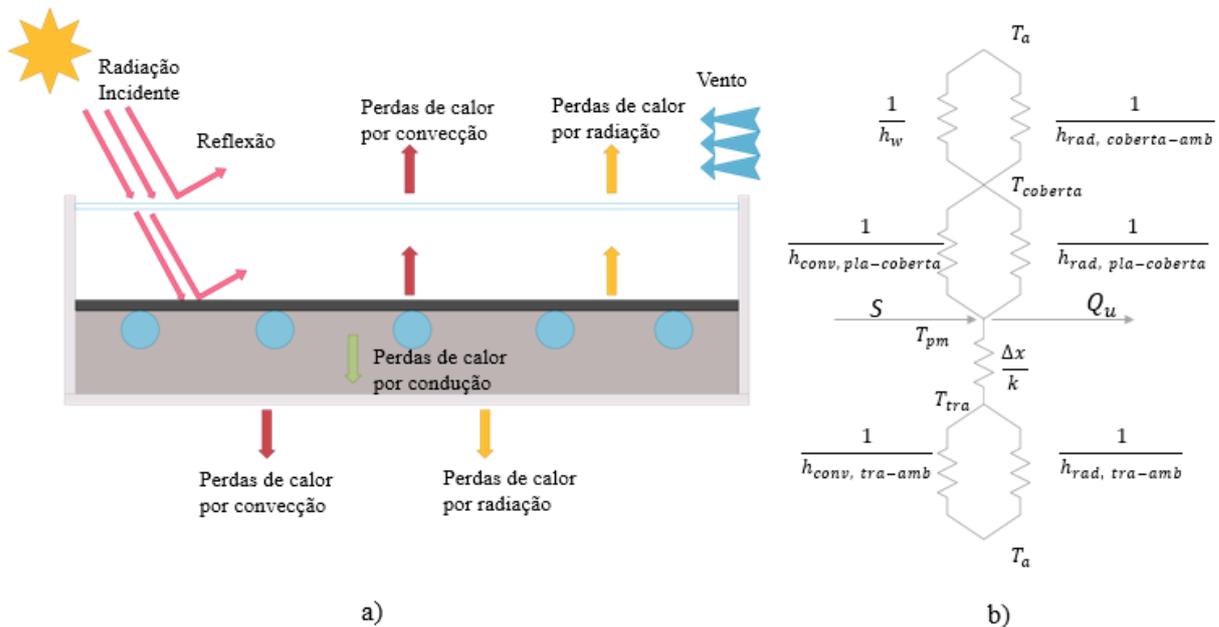


Figura 3.4 – Esquema para a determinação das perdas totais de calor em um coletor solar de placa plana a) vista transversal do coletor mostrando os processos de transferência de calor e b) o diagrama da rede de resistência térmica.

Da radiação solar total incidente na cobertura, uma parcela é refletida e a outra parcela é transmitida até a placa absorvedora, essa última é conhecida como energia absorvida S . Esta energia absorvida é distribuída entre o ganho de energia útil e as perdas de calor através do topo, da parte inferior e das laterais do coletor. As perdas de calor pela parte superior do coletor

consideram perdas de calor desde a cobertura para a vizinhança e desde a placa absorvedora para a cobertura. As perdas de calor em ambos os casos acontecem pelos mecanismos de convecção e de radiação.

As perdas de calor pela parte inferior, e pelas laterais, do coletor acontecem pelo mecanismo de condução de calor a través do isolamento térmico, e pelos mecanismos de convecção e radiação desde a parte inferior do coletor para a vizinhança. A energia útil Q_u que é transferida ao fluido seria o resultado da diferença entre a energia absorvida e as perdas de calor.

Para este sistema é assumido que todas as perdas ocorrem a uma temperatura comum T_a , o coeficiente global de transferência de calor do coletor U_L é a soma dos coeficientes globais de transferência de calor pela parte superior U_t , pela parte inferior U_b e pelas laterais U_e .

$$U_L = U_t + U_b + U_e \quad (3.30)$$

As perdas de calor, pela parte superior de um coletor solar de placa plana, podem ser avaliadas de duas formas. A primeira delas consiste em aplicar um sistema de resistências como aquele mostrado na Figura 3.4b. este método precisa de assumir alguns valores, como a temperatura da cobertura, para determinar os coeficientes de transferência de calor convectivo e radiante. Esse procedimento implica um processo iterativo, já que as propriedades do ar estão em função da temperatura de operação. Em este trabalho não será adotado este método. A segunda forma é aquela proposta por Klein, 1975 quem desenvolveu uma equação empírica para a determinação do coeficiente de perda de calor pelo topo U_t seguindo um procedimento de Hottel e Woertz, 1942. Ambos os métodos foram avaliados e os resultados mostraram que a método proposto por Klein, 1975 apresentou um erro de 3% em comparação ao método iterativo. O método de Klein, 1975 foi escolhido, com o intuito de simplificar a rotina de solução.

$$U_t = \left(\frac{N}{\frac{C}{T_{pm}} \left[\frac{(T_{pm} - T_a)^e}{N + f} \right] + \frac{1}{h_w}} \right)^{-1} + \frac{\sigma(T_{pm} + T_a)(T_{pm}^2 + T_a^2)}{\frac{1}{\varepsilon_p + 0,00591N h_w} + \frac{2N + f - 1 + 0,133 \varepsilon_p}{\varepsilon_g} - N} \quad (3.31)$$

Onde: N é o número de coberturas, ε_g é a emitância da cobertura, ε_p é a emitância da placa, T_a é a temperatura ambiente (K), T_{pm} é a temperatura média da placa (K).

$$f = (1 + 0,089 h_w - 0,1166 h_w \varepsilon_p)(1 + 0,07866 N) \quad (3.32)$$

$$C = 520(1 - 0,000051\beta^2) \quad (3.33)$$

Para $0^\circ < \beta < 70^\circ$; para $70^\circ < \beta < 90^\circ$, é utilizado $\beta = 70^\circ$

$$e = 0,430(1 - 100/T_{pm}) \quad (3.34)$$

h_w é o coeficiente de transferência de calor do vento. Cabe salientar que não há uma equação de uso geral bem estabelecida. O valor mínimo de h_w para condições de ar estagnado é $5 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$. Portanto, a Equação 3.35 pode ser empregada para determinar h_w [Kalogirou, 2014].

$$h_w = \max \left[5, \frac{8,6 V^{0.6}}{L^{0.4}} \right] \quad (3.35)$$

Onde V é a velocidade do vento em m/s e L é o comprimento característico em m.

As perdas de energia pela parte inferior do coletor são representadas pela condução de calor a través do isolamento, pela convecção e pela radiação de calor, ambas para o ambiente

(ver Figura 3.4b). As magnitudes da transferência de calor por convecção e radiação para o ambiente podem ser consideradas negligenciáveis em comparação com a perda por condução. Portanto, o coeficiente de perdas de calor pela parte inferior é representado aproximadamente pela seguinte relação.

$$U_b = \frac{k_{iso}}{E_b} \quad (3.36)$$

Onde k_{iso} é a condutividade térmica do isolante e E_b é a espessura do isolamento inferior.

A avaliação das perdas laterais é um pouco mais complexa, mas, em um sistema bem projetado essas perdas são pequenas e não precisam ser determinadas com grande precisão. As perdas laterais podem ser referenciadas à área do coletor [Duffie e Beckman, 2006].

$$U_e = \frac{k_{iso} P_c E_c}{A_c E_e} \quad (3.37)$$

Onde k_{iso} é a condutividade térmica do isolante, A_c é à área do coletor, P_c perímetro do coletor, E_c é a espessura do coletor e E_e é a espessura do isolamento lateral.

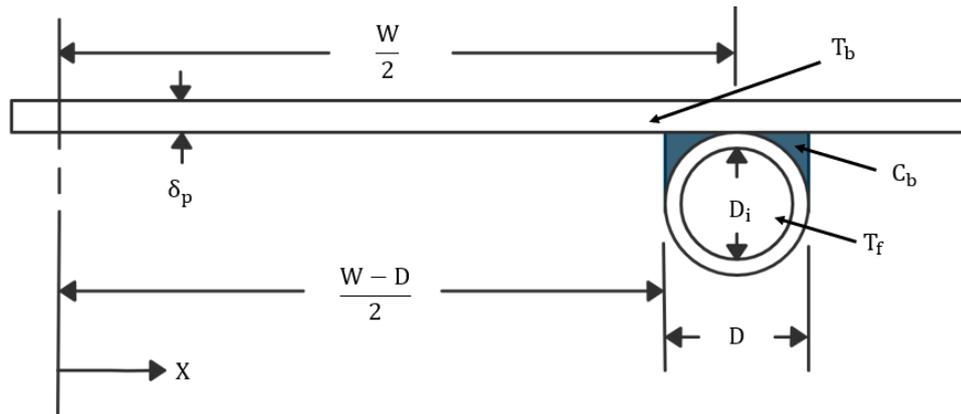
3.4.3 Distribuição de temperatura entre os dutos e o fator de eficiência do coletor

Segundo Duffie e Beckman, 2006 é possível derivar a distribuição de temperatura entre dois tubos assumindo temporariamente que o gradiente de temperatura na direção do escoamento é desprezível. Para isso, considera-se a configuração placa-tubo mostrada na Figura 3.5a. A distância entre tubos é W , D é o diâmetro externo do tubo, D_i é diâmetro interno do tubo, C_b é a condutância do contato, a espessura da placa é δ_p , a temperatura do contato é T_b e assume-se que T_b é igual à temperatura da placa.

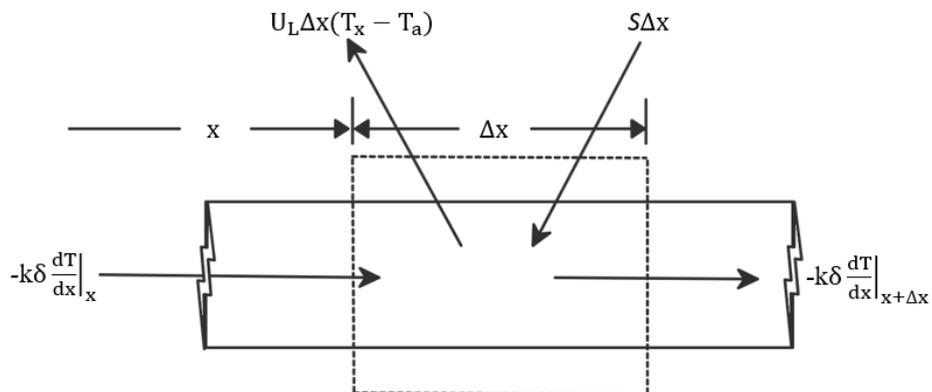
Assume-se que o material da placa é um bom condutor, portanto, o gradiente de temperatura através da placa é desprezível. A região que separa os dutos pode ser considerada como um problema clássico de aletas. Mediante a aplicação de um balanço de energia em uma região de largura Δx e comprimento unitário na direção do fluxo, como se mostra na Figura 3.5b. A energia absorvida por este pequeno elemento é $S\Delta x$ e a perda de calor por parte deste

elemento é $U_L \Delta x (T_x - T_a)$, onde T_x é a temperatura local da placa. Portanto, um balanço de energia em este elemento está dado pela Equação 3.38.

$$S \Delta x - U_L \Delta x (T_x - T_a) + \left(-k \delta \frac{dT}{dx} \right) \Big|_x - \left(-k \delta \frac{dT}{dx} \right) \Big|_{x+\Delta x} = 0 \quad (3.38)$$



a)



b)

Figura 3.5– Configuração da placa absorvedora e do duto a) Diagrama esquemático e b) balanço de energia para um elemento aleta (adaptado de Duffie e Beckman, 2006)

Dividendo por Δx e aplicando o limite conforme Δx se aproxima a zero obtém-se:

$$\frac{d^2T}{dx^2} = \frac{U_L}{k\delta_p} \left(T - T_a - \frac{S}{U_L} \right) \quad (3.39)$$

As duas condições de fronteira necessárias para resolver esta equação diferencial de segundo ordem são a simétrica na linha central e a temperatura do ponto de contato que se assume conhecida:

$$\left. \frac{dT}{dx} \right|_{x=0} = 0, \quad T|_{x=(W-D)/2} = T_b \quad (3.40)$$

A energia transferida por condução para a região do tubo, por unidade de comprimento, na direção do fluxo, pode ser encontrada aplicando a lei de Fourier na base da aleta.

$$q'_{aleta} = (W - D) F [S - U_L(T_b - T_a)] \quad (3.41)$$

Onde F é a eficiência da aleta e está definida pela Equação 3.42.

$$F = \frac{\tanh[m(W - D)/2]}{m(W - D)/2} \quad (3.42)$$

m é um parâmetro do arranjo aleta – ar definido como mostrado na Equação (3.43).

$$m = \sqrt{\frac{U_L}{k\delta_p}} \quad (3.43)$$

O ganho útil de energia do coletor solar inclui também a energia absorvida na região acima dos tubos. O ganho de energia para esta região pode ser estimado por:

$$q'_{tubo} = D[S - U_L(T_b - T_a)] \quad (3.44)$$

O ganho de energia útil por unidade de comprimento na direção do escoamento é determinado pela Equação 3.45.

$$q'_u = q'_{aleta} + q'_{tubo} = [(W - D)F + D][S - U_L(T_b - T_a)] \quad (3.45)$$

A resistência à transferência de calor para o fluido é o resultado da combinação da resistência de contato e da resistência entre tubo e fluido. O ganho de calor útil pode ser expresso em termos dessas duas resistências como mostrado a seguir:

$$q'_u = \frac{T_b - T_f}{\frac{1}{h_{fi}\pi D_i} + \frac{1}{C_b}} \quad (3.46)$$

Onde h_{fi} é o coeficiente de transferência de calor por convecção entre o fluido e as paredes do tubo e T_f é a temperatura local do fluido. A condutância de contato (C_b) pode ser estimada pelo conhecimento da condutividade térmica do contato k_b , a espessura média do contato γ e a largura do contato b . Por unidade de comprimento, C_b é determinada pela Equação 3.47.

$$C_b = \frac{k_b b}{\gamma} \quad (3.47)$$

A condutância do contanto pode ser muito importante na hora de descrever o desempenho de um coletor solar. Pode-se eliminar T_b da equação para obter uma expressão para o ganho de energia útil em termos de variáveis conhecidas. Colocando a Equação 3.46 em termos de T_b e Substituindo-a na Equação 3.45, resolvendo e rearranjando obtém-se que o ganho de energia útil é dado pela Equação 3.48.

$$q'_u = W F' [S - U_L(T_f - T_a)] \quad (3.48)$$

Onde F' é o fator de eficiência do coletor, dado pela Equação (3.49).

$$F' = \frac{1/U_L}{W \left[\frac{1}{U_L [D + (W - D)F]} + \frac{1}{C_b} + \frac{1}{h_{fi} \pi D_i} \right]} \quad (3.49)$$

Uma interpretação física para F' é que representa a razão do ganho de energia útil e o ganho útil que poderia resultar se a superfície da placa absorvedora do coletor estivesse na temperatura local do fluido. O fator F' é uma função de U_L e h_{fi} que por sua vez dependem da temperatura.

3.4.4 Distribuição de temperatura na direção do escoamento

O ganho útil de energia por unidade de comprimento, calculado com a Equação 3.48, é transferido ao fluido. O fluido entra no coletor com uma temperatura $T_{f,i}$, essa temperatura aumenta ao longo do comprimento do tubo até sair com um valor $T_{f,o}$. A conservação da energia para o fluido em um único tubo de comprimento Δy , como mostra a Figura 3.6, fornece a relação apresentada na Equação 3.50.

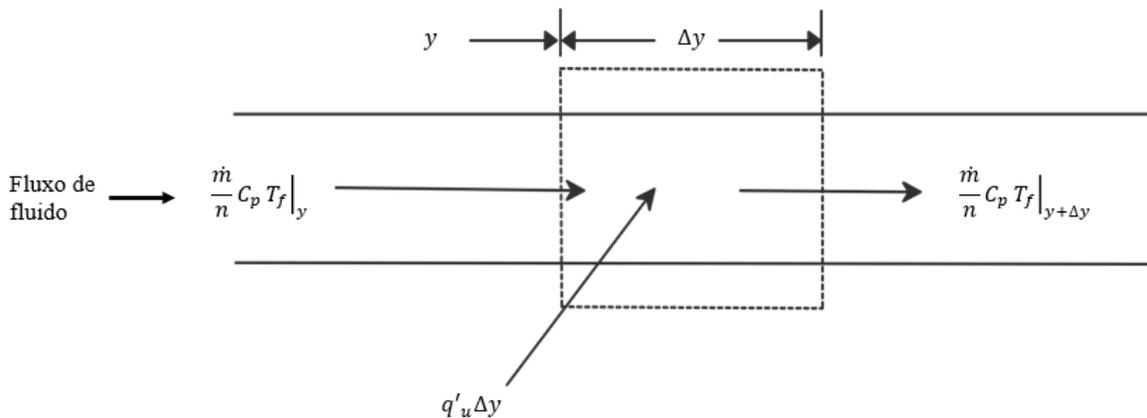


Figura 3.6 – balanço de energia no fluido (adaptado do Duffie e Beckman, 2006)

$$\left(\frac{\dot{m}}{n}\right) C_p T_{f,i}|_y - \left(\frac{\dot{m}}{n}\right) C_p T_{f,i}|_{y+\Delta y} + q'_u \Delta y = 0 \quad (3.50)$$

Onde n é o número de dutos paralelos \dot{m} é a vazão mássica total do coletor. Dividindo a Equação 3.50 por Δy , encontrando o limite quando Δy se aproxima a zero e substituindo a Equação 3.48 para determinar q'_u , obtém-se a relação mostrada na Equação 3.51.

$$\dot{m}C_p \frac{dT_f}{dy} - nW F' [S - U_L(T_f - T_a)] = 0 \quad (3.51)$$

Dukle e Cooper, 1975 assumem U_L como uma função linear de $T_f - T_a$. Portanto, pode ser assumido que F' e U_L são independentemente da posição, logo, para determinar a temperatura do fluido em qualquer posição y , assumindo que a temperatura de entrada do fluido ($T_{f,i}$) seja conhecida, tem-se o seguinte resultado.

$$\frac{T_f - T_a - S/U_L}{T_{f,i} - T_a - S/U_L} = \exp\left(-\frac{U_L nW F' y}{\dot{m}C_p}\right) \quad (3.52)$$

Para determinar a temperatura de saída de um coletor ($T_{f,o}$) sendo o comprimento L , é possível substituir L por y na Equação 3.52. A quantidade nWL é a área do coletor, logo, obtém-se a Equação 3.53.

$$\frac{T_f - T_a - S/U_L}{T_{f,i} - T_a - S/U_L} = \exp\left(-\frac{A_c U_L F'}{\dot{m}C_p}\right) \quad (3.53)$$

O fator de remoção de calor do coletor F_R relaciona a transferência de calor real e a transferência de calor máxima possível, este fator pode ser definido como:

$$F_R = \frac{\dot{m}C_p}{A_c U_L} \left[1 - \frac{S/U_L - (T_{f,o} - T_a)}{S/U_L - (T_{f,i} - T_a)} \right] \quad (3.54)$$

Substituindo a Equação 3.53 na Equação 3.54, obtém-se a Eq. (3.55).

$$F_R = \frac{\dot{m}C_p}{A_c U_L} \left[1 - \exp\left(-\frac{A_c U_L F'}{\dot{m}C_p}\right) \right] \quad (3.55)$$

É conveniente definir um fator que permita conhecer a razão entre F_R e F' , tal fator é conhecido como fator de fluxo do coletor F'' (ver Equação 3.56). Seu máximo valor é a unidade, portanto, F_R não poderá exceder o valor do fator de eficiência F' .

$$F'' = F_R/F' = \frac{\dot{m}C_p}{A_c U_L F'} \left[1 - \exp\left(-\frac{A_c U_L F'}{\dot{m}C_p}\right) \right] \quad (3.56)$$

F_R é equivalente à efetividade de um trocador de calor convencional e pode ser entendido como a razão de ganho de energia útil de um trocador de calor real sobre um trocador de calor ideal. Quando todo o coletor está na temperatura de entrada do fluido se obtém um ganho máximo de energia útil; as perdas de calor para a vizinhança são desprezíveis. O F_R vezes o ganho máximo possível de energia útil é igual ao ganho real de energia útil, isto é representado pela Equação 3.57.

$$Q_u = A_c F_R [S - U_L(T_{f,i} - T_a)] \quad (3.57)$$

A Equação 3.57 permite calcular o ganho de energia útil em função da temperatura de entrada do fluido, sendo conveniente para sistemas de energia solar onde a temperatura de entrada do fluido é geralmente conhecida. A temperatura do fluido médio (T_{fm}) pode ser encontrado pela integração da Equação 3.58 desde zero a L.

$$T_{fm} = \frac{1}{L} \int_0^L T_f(y) dy \quad (3.58)$$

Integrando, obtém-se,

$$T_{fm} = \frac{S}{U_L} + T_a + \frac{(T_{f,o} - T_a - S/U_L)}{\left(\frac{U_L n W F'}{\dot{m}C_p}\right) L} \left[1 - \exp\left(-\frac{U_L n W F' L}{\dot{m}C_p}\right) \right] \quad (3.59)$$

Substituindo F_R da Equação 3.55 e Q_u da Equação 3.57, a Equação 3.60 é obtida.

$$T_{fm} = T_{f,i} + \frac{Q_u}{A_c F_R U_L} (1 - F'') \quad (3.60)$$

A temperatura média do fluido é propícia para avaliar as propriedades do fluido. Quando o coletor recebe energia útil, a temperatura média da placa é maior do que a temperatura média do fluido. Esta diferença de temperatura é usualmente pequena para coletores aquecedores de líquidos e substancialmente maior para coletores de ar. A temperatura média da placa pode ser utilizada para calcular o ganho de energia útil de um coletor como mostra a Equação 3.61 e suas unidades são em watts (J/s) quando S está em W/m^2 , No entanto, quando S tem unidades de J/m^2h o que significa uma taxa média ao longo de um período de 1 hora o termo $U_L(T_{pm} - T_a)$ deve ser multiplicado por 3600 s/h, portanto, as unidades de Q_u são em J/h [Duffie e Beckman, 2006].

$$Q_u = A_c [S - U_L(T_{pm} - T_a)] \quad (3.61)$$

Substituindo a Equação 3.57 na Equação 3.61, obtém-se a Equação 3.62 que permite calcular a temperatura média da placa.

$$T_{pm} = T_{f,i} + \frac{Q_u}{A_c F_R U_L} (1 - F_R) \quad (3.62)$$

Segundo Duffie e Beckman, 2006 uma estimativa de T_{pm} para coletores operando com aquecimento de líquido é $T_{pm} = T_{f,i} + 10$ °C. O coeficiente de transferência de calor por convecção do fluido interno pode ser determinado pela correlação dada na Equação 3.63, onde Nu é o número de Nusselt.

$$h_{nf} = \frac{Nu k}{D_i} \quad (3.63)$$

Para a determinação do número de Nusselt deve ser verificado o regime do escoamento, é dizer, se o regime é laminar ou turbulento. Para o regime turbulento completamente desenvolvido ($Re > 2300$), diferentes autores desenvolverem modelos para fluidos internos. A correlação de Gnielinsky é uma das mais empregadas e é utilizada para faixas de números de Reynolds entre $3 \times 10^3 \leq Re \leq 5 \times 10^6$ [Duffie e Beckman, 2006].

$$Nu = \frac{\left(\frac{f}{8}\right)(Re - 1000)Pr}{1 + 12,7\sqrt{f/8}(Pr^{\frac{2}{3}} - 1)} \quad (3.64)$$

Onde, o número Prandtl (Pr) e o número de Reynolds (Re) podem ser determinados pelas Equações 3.65 e 3.66, respectivamente.

$$Pr = \frac{\mu C_p}{k} \quad (3.65)$$

$$Re = \frac{\rho U D_i}{\mu} \quad (3.66)$$

f é o fator de atrito para superfície lisas, este fator é determinado pela relação desenvolvida por Petukhov e apresentada na Equação 3.67.

$$f = [0,79 \ln(Re) - 1,64]^{-2} \quad (3.67)$$

As variáveis k , ρ , U , μ e C_p são a condutividade térmica do fluido (W/m K), massa específica do fluido (kg/m^3), velocidade do fluido (m/s), viscosidade dinâmica do fluido (Pa. s) e capacidade calorífica a pressão constante do fluido (J/kg K), respectivamente.

No entanto, para regime laminar ($Re < 2300$) o Nu pode ser considerado constante e seu valor para uma temperatura da parede constante é dado pela Equação 3.68. O fator de atrito f é dado pela Equação 3.69.

$$Nu = 3,66 \quad (3.68)$$

$$f = 64/Re \quad (3.69)$$

3.4.5 Propriedades termofísicas dos nanofluidos

Os nanofluidos podem ser modelados numericamente como uma única fase ou como duas fases, sendo que o modelo de duas fases é o mais preciso. A seleção das propriedades termofísicas do nanofluido é importante para obter boas previsões. Portanto, diferentes modelos e correlações foram desenvolvidas por diferentes autores, a seguir serão apresentadas as correlações mais utilizadas na literatura.

3.4.5.1 Massa específica do nanofluido, ρ_{nf} (kg/m³)

A mistura das nanopartículas e do fluido base pode ser considerada como heterogênea, formada por diferentes componentes que são fáceis de distinguir a simples vista ou por um microscópio. Pak e Cho, 1998 propuseram uma expressão que é extensamente utilizada na literatura, onde a massa total da mistura das nanopartículas e do fluido base pode ser introduzida como a massa de uma mistura heterogênea em termos da massa específica, como mostrado na Equação 3.70.

$$\rho_{nf} = \frac{m}{V} = \rho_p \phi + \rho_{bf}(1 - \phi) \quad (3.70)$$

Onde ρ é a densidade e os subscritos nf , p e bf representam nanofluido, nanopartícula e fluidos base, respetivamente, ϕ é a percentagem de concentração volumétrica e pode ser calculado pela seguinte expressão:

$$\phi = \frac{V_p}{V_p + V_{bf}} \quad (3.71)$$

Onde V_p é o volume das nanopartículas e V_{bf} é o volume do fluido base.

Khanafer e Vafai, 2011 propôs uma correlação para a densidade do nanofluido $\text{Al}_2\text{O}_3/\text{Água}$ baseado nos dados experimentais de Ho et al., 2010 O modelo apresenta uma relação entre a densidade e a temperatura.

$$\rho_{nf} = 1001,064 + 2738,6191 \phi - 0,2095 T \quad (3.72)$$

Onde T é a temperatura do nanofluido em graus Celsius. A Equação 3.72 é válida para as faixas $0\% \leq \phi \leq 4\%$ e $5^\circ\text{C} \leq T \leq 40^\circ\text{C}$

Sharifpur et al., 2016 levaram em consideração o efeito do intervalo entre as nanopartículas e o fluido de base, que é causado pela camada na superfície da nanopartícula, desenvolvendo o seguinte modelo baseado em dados experimentais.

$$\rho_{nf} = \frac{\rho_p \phi + \rho_{bf}(1 - \phi)}{(1 - \phi) + \phi(d_{np} - d_{nl})^3/d_{np}^3} \quad (3.73)$$

Onde d_{np} é o diâmetro médio das nanopartículas e d_{nl} é a espessura da nanocamada e se pode determinar mediante a Equação 3.74.

$$d_{nl} = -0,0002833 d_{np}^2 + 0,0475 d_{np} - 0,1417 \quad (3.74)$$

3.4.5.2 Capacidade calorífica a pressão constante do nanofluido, $C_{p,nf}$ (J/kg K)

Pak e Cho, 1998 propuseram uma correlação para determinar a capacidade calorífica do nanofluido baseados na fração de volume, a correlação é dada na Equação 3.75.

$$C_{p,nf} = C_{p,p} \phi + C_{p,bf}(1 - \phi) \quad (3.75)$$

Xuan e Roetzel, 2000 desenvolveram uma expressão para a capacidade calorífica baseados em um balanço de energia de uma sustância incompressível.

$$C_{p,nf} = \frac{1}{\rho_{nf}} [\rho_p C_{p,p} \phi + C_{p,bf} \rho_{bf} (1 - \phi)] \quad (3.76)$$

3.4.5.3 Viscosidade dinâmica, μ_{nf} (kg/ms)

A viscosidade dinâmica da suspensão sólido-fluido foi proposta analiticamente por Einstein, 1906a, com base no modelo molecular, onde as partículas sólidas eram consideradas como esferas não interativas. A viscosidade é determinada pela Equação 3.77.

$$\mu_{nf} = \mu_{bf} (1 + 2,5 \phi) \quad (3.77)$$

Para estimar a viscosidade dinâmica dos nanofluidos, neste trabalho adotou-se a expressão desenvolvida por Brinkman, 1952. Nesta expressão foram adicionados os efeitos de modificação de velocidade resultante à equação de Einstein, 1906a para avaliar a viscosidade efetiva de um fluido linearmente viscoso de viscosidade μ_f contendo uma suspensão diluída de pequenas partículas esféricas rígidas. A equação é apresentada a seguir.

$$\mu_{nf} = \mu_{bf} \frac{1}{(1 - \phi)^{2,5}} \quad (3.78)$$

Os modelos de Brinkman, 1952 e Einstein, 1906a não levam em consideração o movimento das nanopartículas e ambos são válidos para nanopartículas esféricas. Batchelor, 1977 propôs um novo modelo que considera o movimento browniano das nanopartículas no fluido base. O modelo de é apresentado Batchelor, 1977 na Equação 3.79.

$$\mu_{nf} = \mu_{bf} (1 + 2,5 \phi + 6,2 \phi^2) \quad (3.79)$$

Khanafer e Vafai, 2011 desenvolveram uma correlação para a viscosidade dinâmica do nanofluido $\text{TiO}_3/\text{Água}$, empregando dados experimentais de Pak e Cho, 1998. A correlação é mostrada na Equação 3.80.

$$\mu_{nf} = \mu_{bf}(1 + 3,54 \phi + 169 \phi^2) \quad (3.80)$$

No estudo experimental realizado por Wang et al., 1999 foram obtidas medições de viscosidade do nanofluido $\text{Al}_2\text{O}_3/\text{Água}$ superiores em 2,5 vezes às obtidas por Pak e Cho, 1998. No entanto, Maïga et al., 2005 empregou os mesmos dados obtidos por Wang et al., 1999 e derivou uma expressão para determinar a viscosidade, está expressão é extensamente utilizada na literatura apresentando uma boa precisão.

$$\mu_{nf} = \mu_{bf}(1 + 7,3 \phi + 123 \phi^2) \quad (3.81)$$

3.4.5.4 Condutividade térmica k_{nf} (W/m K)

Maxwell, 1881 foi o primeiro cientista em propor um modelo para determinar a condutividade de uma mistura heterogênea de solido-fluido de partículas esféricas. Esse modelo é aplicado para frações de volumes menores de 1%.

$$k_{nf} = k_{bf} \left[1 + \frac{3\phi(k_p - k_{bf})}{(k_p + 2k_{bf}) - \phi(k_p - k_{bf})} \right] \quad (3.82)$$

Bruggeman, 1935 propôs um modelo baseado em uma mistura homogênea entre o fluido e as nanopartículas, sendo essas últimas consideradas esféricas, sem limitações na fração de volume, este modelo fornece boas predições.

$$k_{nf} = k_{bf} \left[1 + \frac{5(k_{np} - k_{bf})\phi}{k_{np} + (5 - 1)k_{bf} - (k_{np} - k_{bf})\phi} \right] \quad (3.83)$$

Khanafer e Vafai, 2011 desenvolverem uma correlação para determinar a condutividade térmica a partir de dados experimentais dos nanofluidos $\text{Al}_2\text{O}_3/\text{Água}$ e $\text{CuO}/\text{Água}$ a condições ambientais, a correlação é apresentada na Equação 3.84.

$$k_{nf} = k_{bf} \left[1 + 1,0112 \phi + 2,4375 \phi \frac{23,5}{d_{np}} - 0,0248 \frac{\phi k_p}{0,613} \right] \quad (3.84)$$

3.5 Propriedades termofísicas da água pura e o ar

As propriedades termofísicas da água podem ser determinadas a partir dos estudos realizados por [Popiel e Wojtkowiak, 1998] e [Zografos et al., 1987] que permitem determinar a propriedades termofísicas da água em função da temperatura. As expressões implementadas na presente dissertação, para determinar as propriedades termofísicas da água, são mostradas na Tabela 3.4. As propriedades do ar como função da temperatura absoluta são apresentadas na Tabela 3.5

Tabela 3.4 – Propriedades termofísicas da água pura

Autor	Modelo	Unidades
[Popiel e Wojtkowiak, 1998] ¹	$\rho_{bf} = 999,79684 + 0,068317355 T - 0,010740248 T^2 + 0,00082140905 T^{2,5} - 2,3030988 T^3$	kg/m ³)
[Zografos et al., 1987] ²	$C_{p,bf} = 1,7850 \times 10^{-7} T^3 - 1,9149 \times 10^{-4} T^2 + 6,7953 \times 10^{-2} T - 3,7559$	J/kg K
[Zografos et al., 1987] ²	$\mu_{bf} = 3,8208 \times 10^{-2} (T - 252,33)^{-1}$	kg/ms
[Zografos et al., 1987] ²	$k_{bf} = 4,2365 \times 10^{-9} T^3 - 1,144 \times 10^{-5} T^2 + 7,1959 \times 10^{-3} T - 0,63262$	W/m K

¹ A temperatura (T) é dada em graus Celsius (°C)

² A temperatura (T) é dada em Kelvin (K)

Tabla 3.5 – Propriedade termofísicas do ar

Autor	Modelo	Unidade
[Zografos et al., 1987]	$\rho_{ar} = 345,57(T - 2,6884)^{-1}$	kg/m ³)
[Zografos et al., 1987]	$C_{p,ar} = 1,3864 \times 10^{-13} T^4 - 6,4747 \times 10^{-10} T^3$ $+ 1,0234 \times 10^{-6} T^2 - 4,3282 \times 10^{-4} T$ $+ 1,0613$	J/kg K
[Zografos et al., 1987]	$\mu_{ar} = 2,5914 \times 10^{-15} T^3 - 1,4346 \times 10^{-11} T^2$ $+ 5,0523 \times 10^{-8} T + 4,1130 \times 10^{-6}$	kg/ms
[Zografos et al., 1987]	$k_{ar} = 1,5797 \times 10^{-17} T^5 - 9,46 \times 10^{-14} T^4$ $+ 2,2012 \times 10^{-10} T^2 - 2,3758 \times 10^{-7} T^2$ $+ 1,7082 \times 10^{-4} T - 7,488 \times 10^{-3}$	W/m K

4 METODOLOGIA

No presente trabalho objetiva-se determinar a eficiência térmica de um coletor solar empregando nanofluidos para qualquer momento do ano na cidade do Porto Alegre, para isso a metodologia aplicada segue quatro etapas

A Seção 4.1 mostra os modelos de decomposição e transposição analisados para determinar a irradiação incidente no coletor.

A Seção 4.2 explica a avaliação dos modelos combinados entre os modelos de decomposição e transposição com os dados experimentais, e os indicadores utilizados na avaliação.

A Seção 4.3 descreve o funcionamento do modelo do coletor.

A Seção 4.4 apresenta o processo de avaliação e descrição dos indicadores do modelo do coletor solar, como também uma descrição da forma em que foram obtidos os dados experimentais encontrados na literatura.

4.1 Implementação dos modelos de radiação

A combinação de modelos de decomposição e transposição é extensamente utilizada na literatura para converter a irradiação global horizontal em irradiação global inclinada. A implementação da combinação dos modelos é mostrada na Figura 4.1 e consta de três passos:

- (i) Os dados da irradiação global horizontal serão obtidos da “Solar Radiation Data (SoDa),” 2004.
- (ii) Determinação da irradiação difusa horizontal e irradiação direta a partir da irradiação global horizontal aplicando os modelos de decomposição.
- (iii) Determinação da irradiação global inclinada por meio dos modelos de transposição, empregando os dados de irradiação difusa horizontal e irradiação direta obtidos dos modelos de decomposição.

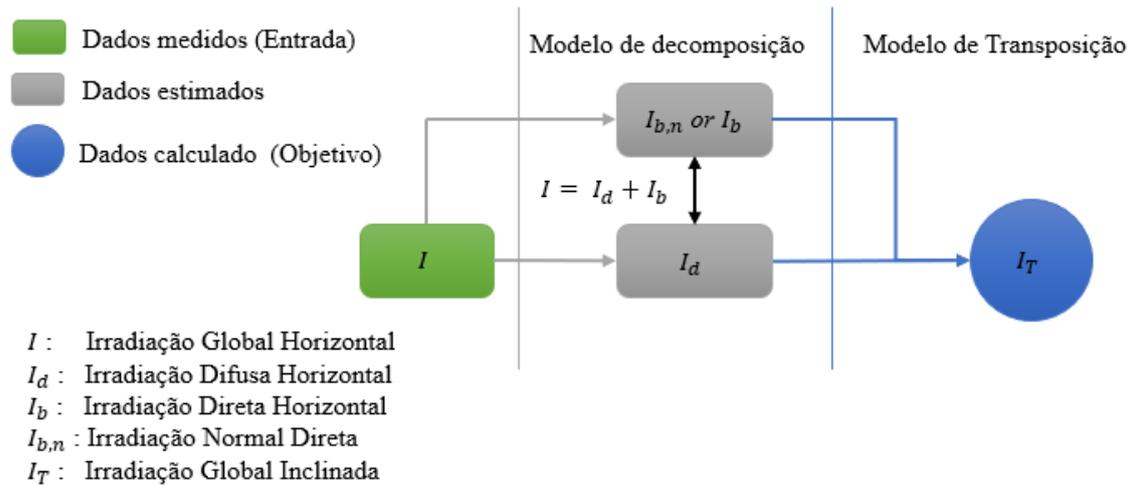


Figura 4.1 – Método para determinar a Irradiação global em uma superfície inclinada a partir da Irradiação global horizontal.

4.1.1 Modelos de decomposição

Os modelos de decomposição foram apresentados no capítulo 2 da dissertação. Os modelos considerados para realizar os cálculos são listados na Tabela 4.1. Na mesma tabela são apresentadas as variáveis de entrada, tipo de modelo e os países onde foram avaliados originalmente.

Tabela 4.1 – Modelos de decomposição empregados

Modelo	Variáveis de entrada	Tipo	Abreviatura	Dados
[Erbs et al., 1982]	I, k_t	Empírico	Er	EUA
[Orgill e Hollands, 1977]	I, k_t	Empírico	OH	Canadá
[Maxwell, 1987]	I, k_t, p, θ_z	Quase-físico	DISC	EUA
[Reindl et al., 1990a]	I, k_t, α_s	Empírico	Re	EUA e EU

4.1.1.1 Modelo Erbs et al. (Er)

O modelo desenvolvido por Erbs et al., 1982 utiliza os dados de irradiação global e a irradiação direta normal de 5 estações meteorológicas localizadas nos Estados Unidos de

América (EUA). Propõem uma correlação entre o índice de claridade (k_T) e a fração difusa (k_d) como é mostrado na Equação 4.1.

$$k_d = \begin{cases} 1,0 - 0,09 k_T, & k_T < 0,22 \\ 0,9611 - 0,1604 k_T + 4,388 k_T^2 - 16,638 k_T^3 + 12,336 k_T^4, & 0,22 < k_T \leq 0,80 \\ 0,165, & k_T > 0,80 \end{cases} \quad (4.1)$$

4.1.1.2 Modelo Orgill e Hollands (OH)

Este modelo foi baseado em medições realizadas em Toronto Canada. Orgill e Hollands, 1977 relacionam a fração difusa e o índice de claridade mediante uma correlação como mostra a Equação 4.2.

$$k_d = \begin{cases} 1,0 - 0,09 k_T, & k_T < 0,35 \\ 1,577 - 0,184 k_T, & 0,35 < k_T \leq 0,75 \\ 0,177, & k_T > 0,75 \end{cases} \quad (4.2)$$

4.1.1.3 Modelo Reindl et al. (Re)

No modelo desenvolvido por Reindl et al., 1990a a fração difusa é estimada a partir de dados de irradiação global horizontal obtidos de 5 sites localizados nos Estados Unidos de América (EUA) e na Europa (EU). Reindl et al., 1990a desenvolverem 3 modelos, o modelo empregado em está dissertação é mostrado na Equação 4.3. Este modelo estima a fração difusa em termos do índice de claridade e do ângulo de altitude solar (α_s).

$$k_d = \begin{cases} 1,020 - 0,254 k_T + 0,0123 \sin(\alpha_s) & 0 \leq k_T \leq 0,30 \\ 1,400 - 1,749 k_T + 0,177 \sin(\alpha_s) & 0,3 < k_T < 0,78 \\ 0,486 k_T - 0,182 \sin(\alpha_s) & k_T \geq 0,78 \end{cases} \quad (4.3)$$

4.1.1.4 Modelo Maxwell (DISC)

Maxwell, 1987 propôs um modelo chamado DISC (*Direct Insolation Simulation Code*) que utiliza princípios físicos junto com correlações empíricas. O modelo determina a irradiação direta normal a partir da irradiação global horizontal. O modelo determina primeiro a transmitância direta de céu claro ($k_{n,c}$) em função da massa de ar (AM).

$$k_{n,c} = 0,866 - 0,122(AM) + 0,0121(AM)^2 - 0,000653 (AM)^3 + 0,000014(AM)^4 \quad (4.4)$$

Onde a massa de ar é determinada pela Equação 4.5. Nessa equação, θ_z é o ângulo de zênite e p é a pressão local de ar. A transmitância direta (k_n) é determinada pela Equação 4.6.

$$AM = \frac{p}{1013,25} [\cos \theta_z + 0,15(93,885 - \theta_z)^{-1,253}]^{-1} \quad (4.5)$$

$$k_n = k_{n,c} - \Delta k_n \quad (4.6)$$

Onde Δk_n pode ser determinado pela Equação 4.7.

$$\Delta k_n = a + b * \exp(c * AM) \quad (4.6)$$

Os coeficientes a, b e c são determinados em função de k_T como mostram as Equações 4.7 e 4.8.

$$\begin{cases} a = 0,512 - 1,56,77 k_t + 2,286 k_t^2 + 2,222 k_t^3 \\ b = 0,37 - 0,962 k_t \\ c = -0,28 + 0,932 k_t - 2,048 k_t^2 \end{cases} \quad k_t \leq 0,6 \quad (4.7)$$

$$\begin{cases} a = -5,74 + 21,77k_t - 27,49k_t^2 + 11,56k_t^3 \\ b = 41,40 - 118,50k_t + 66,05k_t^2 + 31,09k_t^3 \\ c = -47,01 + 184,2k_t - 222,0k_t^2 \end{cases} \quad k_t > 0,6 \quad (4.8)$$

A determinação de $I_{b,n}$ é realizada aplicando a Equação 4.9.

$$I_{b,n} = I_{o,n} * k_n \quad (4.9)$$

4.1.1.5 Modelos de transposição

Estes modelos empregam a irradiação global horizontal (I) e suas componentes, a irradiação difusa horizontal (I_d) e a irradiação direta (I_b), para determinar a irradiação global em uma superfície inclinada (I_T). Os modelos de transposição considerados em esta dissertação são apresentados na Tabela 4.2. Estes modelos foram considerados devido à sua ampla implementação na literatura e por apresentar bons resultados em diferentes regiões.

Tabela 4.2 – Modelos de transposição implementados

Modelo	Variáveis de entrada	Tipo	Abreviatura
[Koronakis, 1986]	I_d, β	Isotrópico	Ko
[Badescu, 2002]	I_d, β	Isotrópico	Ba
[Klucher, 1979]	$I, I_d, \beta, \theta_z, \theta$	Anisotrópico	Kl
[Perez et al., 1990]	$I_o, I_d, k_t, I_{b,n}, \theta_z, \theta, AM$	Anisotrópico	Pe

4.1.1.6 Modelo Koronakis (Ko)

No trabalho apresentado por Koronakis, 1986 realizou-se uma modificação ao modelo de Liu & Jordan, 1960. Foi assumido que o sul do céu é responsável por 63% do fluxo difuso. O resultado desta modificação é mostrado na Equação 4.10.

$$I_T = I_b R_b + I_d \left(\frac{2 + \cos \beta}{3} \right) + I \rho_g \left(\frac{1 - \cos \beta}{2} \right) \quad (4.10)$$

4.1.1.7 Modelo Badescu (Bu)

Badescu, 2002 desenvolveu um modelo que emprega o ângulo do azimute e do zênite para descrever a posição do sol no céu e determinar a irradiação sobre uma superfície inclinada de acordo com a Equação 4.11.

$$I_T = I_b R_b + I_d \left(\frac{3 + \cos 2\beta}{4} \right) + I \rho_g \left(\frac{1 - \cos \beta}{2} \right) \quad (4.11)$$

4.1.1.8 Modelo Klucher (Kl)

Klucher, 1979 modificou o modelo desenvolvido por Temps e Coulson, 1977. Klucher adicionou um fator de correlação $f_k = 1 - (I_d/I)^2$, esse fator estima os efeitos das nuvens na irradiação. A Equação 4.12 permite calcular I_T .

$$I_T = I_b R_b + I_d \left(\frac{1 + \cos \beta}{2} \right) (1 + f_k \cos^2 \theta \cos^3 \theta_z) \left(1 + f_k \sin^3 \left(\frac{\beta}{2} \right) \right) + I \rho_g \left(\frac{1 - \cos \beta}{2} \right) \quad (4.12)$$

4.1.1.9 Modelo Perez et al. (Pe)

O modelo de Perez et al., 1990 está baseado em uma análise detalhada das três componentes difusas. A irradiação global em uma superfície inclinada está dada pela Equação 4.13.

$$I_T = I_b R_b + I_d \left[(1 - F_1) \left(\frac{1 + \cos \beta}{2} \right) + F_1 \frac{a}{b} + F_2 \sin \beta \right] + I \rho_g \left(\frac{1 - \cos \beta}{2} \right) \quad (4.13)$$

Onde a e b são termos que explicam os ângulos de incidência do cone da radiação circumsolar na superfície inclinada e horizontal e estão dados por $a = \max(0, \cos \theta)$ e

$b = \max(\cos 85, \cos \theta_z)$. Os coeficientes F_1 e F_2 correspondem à parte circunsolar e brilho do horizonte, respectivamente, e estão em função de três parâmetros que descrevem as condições do céu, o ângulo do zênite θ_z , a claridade ε , e o brilho Δ ,

$$F_1 = \max \left[0, \left(f_{11} + f_{12} \Delta + \frac{\pi \theta_z}{180} f_{13} \right) \right] \quad (4.14)$$

$$F_2 = \left(f_{21} + f_{22} \Delta + \frac{\pi \theta_z}{180} f_{23} \right) \quad (4.15)$$

O parâmetro de claridade, ε , é descrito pela Equação 4.16.

$$\varepsilon = \frac{\frac{I_d + I_{b,n}}{I_d} + 5.535 * 10^{-6} \theta_z^3}{1 + 5.535 * 10^{-6} \theta_z^3} \quad (4.16)$$

Onde I_d é irradiação difusa, $I_{b,n}$ é irradiação normal direta incidente. O parâmetro de brilho é descrito na Equação 4.17. Onde m é a massa de ar e I_{on} é a irradiação de incidência normal extraterrestre. A Tabela 4.3 apresenta diferentes valores do coeficiente de brilho.

$$\Delta = m \frac{I_d}{I_{on}} \quad (4.17)$$

Tabela 4.3 – Coeficientes de brilho. [Fonte: Perez et al., 1990]

Faixa de ε	f_{11}	f_{12}	f_{13}	f_{21}	f_{22}	f_{23}
1,000 a 1,065	-0,008	0,588	-0,062	-0,060	0,072	-0,022
1,065 a 1,230	0,130	0,683	-0,151	-0,019	0,066	-0,029
1,230 a 1,500	0,330	0,487	-0,221	0,055	-0,064	-0,026
1,500 a 1,950	0,568	0,187	-0,295	0,109	-0,152	0,014
1,950 a 2,800	0,873	-0,392	-0,362	0,226	-0,462	0,001
2,800 a 4,500	1,132	-1,237	-0,412	0,288	-0,823	0,056

Tabela 4.3 – Continuidade

Faixa de ε	f_{11}	f_{12}	f_{13}	f_{21}	f_{22}	f_{23}
4,500 a 6,200	1,060	-1,600	-0,359	0,264	-1,127	0,131
6,200 a ∞	0,678	-0,327	-0,250	0,156	-1,377	0,251

4.2 Dados experimentais de radiação solar e validação

Os dados de irradiação solar selecionados para este trabalho compreendem dados em períodos de uma hora. Os dados de irradiação global horizontal foram obtidos da base de dados de HelioClim-3 que é um banco de dados de radiação solar baseado na análise de imagens de satélite. O serviço web oferece dados livres de irradiação para o intervalo de tempo entre o 1 de fevereiro de 2004 e o 31 de dezembro de 2006, com intervalos de tempo que variam de 1 minuto a 1 mês. O serviço também oferece dados mais atuais mediante o pagamento de uma taxa de uso. Para o presente trabalho foram empregados dados compreendidos entre o 1 de janeiro até 31 de dezembro do ano 2005 para a cidade do Porto alegre (Latitude -30 e Longitude -51,18) [“Solar Radiation Data (SoDa),” 2004].

Mediante o método Heliosat-2 as imagens adquiridas por satélites geoestacionários meteorológicos, como os Meteosat (Europa), GOES (EUA) ou GMS (Japão), são transformadas em dados e mapas de radiação solar que mostram a irradiação global horizontal recebida ao nível do solo [Rigollier et al., 2004]. Os dados de irradiação global horizontal obtidos por meio do método Heliosat-2 são decompostos na irradiação difusa horizontal e na irradiação direta horizontal pelo modelo desenvolvido por [Ruiz, 2009] e transformado em irradiação global inclinada pelo modelo do [Muneer, 1990].

Os dados registrados de irradiação solar são geralmente obtidos em intervalos de uma hora e as incertezas podem ser significativas principalmente para horas próximas ao pôr do sol e ao nascer do sol, devido ao valor obtido para o cosseno [De Miguel et al., 2001], [Notton et al., 2006]. Portanto, um teste de controle de qualidade é realizado para excluir alguns dados que apresentam alta incerteza.

De Miguel et al., 2001 e Notton et al., 2006 propuseram o uso dos critérios de controle de qualidade mostrados na Equação 4.18. Os dados que não atendem às condições mostradas na Equação 4.18 não serão considerados para os cálculos e validação.

$$\begin{cases} 0 \leq I_d \leq (1,1 \times I) \\ 0 \leq I \leq (1,1 \times I_o) \\ 0 \leq I_d \leq (0,8 \times I_o) \\ 0 \leq I_b \leq I_o \\ \alpha_s < 5^\circ \end{cases} \quad (4.18)$$

A precisão das diferentes combinações dos modelos será avaliada e comparada com os valores obtidos da Solar Radiation Data (SoDa), 2004 em termos de indicadores estatísticos amplamente adotados na literatura [Roberts et al., 2016], [Al-Rawahi et al., 2016], [Demain et al., 2013]. Esses indicadores estatísticos são apresentados a seguir, em termos dos valores calculados (y_i), dos valores medidos (x_i), dos valores médios das medições (\bar{x}) e do número de observações (N).

- (i) O Erro médio quadrático (RMSE), permite determinar o desempenho de curto prazo da correlação, proporcionando uma comparação termo a termo entre os valores preditos e medidos. Quanto menor o valor do RMSE, melhor o desempenho do modelo [Roberts et al., 2016], [Demain et al., 2013]. O RMSE e sua forma relativa (rRMSE) são calculados pelas expressões dadas na Equação 4.19.

$$\text{RMSE} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^N (y_i - x_i)^2}{N}}, \quad \text{rRMSE} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^N (y_i - x_i)^2}{N}} / \bar{x} \quad (4.19)$$

- (ii) O Erro médio de tendência (MBE), fornece informação do desempenho dos modelos a longo prazo. Um valor positivo de MBE indica que o modelo tende a superestimar o valor real. Em quanto um valor negativo indica que há uma subestimação do valor real [Salari e Javaran, 2018]. A equação MBE e sua forma relativa (rMBE) são apresentadas na Equação 4.20.

$$\text{MBE} = \frac{\sum_{i=1}^N (y_i - x_i)}{N}, \quad \text{rMBE} = \frac{\sum_{i=1}^N (y_i - x_i)}{N * \bar{x}} \quad (4.20)$$

- (iii) R-quadrático (R^2), representa a fração da variabilidade que é contabilizada pelo modelo quando ele é comparado a um conjunto de dados [Roberts et al., 2016].

$$R^2 = 1 - \frac{\sum_{i=1}^N (y_i - x_i)^2}{\sum_{i=1}^N (x_i - \bar{x})^2} \quad (4.21)$$

4.3 Implementação do modelo do coletor

Baseado na modelagem matemática da Seção 3.4, quando os parâmetros físicos como a taxa de fluxo de entrada, a temperatura de entrada e a irradiação global inclinada são conhecidas, a eficiência térmica e temperatura de saída podem ser determinadas. Uma rotina computacional que permite a simulação numérica do coletor foi desenvolvida no software MATLAB. A rotina computacional permite avaliar e prever, sob diferentes condições ambientais, a performance de um Coletor solar de placa plana (CSPP). O processo de cálculo é representado pelo fluxograma da Figura 4.2.

A Figura 4.2 é um fluxograma que mostra o procedimento para o cálculo da eficiência térmica de um coletor solar de placa plana por um processo iterativo baseado na temperatura média da placa, os passos são listados a seguir:

Passo 1: São fornecidos os dados de entrada, como a temperatura ambiente, a irradiação global inclinada, as dimensões do coletor e as propriedades dos materiais que formam o coletor.

Passo 2: São assumidos valores da temperatura média da placa T_{pm} e da temperatura média do fluido T_{fm} . Os valores são assumidos somando 10 e 5 °C ao valor de $T_{f,i}$, para obter os valores de T_{pm} e T_{fm} , respectivamente.

Passo 3: Calcula-se o coeficiente global de transferência de calor U_L usando a Equação 3.31 com o valor de T_{fm} e os dados de entrada das propriedades das nanopartículas. São determinadas as propriedades dos nanofluidos a partir da informação fornecida na Tabela 3.4. Logo, são calculados o coeficiente de transferência de calor por convecção do nanofluido $h_{f,i}$ e os fatores de remoção, F_R , e de eficiência, F' .

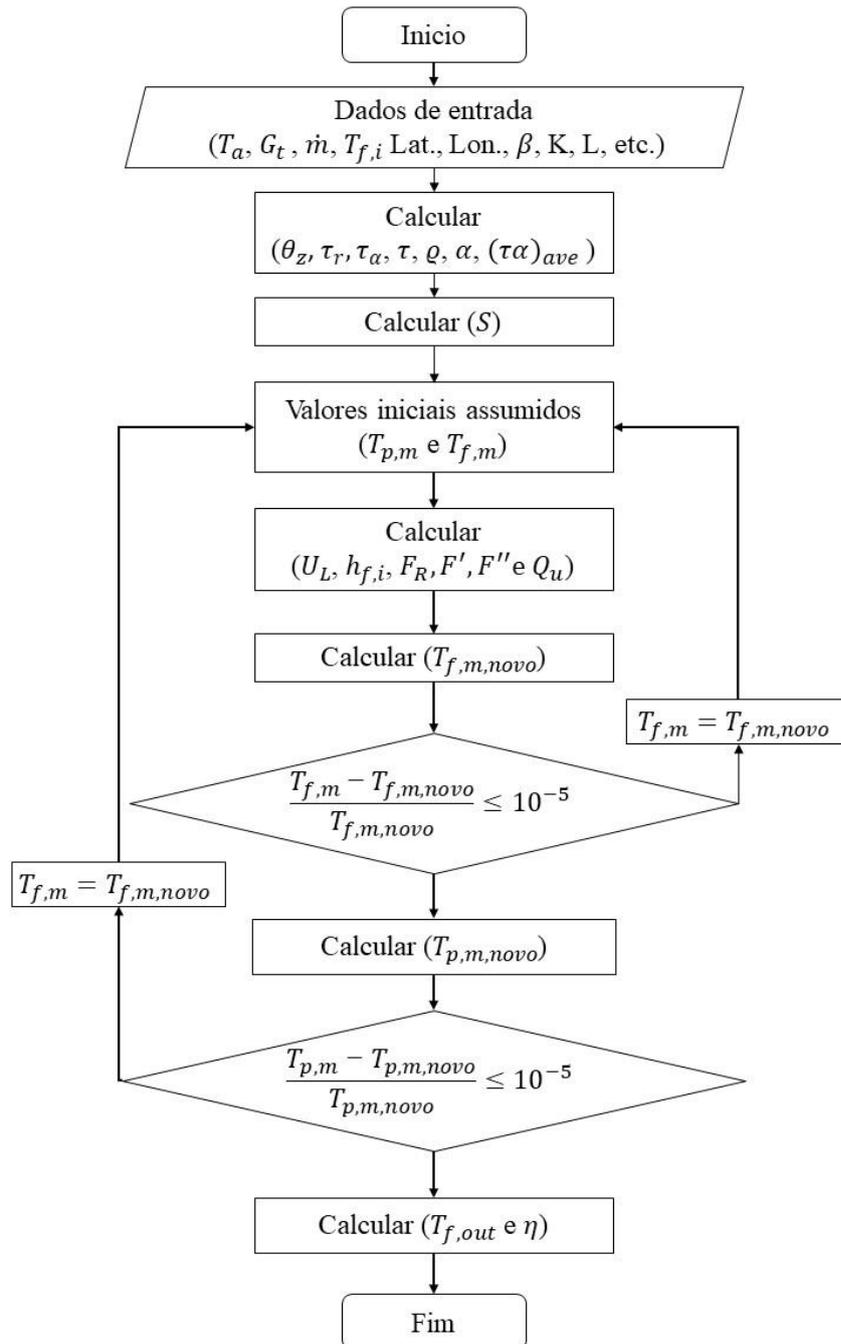


Figura 4.1– Algoritmo para o cálculo da eficiência de um CSPP

Passo 4: Utiliza-se a Equação 3.58 para determinar o novo valor de T_{fm} , determina-se o valor absoluto da diferença entre o novo valor e o valor prévio de T_{fm} , se esta diferença for maior do que o valor do erro, a rotina volta ao passo 3 e calculam-se novamente as propriedades dos nanofluidos. Este processo é repetido até que a diferença seja menor do que o erro pré-estabelecido de 0,0001 °C.

Passo 5: A nova temperatura média da placa absorvedora T_{pm} é calculada. O procedimento aplicado é similar ao descrito no passo 4 para a T_{fm} . Se o valor da diferença entre o novo valor e o valor prévio de T_{pm} for maior do que o erro, a rotina retorna ao passo 3 para calcular U_L com a nova temperatura da placa. O procedimento é repetido até que o valor da diferença seja menor do que o erro pré-estabelecido de 0,0001 °C.

Passo 6: São calculados os valores da eficiência térmica do coletor, η , e da temperatura do fluido na saída do coletor, $T_{f,o}$.

4.4 Dados experimentais do coletor solar de placa plana e validação

O código é validado considerando água como fluido de trabalho. Os dados experimentais utilizados no processo de validação desta dissertação foram obtidos do trabalho de Ancines, 2016. Esses dados correspondem a experimentos realizados na bancada de ensaios de desempenho de coletores solares no laboratório de Energia Solar da Universidade Federal do Rio Grande do Sul (UFRGS) localizada em Porto Alegre, utilizando água como fluido de trabalho, para diferentes datas durante o ano 2016. A configuração experimental é mostrada na Figura 4.3. Essa configuração consiste em: Coletor solar, uma bomba elétrica, um tanque de armazenamento com trocador de calor, sensores de temperatura, válvula de fluxo, e um piranômetro.

Para realizar os experimentos, Ancines, 2016 utilizou um piranômetro (LP PYRA 02) para determinar a radiação incidente com uma incerteza de 3% FDE ($FDE = 1000 \text{ W/m}^2$). Para medir a velocidade do vento foi empregado um anemômetro (NRG#40C) com sensor de três pás. O medidor de vazão (YOKOGAWA AXF010G) é usado para medir as vazões do fluido de trabalho circulado no coletor solar. Para a medição das temperaturas nos diferentes pontos do coletor e da temperatura ambiente foram utilizados sensores de platina tipo Pt100. Um equipamento de aquisição de dados (Agilent 34970A) foi empregado para registrar os dados medidos nos experimentos. A instalação do circuito hidráulico foi realizada de acordo com as normas NBR 15747-2 [ABNT, 2009].



Figura 4.2 – Bancada de ensaios de coletores solares da UFRGS [Ancines, 2016]

O coletor solar foi instalado com uma inclinação de 45°. As especificações do CSPP testado são fornecidos na Tabela 4.4.

Tabela 4.4 – Especificações do coletor solar de placa plana. [Adaptado de Ancines, 2016]

Parâmetros do Coletor	Valores
Área de abertura	0,8 m ² (1,6 m x 0,5 m)
Área total	0,9 m ²
Espessura da placa absorvedora	1 mm
Emissividade da placa absorvedora	0,9
Emissividade da cobertura	0,88
Espessura do isolamento de abaixo	0,025 m
Espessura do isolamento laterais	0,05 m
Condutividade térmica da placa Absorvedora	390 W/m K
Condutividade térmica do isolamento	0,04 W/m K
Distância entre centro dos tubos	0,06 m
Número de tubos	8
Diâmetro interno dos tubos	8 mm
Inclinação do coletor	45°

A validação do modelo quando o fluido de trabalho é um nanofluido foi realizada empregando os dados obtidos por Verma et al., 2016. Esse trabalho está dividido em duas partes. A primeira parte relacionada a medição sistemática de várias propriedades termofísicas do nanofluido e a segunda parte relacionada ao teste do coletor para diferentes taxas de fluxo de massa, diferentes temperaturas de entrada e diferentes concentrações das nanopartículas. Os padrões ASHRAE (1993–2003) foram adotados no procedimento de teste. O nanofluido utilizado por Verma et al., 2016 é óxido de magnésio MgO e suas propriedades termofísicas são mostrados na Tabela 4.5.

Tabela 4.5 – Propriedades da nanopartícula MgO

Nanopartícula	ρ (kg/m ³)	k (W/m K)	Cp (J/kg K)	Tamanho (nm)	Autor
MgO	3560	45	955	40	[Amini e Kianifar, 2016]

Para obter uma solução homogênea, as nanopartículas e o fluido base (água bidestilada) foram submetidos a vibrações ultrassônicas durante um intervalo de tempo de 6 horas utilizando um vibrador ultrassônico (Toshiba-Índia). Além disso, se adicionou o surfactante, brometo de cetiltrimetilamônio para incrementar a estabilidade do nanofluido no tempo. Para evitar aglomerações de partículas foi empregado um agitador magnético. Os nanofluidos foram preparados em diferentes concentrações volumétricas: 0,25%, 0,5%, 0,75%, 1,0%, 1,25%, 1,5% e 2,0%.

Como descrito por Verma et al., 2016, as medições das propriedades termofísicas (densidade, viscosidade, calor específico e condutividade térmica) dos diferentes nanofluidos, foram realizadas para as diferentes concentrações volumétricas (0,25%, 0,5%, 0,75%, 1,0%, 1,25%, 1,5% e 2,0%) a diferentes temperaturas. Foi utilizado o *Thermal Conductivity Instrument* (TPS500 *Transient Plane Source Company*) para determinar os valores de condutividade térmica e do calor específico do nanofluido. A viscosidade do nanofluido foi determinada utilizando um reômetro *Bohlin Gemini Rheometer-Rotational* (Ms. *Malvern Instruments*, UK). A viscosidade de MgO/Água foi mensurada considerando variação da taxa de cisalhamento e da temperatura. O viscosímetro do tipo *Stabinger* (*Anton-Paar SVM 3000*) foi usado para medir a viscosidade dinâmica e a densidade a diferentes temperaturas.

A configuração experimental consiste em um coletor solar, que recebe radiação, solar, do nanofluido, preparado com o método descrito previamente, tanques de água desmineralizada

(DM) com capacidade de 10 L e com arranjo de aquecimento e resfriamento, unidade de resfriamento para resfriamento e aquecimento do nanofluido, controlador lógico de programação (PLC), máquina de interação humana (HIM) para registrar a transferência de calor, bombas (500 W) para circulação do nanofluido e da água bidestilada, rotômetros para regular a taxa de fluxo de até 5 L / min, válvula de três vias para ajustar a direção do fluxo e um indicador de pressão para nanofluido e água bidestilada. A bancada experimental utilizada por Verma et al., 2016 é apresentada na Figura 4.4.



Figura 4.3– Configuração do experimento [Verma et al., 2016]

As especificações do coletor solar de placa plana, utilizado por Verma et al., 2016, são fornecidas na Tabela 4.6, também são assumidos alguns valores que não foram apresentados por Verma et al., 2016 e que são parâmetros necessários para o modelo.

Para avaliar o nível de concordância entre a simulação e os resultados experimentais foi determinado o Erro relativo (RE) e Erro relativo médio (MRE), definidos nas Equações 4.22 e 4.23, respectivamente.

$$RE = \frac{\sum_{i=1}^N (X_{exp} - X_{sim})}{\sum_{i=1}^N X_{exp}} \quad (4.22)$$

$$MRE = \frac{RE}{N} \quad (4.23)$$

Tabela 4.6 Especificações do coletor solar de placa plana [Adaptado de Verma et al., 2016].

Parâmetros do Coletor	Valores
Área de abertura	0,375 m ² (0,75 m x 0,5 m)
Área total	0,03876 m ² (0,76 m x 0,51 m)
Espessura da placa absorvedora	1 mm [assumido]
Emissividade da placa absorvedora	0,12
Emissividade da cobertura	0,88
Espessura do isolamento de abaixo	0,05 m
Espessura do isolamento laterais	0.025 m [assumido]
Condutividade térmica da placa Absorvedora	390 W/m K
Condutividade térmica do isolamento	0,04 W/m K
Distância entre centro dos tubos	0,03 m
Número de tubos	12
Diâmetro interno dos tubos	8 mm
Inclinação do coletor	30° [assumido]
Produto absortância - transmitância efetiva	0,816

Para determinar qual é a concentração de volume ótima, foi analisado o comportamento do CSPP para diferentes concentrações de nanofluidos durante um ano, considerando os dias representativos de cada mês, apresentados por Klein, 1975. Os parâmetros do coletor solar de placa plana escolhido são os mesmo apresentados por Ancines, 2016 e são mostrados na Tabela 4.4. As condições meteorológicas horarias escolhidas para os dias representativos foram tomadas entre 12:00 e 13:00 horas durante o ano 2005 para a cidade de Porto Alegre (Lat: -30, Lon: -51,18), os dados são apresentados na Tabela 4.7.

A temperatura ambiente e a velocidade de vento foram obtidas da base de dados MERRA-2 (*Modern-Era Retrospective analysis for Research and Applications*, versão 2) [Global Modeling and Assimilation Office, 2015]. A base de dados está disponível para diversas localidades do mundo. Essa base de dados fornece séries temporais de temperatura (a 2 m), velocidade e direção do vento (a 10 m) e outras condições do ambiente. Os dados estão disponíveis para o intervalo de tempo desde janeiro de 1980 até a atualidade, e são atualizados regularmente com aproximadamente um mês de atraso. A irradiação incidente é obtida do modelo combinado OH-Pe empregando os dados da irradiação em superfície horizontal da base de dados HelioClim-3 [“Solar Radiation Data (SoDa),” 2004].

Ao comparar a área necessária para ter uma mesma temperatura de saída entre o nanofluido e o fluido base é obtido um potencial de redução de área do coletor solar e pode ser determinado pela Equação 4.24.

$$A_c = \frac{\dot{m}C_p(T_{f,o} - T_{f,i})}{I_T \eta} \quad (4.24)$$

Tabela 4.7 – Condições meteorológicas entre as 12 e as 13 horas dos dias representativos do ano 2005

Mês	Dia	Número do Dia no ano	Temperatura Ambiente (°C)	Velocidade do vento (m/s)	Irradiação incidente (Wh/m ²)
Janeiro	17	17	22,48	2,32	921
Fevereiro	16	47	23,52	3,65	662
Março	16	75	23,27	3,12	777
Abril	15	105	20,08	5,62	960
Mai	15	135	19,82	1,87	380
Junho	11	162	17,37	1,3	691
Julho	17	198	12,3	5,45	469
Agosto	16	228	14,37	3,2	920
Setembro	15	258	12,16	5,61	619
Outubro	15	288	14,81	4,43	611
Novembro	14	318	22,91	1,4	911
Dezembro	10	344	22,38	3,22	943

5 RESULTADOS E DISCUSSÕES

No presente capítulo serão discutidos aspectos relacionados à validação e aplicação dos modelos implementados. Na seção 5.1 a exatidão dos modelos de irradiação será avaliada por meio da comparação dos valores calculados pelos diferentes modelos de decomposição-transposição com os dados fornecido pela base de dados HelioClim-3 [SoDa, 2004]. Além disso, será realizada a validação do modelo para o coletor solar de placa plana considerando água e o nanofluido MgO/Água como fluídos de trabalho. Todos os modelos foram implementados na linguagem computacional MATLAB.

Na seção 5.2 são apresentados os resultados de simulações, realizadas com o modelo do coletor solar de placa plana, com a finalidade de avaliar os efeitos dos diferentes parâmetros no rendimento térmico do coletor como também o potencial de redução de área do coletor ao empregar o nanofluido MgO/Água em lugar de água.

5.1 Validação

5.1.1 Validação dos modelos de radiação

Nesta seção os resultados obtidos da combinação entre os quatro modelos de decomposição e os quatro modelos de transposição serão comparados com os dados fornecidos pela base de dados HelioClim-3 [SoDa, 2004] para a cidade de Porto Alegre. Os modelos foram apresentados nas Seções 4.1.1 e 4.1.2. A combinação entre os modelos de decomposição e de transposição gerou 16 combinações de modelos no total. Os valores dos indicadores estatísticos para as 16 combinações dos modelos são apresentados na Tabela 5.1. A discussão dos resultados será realizada em termos do Erro médio de tendência (MBE), Erro relativo médio de tendência (rMBE), Erro médio quadrático (RMSE) e Erro médio quadrático relativo (rRMSE).

Em termos de MBE, os modelos ficaram na faixa de $-62,58 \text{ Wh/m}^2$ (-11,48% rMBE) a $0,91 \text{ Wh/m}^2$ (0,02% rMBE), sendo 0 o valor ideal. Por outro lado, a faixa do termo RMSE dos modelos é de $22,37 \text{ Wh/m}^2$ (4,93% rRMSE) até $148,89 \text{ Wh/m}^2$ (29,29% rRMSE). Os modelos combinados que empregam o modelo de transposição proposto por [Perez et al., 1990] (Pe) apresentam valores entre zero e um para o indicador MBE, indicando uma superestimação dos valores obtidos pelos modelos em comparação com os dados obtidos da base de dados HelioClim-3, os modelos restantes apresentam valores negativos para MBE mostrando uma subestimação dos valores obtidos pelos modelos em comparação com os dados fornecidos.

Tabela 5.1 - Análise estatístico das 16 combinações de modelos de decomposição-transposição na predição da irradiação global inclinada.

Modelos	RMSE(Wh/m ²)	rRMSE(%)	MBE(Wh/m ²)	rMBE(%)	R ²	Ordem
Er-Ba	32,16	7,11	-20,27	-4,48	0,9972	9
Er-Ko	26,38	5,83	-11,23	-2,48	0,9981	5
Er-Kl	116,04	25,66	-74,58	-16,5	0,9631	14
Er-Pe	23,68	5,24	0,75	0,17	0,9985	2
OH-Ba	33,65	7,42	-21,82	-4,81	0,9969	11
OH-Ko	27,27	6,01	-12,27	-2,71	0,9980	7
OH-Kl	121,62	26,8	-77,63	-17,11	0,9600	16
OH-Pe	22,36	4,93	0,02	5*10⁻³	0,9986	1
Re-Ba	34,81	7,57	-22,14	-4,82	0,9968	12
Re-Ko	28,46	6,19	-12,21	-2,66	0,9979	7
Re-Kl	120,38	26,18	-74,24	-16,15	0,9622	15
Re-Pe	25,05	5,45	0,91	0,02	0,9984	3
DISC-Ba	37,05	6,80	-21,84	-4,01	0,9978	10
DISC-Ko	31,30	5,75	-11,35	-2,08	0,9984	6
DISC-Kl	116,22	21,33	-62,57	-11,48	0,9785	13
DISC-Pe	30,31	5,56	2,56	0,47	0,9987	4

De acordo com os valores observados do R², todos os modelos representam a variabilidade com uma precisão de mais de 99% em relação aos dados padrão, exceto os modelos combinados que

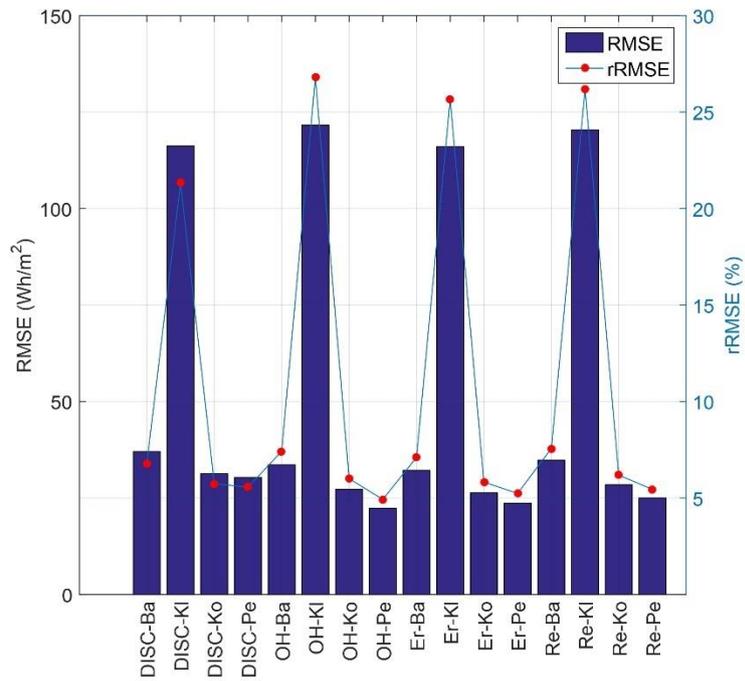
utilizam os modelos de transposição Kl. Esses últimos apresentam indicadores aceitáveis, porém, menores do que outras combinações. A faixa de R^2 é de 0,9600 para a combinação OH-Kl até 0,9986 para a combinação OH-Pe. As combinações de modelos que apresentam melhor performance são as combinações OH-Pe, Er-Pe, Re-Pe. Os resultados da análise estatística são apresentados na Tabela 5.1.

Uma representação gráfica, dos resultados das diferentes combinações dos modelos, é mostrada na Figura 5.1 em termos dos indicadores estatísticos. Os resultados obtidos por outros autores são comparados na Tabela 5.2 com os resultados obtidos no presente trabalho.

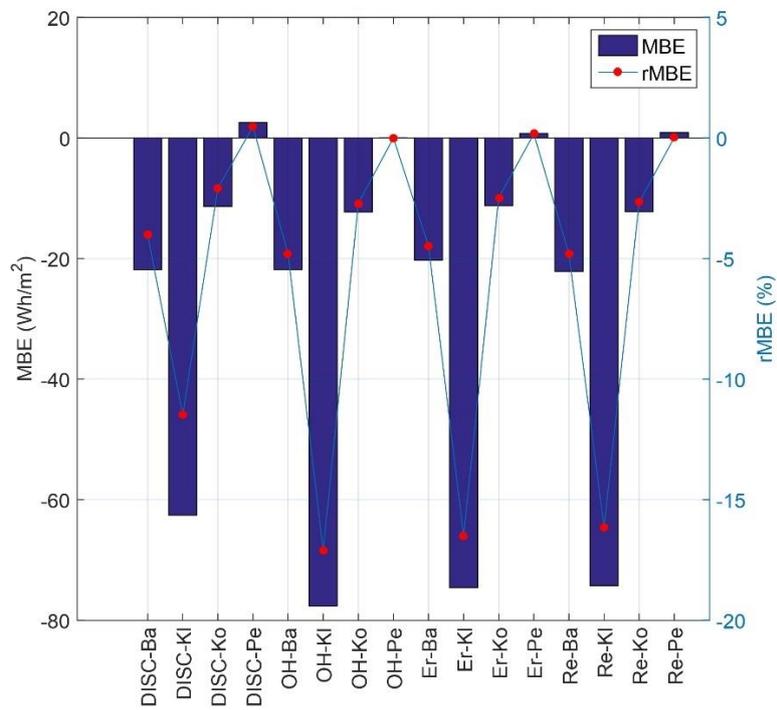
Analisando a Figura 5.1 observa-se um comportamento similar entre os modelos de transposição, quando eles são combinados com diferentes modelos de decomposição. Os indicadores estatísticos mostram que os valores obtidos a partir dos modelos combinados apresentam uma maior dependência dos modelos de transposição do que dos modelos de decomposição empregados.

O estimador RMSE é um parâmetro de comparação interessante, que mostra a adequação dos resultados dos modelos combinados com os dados padrão, quando o valor de RMSE é pequeno, interpreta-se que há boa concordância entre os valores comparados. As combinações que empregam o modelo de transposição Pe apresentam menores valores do RMSE, obtendo um rRMSE menor do que 6%. Por outro lado, as combinações que implementam o modelo de transposição Ko também apresentaram bons resultados, perto daqueles obtidos pelas combinações que utilizam o modelo Pe.

Geralmente os modelos isotrópicos (Ba e Ko) tendem a subestimar a irradiação ($MBE < 0$), pois desconsideram a irradiação circunsolar difusa e a irradiação de horizonte difuso da irradiação difusa inclinada. Por outro lado, os modelos anisotrópicos (Kl e Pe) tendem a superestimar a irradiação ($MBE > 0$). Os resultados obtidos no presente trabalho mostram que as combinações de modelos que utilizaram modelos isotrópicos (Ba e Ko) subestimam os dados de irradiação padrão. Observa-se também que as combinações que empregaram o modelo anisotrópico Kl apresentaram grandes divergências com os dados, uma razão para esta divergência é a forma em que o modelo foi desenvolvido. Para o seu desenvolvimento foram tomados dados em um período de 6 meses (janeiro a junho de 1977) em Cleveland, Ohio [Klucher, 1979] sendo um período pequeno em comparação com outros modelos. Outros autores como Maxwell, 1987 e Bugler, 1977 utilizaram vários anos de medições para o desenvolvimento dos modelos com a finalidade de eliminar dados incongruentes. Além do mais, o modelo de Klucher, 1979 foi desenvolvido exclusivamente com dados de USA no hemisfério norte.



a)



b)

Figura 5.1– Resultado estadístico dos diferentes modelos combinados. a) RMSE e rRMSE, b) MBE e rMBE

Com o objetivo de comparar os resultados obtidos no presente trabalho com aqueles obtidos por outros autores foi realizada uma revisão bibliográfica. A informação coletada considera o desempenho de diferentes modelos disponíveis na literatura. Os resultados são apresentados na Tabela 5.2.

Tabela 5.2 – Resultados das combinações dos modelos.

Autores	Modelos de decomposição	Modelo de transposição	Cidade	β (graus)	rMBE(%)	rRSME(%)
[Yang et al., 2013]	-----	Badescu	Singapore	18,3	-----	10,13
[Demain et al., 2013]	-----	Badescu	Brussels, Belgium	50,8	3,10	10,27
[Notton, et al., 2006]	DISC	Koronakis	Ajaccio	45,0	-5,88	9,99
[Roberts et al., 2016]	OH	Koronakis	Magdeburg, Alemanha.	45,0	-0,19	21,24
[Roberts et al., 2016]	DISC	Koronakis	Magdeburg, Alemanha.	45,0	1,39	16,06
[Gueymard, 2009]	Reindl	Klucher	Golden, USA	40,0	-1,30	10,00
[Li, et al., 2017]	-----	Klucher	Beijing	90,0	15,79	14,38
[Utrillas et al., 1991]	-----	Klucher	Valencia, Espanha	90,0	-7,60	11,10
[Gueymard, 2009]	DISC	Klucher	Golden, USA	40,0	-0,20	9,40
[Notton et al., 2006]	DISC	Klucher	Ajaccio	45,0	-2,33	8,11
[Gueymard, 2009]	Erbs	Perez	Golden, USA	40,0	-1,60	10,4
[Notton et al., 2006]	DISC	Perez	Ajaccio	45,0	-0,60	9,94

Tabela 5.2 Continuação

Autores	Modelos de decomposição	Modelo de transposição	Cidade	β (graus)	rMBE(%)	rRSME(%)
[Roberts et al., 2016]	OH	Perez (Pe)	Magdeburg, Alemanha,	45,0	3,82	20,34
[Utrillas et al., 1991]	-----	Perez (Pe)	Valencia, Espanha,	90,0	-2,40	9,00
[Gueymard, 2009]	DISC	Perez (Pe)	Golden, USA	40,0	-0,50	9,80
[Li et al., 2017]	-----	Perez (Pe)	Beijing	90,0	7,48	23,60
[Gueymard, 2009]	Reindl	Perez (Pe)	Golden, USA	40,0	-2,20	9,90
Presente trabalho	Reindl	Perez (Pe)	Porto Alegre	25	0,02	5,45
Presente trabalho	OH	Perez (Pe)	Porto Alegre	25	0,00*	4,93
Presente trabalho	Er	Perez (Pe)	Porto Alegre	25	0,17	5,24

*número da ordem $5 \cdot 10^{-3}$

De acordo com a informação apresentada na Tabela 5.2, pode-se perceber que os resultados das combinações dos modelos são diferentes dependendo da localidade considerada. Essa diferença nos resultados está associada aos dados empregados no desenvolvimento dos modelos, sendo que muitos deles empregam dados de um único país. Portanto, é preciso analisar diferentes modelos para uma mesma localidade e determinar o mais adequado com relação aos dados do SoDa. No presente trabalho os valores de rMBE são menores do que aqueles obtidos da literatura. Os valores de rRMSE obtidos no presente trabalho são muito menores que aqueles obtidos nos trabalhos da literatura. Um exemplo disto são as combinações que utilizam o modelo Pe, como mostra a Tabela 5.2. A variação entre os resultados obtidos pelos diferentes autores mostra que os resultados obtidos com o modelo Pe diferem, em algumas pesquisas, com os resultados esperados teoricamente. Em teoria os modelos anisotrópicos tendem a sobrestimar a irradiação solar ($rMBE > 0$), mas, autores como Utrillas et al., 1991 e Roberts et al., 2016 obtiveram valores de rMBE negativos com combinações que implementam o modelo Pe.

Uma comparação entre a irradiação global inclinada horaria obtida pelas melhores combinações de modelos, identificadas neste trabalho, e os dados obtidos da base de dados HelioClim-3, é apresentada na Figura 5.2. A irradiação foi calculada para uma superfície com um ângulo de inclinação de 25° . A linha vermelha representa o ajuste linear dos dados, enquanto a linha tracejada representa um ajuste linear perfeito.

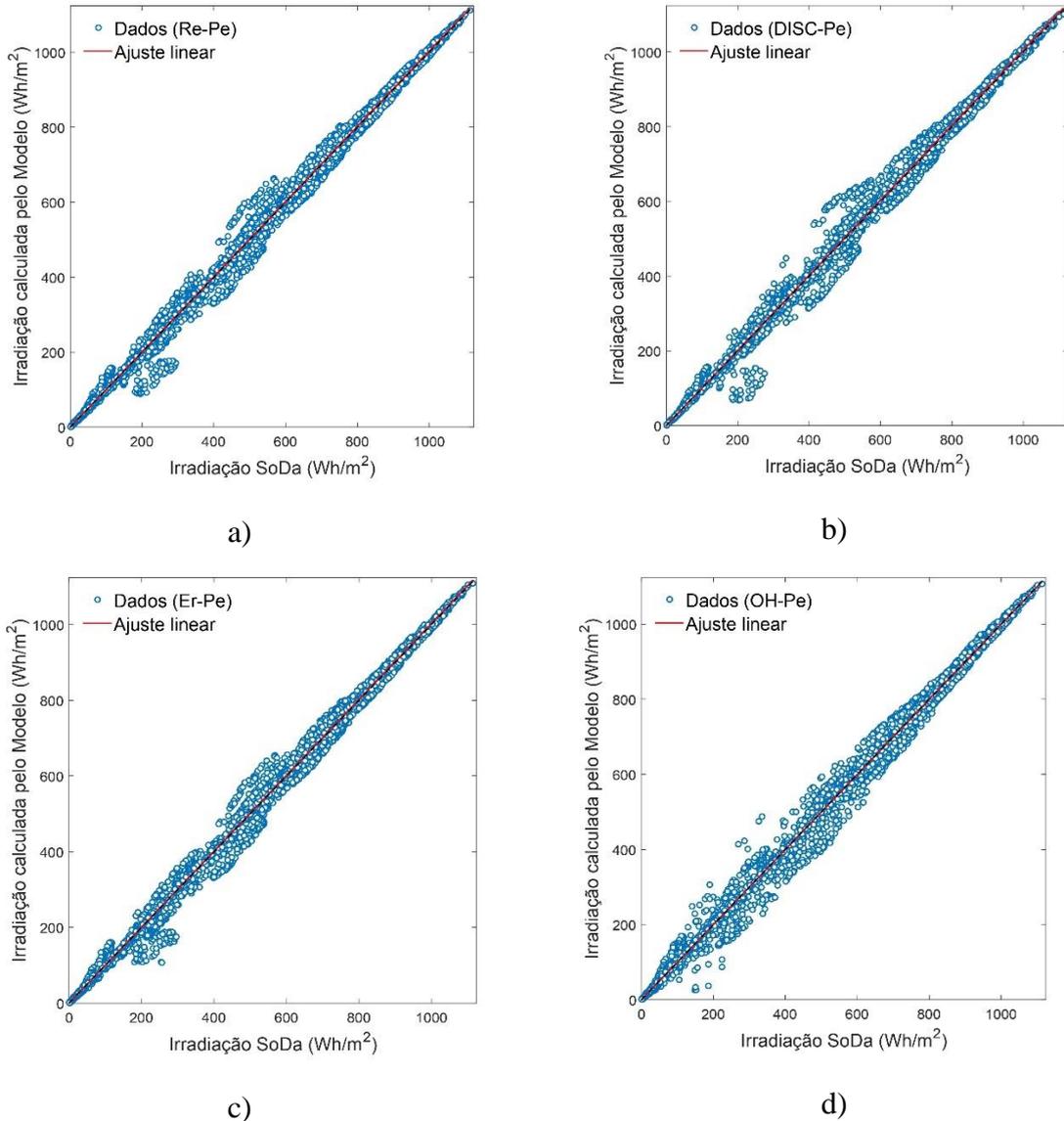


Figura 5.2 – Comparação entre os valores de irradiação em uma superfície inclinada 25° obtidos da base de dados HelioClim-3 e os valores previstos pelos 4 melhores modelos de decomposição-transposição: a) Re-Pe, b) DISC -Pe e, c) Er-Pe, d) OH-Pe.

Como pode-se observar na Figura 5.2, os resultados obtidos neste trabalho indicam uma boa performance das combinações de modelos de decomposição-transposição quando

comparadas com os dados padrão. O coeficiente de correlação quadrático (R^2) foi de 0,9987 para a combinação DISC-Pe, de 0,9986 para a combinação OH-Pe, de 0,9985 para a combinação Er-Pe e de 0,9984 para a combinação Re-Pe. É importante mencionar que a base de dados HelioClim-3 emprega o modelo desenvolvido por Ruiz-Arias, 2009 para decompor as imagens da irradiação global horizontal obtidas de satélites em irradiação difusa horizontal e irradiação normal direta e o modelo de transposição desenvolvido por Muneer, 1990 para obter a irradiação global em uma superfície inclinada. O modelo de transposição Muneer, 1990 empregado por HelioClim-3 tem uma abordagem semelhante ao modelo proposto por Perez et al., 1990, ambos os modelos utilizam uma representação anisotrópica da abóbada celeste, decompondo o céu em 3 zonas: o horizonte difuso, o circunsolar difuso e o isotrópico difuso. A única diferença reside no uso de diferentes funções empíricas, ou seja, os parâmetros para descrever os modelos foram estimados usando casos diferentes.

5.1.2 Validação do modelo do coletor solar com água

A validação do modelo matemático do coletor solar de placa plana com uma cobertura e em regime permanente, adaptado de Duffie e Beckman, 2006, foi realizada comparando a eficiência obtida pelo modelo com a eficiência obtida experimentalmente por Ancines, 2016. A variável independente considerada foi a temperatura reduzida $(T_{f,i} - T_a)/G_T$.

O coletor testado é um coletor de placa plana o qual utiliza água como fluido de trabalho e cobertura de vidro. Os testes foram realizados entre março e maio de 2016 por Ancines, 2016. Para cada teste a temperatura de entrada do fluido de trabalho e a taxa de fluxo são constantes. Nos testes foi levado em consideração o padrão da ASHRAE, 2003. Esse padrão estabelece que para a determinação da eficiência do coletor, a irradiância deve ser superior a 630 W/m^2 , com flutuações menores de 50 W/m^2 , e que a velocidade do vento através do coletor deve ser inferior a $4,5 \text{ m/s}$. Uma vez que essas condições sejam satisfeitas, a coleta dos dados experimentais dos parâmetros $T_{f,i}$, $T_{f,o}$, \dot{m} e G_T é realizada em intervalos de 30 segundos. A vazão mássica (\dot{m}) foi considerada constante é igual a $0,0317 \text{ kg/s}$ (considerando a massa específica da água igual a 1000 kg/m^3) para determinar a eficiência térmica do coletor. Os resultados das simulações realizadas com o modelo (presente trabalho) e os resultados dos testes experimentais (Ancines, 2016) são comparados na Tabela 5.3.

Tabela 5.3 – Comparação entre os resultados das simulações realizadas no presente trabalho e os dados experimentais de Ancines, 2016.

Data	$T_{f,i}$ [°C]	$T_{f,o}$ [°C]	T_a [°C]	G_T [$\frac{W}{m^2}$]	$(T_{f,i} - T_a)/G_T$ [°Cm ² /W]	η_{exp} [%]	η_{simu} [%]	Erro [%]
08/03/16	38,17	41,54	34,31	958,66	0,00403	53,85	58,10	7,89
15/03/16	48,82	52,09	33,15	990,06	0,01583	48,44	50,36	3,96
17/03/16	54,36	57,14	34,57	913,51	0,02167	45,52	46,04	1,14
18/03/16	47,35	49,8	22,39	933,63	0,02673	40,00	44,11	10,28
18/03/16	51,97	54,12	30,66	939,42	0,02268	41,24	45,97	11,47
03/05/16	44,02	46,44	22,82	877,81	0,02415	40,26	43,45	7,92
22/05/16	23,09	26,39	15,06	969,43	0,00828	51,12	52,13	1,98
							MRE	6,38

Na Tabela 5.3 apresentam-se os resultados de sete testes realizados entre os meses de março e maio do 2016 na cidade de Porto Alegre. Ao se comparar os resultados da eficiência instantânea obtida experimentalmente com aquela obtida nas simulações, observa-se que o máximo erro relativo é de 11,47% e o mínimo é de 1,14%, sendo que o erro relativo médio (MRE) é 6,38%. Autores como Farahat et al., 2009 obtiveram um MRE de 6,7%, Gao et al., 2020 obtiveram um MRE de 4,24%. Portanto, o modelo implementado no presente trabalho demonstra uma boa concordância com os dados experimentais que foram obtidos por [Ancines, 2016].

Os testes foram realizados para diferentes temperaturas de entrada do fluido de trabalho. Uma representação gráfica dos resultados, que é extensamente utilizada na literatura, mostra a eficiência instantânea térmica do coletor (η) em função do parâmetro de temperatura reduzida $[(T_{f,i} - T_a)/G_T]$. Uma comparação entre os valores obtidos experimentalmente e os valores obtidos nas simulações é mostrada na Figura 5.3.

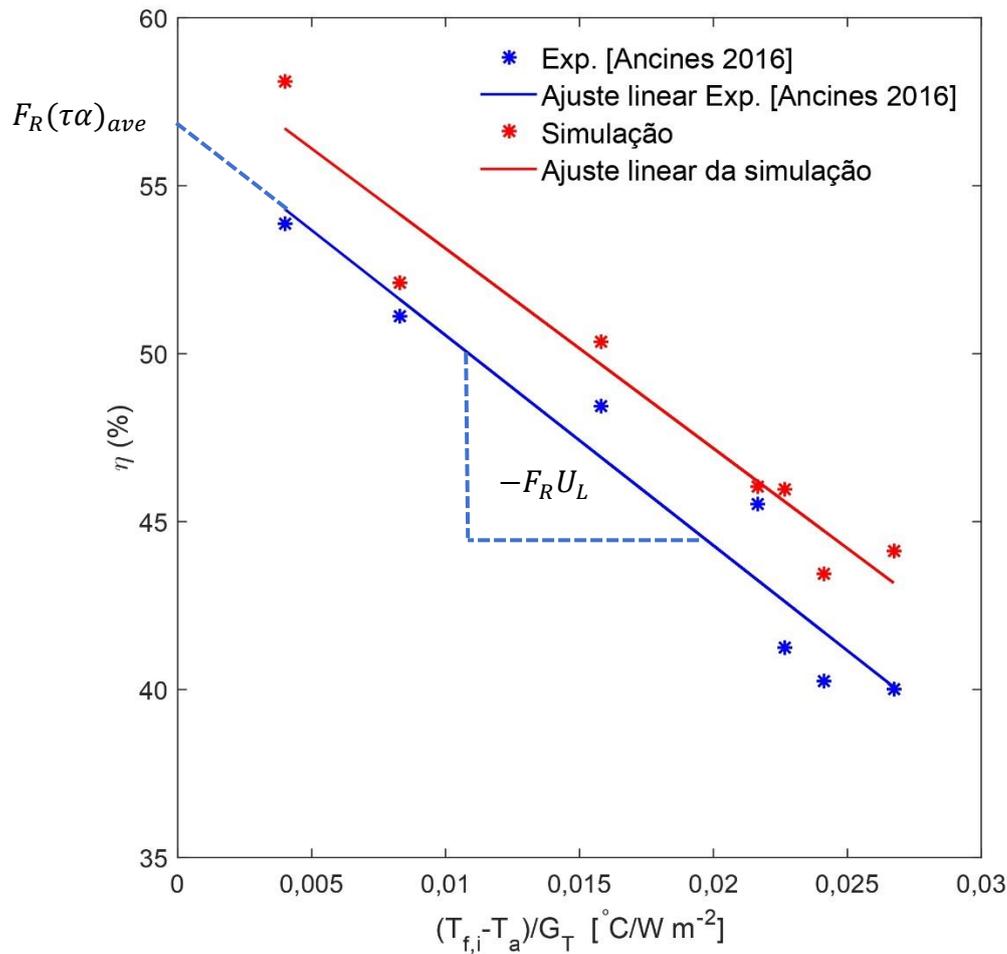


Figura 5.3 – Comparação dos resultados experimentais e de simulação da eficiência instantânea

Se U_L , F_R e $(\tau\alpha)_{ave}$ são todos constantes, a natureza da Figura 5.3 é uma linha reta. No entanto, eles não são constantes e os dados são dispersos, isto é esperado porque U_L é função da temperatura e da velocidade do vento incidente. Além do mais, F_R é uma função fraca da temperatura e o produto $(\tau\alpha)_{ave}$ é função do ângulo de incidência. Algumas variações nas componentes da irradiância incidente podem acontecer.

Embora existam essas dificuldades, os sistemas de aquecimento solar podem ser caracterizados pelos parâmetros $F_R(\tau\alpha)_{ave}$ e $-F_R U_L$. A intercepção da linha reta com o eixo das ordenadas é igual a $F_R(\tau\alpha)_{ave}$ e é uma indicação de como a energia é absorvida. Neste ponto a eficiência do coletor é máxima e a temperatura do fluido que entra no coletor é igual à temperatura ambiente. O produto $-F_R U_L$ representa o declive da reta e é uma indicação de como a energia é perdida. Em contraste, a eficiência do coletor é zero na interseção com o eixo horizontal. Esse ponto é normalmente chamado de ponto de estagnação e existe quando a vazão

de massa é igual a zero no coletor. Os valores de $-F_R U_L$ e $F_R(\tau\alpha)$ encontrados na literatura, e aqueles obtidos no presente trabalho, são apresentados na Tabela 5.4.

Tabela 5.4 – Resultado de $-F_R U_L$ e $F_R(\tau\alpha)$ de acordo com a literatura.

Autor	$F_R(\tau\alpha)_{ave}$	$-F_R U_L$	Coletor – Fluido de trabalho
[Choudhary et al., 2020]	0,589	6,37 W/m ² °C	CSPP com Etilenoglicol - Água destilada
[Sharafeldin et al., 2017]	0,6333	3,89 W/m ² °C	CSPP Água
[Ancines, 2016]	0,5680	4,18 W/m ² °C	CSPP Água
[Yousefi et al., 2012]	0,5005	3,10 W/m ² °C	
Presente trabalho	0,5908	4,54 W/m ² °C	CSPP Água

Os valores $F_R(\tau\alpha)_{ave}$ e $-F_R U_L$ apresentados na Tabela 5.4, mostram que os resultados obtidos no presente trabalho são congruentes quando comparados com os valores obtidos por Ancines, 2016 e com aqueles obtidos na literatura.

5.1.3 Seleção dos modelos para determinar as propriedades dos nanofluidos

Para avaliar o modelo do CSPP com nanofluidos primeiro se procede a escolher os modelos mais adequados para determinar as propriedades termofísicas de MgO/Água. Os dados experimentalmente obtidos por Verma et al., 2016 para o nanofluido MgO/Água são comparados com os modelos apresentados na Seção 3.4.5, os modelos que apresentaram a melhor aproximação com respeito aos dados experimentais serão empregados no presente trabalho.

As propriedades termofísicas obtidas experimentalmente por Verma et al., 2016 para o nanofluido MgO/Água foram medidas com uma temperatura constante de 30°C e variando a concentração volumétrica das nanopartículas ($0,25\% \leq \phi \leq 2\%$). A comparação entre os dados experimentais e os modelos é apresentada na Figura 5.4.

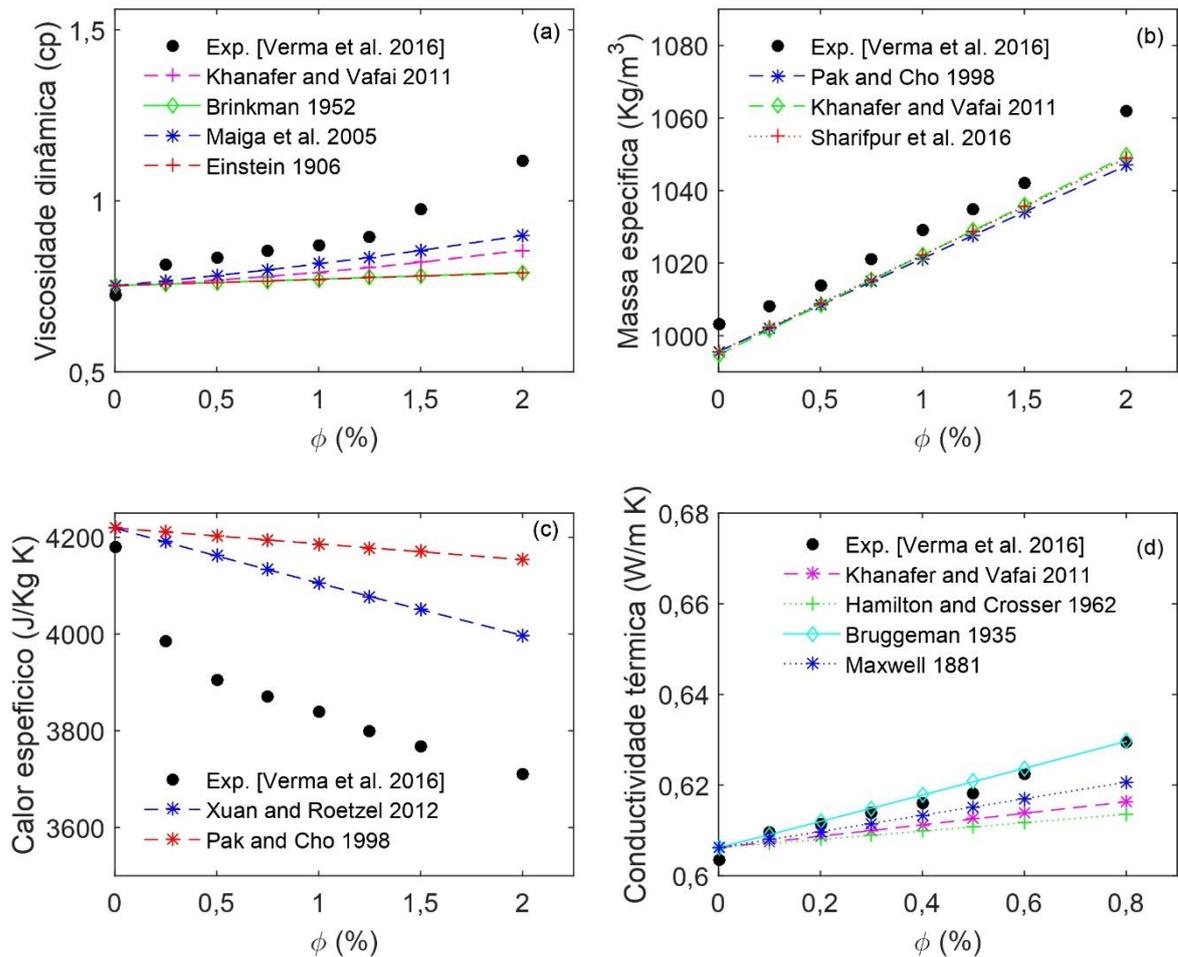


Figura 5.4 – Variação das propriedades termofísicas do nanofluido MgO/Água a $T = 30\text{ }^{\circ}\text{C}$ para diferentes concentrações de volumes de nanopartícula (ϕ). a) Viscosidade dinâmica, b) Massa específica, c) Calor específico e d) Condutividade térmica.

Na Figura 5.4a, observa-se que a viscosidade aumenta na medida em que aumenta ϕ . A viscosidade das nanopartículas é um parâmetro importante que influencia na queda de pressão e no fator de atrito. Este aumento na pressão é devido ao aumento da viscosidade e da taxa de fluxo dos nanofluidos. Assim, a queda de pressão depende da concentração total de nanofluidos [Hussein et al., 2020]. Mas, também é observado que a viscosidade diminui com a temperatura [Choudhary et al., 2020]. Os dados experimentais da viscosidade obtidos por Verma et al., 2016, são comparados com os modelos desenvolvidos por: Khanafer e Vafai, 2011, Brinkman, 1952, Maïga et al., 2005 e Einstein, 1906. O modelo de Maïga et al., 2005 foi o que apresentou melhores resultados em relação aos dados experimentais, seguido pelo modelo de Khanafer e Vafai, 2011. Os modelos de Einstein, 1906 e Brinkman, 1952 apresentaram desempenhos inferiores, isso é devido a que esses modelos não levam em consideração o movimento das

nanopartículas dentro do fluido base e mostram um comportamento linear com respeito de ϕ . Os modelos de Khanafer e Vafai, 2011 e de Maïga et al., 2005 não mostram um comportamento linear com respeito de ϕ , isso devido a que eles foram desenvolvidos baseados em dados experimentais. Todos os resultados dos modelos subestimam os valores experimentais e essa diferença aumenta com o aumento de ϕ , tal comportamento é explicado pelo fato de que os modelos não levam em consideração os efeitos da temperatura do fluido, nem o tamanho e massa específica da nanopartícula.

A densidade do nanofluido é proporcional ao aumento da concentração volumétrica de nanopartículas (ver Figura 5.4b). O modelo desenvolvido por Pak e Cho, 1998 subestimou em maior medida os dados experimentais, este modelo negligencia a separação entre as nanopartículas e o fluido de base, que é causada pela nano-camada na superfície da partícula. No entanto, os modelos de Khanafer e Vafai, 2011 e Sharifpur et al., 2016 apresentaram melhor desempenho do que o modelo mostrado por Pak e Cho, 1998. Porém, o modelo de Khanafer e Vafai, 2011 apresenta um maior erro para baixas concentrações de nanopartículas, portanto, o modelo de Sharifpur et al., 2016 foi escolhido para determinar a densidade de MgO/Água.

Na Figura 5.4c observa-se que o calor específico diminui com o aumento da concentração volumétrica de partículas, sendo benéfico para o nanofluido que aumenta sua capacidade de absorção e transporte de calor. Os dados experimentais são comparados com modelos extensamente utilizados na literatura ([Xuan e Roetzel, 2000] e [Pak e Cho, 1998]). Ambos os modelos superestimam os valores da capacidade calorífica com respeito dos dados experimentais. No entanto, o modelo desenvolvido por Xuan e Roetzel, 2000 mostra o melhor desempenho, esta escolha está em concordância com o resultado obtido por O'Hanley et al., 2012 quem compararam os resultados de ambas correlações com dados experimentais de diferentes nanofluidos e concluíram que o modelo de Xuan e Roetzel, 2000 tem maior coeficiente de correlação com respeito dos dados experimentais.

Na Figura 5.4d a suspensão de nanopartículas no fluido base aumenta a condutividade térmica. Portanto, um aumento na transferência de calor por convecção ocorre devido à maior condutividade, porém, uma redução acontece devido ao aumento da viscosidade (Figura 5.4a). Contudo, o efeito da condutividade térmica domina sobre o efeito da viscosidade [Choudhary et al., 2020]. Os dados experimentais da condutividade térmica obtida por Verma et al., 2017, foram comparados com alguns dos modelos mais empregados na literatura ([Khanafer e Vafai, 2011], [Hamilton e Crosser, 1962], [Bruggeman, 1935] e [Maxwell, 1881]). Os modelos de Khanafer e Vafai, 2011, Hamilton e Crosser, 1962 e Maxwell, 1881 subestimam os valores da

condutividade térmica obtidos experimentalmente. Deve-se isto aos efeitos que não foram considerados nos modelos, como os efeitos do tamanho e formato das nanopartículas, a resistência de contato interfacial entre as nanopartículas e os fluidos de base, a dependência com respeito da temperatura, o efeito do movimento browniano e o efeito do agrupamento de partículas. No entanto, o modelo desenvolvido por Bruggeman, 1935 mostra um bom desempenho quando a condutividade térmica calculada é comparado com os dados experimentais. Esse modelo leva em consideração as interações das nano partículas e mostrou bons resultados para valores elevados de ϕ .

Os modelos implementados nesta dissertação para determinar as propriedades do nanofluidos são mostrados na Tabela 5.5.

Tabela 5.5 – Modelos implementados para determinar as propriedades do nanofluidos.

Autor	Modelo
[Sharifpur et al., 2016]	$\rho_{nf} = \frac{\rho_{np}\phi + \rho_{bf}(1 - \phi)}{(1 - \phi) + \phi(d_{np} - d_{nl})^3/r_{np}^3}$
[Xuan e Roetzel, 2000]	$C_{p,nf} = \frac{1}{\rho_{nf}} [\rho_p C_{p,p} \phi + C_{p,bf}\rho_{bf}(1 - \phi)]$
[Maïga et al., 2005]	$\mu_{nf} = \mu_{bf}(1 + 7.3 \phi + 123\phi^2)$
[Bruggeman, 1935]	$k_{nf} = k_{bf} \left[1 + \frac{5(k_{np} - k_{bf})\phi}{k_{np} + (5 - 1)k_{bf} - (k_{np} - k_{bf})\phi} \right]$

5.1.4 Validação do modelo do coletor solar com nanofluido

A validação do modelo desenvolvido no presente trabalho utilizando nanofluidos será realizada empregando os dados experimentais obtidos por Verma et al., 2016 para o nanofluido MgO/Água a 0,75 vol%. As condições experimentais são apresentadas na Tabela 4.5. As observações experimentais foram obtidas a uma temperatura ambiente constante de 296 K, a uma taxa de fluxo constante de 1 lpm e intensidade da irradiância incidente constante de 900 W/m², a temperatura de entrada do fluido de trabalho é variável. Os resultados das simulações e dos experimentos são comparados na Figura 5.5. Os dados experimentais foram obtidos do trabalho de Verma et al. 2016 e por comunicação pessoal com o autor, o Prof. Sujit Verma da *Mathura University* da Índia.

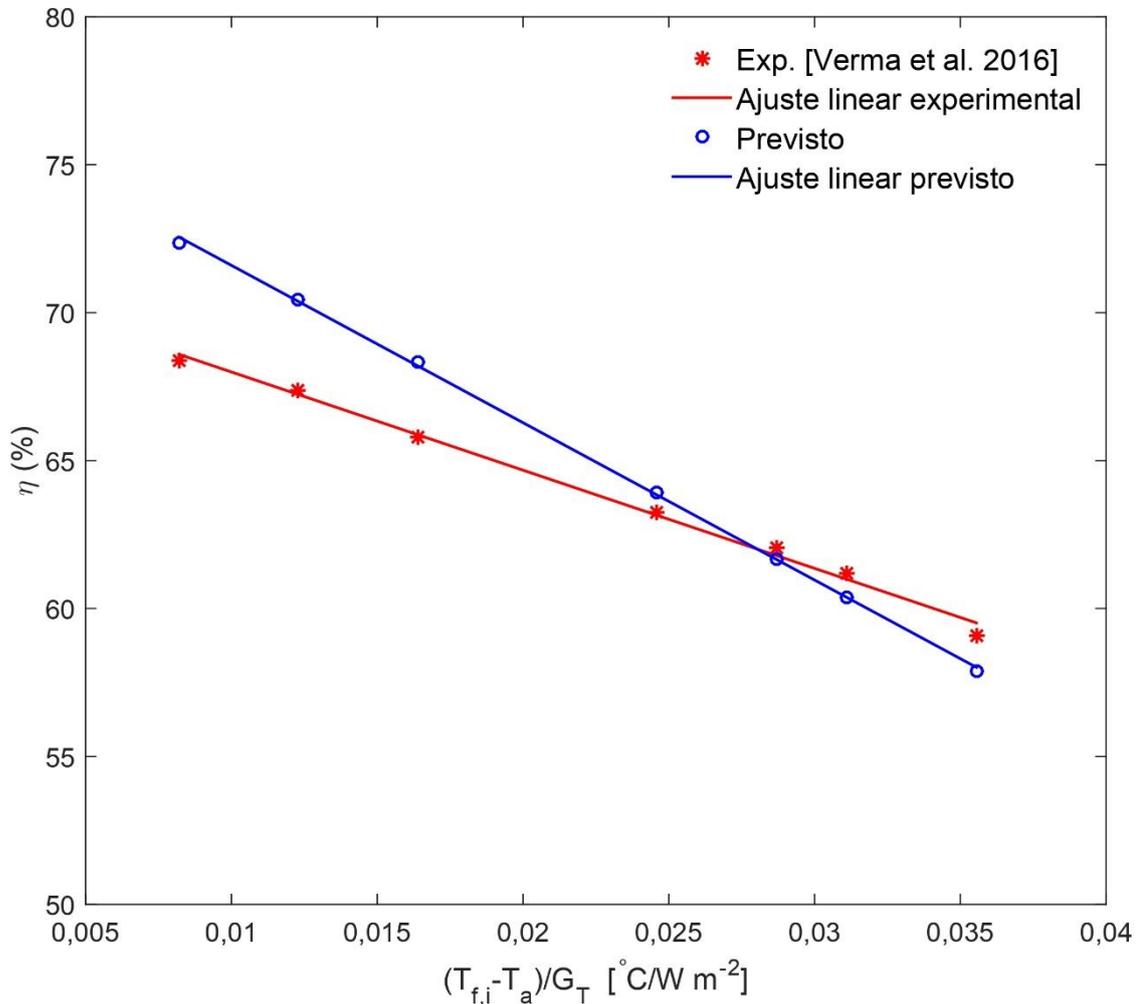


Figura 5.5 – Eficiência térmica experimental e calculada do CSPP para o nanofluido MgO/Água.

A Figura 5.5 mostra a eficiência térmica do CSPP obtidos experimentalmente por Verma et al., 2016 e calculados no presente trabalho, em função dos valores de temperatura reduzida. Os resultados mostram que ao comparar os dados experimentais com os resultados das simulações o máximo erro relativo é de 5,71% e o mínimo erro relativo é de 0,60%. O erro relativo médio (MRE) é de 1,55%. Os valores experimental e numérico de $-F_R U_L$ são 3,32 W/m^2 e 4,44 W/m^2 , respectivamente. O valor do produto $F_R(\tau\alpha)$ obtido por Verma et al., 2016 foi de 0,7137 e o valor obtido nas simulações do presente trabalho foi de 0,7691. Os resultados obtidos pelo código mostram uma maior inclinação (um maior valor de $-F_R U_L$), essa diferença deve-se em parte às propriedades dos nanofluidos, que são afetadas pelas concentrações de surfactantes empregadas [Das et al., 2017]. No seu estudo, Zhu et al., 2011 mostram que a

viscosidade e a condutividade térmica aumentam com a diminuição no tamanho da nanopartícula, e esse aspecto não é capturado pelo modelo. Nos seus experimentos, Verma et al., 2016 utilizaram surfactante, porém, nas simulações o efeito da adição do surfactante sobre as propriedades do nanofluido não foi considerado.

Muitas das relações existentes na literatura para determinar as propriedades dos nanofluidos não levam em consideração essas variáveis. Além do mais, a vazão de massa através do coletor pode ser não uniforme, logo, ao receber uma vazão de massa reduzida, o fator F_R será menor e conseqüentemente o rendimento térmico será menor. Mudanças na vazão de massa ocasionar diferenças significativas na performance do coletor [Duffie & Beckman, 2006].

5.2 Estudo paramétrico do coletor solar com nanofluidos

Os efeitos das variáveis sobre a eficiência térmica do coletor solar foram avaliados com a finalidade de descobrir a vazão de massa ótima para diferentes valores da irradiação incidente e da concentração volumétrica de nanopartículas. A localidade considerada foi a cidade de Porto Alegre.

A figura 5.6 mostra a variação da eficiência térmica de um CSPP em função da temperatura reduzida $(T_{f,i} - T_a)/G_T$ e da concentração do nanofluido MgO/água (sendo $\phi=0\%$ o fluido base, água). A temperatura de entrada do nanofluido é constante ($T_{f,i} = 30\text{ °C}$) e a vazão de massa constante é 0,0317 kg/s, várias concentrações de nanopartículas de MgO em água como fluido base (0,1, 0,5, 1,0 e 1,5 vol%) foram consideradas.

Da Figura 5.6 pode-se observar um aumento da eficiência térmica do coletor ao empregar nanofluidos em comparação à utilização de água pura. Para as condições de operação estabelecidas na Tabela 4.7, o MgO/água com uma concentração de 0,5 vol% apresentou a maior eficiência térmica, sendo igual a 67,09%. A maior eficiência do fluido base foi de 56,49%, por outro lado, para as concentrações de 0,1 vol%, 1,0 vol% e 1,5 vol% as maiores eficiências térmicas foram de 64,84%, 66,37% e 66,22%, respetivamente.

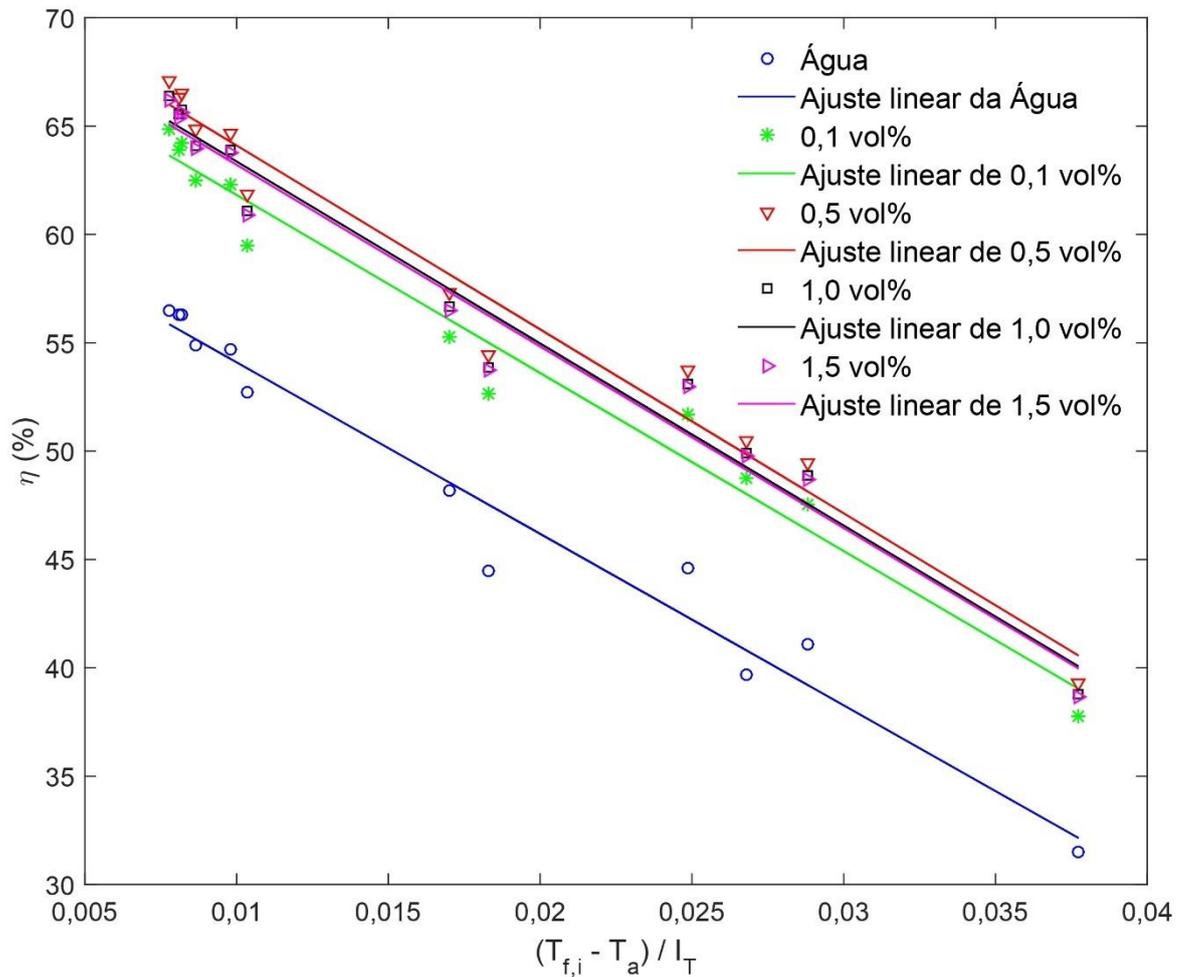


Figura 5.6 – Variação da eficiência térmica do coletor com respeito ao fator de redução de temperatura para diferentes concentrações.

O aumento relativo na eficiência térmica para as diferentes concentrações de nanopartículas, com respeito à eficiência térmica obtida com o fluido base, foram de 14,78% para 0,1 vol%, 18,76% para 0,5 vol%, 17,48% para 1,0 vol% e 17,22% para 1,5 vol%, respectivamente. A eficiência térmica do coletor solar começa aumentar mais significativamente quando a concentração aumenta de 0,1 vol% até 0,5 vol%. Porém, a eficiência térmica começa a diminuir quando a concentração volumétrica de nanopartículas é maior do que 0,5 vol%. Isso acontece porque em concentrações maiores, quando a aglomeração de partículas aumenta, o movimento browniano entre as nanopartículas e o fluido de base fica mais lento gerando instabilidades das nanopartículas dentro do fluido base, o que causa uma redução na transferência de calor por convecção entre o fluido de base e as nanopartículas.

Os valores dos coeficientes de energia absorvida $F_R(\tau\alpha)$ e dos coeficientes de perda de energia $F_R U_L$ para os fluidos de trabalho empregados no presente estudo são apresentados na Tabela 5.6.

Tabela 5.6 - $F_R(\tau\alpha)$ e $F_R U_L$ para um coletor solar de placa plana utilizando o nanofluido MgO/água

Sustância	$F_R(\tau\alpha)$	$-F_R U_L$ (W/m ²)
Água	0,6201	7,9145
MgO/Água 0,1 vol%	0,7004	8,2165
MgO/Água 0,5 vol%	0,7259	8,4874
MgO/Água 1 vol%	0,7177	8,4002
MgO/Água 1,5 vol%	0,7160	8,3821

Uma análise dos valores consignados na Tabela 5.6 demonstra que o coeficiente de energia absorvida foi mais alto para o nanofluido MgO/água com 0,5 vol% e o mais baixo para a água. O aumento relativo de $F_R(\tau\alpha)$ para as concentrações de 0,1, 0,5, 1 e 1,5 vol% em comparação com o valor obtido para a água foram de 12,95%, 17,06%, 15,74% e 15,46%, respectivamente.

Para analisar a influência da taxa de fluxo na eficiência térmica do coletor solar foram mantidas constantes a temperatura do fluido na entrada ($T_{f,i} = 30$ °C), temperatura ambiente ($T_a = 18,8$ °C), a concentração volumétrica de nanopartículas ($\phi = 0,5$ vol%) e a irradiância incidente ($G_T = 738$ W/m²). A vazão mássica ficou na faixa de 0,01 kg/s até 0,1 kg/s, os resultados são apresentados na Figura 5.7.

A eficiência térmica do coletor aumenta com o aumento da vazão mássica como mostra a Figura 5.7. A máxima eficiência atingida foi para uma vazão mássica de 0,09 kg/s depois deste valor a eficiência começa a decrescer. Na medida em que a vazão mássica aumenta reduz-se a temperatura de saída de fluido de trabalho, logo, a diminuição acima dos limites ideais gera uma diminuição na eficiência. No entanto, o aumento da eficiência entre as vazões mássicas de 0,03 kg/s e 0,09 kg/s é menos do que 2%, sendo praticável uma vazão mássica de 0,03 kg/s em vez de 0,09 kg/s.

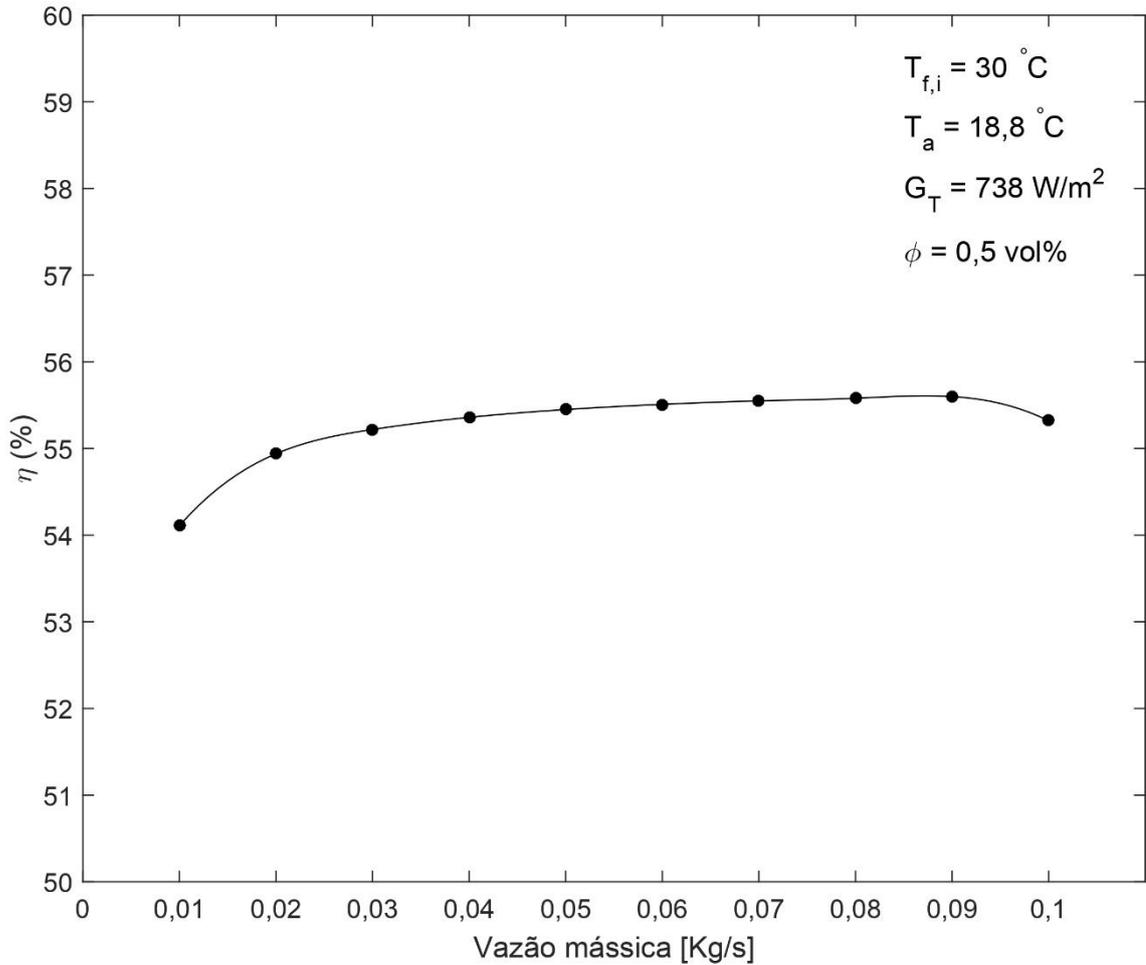


Figura 5.7 – Efeito da taxa de fluxo mássico na eficiência térmica do CSPP

Os efeitos da irradiância solar na eficiência térmica são ilustrados na Figura 5.8. Nela os seguintes parâmetros foram mantidos constantes: temperatura de entrada do fluido de trabalho de 30 °C, a temperatura ambiente de 18,8°C, a vazão de massa de 0,06 kg/s e concentração volumétrica das nanopartículas de 0,5 vol%. A irradiância solar é modificada na faixa de 200 W/m² até 1000 W/m².

Como mostra a Figura 5.8, a eficiência térmica aumenta com o aumento da irradiância solar devido à melhora na absorção da energia útil pelo nanofluido quando aumenta a irradiância solar. No entanto, na medida em que a irradiância aumenta, a eficiência aumenta em menor grau e observa-se a tendência para um comportamento assintótico. Isto acontece pelo aumento das perdas térmicas na medida em que aumenta a diferença entre a temperatura da placa absorvedora e a temperatura ambiente.

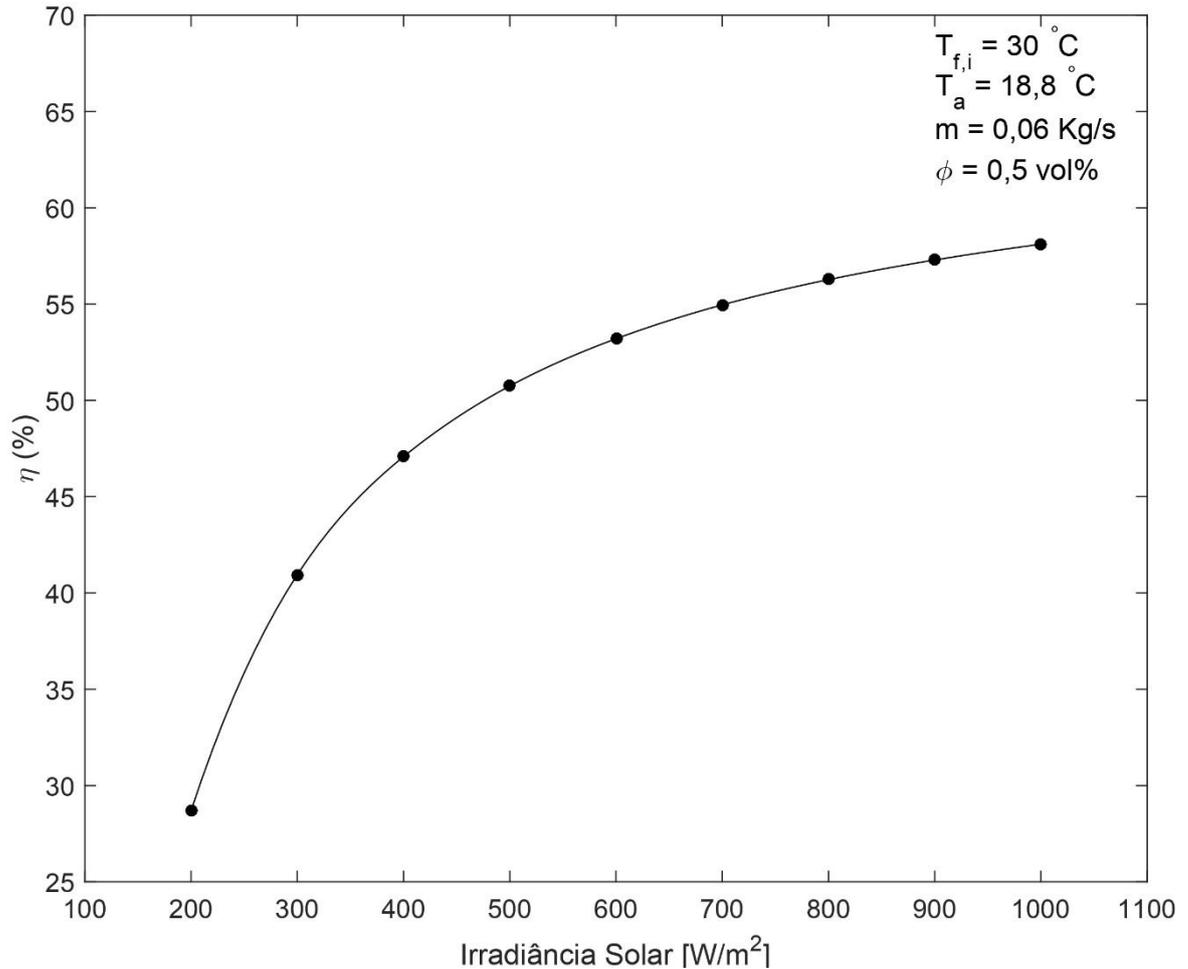


Figura 5.8 – Variação da eficiência térmica do coletor solar de acordo com a irradiância solar.

Devido à maior eficiência do coletor solar com nanofluidos, a área de superfície do coletor solar, que atua como receptora da energia de entrada do sistema, pode ser ajustada para fornecer a mesma temperatura de saída que o fluido base. O potencial de área reduzida é calculado pela substituição dos dados da eficiência dos nanofluidos dentro da Equação 4.24. Na Figura 5.9 é mostrado o potencial de redução da área do coletor solar pelo uso de diferentes concentrações de nanofluidos comparado com o tamanho correspondente quando se emprega o fluido base.

Na figura 5.9 pode-se observar que para obter uma temperatura de saída similar do fluido de trabalho empregando o nanofluido MgO/Água em relação ao fluido base, a área pode ser reduzida em 12,91%, 15,80%, 14,88% e 14,69% para as concentrações de 0,1 vol%, 0,5 vol%, 1,0 vol% e 1,5 vol%, respectivamente. A máxima redução é dada para uma concentração de 0,5 vol%, como esperado, pois, foi a concentração que produziu a maior eficiência térmica para o nanofluido MgO/Água.

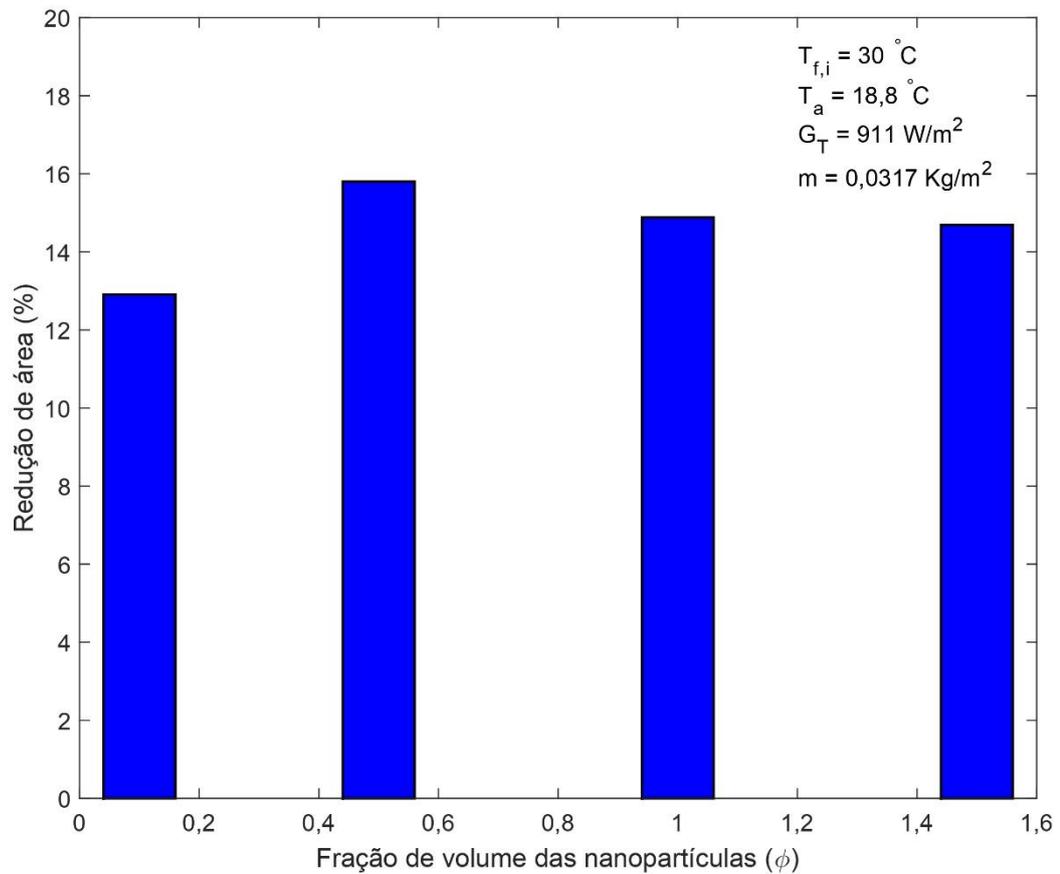


Figura 5.9 – Redução de área do coletor solar de placa plana variando a com concentração volumétrica de nanopartícula.

Os resultados obtidos mostram que com o emprego de nanofluidos é possível reduzir custos, através da redução da área do coletor. Além do mais, os coletores solares de placa plana com nanofluidos são mais eficientes e podem ser empregados em condições que antes não poderiam ser realizadas com fluidos de trabalho convencionais.

6 CONCLUSÕES

No presente trabalho, foram estudados os coletores solares de placa plana, que são dispositivos que aproveitam a energia solar. Um dos objetivos específicos foi determinar a radiação solar incidente no coletor. Diferentes combinações entre modelos de decomposição e transposição, amplamente empregados na literatura, para estimar irradiação global em uma superfície inclinada foram implementadas e analisadas. Outro objetivo específico do trabalho foi a implementação de um modelo matemático que permita calcular a eficiência térmica dos coletores solares de placa plana considerando diferentes fluídos de trabalho. Os nanofluidos são uma alternativa com grande potencial para melhorar significativamente o desempenho dos coletores solares de placa plana. Finalmente, foi realizado um estudo paramétrico da performance de um coletor solar de placa plana operando com água pura e com nanofluidos. A influência da concentração de nanopartículas na eficiência térmica foi investigada e discutida. Os efeitos da vazão mássica e da radiação solar no desempenho também foram estudados.

Com respeito do modelo de determinação da irradiação solar sobre uma superfície inclinada, dezesseis combinações de modelos de decomposição-transposição foram testadas para determinar a irradiância solar em uma superfície inclinada a partir da irradiância horizontal global. As combinações de modelos que apresentaram as melhores performances são: OH-Pe, Er-Pe e Re-Pe, apresentando rRMSE de 4,93%, 5,24% e 5,45%, respectivamente. Esses resultados estão em concordância com aqueles encontrados na literatura.

A eficiência térmica de um coletor solar de placa plana utilizando água e o nanofluido MgO/Água como fluídos de trabalho foram simulados numericamente. A eficiência mais elevada foi de 67,09% e foi obtida quando o nanofluido MgO/Água apresentou uma concentração volumétrica de 0,5 vol% de nanopartículas. Essa eficiência térmica é 18,76% mais elevada do que aquela obtida com o fluido base. Sendo esta concentração a idônea para o nanofluido de MgO/Água. Foi também observado que quanto menor seja a diferença entre a temperatura de entrada do fluido e a temperatura ambiente mais eficiente se torna o coletor. Além do mais, a eficiência aumenta com o aumento da radiação incidente, porém, este aumento mostra um comportamento assintótico.

A máxima eficiência atingida variando a vazão de massa, e mantendo os outros parâmetros constantes, foi de 55,60% para uma vazão de 0,09 kg/s e uma concentração volumétrica de nanopartículas de 0,5 vol%, mas, a variação com respeito à vazão de massa de

0,03 kg/s é menor do que 2%. Observou-se que é possível empregar uma vazão de massa entre 0,03 kg/s e 0,9 kg/s com resultados similares de eficiência térmica.

Tomando como referência a área necessária quando o coletor opera com o fluido base, observou-se que a máxima redução em área do coletor solar foi de 15,80% para uma concentração volumétrica de nanopartículas de 0,5 vol% e uma vazão mássica de 0,0317 kg/s.

6.1 Sugestões para trabalhos futuros

Para a seleção dos modelos de decomposição-transposição mais precisa pode-se selecionar dados tomados em campo, medidos ao longo de vários anos, com a finalidade de diminuir as incertezas. É possível desenvolver um modelo que permita determinar a irradiação solar em uma superfície inclinada a partir de irradiação global horizontal para cidades do hemisfério sul, desde que séries temporais de dados meteorológicos estejam disponíveis. Os modelos existentes para determinar o calor específico do nanofluido MgO/Água mostram uma superestimação como respeito aos dados fornecidos por Verma et al. 2016. É possível desenvolver um modelo que estime com melhor precisão o calor específico do nanofluido MgO/Água. Dada a variedade de tipos de nanofluidos existentes, poderia ser analisada a influência de diferentes nanofluidos e mesclas entre eles na performance do coletor solar de placa plana.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Abed, N., e Afgan, I. An extensive review of various technologies for enhancing the thermal and optical performances of parabolic trough collectors. **International Journal of Energy Research**, vol. 44(7), p. 5117–5164, 2020.

ABNT. Associação Brasileira De Normas Técnicas. **NBR 15747-2 - Sistemas Solares Térmicos e Seus Componentes - Coletores Solares Parte 2: Métodos de Ensaio**. Rio de Janeiro, Brazil, 2009.

Ahuja, A. S. Augmentation of heat transport in laminar flow of polystyrene suspensions. I. Experiments and results. **Journal of Applied Physics**, vol. 46(8), p. 3408–3416, 1975a.

Ahuja, A. S. Augmentation of heat transport in laminar flow of polystyrene suspensions. II. Analysis of the data. **Journal of Applied Physics**, vol. 46(8), p. 3417–3425, 1975b.

Akram, N., Sadri, R., Kazi, S. N., Zubir, M., Ridha, M., Ahmed, W., Soudagar, M., e Arzpeyma, M. A comprehensive review on nanofluid operated solar flat plate collectors. **Springer International Publishing**, 2020. ISSN 15882926. vol. 139.

Al-Rawahi, N. Z., Zurigat, Y. H., e Al-Azri, N. A. Investigating different diffuse solar radiation models to analyse solar radiation on inclined surfaces in Oman. **International Journal of Sustainable Energy**, vol. 35(8), p. 757–773, 2016.

Alawi, O. A., Mohamed, H., Mallah, A. R., Kazi, S. N., Azwadi, N., e Sidik, C. Thermal efficiency of a flat-plate solar collector filled with Pentaethylene Glycol-Treated Graphene Nanoplatelets : An experimental analysis. **Solar Energy**, vol. 191 p. 360–370, 2019.

Amini, M. e Kianifar, A. **An analytical study on energy and exergy of a minichannel-based solar collector using Fe₃O₄ and MgO / water nanofluids**. International Conference on researches in Science and Engineering, 2016.

Ancines, C. A. **Comparação entre o desempenho de um coletor híbrido térmico fotovoltaico com o de um coletor plano e um módulo fotovoltaico convencional**. Dissertação de Mestrado. PROMEC, UFRGS, Porto Alegre, 2016.

ASHRAE. American Society Of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers

ASHRAE 93-2003- Methods of Testing to Determine the Thermal Performance of Solar Collectors. Atlanta, 2003.

Badescu, V. 3D isotropic approximation for solar diffuse irradiance on tilted surfaces. **Renewable Energy**, vol. 26(2), p. 221–233, 2002.

Balanço Energético Nacional. **Balanço energético nacional.** 2018.

Batchelor, G. K. The effect of Brownian motion on the bulk stress in a suspension of spherical particles. **Journal of Fluid Mechanics**, vol. 83(1), p. 97–117, 1977.

Batiles, F. J., Rubio, M. A., Tovar, J., Olmo, F. J., e Alados-Arboledas, L. Empirical modeling of hourly direct irradiance by means of hourly global irradiance. **Energy**, vol. 25, p. 675–688, 2000.

Behi, M. e Mirmohammadi, S. **Investigation on Thermal Conductivity, Viscosity and Stability of Nanofluids.** 2012. - Royal Institute of Technology (KTH), 2012.

Bellos, E., Tzivanidis, C. e Tsimpoukis, D. Thermal enhancement of parabolic trough collector with internally finned absorbers. **Solar Energy**, vol. 157, p. 514–531, 2017.

Benz, N. e Beikircher, T. High efficiency evacuated flat-plate solar collector for process steam production. **Solar Energy**, vol. 65(2), p. 111–118, 1999.

Brinkman, H. C. **The Viscosity of Concentrated Suspensions and Solutions.** vol. 571, p. 1–2, 1952.

Bruggeman, D. Berechnung verschiedener physikalischer Konstanten von heterogenen Substanzen. I. Dielektrizitätskonstanten und Leitfähigkeiten der Mischkörper aus isotropen Substanzen. **Annalen der Physik**, vol. 416(7), p. 636–664, 1935.

Bugler, J. W. The determination of hourly insolation on an inclined plane using a diffuse irradiance model based on hourly measured global horizontal insolation. **Solar Energy**, vol. 19(5), p. 477–491, 1977.

Centrais Elétricas Brasileiras S.A. (ELETROBRAS). **Pesquisa De Posse De Equipamentos E Hábitos De Uso: Ano Base 2005—Classe Residencial. Relatório Brasil.** Rio de Janeiro, Brazil. 2007.

Choi, S. e Eastman, J. A. Enhancing thermal conductivity of fluids with nanoparticles. **American Society of Mechanical Engineers**, vol. 231, p. 99–105, 1995.

Chopra, K., Tyagi, V., Pandey, A. K., e Sari, A. Global advancement on experimental and thermal analysis of evacuated tube collector with and without heat pipe systems and possible applications. **Applied Energy**, vol. 228, p. 351–389, 2018.

Choudhary, S., Sachdeva, A. e Kumar, P. Influence of stable zinc oxide nanofluid on thermal characteristics of flat plate solar collector. **Renewable Energy**, vol. 152, p. 1160–1170, 2020a.

Choudhary, S., Sachdeva, A. e Kumar, P. Investigation of the stability of MgO nanofluid and its effect on the thermal performance of flat plate solar collector. **Renewable Energy**, vol. 147, p. 1801–1814, 2020b.

Das, P. K., Islam, N., Santra, A., e Ganguly, R. Experimental investigation of thermophysical properties of Al₂O₃–water nanofluid: Role of surfactants. **Journal of Molecular Liquids**, vol. 237, p. 304–312, 2017.

Das, S. K., Choi, S., Yu, W., e Pradeep, T. **Nanofluids: Science and Technology**. John Wiley and Sons, Inc, 2007.

De Castro, N., Ramos, D., Brandão, R., Prado, F., De Moraes, P., Arnau, A., Dorado, P., Rosental, R., Dantas, G., e Lafranque, A. **As tarifas de energia elétrica no Brasil e em outros países : o porquê das diferenças**. Rio de Janeiro, Brazil: Fábrica de Livros, 2017.

De Miguel, A., Bilbao, J., Aguiar, R., Kambezidis, H. e Negro, E. Diffuse solar irradiation model evaluation in the North Mediterranean Belt area. **Solar energy**, vol. 70(2), p. 143–153, 2001.

Demain, C., Journée, M., e Bertrand, C. Evaluation of different models to estimate the global solar radiation on inclined surfaces. **Renewable Energy**, v. 50, p. 710–721, 2013.

Dervishi, S. e Mahdavi, A. **Comparison of models for the derivation of diffuse fraction of global irradiance data for Vienna, Austria**. 12th Conference of International Building Performance Simulation Association, p. 765–771, 2011.

Duffie, J. A., e Beckman, W. A. **Solar Engineering of Thermal Processes**. Third Edited. 2006. ISSN 0002-9505.

Dukle, R. V., e Cooper, P. I. **A Proposed Method for the Evaluation of Performance Parameters of Flat Plate Solar Collector**. paper presented at the Los Angeles Meeting of the International Solar Energy Society, 1975.

Eaton, C. B., e Blum, H. A. The use of moderate vacuum environments as a means of increasing the collection efficiencies and operating temperatures of flat-plate solar collectors. **Solar Energy**, vol. 17(3), p. 151–158, 1975.

Einstein, A. Eine neue Bestimmung der Moleküldimensionen. **Annalen der Physik**, vol. 324(2), p. 289–306, 1906.

Erbs, D. G., Klein, S. A., e Duffie, J. A. Estimation of the diffuse radiation fraction for hourly, daily and monthly-average global radiation. **Solar Energy**, vol. 28(4), p. 293–302, 1982.

Farahat, S., Sarhaddi, F., e Ajam, H. Exergetic optimization of flat plate solar collectors. **Renewable Energy**, vol. 34(4), p. 1169–1174, 2009.

Gao, D., Gao, G., Cao, Ji., Zhong, S., Ren, X., Dabwan, Y., Hu, M., Jiao, D., Kwan, T., e Pei, G. Experimental and numerical analysis of an efficiently optimized evacuated flat plate solar collector under medium temperature. **Applied Energy**, vol. 269, p. 115129, 2020.

Gao, W., Lin, W., Liu, T., e Xia, C. Analytical and experimental studies on the thermal performance of cross-corrugated and flat-plate solar air heaters. **Applied Energy**, vol. 84(4), p. 425–441, 2007.

Global Modeling and Assimilation Office. **Merra-2 meteorological re-analysis**. 2015. <http://www.soda-pro.com/web-services/meteo-data/merra>. Acesso em: 27-01-2021.

Groenhout, N. K., Behnia, M., e Morrison, G. L. Experimental measurement of heat loss in an advanced solar collector. **Experimental Thermal and Fluid Science**, vol. 26(2–4), p. 131–137, 2002.

Gueymard, C. A. Direct and indirect uncertainties in the prediction of tilted irradiance for solar engineering applications. **Solar Energy**, vol. 83(3), p. 432–444, 2009.

Hamilton, R. L., e Crosser, O. K. Thermal Conductivity of Heterogeneous Two-Component Systems. **Industrial and Engineering Chemistry Fundamentals**, vol. 1(3), p. 187–191, 1962.

Hay, J. E., e Davies, J. A. **Calculation of the Solar Radiation Incident on an Inclined Surface**. Proceedings of the 1st Canadian Solar Radiation Data Workshop, p. 59–72, 1980.

Hay, J. E. Calculation of monthly mean solar radiation for horizontal and inclined

surfaces. **Solar Energy**, vol. 23(4), p. 301–307, 1979.

Ho, C. J., Liu, W.K., Chang, Y. S., e Lin, C.C. Natural convection heat transfer of alumina-water nanofluid in vertical square enclosures: An experimental study. **International Journal of Thermal Sciences**, vol. 49(8), p. 1345–1353, 2010.

Hottel, H. C., e Woertz, B. B. Performance of Flat-Plate Solar Heat Collector. **Trans. ASME**, vol. 64, p. 91, 1942.

Hottel, H. C. A simple model for estimating the transmittance of direct solar radiation through clear atmospheres. **Solar Energy**, vol. 18(2), p. 129–134, 1976.

Hussein, O. A., Habib, K., Muhsan, A., Saidur, R., Alawi, O., e Ibrahim, T. Thermal performance enhancement of a flat plate solar collector using hybrid nanofluid. **Solar Energy**, vol. 204, p. 208–222, 2020.

Ineichen, P., Perez, R. R., Seal, R. D., Maxwell, E., e Zalenka, A. Article Dynamic global-to-direct irradiance conversion models. **ASHRAE Transactions.**, vol. 98(1), p. 354–369, 1992.

International Energy Agency. **Electricity Information 2020**. 2020. Disponível em: <https://www.iea.org>.

Iqbal, M. Prediction of hourly diffuse solar radiation from measured hourly global radiation on a horizontal surface. **Solar Energy**, vol. 24(5), p. 491–503, 1980.

Jakhrani, A. Q., Samo, S., Rigit, A., e Kamboh, S. Selection of models for calculation of incident solar radiation on tilted surfaces. **World Applied Sciences Journal**, vol. 22(9), p. 1334–1343, 2013.

Jamil, B., e Akhtar, N. Comparative analysis of diffuse solar radiation models based on sky-clearness index and sunshine period for humid-subtropical climatic region of India: A case study. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, vol. 78, p. 329–355, 2017.

Kalogirou, S. A. **Solar Energy Engineering Processes and Systems**. Elsevier Inc., Seconded., 2014.

Karim, M. A., e Hawlader, M. N. A. Performance investigation of flat plate, v-corrugated and finned air collectors. **Energy**, vol. 31(4), p. 452–470, 2006.

Khanafer, K., e Vafai, K. A critical synthesis of thermophysical characteristics of nanofluids. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, vol. 54(19–20), p. 4410–4428, 2011.

Klein, S. A. Calculation of flat-plate collector loss coefficients. **Solar Energy**, vol. 17(1), p. 79–80, 1975.

Klucher, T. M. Evaluation of models to predict insolation on tilted surfaces. **Solar Energy**, vol. 23(2), p. 111–114, 1979.

Koronakis, P. S. On the choice of the angle of tilt for south facing solar collectors in the Athens basin area. **Solar Energy**, vol. 36(3), p. 217–225, 1986.

Kumar, A., e Prasad, B. N. Investigation of twisted tape inserted solar water heaters - Heat transfer, friction factor and thermal performance results. **Renewable Energy**, vol. 19(3), p. 379–398, 2000.

Kumar, R., e Rosen, M. A. Thermal performance of integrated collector storage solar water heater with corrugated absorber surface. **Applied Thermal Engineering**, vol. 30(13), p. 1764–1768, 2010.

Kundu, B. Performance analysis and optimization of absorber plates of different geometry for a flat-plate solar collector: A comparative study. **Applied Thermal Engineering**, vol. 22(9), p. 999–1012, 2002.

Kurşun, B. **Thermal performance assessment of internal longitudinal fins with sinusoidal lateral surfaces in parabolic trough receiver tubes**. vol. 140, p. 816–827, 2019.

Lam, J. C., e Li, D. H. W. Correlation between global solar radiation and its direct and diffuse components. **Building and Environment**, vol. 31(6), p. 527–535, 1996.

Le Roux, W. G. Optimum tilt and azimuth angles for fixed solar collectors in South Africa using measured data. **Renewable Energy**, vol. 96, p. 603–612, 2016.

Lee, H. J., Kim, S. Y., e Yun, C. Y. Comparison of solar radiation models to estimate direct normal irradiance for Korea. **Energies**, vol. 10(5), p. 1–12, 2017.

LI, Y., Zhou, J., Tung, S., Schneider, E., e Xi, S. A review on development of nanofluid preparation and characterization. **Powder Technology**, vol. 196(2), p. 89–101, 2009.

LI, Z., Xing, H., Zeng, S., Zhao, J., e Wang, T. Comparison of Anisotropic Diffuse Sky Radiance Models for Irradiance Estimation on Building Facades. **Procedia Engineering**, vol. 205, p. 779–786, 2017.

Liu, B. Y. H., e Jordan, R. C. The interrelationship and characteristic distribution of direct, diffuse and total solar radiation. **Solar Energy**, vol. 4(3), p. 1–19, 1960.

Liu, P., Zheng, N., Liu, Z., e Liu, W. Thermal-hydraulic performance and entropy generation analysis of a parabolic trough receiver with conical strip inserts. **Energy Conversion and Management**, vol. 179, p. 30–45, 2019.

Louche, A. Notton, G., Poggi, P., e Simonnot, G. Correlations for direct normal and global horizontal irradiation on a French Mediterranean site. **Solar Energy**, vol. 46(4), p. 261–266, 1991.

MahachI, T., e Rix, A. J. **Evaluation of irradiance decomposition and transposition models for a region in South Africa investigating the sensitivity of various diffuse radiation models**. IECON Proceedings (Industrial Electronics Conference), p. 3064–3069, 2016.

Maïga, S., Palm, S., Nguyen, C., Roy, G., e Galanis, Ni. Heat transfer enhancement by using nanofluids in forced convection flows. **International Journal of Heat and Fluid Flow**, vol. 26(4) SPEC. ISS., p. 530–546, 2005.

Maleki, S. A. M., Hizam, H., e Gomes, C. Estimation of hourly, daily and monthly global solar radiation on inclined surfaces: Models re-visited. **Energies**, vol. 10(1), 2017.

Manjunath, M., Karanth, V., e Sharma, Y. A. Comparative CFD study on Solar Dimple Plate Collector with Flat Plate Collector to Augment the Thermal Performance. **World Academy of Science, Engineering and Technology**, vol. 2012(70), p. 969–975, 2012.

Maxwell, E. L. A quasi-physical model for converting hourly Global Horizontal to Direct Normal Insolation. **Solar Energy Research Institute**, n. SERI/TR-215-3087, p. 35–46, 1987.

Maxwell, J. **A Treatise on Electricity and Magnetism**. 2nd eded. Oxford, UK: Clarendon, 1881.

Ministério De Minas E Energia; Empresa De Pesquisa Energética. **Brazilian Energy Balance 2016: Year 2012.** 2016. Disponível em: https://inis.iaea.org/collection/NCLCollectionStore/_Public/47/126/47126869.pdf?r=1.

Moghadam, A. J., Farzane-Gord, M., Sajadi, M., e Hoseyn-Zadeh, M. Effects of CuO/water nanofluid on the efficiency of a flat-plate solar collector. **Experimental Thermal and Fluid Science**, vol. 58, p. 9–14, 2014.

Muneer, T. Solar radiation model for Europe. **Building Services Engineering Research and Technology**, vol. 11(4), p. 153–163, 1990.

Nejad, M. B., Mohammed, H. A., Sadeghi, O., e Zubeer, S. **Influence of nanofluids on the efficiency of Flat-Plate Solar Collectors (FPSC)**. E3S Web of Conferences, vol. 22, p. 1–10, 2017.

Notton, G., Poggi, P., e Cristofari, C. Predicting hourly solar irradiations on inclined surfaces based on the horizontal measurements: Performances of the association of well-known mathematical models. **Energy Conversion and Management**, vol. 47(13-14), p. 1816–1829, 2006.

O’Hanley, H., Buongiorno, J., McKrell, T., e Hu, L. Measurement and model validation of nanofluid specific heat capacity with differential scanning calorimetry. **Advances in Mechanical Engineering**, v. 2012, 2012.

Orgill, J. F., e Hollands, K. G. T. Correlation equation for hourly diffuse radiation on a horizontal surface. **Solar Energy**, vol. 19(4), p. 357–359, 1977.

Pak, B. C., e Cho, Y. I. Hydrodynamic and heat transfer study of dispersed fluids with submicron metallic oxide particles. **Experimental Heat Transfer**, vol. 11(2), p. 151–170, 1998.

Paul, G., Chopkar, M., Manna, I., e Das, P. K. Techniques for measuring the thermal conductivity of nanofluids: A review. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, vol. 14(7), p. 1913–1924, 2010.

Pereira, E., Martins, F., Gonçalves, A., Costa, R., Lima, F., Rütther, R., Abreu, S., Tiepolo, G., Pereira, S., e Souza, J. **Atlas brasileiro de energia solar**. Universidade Federal de São Paulo, 2017. Disponível em: <https://doi.org/10.34024/978851700089>

Perez, R., Ineichen, P., Seals, R., Michalsky, J., e Stewart, R. Modeling daylight availability and irradiance components from direct and global irradiance. **Solar Energy**, vol. 44(5), p. 271–289, 1990.

Popiel, C. O., e Wojtkowiak, J. Simple formulas for thermophysical properties of liquid water for heat transfer calculations (from 0°C to 150°C). **Heat Transfer Engineering**, vol. 19(3), p. 87–101, 1998.

Portolan Dos Santos, Í., e Rüther, R. Limitations in solar module azimuth and tilt angles in building integrated photovoltaics at low latitude tropical sites in Brazil. **Renewable Energy**, vol. 63, p. 116–124, 2014.

Reindl, D. T., Beckman, W. A., e Duffie, J. A. Diffuse fraction correlations. **Solar Energy**, vol. 45(1), p. 1–7, 1990a.

Reindl, D. T., Beckman, W. A., e Duffie, J. A. Evaluation of hourly tilted surface radiation models. **Solar Energy**, vol. 45(1), p. 9–17, 1990b.

Rigollier, C., Lefèvre, M., e Wald, L. The method Heliosat-2 for deriving shortwave solar radiation from satellite images. **Solar Energy**, vol. 77(2), p. 159–169, 2004.

Roberts, J., Mendiburu, A. A., e Marotta, A. Assessment of photovoltaic performance models for system simulation. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, vol. 72, p. 1104–1123, 2016.

Ruiz, J. A. **Modelization of the Terrain's morphology Influence on the Solar Radiation Field at the Earth's surface**. 202 f. 2009. - Universidad de Jaén, 2009.

Sa, K., e Has, A. Comparative and Evaluate of Empirical Models for Estimation Global Solar Radiation in Al-Baha, KSA. **Journal of Earth Science and Climatic Change**, vol. 09(9), 2018.

Said, Z., Sajid, M., Alim, M., Saidur, R., e Rahim, N. Experimental investigation of the thermophysical properties of AL₂O₃ nanofluid and its effect on a flat plate solar collector. vol. 48, p. 99–107, 2013.

Salari, M., e Javaran, E. J. Optimising the tilt angle for solar surfaces using different solar irradiation models in Yazd, Iran. **International Journal of Ambient Energy**, vol. 39(4), p. 323–331, 2018.

Sangoi, J. M., e Ghisi, E. Energy Efficiency of Water Heating Systems in Single-Family Dwellings in Brazil. **Water**, vol. 11(5), p. 1068, 2019.

Sharafeldin, M. A., Gróf, G., e Mahian, O. **Experimental Study on the Performance of a Flat-Plate Collector Using WO₃/Water Nanofluids**. *Energy*, vol. 141, p. 2436-2444, 2017.

Sharifpur, M., Yousefi, S., e Meyer, J. P. A new model for density of nanofluids including nanolayer. **International Communications in Heat and Mass Transfer**, vol. 78, p. 168–174, 2016.

Shukla, K. N., Rangnekar, S., e Sudhakar, K. Comparative study of isotropic and anisotropic sky models to estimate solar radiation incident on tilted surface : A case study for Bhopal, India. **Energy Reports**, vol. 1, p. 96–103, 2015.

Singh, N., Dilipbhai, D., Rajput, D., e Kumar, S. Performance Analysis of Flat Plate Solar Collector using Al₂O₃ / Distilled Water Nanofluid: An Experimental Investigation. **Materials Today: Proceedings**, vol. 10, p. 52–59, 2019.

Sint, N., Choudhury, I., Masjuki, H., e Aoyama, H. Theoretical analysis to determine the efficiency of a CuO-water nanofluid based-flat plate solar collector for domestic solar water heating system in Myanmar. **Solar Energy**, vol. 155, p. 608–619, 2017.

Skartveit, A., e Olseth, J. A. A model for the diffuse fraction of hourly global radiation. vol. 38(4), p. 271–274, 1987.

Sohn, C. W., e CHEN, M. M. Microconvective Thermal Conductivity in Disperse Two-Phase Mixtures as Observed in a Low Velocity Couette Flow Experiment. **Journal of Heat Transfer**, vol. 103(1), p. 47–51, 1981.

Solar Radiation Data (SODA). 2004. Disponível em: <http://www.soda-pro.com/web-services/radiation/helioclim-3-archives-for-free>. Acesso em: 9 set. 2020.

SOLBRASIL. No Title. **30**, p. 6, 2015.

Souza, A. P., e Escobedo, J. F. Estimates of hourly diffuse radiation on tilted surfaces in southeast of brazil. **International Journal of Renewable Energy Research**, vol. 3(1), p. 207–221, 2013.

Stanciu, D., Stanciu, C., e Paraschiv, I. Mathematical links between optimum solar

collector tilts in isotropic sky for intercepting maximum solar irradiance. **Journal of Atmospheric and Solar-Terrestrial Physics**, vol. 137, p. 58–65, 2016.

Stanhill, G. Diffuse sky and cloud radiation in Israel. **Solar Energy**, vol. 10(2), p. 96–101, 1966.

Syam Sundar, L., Kirubeil, A., Punnaiah, V., Singh, Manoj K., e Sousa, Antonio C. M. Effectiveness analysis of solar flat plate collector with Al₂O₃ water nanofluids and with longitudinal strip inserts. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, vol. 127, p. 422–435, 2018.

Temps, R. C., e Coulson, K. L. Solar radiation incident upon slopes of different orientations. **Solar Energy**, vol. 19(2), p. 179–184, 1977.

Utrillas, M. P., Martinez-Lozano, J. A., e Casanovas, A. J. Evaluation of models for estimating solar irradiation on vertical surfaces at Valencia, Spain. **Solar Energy**, vol. 47(3), p. 223–229, 1991.

Verma, S. K., Tiwari, A. K., e Chauhan, D. S. Experimental evaluation of flat plate solar collector using nanofluids. **Energy Conversion and Management**, vol. 134, p. 103–115, 2017.

Verma, S. K., Tiwari, A. K., e Chauhan, D. S. Performance augmentation in flat plate solar collector using MgO/water nanofluid. **Energy Conversion and Management**, vol. 124, p. 607–617, 2016.

Vignola, F., e McDaniels, D. K. Beam-global correlations in the Pacific Northwest. **Solar Energy**, vol. 36(5), p. 409–418, 1986.

Wang, X., Xu, X.; Choi, S. Thermal Conductivity of Nanoparticle - Fluid Mixture. **Journal of Thermophysics and Heat Transfer**, vol. 13(4), p. 474–480, 1999.

Widen, J. **Distributed Photovoltaics in the Swedish Energy System Model Development and Simulations**. 89 f. 2009.

Willson, R. C., Gulkis, S., Janssen, M., Hudson, H., e Chapman, G. Observations of solar irradiance variability. **Sciences**, vol. 211(4483), p. 700–702, 1981.

Wong, L. T. e Chow, W. K. Solar radiation model. **Applied Energy**, vol. 69(3), p. 191–224, 2001.

Xuan, Y., e Roetzel, W. Conceptions for heat transfer correlation of nanofluids. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, vol. 43(19), p. 3701–3707, 2000.

Yang, D., Dong, Zi., Nobre, A., Khoo, Y., Jirutitijaroen, P., e Walsh, W. Evaluation of transposition and decomposition models for converting global solar irradiance from tilted surface to horizontal in tropical regions. **Solar Energy**, vol. 97, p. 369–387, 2013.

Yousefi, T., Shojaeizadeh, E., Veysi, F., e Zinadini, S. An experimental investigation on the effect of pH variation of MWCNT-H₂O nanofluid on the efficiency of a flat-plate solar collector. **Solar Energy**, vol. 86(2), p. 771–779, 2012.

Yousefi, T., Veysi, F., Shojaeizadeh, E., e Zinadini, S. An experimental investigation on the effect of Al₂O₃ e H₂O nano fluid on the efficiency of flat-plate solar collectors. **Renewable Energy**, vol. 39, p. 293–298, 2012.

Yu, W., e Choi, S. The role of interfacial layers in the enhanced thermal conductivity of nanofluids : A renovated Hamilton – Crosser model. **Journal of Nanoparticle Research**, vol. 6, p. 355–361, 2004.

Yu, W; e Xie, H. A review on nanofluids: Preparation, stability mechanisms, and applications. **Journal of Nanomaterials**, vol. 2012, 2012.

Zheng, H. **Solar energy desalination technology**. Elsevier, 2017.

Zhu, B., Zhao, W., Li, J., Guan, Y., e Li, D. **Thermophysical Properties of Al₂O₃ - water Nanofluids**. Materials Science Forum, vol. 688, p. 266–271, 2011.

Zografos, A. I., Martin, W. A., e Sunderland, J. E. Equations of properties as a function of temperature for seven fluids. **Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering**, vol. 61(2), p. 177–187, 1987.