



**INSTITUTO LATINO-AMERICANO DE
TECNOLOGIA, INFRAESTRUTURA E
TERRITÓRIO (ILATIT)**

**PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO
INTERDISCIPLINAR EM ENERGIA E
SUSTENTABILIDADE (PPGIES)**

**ESTUDO DE UM COLETOR SOLAR DE CILINDRO PARABÓLICO PARA
APLICAÇÕES EM REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO UTILIZANDO TÉCNICAS
DE DINÂMICA DOS FLUIDOS COMPUTACIONAL**

ÁLVARO GERMÁN LEIVA GÓMEZ

Foz do Iguaçu
2022



**INSTITUTO LATINO-AMERICANO DE
TECNOLOGIA, INFRAESTRUTURA E
TERRITÓRIO (ILATIT)**

**PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO
INTERDISCIPLINAR EM ENERGIA E
SUSTENTABILIDADE (PPGIES)**

**ESTUDO DE UM COLETOR SOLAR DE CILINDRO PARABÓLICO PARA
APLICAÇÕES EM REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO UTILIZANDO TÉCNICAS
DE DINÂMICA DOS FLUIDOS COMPUTACIONAL**

ÁLVARO GERMÁN LEIVA GÓMEZ

Dissertação de Mestrado apresentada ao Programa de Pós-Graduação Interdisciplinar em Energia e Sustentabilidade da Universidade Federal da Integração Latino-Americana, como requisito parcial à obtenção do grau de Mestre em Energia e Sustentabilidade.

Orientador: Dr. Gustavo Adolfo Ronceros Rivas.

Coorientadora: Dra. Andreia Cristina Furtado

Foz do Iguaçu
2022

Catálogo elaborado pelo Setor de Tratamento da Informação
Catálogo de Publicação na Fonte. UNILA - BIBLIOTECA LATINO-AMERICANA - PTI

G633e

Gomez, Alvaro German Leiva.

Estudo de um coletor solar de cilindro parabólico para aplicações em refrigeração por absorção utilizando técnicas de dinâmica dos fluidos computacional / Alvaro German Leiva Gomez. - Foz do Iguaçu, 2022.

106 fls.: il.

Universidade Federal da Integração Latino-Americana, Instituto Latino-Americano de Tecnologia, Infraestrutura e Território (ILATIT), Programa de Pós-Graduação Interdisciplinar em Energia e Sustentabilidade (PPGIES).

Orientador: Gustavo Adolfo Ronceros Rivas.

Coorientador: Andreia Cristina Furtado.

1. Energia solar. 2. Meios de transferência de calor. 3. Coletores solares. 4. Refrigeração. I. Rivas, Gustavo Adolfo Ronceros. II. Furtado, Andreia Cristina. III. Título.

ÁLVARO GERMÁN LEIVA GÓMEZ

**ESTUDO DE UM COLETOR SOLAR DE CILINDRO PARABÓLICO PARA
APLICAÇÕES EM REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO UTILIZANDO TÉCNICAS
DE DINÂMICA DOS FLUIDOS COMPUTACIONAL**

Dissertação de Mestrado apresentada ao Programa de Pós-Graduação Interdisciplinar em Energia e Sustentabilidade da Universidade Federal da Integração Latino-Americana, como requisito parcial à obtenção do grau de Mestre em Energia e Sustentabilidade.

BANCA EXAMINADORA

Orientador: Prof. Dr. Gustavo Ronceros Rivas
UNILA

Coorientadora: Prof. Dra. Andreia Furtado
UNILA

Prof. Dr. João Alves de Lima
UFPB

Prof. Dr. Washington Orlando Irrazabal Bohorquez
UFJF

Foz do Iguaçu, 13 de maio de 2022

TERMO DE SUBMISSÃO DE TRABALHOS ACADÊMICOS

Nome completo do autor(a): ÁLVARO GERMÁN LEIVA GÓMEZ

Curso: Energia e Sustentabilidade

	Tipo de Documento
(.....) graduação	(.....) artigo
(.....) especialização	(.....) trabalho de conclusão de curso
(X) mestrado	(.....) monografia
(.....) doutorado	(X) dissertação
	(.....) tese
	(.....) CD/DVD – obras audiovisuais
	(.....) _____

Título do trabalho acadêmico: ESTUDO DE UM COLETOR SOLAR DE CILINDRO PARABÓLICO PARA APLICAÇÕES EM REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO UTILIZANDO TÉCNICAS DE DINÂMICA DOS FLUIDOS COMPUTACIONAL.

Nome do orientador(a): Dr. Gustavo Adolfo Ronceros Rivas

Data da Defesa: ____/____/____

Licença não-exclusiva de Distribuição

O referido autor(a):

a) Declara que o documento entregue é seu trabalho original, e que o detém o direito de conceder os direitos contidos nesta licença. Declara também que a entrega do documento não infringe, tanto quanto lhe é possível saber, os direitos de qualquer outra pessoa ou entidade.

b) Se o documento entregue contém material do qual não detém os direitos de autor, declara que obteve autorização do detentor dos direitos de autor para conceder à UNILA – Universidade Federal da Integração Latino-Americana os direitos requeridos por esta licença, e que esse material cujos direitos são de terceiros está claramente identificado e reconhecido no texto ou conteúdo do documento entregue.

Se o documento entregue é baseado em trabalho financiado ou apoiado por outra instituição que não a Universidade Federal da Integração Latino-Americana, declara que cumpriu quaisquer obrigações exigidas pelo respectivo contrato ou acordo.

Na qualidade de titular dos direitos do conteúdo supracitado, o autor autoriza a Biblioteca Latino-Americana – BIUNILA a disponibilizar a obra, gratuitamente e de acordo com a licença pública *Creative Commons Licença 3.0 Unported*.

Foz do Iguaçu, ____ de _____ de _____.

Assinatura do Responsável

AGRADECIMENTOS

Agradeço, em primeiro lugar a minha mãe, Katia Gómez, pelo amor, incentivo e apoio incondicional que sempre me deu.

A minhas irmãs, pai, amigos e companheiros da faculdade, por serem parte da minha formação pessoal.

A meu professor orientador e minha coorientadora, pela guia e ajuda na execução desta pesquisa.

Aos demais professores do programa de mestrado que colaboraram na execução deste trabalho.

A CAPES, uma vez que o presente trabalho foi realizado com apoio da Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior - Brasil (CAPES) – pelo Programa de Demanda Social.

Ao centro de estudos CEASB, pela disponibilização das instalações e licença do software de simulação.

A UNILA e todos seus funcionários, que me brindaram com a oportunidade de expandir meus conhecimentos durante todos estes anos.

E finalmente, à pessoa mais importante durante o desenvolvimento deste trabalho, minha companheira, Ana Luiza, que me deu seu apoio, amor, motivação e compreensão incondicional.

“Mesmo nas nações ricas, apenas os melhores centros podem acessar todas as informações que precisam. A falta de acesso ao conhecimento é um problema em todos os países, não apenas nos mais pobres.”
Alexandra Elbakyan

GOMEZ, Álvaro Leiva. Estudo de um coletor solar de cilindro parabólico para aplicações em refrigeração por absorção utilizando técnicas de dinâmica dos fluidos computacional. 106 páginas. Dissertação de Mestrado apresentada ao Programa De Pós-Graduação Interdisciplinar em Energia e Sustentabilidade – Universidade Federal da Integração Latino-Americana, Foz do Iguaçu, 2022.

RESUMO

A tecnologia de concentração solar vem se consolidando como uma das alternativas mais promissoras para o aproveitamento da energia solar, no entanto, sua implementação no Brasil ainda é incipiente. Nesta pesquisa, o coletor solar do tipo Concentrador Solar Parabólico (PTC) foi estudado mediante a ferramenta de simulação computacional *®Ansys CFD*, para representar a física e os mecanismos de transferência de calor envolvidos na sua operação. O modelo CFD foi validado com resultados experimentais da *Solar Electric Generating System* (SEGS LS-2), e comparado com resultados numéricos disponíveis na literatura. Para complementar a análise térmica do coletor solar, foi realizado um estudo de caso de um protótipo experimental de pequeno porte (EPP), seguindo a mesma metodologia empregada na simulação do LS-2, os resultados obtidos na análise CFD foram maiores em 1,93% a temperatura de saída e em 8,35% a eficiência térmica. Para melhorar o desempenho do modelo EPP, foi avaliada a inclusão de um tubo de vidro de diâmetros diferentes ao redor do tubo absorvedor para gerar um espaço de vácuo, mantendo o diâmetro do tubo absorvedor constante. Foi observado que quanto maior o espaço de vácuo, mais reduzidas eram perdas de calor, além de serem observadas maiores temperaturas de saída e eficiência térmica no PTC. Também foi modelado, mediante o software EES, um ciclo de refrigeração por absorção de efeito simples com COP de 0,7, no qual as diferenças relativas com o modelo de validação não ultrapassaram o 1%. De acordo com os resultados obtidos, o sistema consegue retirar do ambiente calor equivalente a um ar-condicionado comercial de 36000 BTU. Posteriormente, foram levantados dados climáticos das cinco regiões do Brasil, para as quais projetou-se campos solares conformados pelo EPP sem tubo de vácuo e o EPP com tubo de vácuo, para alimentar o ciclo de refrigeração modelado. A eficiência global do campo solar com o EPP experimental foi de 31,65%, enquanto a eficiência global do campo solar com EPPs com tubo de vidro foi de 45,27%.

Palavras-chave: Concentrador Solar Parabólico. CFD. Tubo Evacuado. Refrigeração por Absorção. Campo Solar.

GOMEZ, Álvaro Leiva. Study of parabolic trough collector for applications in absorption refrigeration using computational fluid dynamics techniques. 106 pages. Master's qualification presented to the Interdisciplinary Graduate Program in Energy and Sustainability – Universidade Federal da Integração Latino-Americana, Foz do Iguaçu, 2022.

ABSTRACT

The solar concentration technology has been consolidated as one of the most promising alternatives for the use of solar energy, however, its implementation in Brazil is still incipient. In this research the Parabolic Trough Collector (PTC) was extensively studied through the computer simulation tool ©Ansys CFD, to represent the heat transfer mechanisms related to its operation. The model was validated with experimental results from Solar Electric Generating System (SEGS LS-2), and numerical results available in the literature. To complement the thermal analysis of the solar collector, a case study of a small experimental prototype (EPP) was carried out, following the same methodology used in the LS-2 simulation, the results obtained in the CFD analysis were higher by 1.93 % for outlet temperature and 8.35% for thermal efficiency. To improve the performance of the EPP model, the inclusion of a glass tube of different diameters around the absorber tube was evaluated to generate a vacuum space, keeping the diameter of the absorber tube constant. Heat losses were reduced, resulting in higher output temperatures and higher thermal efficiency in the PTC. A single effect absorption refrigeration cycle with COP of 0.7 was also modeled using the EES software, where the relative differences with the validation model did not exceed 1%, the system manages to remove heat equivalent to air from the environment 36000 BTU commercial air conditioning. Subsequently, climatic data were collected from the five regions of Brazil, for which solar fields made up of the EPP without a vacuum tube and the EPP with a vacuum tube were designed to supply the refrigeration cycle. The overall efficiency of the solar field with the experimental EPP was 31.65%, while the overall efficiency of the solar field with EPPs with glass tube was 45.27%.

Keywords: Parabolic Trough Collector. CFD. Evacuated Tube. Absorption Cooling. Solar Field.

Publicações:

GÓMEZ, A. G. L.; RIVAS, G.; FURTADO, A. Análise CFD de concentrador solar de calha parabólica usando nanofluidos como fluido de trabalho. In: DAL-BÓ, V.; ARRIECHE, L. V.; FURTADO, A.; RIVAS, G. (org.). **Síntese de projetos em energia e sustentabilidade**. Curitiba: CVR, 2020. Cap. 11. p. 241-257.

Participação em projetos de pesquisa:

Fomento à Pesquisa CP 09/2021 – Fundação Araucária - PROGRAMA PESQUISA BÁSICA E APLICADA DESENVOLVIMENTO DE UM COLETOR SOLAR DE CALHA PARABÓLICA AUXILIADO POR SISTEMA DE RASTREAMENTO SOLAR – Projeto Com Auxílio Financeiro.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Geração de energia elétrica por fonte no Brasil – % de participação em 2019	17
Figura 2 - Evolução da capacidade global CSP instalada (MWE)	18
Figura 3 – Concentrador solar de cilindro parabólico.....	19
Figura 4 – Etapas do projeto	24
Figura 5 – Configurações de coletores solares.....	29
Figura 6 – Concentradores solares	30
Figura 7 – Concentrador solar de cilindro parabólico não estacionário.....	32
Figura 8 – Estrutura tubo receptor do PTC	33
Figura 9 – Diagrama esquemático de um ciclo de refrigeração: a) compressão de vapor, b) absorção	35
Figura 10 – Ciclo de refrigeração por absorção (a) efeito simples, (b) duplo efeito .	36
Figura 11 – Principais etapas do processo de simulação CFD	42
Figura 12 – Esquema do modelo geométrico do PTC LS-2.....	43
Figura 13 - Modelo PTC discretizado	46
Figura 14 - Mecanismos físicos de transferência de calor no PTC	46
Figura 15 - Escoamento turbulento, solução pelos métodos DNS, LES e RANS.....	53
Figura 16 - Malha do modelo geométrico do PTC LS-2.....	55
Figura 17 – Corte transversal da malha (perspectiva)	55
Figura 18 – Validação número de Nusselt com correlações da literatura	56
Figura 19 – Validação fator de atrito com correlações da literatura	57
Figura 20 – Três malhas testadas com GSF: 1,5	59
Figura 21 – Corte transversal da malha (vista lateral)	60
Figura 22 – Corte transversal da malha (zoom - vista lateral).....	61
Figura 23 – Perfis locais de temperatura no tubo central.....	61
Figura 24 – Distribuição da velocidade e tensão cisalhante no escoamento turbulento próximo à parede	63
Figura 25 – Modelagem perto da parede.....	63
Figura 26 – Perfis locais	65
Figura 27 – Zonas definidas no domínio da solução	66
Figura 28 – Resíduos da solução	67
Figura 29 – Resultados de eficiência do caso de validação	68

Figura 30 – Diâmetros dos tubos receptores (mm).....	71
Figura 31 – Influência do espaço de vácuo sobre a temperatura de saída	72
Figura 32 – Influência do espaço de vácuo sobre a eficiência térmica	73
Figura 33 – Esquema do sistema de refrigeração por absorção de simples estágio	74
Figura 34 – Variação do COP e Q_e em função da temperatura T_{11}	82
Figura 35 – Variação das taxas de calor nos componentes em função da temperatura T_{11}	83
Figura 36 – Variação das temperaturas de entrada dos componentes em função da T_{11}	84
Figura 37 – Variação do COP e Q_e em função da temperatura T_{11}	85
Figura 38 – Irradiância Normal Direta no Brasil (kWh/m ² dia)	87
Figura 39 – Associação de coletores 4 x 4	91
Figura 40 – Associação de coletores 4 x 3	91
Figura 41 – Associação de coletores 5 x 3	92
Figura 42 – Associação de PTCs 6 x 3.....	92
Figura 43 – Associação de coletores 3 x 4	92
Figura 44 – Associação de coletores 3 x 3	92

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Impacto ambiental dos sistemas CSP	31
Tabela 2 – Parâmetros geométricos do PTC LS-2.....	44
Tabela 3 – Propriedades dos materiais.....	44
Tabela 4 – Correlações para as propriedades do Syltherm 800	45
Tabela 5 – Dados de teste de eficiência medida SEGS LS-2	51
Tabela 6 – Números adimensionais calculados	56
Tabela 7 – Métricas de malha.....	58
Tabela 8 – Propriedades das três malhas testadas com GSF: 1	59
Tabela 9 – Propriedades das três malhas testadas com GSF: 1,5.....	59
Tabela 10 – Propriedades das três malhas testadas com GSF: 2	60
Tabela 11 – Comparação entre as temperaturas médias do tubo central	62
Tabela 12 – Resultados números adimensionais y^+ e T^+	65
Tabela 13 – Resultados do estudo computacional para validação.....	67
Tabela 14 – Comparação de eficiência e temperatura de saída CFD com Dudley e Kaloudis	69
Tabela 15 - Parâmetros geométricos do PTC	69
Tabela 16 – Comparação de resultados entre Protótipo experimental vs. CFD	70
Tabela 17 – Comparação de resultados da eficiência e temperatura.....	71
Tabela 18 – Parâmetros de entrada do ciclo de refrigeração por absorção	78
Tabela 19 – Comparação de resultados de transferência de calor e COP	80
Tabela 20 – Valores obtidos para os estados do ciclo de refrigeração	81
Tabela 21 – Parâmetros geométricos do PTC	88
Tabela 22 – Dados de irradiação solar direta	89
Tabela 23 – Dimensões dos arranjos dos PTCs	93

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

CFD	<i>Computational Fluid Dynamics</i> - Dinâmica dos Fluidos Computacional
COP	Coeficiente de Desempenho
CRAES	Ciclos de Refrigeração por Absorção de Efeito Simples
CSP	<i>Concentrated Solar Power</i> - Sistemas de Concentração de Potência Solar
DSG	Geração Direta de Vapor
EES	<i>Engineering Equation Solver</i>
EPE	Empresa de Pesquisa Energética
FVM	Finite Volume Method (Método dos Volumes Finitos)
GEE	Gases de Efeito Estufa
GSF	<i>Global Scale Factor</i>
HSSG	Gerador de Vapor Solar Térmico
HTF	Heat Transfer Fluid (Fluido de Transferência e Calor)
ISCCS	Sistema Integrado com Ciclo Combinado Solar
LMTD	Diferença de Temperatura Média Logarítmica
MCRT	Método <i>Ray-tracing</i> “Monte Carlo”
ORC	Ciclo Orgânico de Rankine
PTC	<i>Parabolic Trough Solar Collector</i> - Concentrador Solar Parabólico
RMS	Valores de Erro Residual (<i>Residual Normalization Procedure</i>)
RT	Tubo Receptor (<i>Tube Receptor</i>)
SEGS	<i>Solar Electricity Generating System</i>
TES	Armazenamento de Energia Elétrica
UDF	<i>User Defined Function</i>
VC	Volume de controle

Letras gregas e latinas

C_p	Calor específico a pressão constante (J/KgK)
h	Coeficiente de transferência de calor por convecção (W/m ² K)
L	Comprimento característico (m)
μ	Viscosidade dinâmica (kg/ms)
v	Velocidade do fluido (m/s)
Nu	Número de Nusselt
k	Condutividade térmica (W/mK)

ρ	Densidade (kg/m ³)
Pr	Número de Prandtl

SUMÁRIO

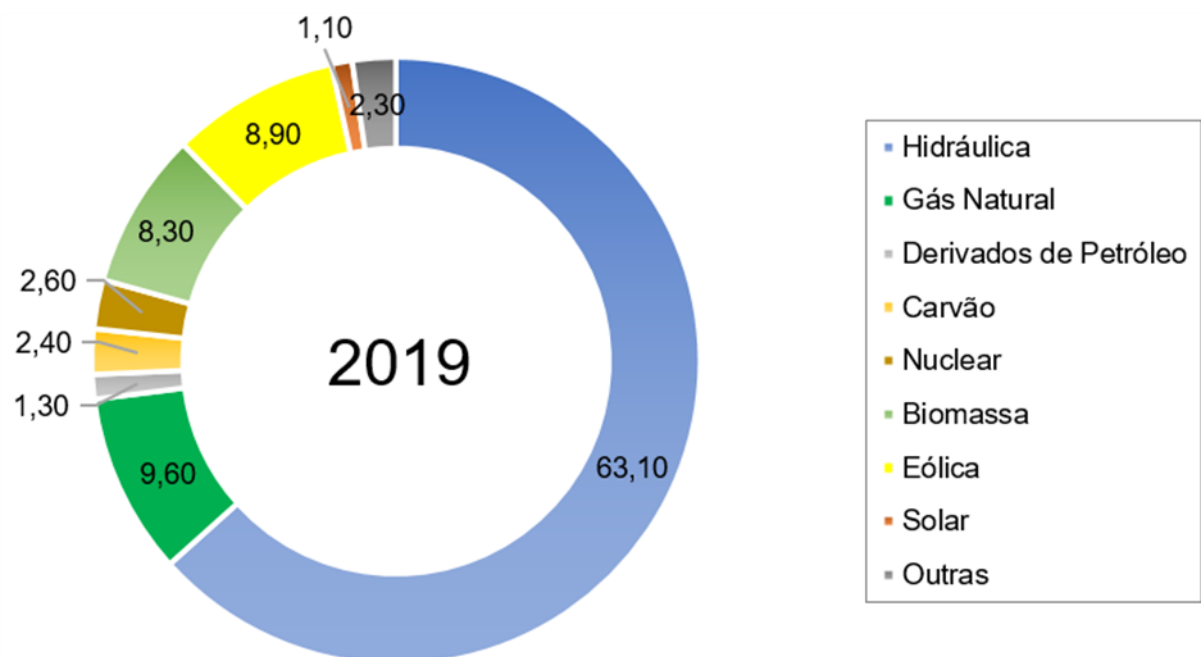
1. INTRODUÇÃO.....	17
1.1. OBJETIVO GERAL E OBJETIVOS ESPECÍFICOS.....	21
1.2. METODOLOGIA.....	22
1.2.1. Material utilizado.....	23
1.2.2. Organização do texto.....	23
2. REVISÃO: FUNDAMENTOS E LITERATURA	26
2.1. DESENVOLVIMENTO HISTÓRICO	26
2.2. SISTEMAS DE CONCENTRAÇÃO DE ENERGIA SOLAR (CSP)	28
2.2.1. Concentrador solar parabólico	31
2.2.2. Tubo receptor	32
2.2.3. Estrutura e espelhos	33
2.2.4. Fluido térmico	34
2.2.5. Ciclo de refrigeração por absorção	35
2.3. REVISÃO DA LITERATURA	37
3. PROCEDIMENTO NUMÉRICO	42
3.1. MODELO BASE	43
3.2. MODELAGEM NUMÉRICA	45
3.2.1. Mecanismos de transferência de calor.....	46
3.3. CONDIÇÕES DE CONTORNO	51
3.3.1. Modelos de turbulência.....	52
3.4. VALIDAÇÃO DO MODELO	54
3.4.1. Números adimensionais.....	55
3.4.2. Independência da malha e análise de sensibilidade	57
3.4.3. Processo da solução.....	66
3.4.4. Validação.....	67
3.5. ESTUDO DE CASO: PROTÓTIPO PTC DE PEQUENO PORTE	69
4. CICLO DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO	74
4.1. SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO	74
4.1.1. Hipóteses.....	75
4.1.2. Análise termodinâmica.....	76
4.1.3. Parâmetros de entrada	78
4.1.4. Adaptação do <i>software</i>	79
4.1.5. Validação do modelo	80
4.2. ANÁLISE DOS RESULTADOS PARA O SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO DE EFEITO SIMPLES	80
5. VIABILIDADE TÉCNICA DA APLICAÇÃO DO PTC EM REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO NO BRASIL	86
5.1. DEFINIÇÃO DOS LOCAIS DE ESTUDO.....	86
5.2. DADOS USADOS NAS SIMULAÇÕES ;ERROR! MARCADOR NO DEFINIDO.	
5.3. CAMPO SOLAR	89
5.3.1. Arranjo dos PTCs.....	91
5.4. RESULTADOS DO CAMPO SOLAR PARA REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO.....	93
6. CONCLUSÕES.....	96
6.1. TRABALHOS FUTUROS.....	98
REFERÊNCIAS	99

1. INTRODUÇÃO

O consumo global de energia teve um crescimento anual de 2,1% durante a última década, aumentando a demanda geral de combustíveis, liderada pelo gás natural (combustível fóssil) (IEA, 2019). Por outro lado, na geração de energia primária, as energias renováveis registraram um aumento recorde de 40%, sendo este o maior incremento para qualquer fonte de energia em 2019, onde a eólica contribuiu com 43,75% e a solar 37,50% (LOONEY, 2020).

No Brasil o consumo de energia aumentou 0,8% no ano de 2019, em relação ao ano anterior, enquanto a oferta registrou um acréscimo de 1,8% no mesmo período. As energias renováveis foram responsáveis por 81,80% da geração de energia elétrica, dentre elas destaca-se a energia solar com incremento de 92,10% (EPE, 2020). Esse aumento deve-se à grande disponibilidade do recurso solar no país, a versatilidade de aplicações e redução de preços para sua implementação ao longo dos últimos anos, o que torna esta fonte muito competitiva quando comparada às outras fontes de energia. A Figura 1, exibe a porcentagem de geração elétrica por tipo de fonte no Brasil:

Figura 1 - Geração de energia elétrica por fonte no Brasil – % de participação em 2019



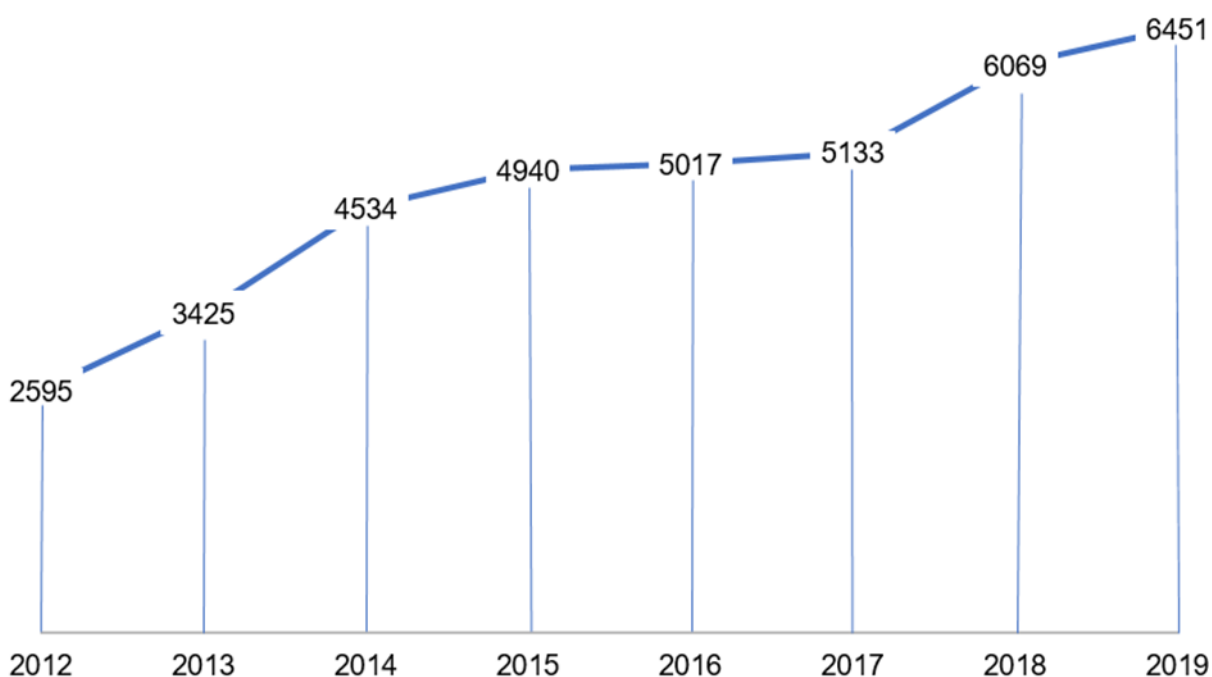
Fonte: Adaptado de EPE, 2020.

A energia solar pode ser transformada em calor térmico útil mediante

o uso de coletores solares, ou diretamente em eletricidade empregando células fotovoltaicas (KUMARESAN *et al.*, 2017). No que diz respeito aos coletores solares, geralmente usam-se tecnologias solares planas para aplicações de baixa temperatura até 100°C, e para temperaturas superiores usam-se tecnologias de concentração de potência solar, *Concentrated Solar Power* (CSP) (COVENTRY; ANDRAKA, 2017).

Os sistemas CSP vem se consolidando como uma alternativa para o aproveitamento do recurso solar. No ano de 2019, a capacidade instalada de CSP no mundo teve um aumento de 6,29% em relação ao ano anterior, no qual a China é responsável por 52,1% do total instalado (HELIOSCSP, 2020). A Figura 2 mostra a evolução da capacidade global instalada de CSP no mundo.

Figura 2 - Evolução da capacidade global CSP instalada (MWE)



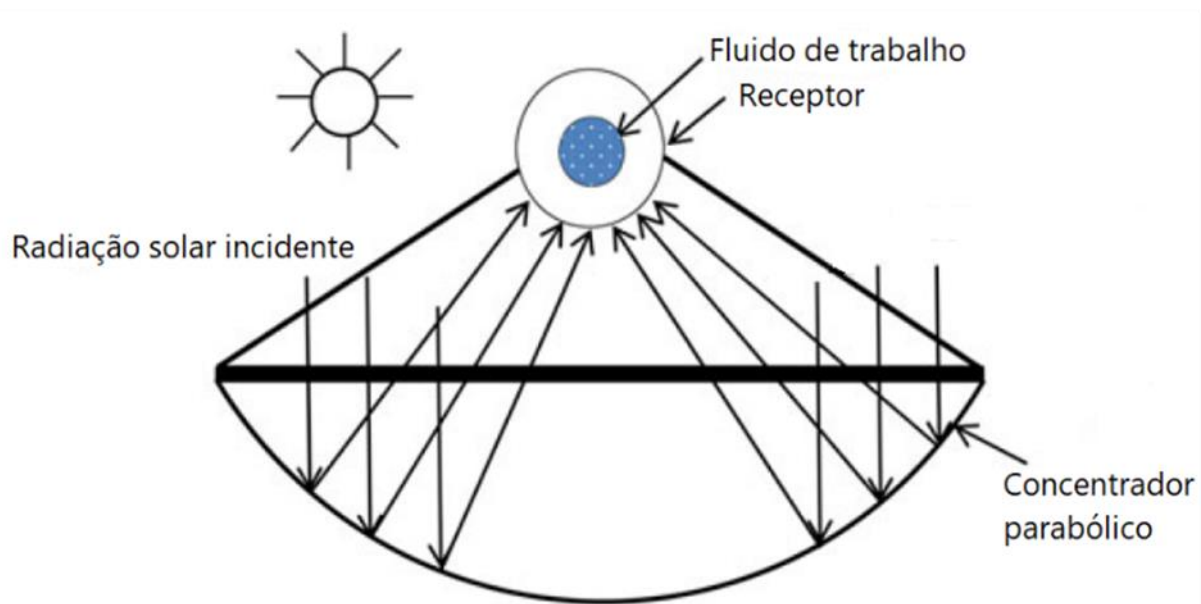
Fonte: Adaptado de HELIOSCSP, 2020.

No Brasil, a implementação de sistemas CSP ainda é incipiente, embora existam algumas plantas para geração e pesquisa em funcionamento e outras em construção. A discreta participação da tecnologia CSP no país deve-se principalmente aos custos, mas sua implantação traz vantagens como a utilização de uma fonte energética vasta e gratuita (COVENTRY; ANDRAKA, 2017), que permite o armazenamento de energia na forma de calor, além de contribuir para a diversificação da matriz energética e redução da emissão de gases de efeito estufa.

(GEE).

A tecnologia de Concentrador Solar Parabólico (PTC), ocupa a maior fatia de sistemas CSP em operação no mundo. Comparada com outras tecnologias de concentração, representam aproximadamente 86% da capacidade instalada (VIEIRA; GUIMARÃES; LISBOA, 2018). Os PTCs operam na faixa de temperatura entre 70°C e 400°C. Este dispositivo é constituído de uma superfície refletora cilíndrico-parabólica que reflete a radiação solar incidente para a linha focal, onde se encontra um tubo absorvedor (receptor), no qual circula o fluido de trabalho a ser aquecido, como mostra a Figura 3 (DUFFIE; BECKMAN, 2013).

Figura 3 – Concentrador solar de cilindro parabólico



Fonte: BELLOS et.al, 2016.

A radiação solar é, portanto, transformada em energia térmica na forma de calor sensível ou latente. Essa energia térmica pode ser usada na produção de calor industrial, processos químicos, geração de eletricidade, refrigeração, dessalinização e secagem.

Uma das questões mais críticas nas tecnologias de concentração solar parabólica é o aumento do coeficiente de transferência de calor no escoamento, especialmente a altas temperaturas, isto é, o aumento da eficiência térmica. Na literatura, existem numerosas técnicas que visam o aumento dessa eficiência térmica, que vão desde a modificação das geometrias e materiais,

inserção de objetos no duto do escoamento (fitas, turbilhonadores, absorventes, etc.), uso de diferentes fluidos de trabalho com propriedades térmicas superiores, tais como: óleos térmicos, sais fundidas, nanofluidos (BELLOS; SAID; TZIVANIDIS, 2018).

Essas modificações realizam-se na fase de projeto, comumente empregando técnicas experimentais, bem como, simulações computacionais. A técnica de análise computacional CFD (Computational Fluid Dynamics – Dinâmica de Fluidos Computacional) é uma das mais utilizadas, já que permite desenvolver e analisar projetos sob um dado conjunto de circunstâncias em prazos mais curtos, economizando tempo e dinheiro (HACHICA *et al.*, 2019). Assim, tem-se uma ampla base de estudos realizados sobre os trabalhos experimentais da *Solar Electricity Generating System* (SEGS) – (PTCS: LS-1, LS-2, LS-3) (DUDLEY *et al.*, 1994), tanto de modo experimental quanto com o uso de ferramentas de CFD.

No Brasil, o consumo de energia no setor residencial representa cerca de 9,7% do consumo total, e espera-se um crescimento de 1,8% ao ano até 2026. A eletricidade é a principal fonte de energia neste setor com cerca de 46%, com projeção de crescimento de 3,9% ao ano, no mesmo período (EPE, 2015). Tal crescimento é fortemente influenciado pelo incremento do uso de aparelhos de refrigeração.

Estudos da Empresa de Pesquisa Energética (EPE) apontam que o consumo de energia elétrica por condicionadores de ar no setor residencial tenha aumentado cerca de 237% entre 2005 e 2017, atingindo 18,7 TWh (EPE, 2017). Os setores comercial e público somam 4,9% do consumo total de energia, em que grande parte da demanda de energia elétrica ocorre durante o horário comercial, período em que há disponibilidade do recurso solar; parte disso pode ser atribuído à necessidade de climatização de ambientes (TIEPOLO, 2015). Além disso, os picos de demanda de energia são mais frequentes durante o verão devido ao uso contínuo de equipamentos de ar-condicionado e refrigeração.

Uma solução ao incremento da demanda de energia elétrica relacionada aos sistemas convencionais de ar-condicionado é o uso de sistemas baseados em energias renováveis. O emprego da energia solar para geração de frio, representa uma alternativa para a redução da demanda de energia elétrica proveniente de fontes fósseis, reduzindo as emissões de gases que contribuem ao aquecimento global. A energia solar pode ser aplicada em ciclos de refrigeração

através de sistemas térmicos para ciclos de absorção e adsorção. Em sua maioria, as instalações de climatização solar estão baseadas em ciclos de refrigeração por absorção de efeito simples (CRAES) e coletores solares (HENNING, 2007). Dito isso, o calor gerado na saída de um campo solar – combinações em série e/ou paralelo) de PTCs – também será estudado para aplicações em ciclos de refrigeração por absorção.

Assim, no decorrer de 2020 - 2021, com a irrupção da pandemia da COVID-19, novos desafios foram impostos, o que obriga a acelerar tendências emergentes no âmbito energético (LOONEY, 2020). Com a grande quantidade de pessoas nas residências e a economia global quase totalmente paralisada após a declaração da pandemia, os sistemas elétricos em todo o mundo enfrentaram choques severos tanto do lado da oferta quanto do lado da demanda, com significativa diminuição no consumo industrial, com o aumento no perfil de consumo residencial (HEFFRON *et al.*, 2021). No Brasil, segundo dados da EPE, no ano 2020 verificou-se uma redução de 6,2% na oferta de fontes não renováveis e um aumento de 2,5% da oferta de fontes renováveis quando comparadas com o ano 2019, com grande destaque para a oferta de fonte solar, que teve um aumento de 187% de sua geração em micro e minigeração distribuída (ESTEVARE, 2022).

Assim, embora a implementação da energia solar tenha experimentado um crescimento expressivo durante a pandemia, com a retomada da “normalidade” as fontes de energia não renováveis voltaram a ter um papel fundamental na retomada da economia. É inquestionável que as questões energéticas locais a curto prazo, provocadas pela COVID-19 devem ser priorizadas, mas também não se pode deixar de lado os desafios globais de longo prazo, como o planejamento energético para combate às mudanças climáticas e maior diversificação da matriz energética.

1.1. OBJETIVO GERAL E OBJETIVOS ESPECÍFICOS

O objetivo geral desta pesquisa é obter e validar um modelo computacional 3D, que represente de forma adequada e real os mecanismos de transferência de calor envolvidos na operação nominal de um determinado Concentrador Solar Parabólico (PTC), com tubo receptor evacuado e sem vácuo. Logo, projetar e analisar um sistema de refrigeração por absorção de efeito simples,

abastecido através de um campo solar, e avaliar a viabilidade de aplicação nas cinco regiões do Brasil.

Para isso, se propõe os seguintes objetivos específicos:

- Validação do modelo numérico computacional do concentrador solar parabólico a partir de resultados experimentais da SEGS LS-2, e resultados disponíveis na literatura;
- Estudo de caso do método usado na construção e validação da malha do modelo LS-2, para elaboração e validação de um modelo experimental de pequeno porte (EPP) de um concentrador solar parabólico de baixo custo, para fins acadêmicos e de pesquisa;
- Análise da influência da inclusão de um tubo de vidro de diferentes diâmetros ao redor do tubo absorvedor no modelo EPP;
- Validar e analisar o funcionamento de um sistema de refrigeração por absorção de efeito simples, com suas respectivas propriedades termodinâmicas, mediante o uso do software EES;
- Avaliar o desempenho do EPP e sua modificação com a inclusão de um tubo de vidro nas cinco regiões do Brasil, usando dados climáticos locais; e a partir do cálculo de um campo de PTCs, abastecer com energia térmica um sistema de refrigeração por absorção em cada região, analisando as características locais e a viabilidade técnica.

Os resultados obtidos nesta pesquisa, servirão como suporte para o desenvolvimento e otimização de projetos, motivando e impulsando o uso desses tipos de tecnologias nas regiões estudadas, além disso, brindará uma fonte de pesquisa consistente para trabalhos e projetos de pesquisas futuras.

1.2. METODOLOGIA

Foi desenvolvido um estudo teórico computacional, em que foi modelado e validado o concentrador solar parabólico da SEGS LS-2. Logo, os parâmetros desse estudo foram aplicados na validação de um PTC experimental de pequeno porte, e foi estudada a influência de um espaço de vácuo no desempenho dele. Em seguida foi projetado um sistema de refrigeração por absorção de efeito simples, abastecido através de um campo solar composto por PTCs do modelo EPP

e EPP com tubo de vidro, cuja viabilidade de aplicação e desempenho foi estudada para aplicação nas cinco regiões do Brasil.

1.2.1. Material utilizado

Por se tratar de um estudo teórico, utilizou-se dados levantados de literatura e, no caso do PTC de pequeno porte os valores usados foram fornecidos pelo laboratório de física da Universidade Federal da Integração Latino-americana (UNILA), que realizou um trabalho experimental na cidade de Foz do Iguaçu (PR). Para realizar as análises numéricas foram utilizados os hardwares e softwares descritos à continuação:

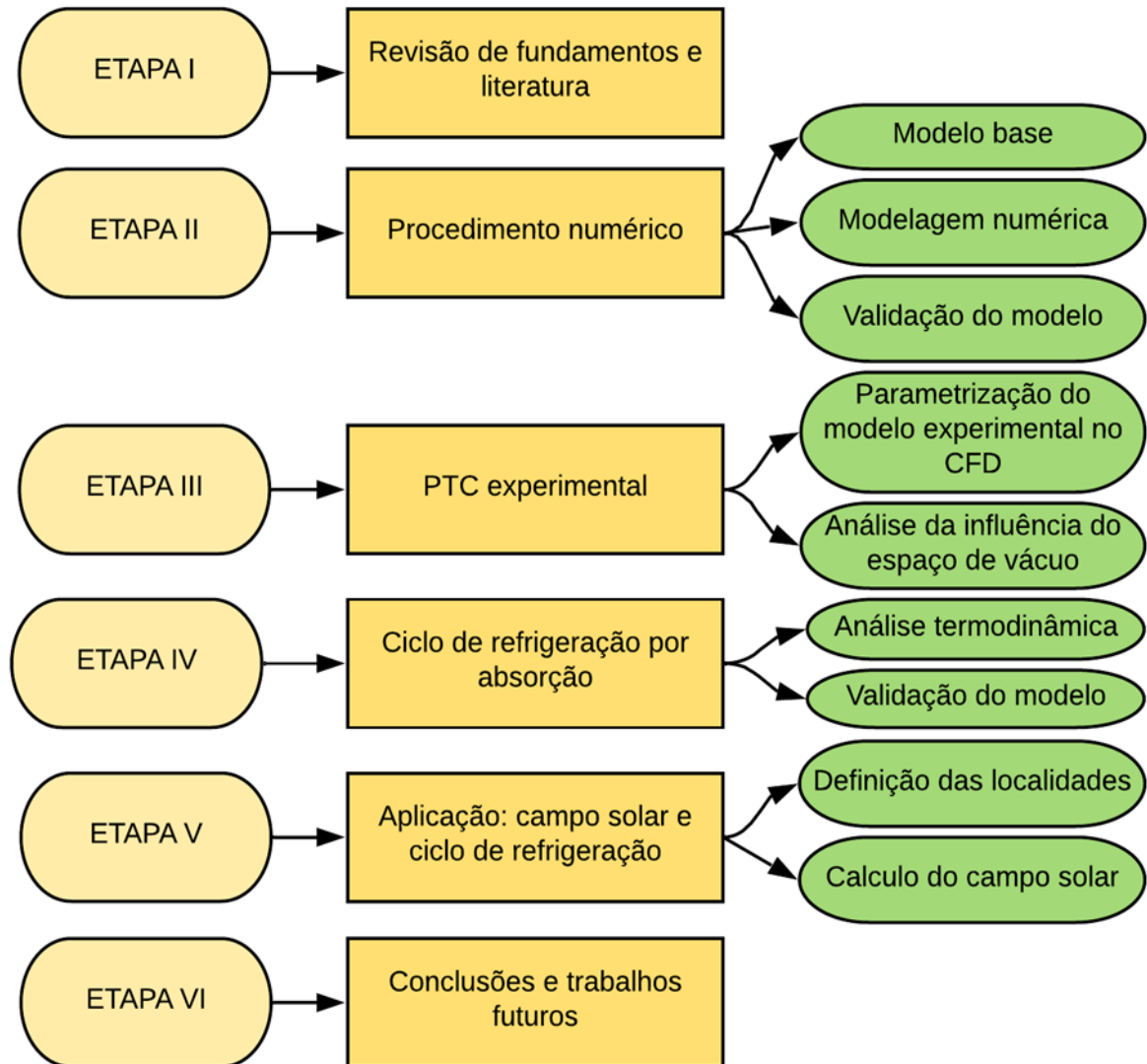
- Hardware – laptop pessoal: CPU Intel Core i7-7700HQ, 2,80 GHz. GPU: NVIDIA GeForce GTX 1060 com 6 GB. RAM: 16 GB. SSD: 256 GB de armazenamento;
- Software – modelagem numérica do PTC: Ansys Fluent 19.2 *release*;
- Software – sistema de refrigeração por absorção: *Engineering Equation Solver*, versão acadêmica profissional 10.561.

1.2.2. Organização do texto

Nesta seção será apresentada a organização do texto usada no desenvolvimento do presente trabalho. A dissertação foi elaborada em 6 capítulos, incluindo o capítulo introdutório. A pesquisa também foi dividida em seis etapas, começando pela Etapa I, em que foi realizada a revisão de fundamentos e literatura. Na Etapa II, foi abordado o procedimento numérico usado no tangente a elaboração, simulação e validação do coletor solar parabólico. Na Etapa III, modelou-se um protótipo experimental de coletor solar parabólico de pequeno porte, que logo foi parametrizado para avaliar a influência de um espaço de vácuo, gerado a partir da inclusão de um tubo de vidro com diferentes diâmetros. Na Etapa IV, foi feita a descrição, análises e validação de um sistema de refrigeração por absorção de efeito simples. Na Etapa V avaliou-se a viabilidade técnica da aplicação do coletor solar parabólico EPP e EPP com tubo de vidro no sistema de refrigeração por absorção nas cinco regiões do Brasil. Finalmente na Etapa VI, apresenta-se as conclusões e sugestões para trabalhos futuros.

As etapas do projeto seguem o esquema representado na Figura 4:

Figura 4 – Etapas do projeto



Fonte: Dos Autores.

Etapa I: desenvolveu-se uma revisão bibliográfica do desenvolvimento histórico e dos conceitos fundamentais relacionados aos fundamentos dos sistemas de concentração de energia, e os ciclos de refrigeração por absorção nos quais podem ser aplicados. Também foi realizado um levantamento e análise da literatura, que permitiu definir o modelo base e estabelecer as condições que norteiam à pesquisa.

Etapa II: o procedimento numérico foi dividido em quatro subtítulos. Primeiramente foi estabelecido o modelo base onde foi realizada a descrição do módulo LS-2 da SEGS – modelo e parâmetros geométricos, mecanismos de

transferência de calor, propriedades dos materiais, dados de funcionamento. Na modelagem numérica determinou-se as equações fundamentais que norteiam a modelagem CFD deste projeto – equações da continuidade, momento, energia, modelos de turbulência e radiação. Também foram descritas as condições de contorno e o modelo de turbulência aplicado na simulação computacional. Finalizando a segunda etapa, foi realizada a validação do modelo elaborado, mediante análise de independência de malha e comparação com os resultados do modelo base.

Etapa III: foi realizada a simulação e validação de um coletor solar experimental de pequeno porte para fins educacionais, seguindo a metodologia empregada no modelo LS-2, as condições de contorno foram obtidas através de dados disponibilizados dos ensaios experimentais. Posteriormente, foram realizadas simulações e testes do PTC, para obter dados de saída como eficiência térmica, temperatura, pressão etc. Para completar a análise térmica do PTC, foi avaliada a influência da inclusão de um tubo de vidro concêntrico de diferente diâmetro ao redor do tubo absorvedor de diâmetro constante.

Etapa IV: realizou-se a descrição e formulação matemática de um sistema de refrigeração por absorção de efeito simples. Através de análise termodinâmica do ciclo, e condições de contorno obtidas da literatura, o modelo foi validado e avaliado no EES.

Etapa V: a partir dos dados obtidos nas Etapas III e IV, foram propostas possíveis aplicações de refrigeração por absorção para cada uma das cinco regiões do Brasil, usando um campo de PTCs, em que as condições de contorno foram definidas a partir de dados climáticos das regiões, trazendo assim as características locais e viabilidade técnica.

Etapa VI: nesta etapa serão apresentadas as conclusões dos resultados obtidos da elaboração desta pesquisa e as sugestões para trabalhos futuros.

2. REVISÃO: FUNDAMENTOS E LITERATURA

Esta seção apresenta os fundamentos dos sistemas de concentração de energia solar, focando principalmente no concentrador solar parabólico e sistemas de refrigeração por absorção. Realizou-se um levantamento dos principais modelos PTC e SRA ao longo da história das tecnologias, e uma revisão da literatura de trabalhos relevantes para o desenvolvimento desta pesquisa.

2.1. DESENVOLVIMENTO HISTÓRICO

O primeiro documento descrevendo as propriedades ópticas de um coletor parabólico foi escrito pelo matemático grego Diocles, no século II a.C., em que Diocles descreveu um espelho parabólico que reflete os raios solares em direção a um ponto comum localizado em um local específico – ou seja, o ponto focal da parábola. Vinte séculos depois, o sueco Jhon Ericsson construiu o primeiro PTC documentado graficamente, com 3,25m² de superfície de coletor, que produzia vapor saturado para um pequeno motor a vapor de 373W. Mais tarde, em 1913, o engenheiro estadunidense Frank Shuman, projetou e construiu uma usina solar com coletores parabólicos no Egito, que gerou vapor saturado a 0,1MPa para alimentar um motor a vapor e bombear água de irrigação. Em 1935, o astrofísico estadunidense Charles Abbot, converteu energia solar em energia mecânica usando um PTC e um motor a vapor de 0,37kW (LOVEGROVE; CSIRO, 2012).

O crescimento e expansão do uso do petróleo no mercado energético praticamente parou a pesquisa desse tipo de tecnologia, porém, a crise dos preços do petróleo, em 1973, renovou o interesse na energia solar. Três protótipos de PTC foram desenvolvidos e testados nos EUA pela *Sandia National Laboratories* e um estudo detalhado de custos foi realizado em 1979 (SHANER; DUFF, 1979). Na década de 1980, várias empresas desenvolveram novos projetos de PTC e entraram no mercado com pequenas aplicações de calor para processos industriais e pequenas usinas térmicas solares nos Estados Unidos, Japão, Espanha e Austrália.

A implementação das nove usinas *Solar Electricity Generating System* (SEGS) no deserto de Mohave (Califórnia, EUA) pela *Luz International Limited* de 1984 (SEGS-I) a 1990 (SEGS-IX), usando os PTCs: LS-1, LS-2 e LS-3,

constituiu-se como o evento mais destacado relacionado à tecnologia PTC no século XX. Um óleo de transferência de calor sintético é bombeado e aquecido por radiação solar concentrada à medida que circula pelos tubos receptores, este óleo é usado para produzir vapor em trocadores de calor antes de ser recirculado de volta para o campo solar. O vapor é usado em uma usina convencional de geração de eletricidade com turbinas a vapor.

Os sistemas SEGS em geral dependem de queima de gás natural para fornecer operação contínua quando o sol não está disponível (LOVEGROVE; CSIRO, 2012). Com 354MW de produção elétrica total de mais de dois milhões de metros quadrados de coletores parabólicos, as usinas SEGS têm sido um auxílio inestimável na melhoria da pesquisa e implantação comercial que os coletores parabólicos estão experimentando no início do século XXI, tendo seus dados de funcionamento e desempenho usados como base de validação, no desenvolvimento de muitos novos projetos de coletores parabólicos e componentes chave como refletores e tubos receptores.

Em 1998 um consórcio europeu composto por centros de indústria, engenharia e P&D desenvolveram os PTCs Eurotrough-100 (ET-100) e EuroTrough-150 (ET-150). Pesquisas melhoraram seu desempenho, incluindo uma caixa de torque – proporciona boa rigidez e evita a torção –, e entregaram seu sucessor, o SKAL-ET, coletor instalado na fábrica Andasol-I na Espanha em 2007. Os coletores desenvolvidos pelas empresas espanholas SENER e URSSA, em 2006-2010 possuem um tubo de torque em vez de uma caixa de torque.

Quanto aos sistemas de refrigeração a partir de energia solar, os primeiros estudos datam no século XX. Trombe e Foex (1957) produziram 9kg de gelo mediante um ciclo de refrigeração aquecido a partir da irradiação solar. Chinnapa (1962) estudou o efeito de armazenar energia solar para uma geladeira intermitente com o par de trabalho $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ operada por um coletor solar plano.

Khan *et al.* (1995) concluíram que os sistemas de absorção assistidos por energia solar eram uma alternativa para ar-condicionado ao provar um modelo de grande escala para uma biblioteca. Outro exemplo de sistema de refrigeração por absorção solar com um ciclo de efeito duplo é o desenvolvido pela *Solar Enterprises Internacional* em Sacramento, Califórnia, em 2002, com capacidade de refrigeração de 20 toneladas, demonstrando que os coletores solares podem substituir parcial ou totalmente os sistemas elétricos.

2.2. SISTEMAS DE CONCENTRAÇÃO DE ENERGIA SOLAR (CSP)

Os sistemas de concentração de energia solar usam combinações de espelhos ou lentes para concentrar a radiação solar direta a fim de produzir formas de energia útil. A radiação solar que chega à superfície da Terra é uma fonte de energia bastante dispersa. Os fótons que compõem a radiação solar podem ser convertidos diretamente em eletricidade em dispositivos fotovoltaicos ou na concentração de energia solar CSP. Ao contrário das placas fotovoltaicas, eles não são capazes de usar radiação difundida por nuvens, poeira ou outros fatores – parte difusa da irradiação solar. Isso os torna mais adequados para áreas com uma alta porcentagem de dias de céu claro, em locais que não têm poluição ou pulverulência (LOVEGROVE; CSIRO, 2012).

Atualmente existem muitos tipos de coletores solares de concentração, podendo ser anidólicos – não formadores de imagem – ou formadores de imagem; refletores ou refratores; cilíndricos para focar em uma “linha”, ou circulares para focar em um “ponto”; além de côncavos, planos ou convexos. Duffie e Beckman (2013) classificam os CSP em dois tipos gerais de sistema: o primeiro sistema lida com a maneira que a irradiação direta é focada no receptor e o segundo sistema lida com o tipo de receptor usado. O Quadro 1 e a Figura 5 incluem as quatro principais tecnologias de concentração solar usadas em aplicações térmicas solares para altas temperaturas, onde:

Quadro 1 – Classificação dos CSP

Tipo de foco		
Tipo de receptor	Foco linear	Foco no ponto
Fixo	Refletores lineares Fresnel	Torre
Móvel	Cilindro parabólico	Disco Stirling (Prato)

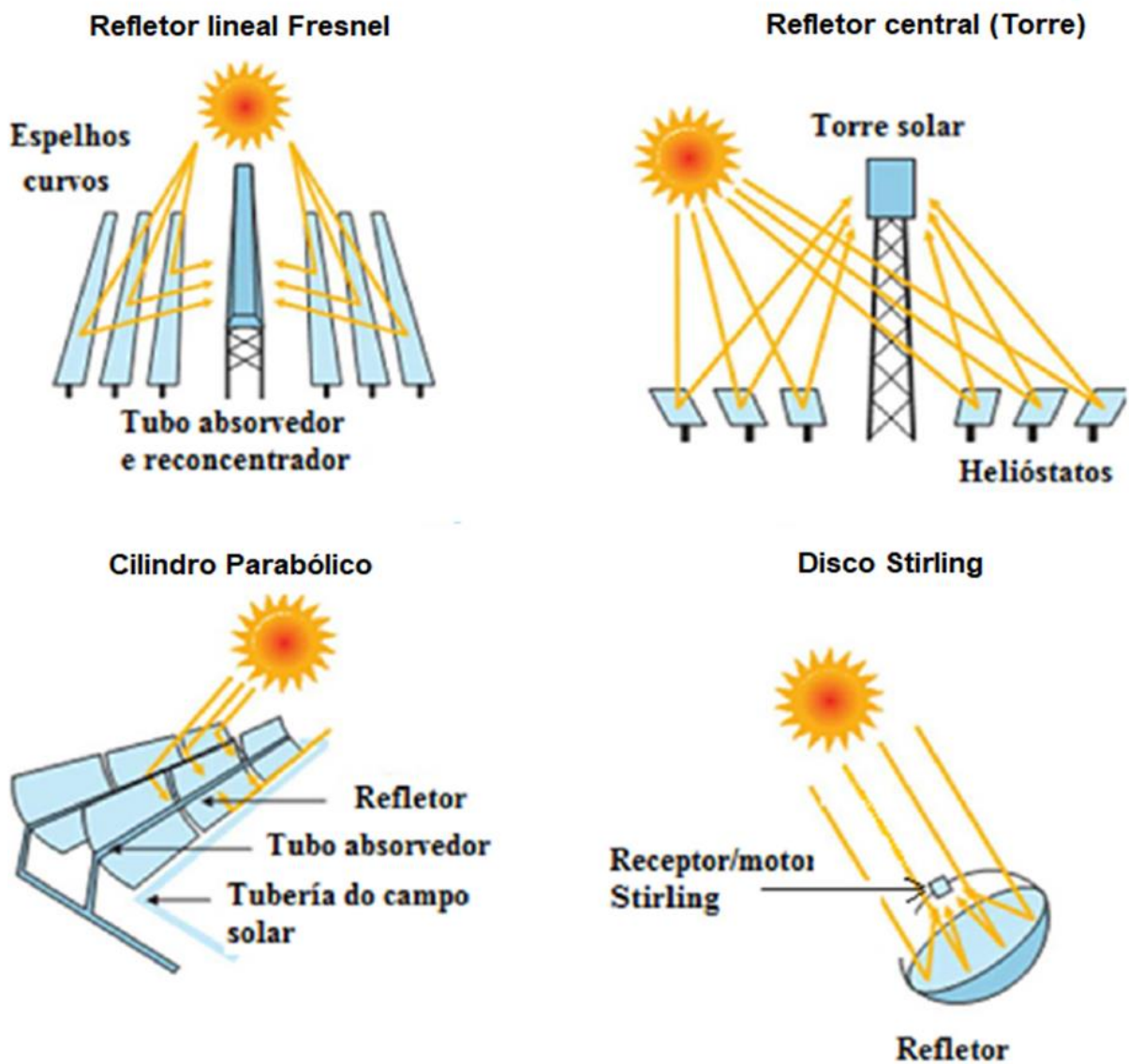
Fonte: Adaptado de DUFFIE; BECKMAN, 2013.

- Receptores fixos são dispositivos estacionários que permanecem independentes do dispositivo focal da planta. Isso facilita o transporte de calor coletado para o

bloco de energia.

- Os receptores móveis se movimentam junto com o dispositivo de foco. Tanto no foco da linha quanto no projeto de foco de ponto, os receptores móveis coletam mais energia.
- Coletores de foco linear rastreiam o sol ao longo de um único eixo e concentram a irradiação no receptor linear. Isso torna o rastreamento do sol mais simples.
- Os coletores de ponto rastreiam o sol ao longo de dois eixos e concentram a irradiação em um único receptor. Isso permite uma temperatura mais alta.

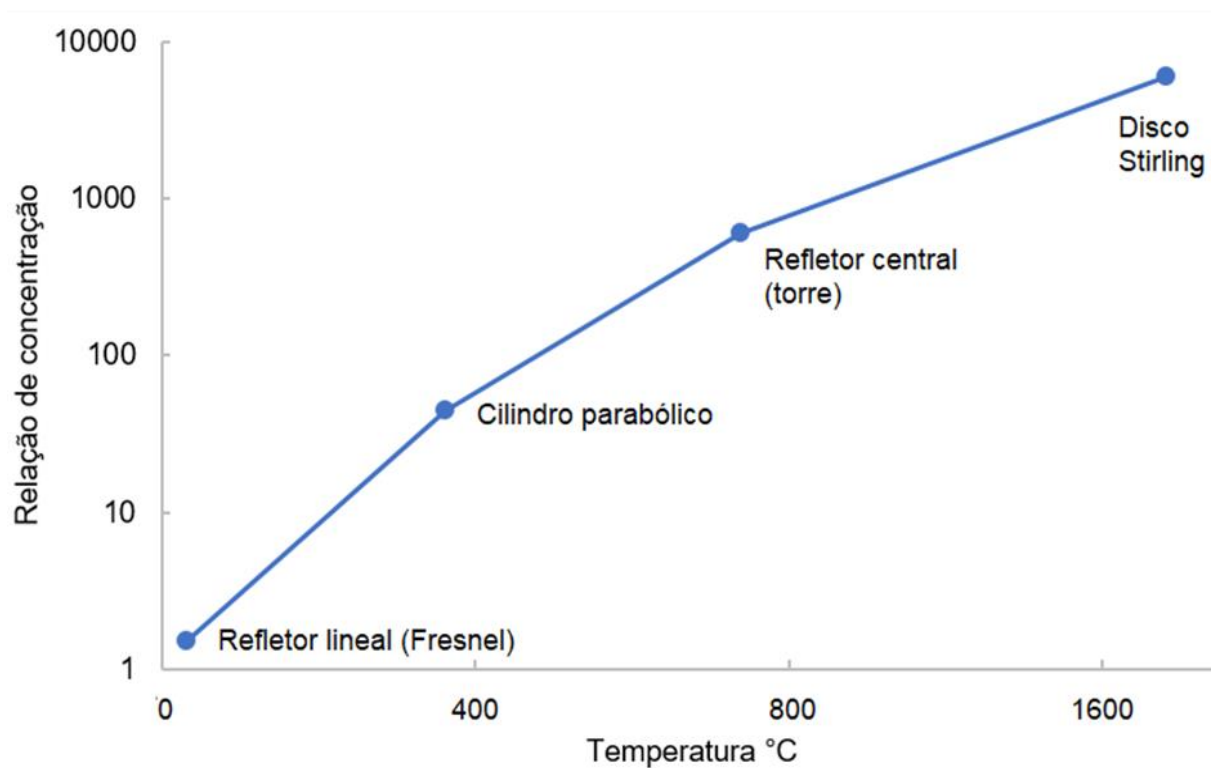
Figura 5 – Configurações de coletores solares



Fonte: Adaptado de IEA, 2010.

Os CSP podem alcançar diferentes relações de concentração e, assim, operar numa grande gama de temperaturas, como mostra a Figura 6. Do ponto de vista teórico, a eficiência dos processos de energia que geram calor é proporcional e estritamente dependente da temperatura de operação. Na prática, porém, os materiais escolhidos para concentração e absorção de luz, transferência de calor e armazenamento, bem como os ciclos de conversão de energia utilizados são os verdadeiros fatores decisivos (SEGAL; EPSTEIN, 2003).

Figura 6 – Concentradores solares



Fonte: Adaptado de SOLÉ, 2010.

Os sistemas de concentração de energia solar, ou energia termosolar possibilitam construir plantas em escala comercial muito mais baratas do que a instalação de plantas de painéis fotovoltaicos. Segundo Solé (2010), com esta tecnologia seria possível evitar a emissão de 4700 milhões de toneladas de CO₂ ao ano para 2050. Na Tabela 1 podemos ver a quantificação do impacto ambiental ocasionado por sistemas termo solares em centrais térmicas de alta temperatura.

Tabela 1 – Impacto ambiental dos sistemas CSP

Situação	Fator de emissão	Valor
Concentrador cilindro parabólico	CO ₂ (kg/TJ)	0
	SO ₂ (kg/TJ)	0
	NO _x (kg/TJ)	0
	Partículas (kg/TJ)	0
	VOCs (kg/TJ)	0
	CO ₂ na construção (kg/TJ)	10,499
	SO ₂ na construção (kg/TJ)	76
	NO _x na construção (kg/TJ)	36
Refletor central (torre)	CO ₂ (kg/TJ)	0
	SO ₂ (kg/TJ)	0
	NO _x (kg/TJ)	0
	Partículas (kg/TJ)	0
	VOCs (kg/TJ)	0
	CO ₂ na construção (kg/TJ)	7,240
	SO ₂ na construção (kg/TJ)	58
	NO _x na construção (kg/TJ)	23
Disco Stirling (prato)	CO ₂ (kg/TJ)	0
	SO ₂ (kg/TJ)	0
	NO _x (kg/TJ)	0
	Partículas (kg/TJ)	0
	VOCs (kg/TJ)	0
	CO ₂ na construção (kg/TJ)	7,240
	SO ₂ na construção (kg/TJ)	36
	NO _x na construção (kg/TJ)	17

Fonte: Adaptado de SOLÉ, 2010.

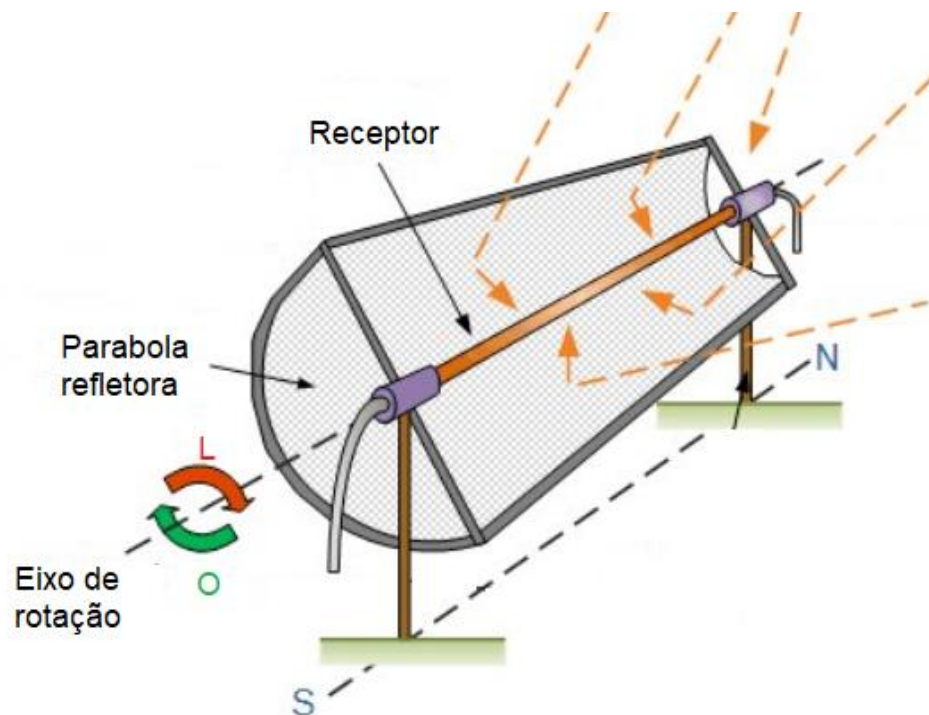
2.2.1. Concentrador Solar Parabólico

Os concentradores de calha parabólica ou cilindro parabólico são concentradores anidólicos, lineares, com seção transversal parabólica. Geralmente trabalham com um sistema de eixo único e concentram a radiação incidente sobre uma superfície parabólica absorvedora que é refletida para uma área menor, onde localiza-se o receptor, desta maneira a radiação é aproveitada, reduzindo as perdas, o que resulta em temperaturas de operação superiores e melhoria da eficiência (DUFFIE; BECKMAN, 2013).

Os PTCs são classificados segundo a necessidade ou não de

rastreamento solar – *sun tracking* – em estacionários e não estacionários. Os PTCs estacionários possuem menor custo e menor temperatura, e são geralmente usados para aplicações de aquecimento. Os não estacionários – Figura 7 –, são alinhados de norte a sul e seguem a trajetória do sol de leste a oeste, o sistema usa um sensor que posiciona o coletor num ângulo solar ótimo durante as horas de funcionamento (SOLÉ, 2010).

Figura 7 – Concentrador solar de cilindro parabólico não estacionário



Fonte: Adaptado de BELLOS et.al, 2016.

Hachicha (2013) divide as aplicações do PTC em dois grupos principais, dependendo da faixa de temperatura. A primeira aplicação são as usinas de concentração solar CSP para geração elétrica com temperaturas entre 300°C a 400°C, gerando entre 30 e 80 MW. O segundo grupo de aplicações requer temperaturas entre 70°C e 250°C, aplicam-se como calor de processo industrial, aquecimento de espaços e piscinas, secagem, refrigeração e resfriamento.

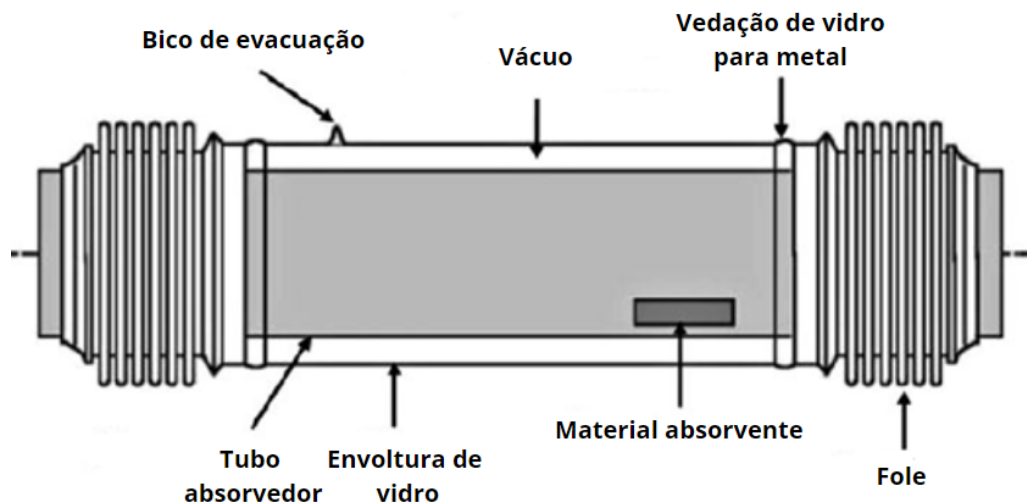
2.2.2. Tubo Receptor

O tubo receptor é fundamental para o desempenho do PTC, seu

estado influencia o desempenho térmico do sistema como um todo. Para melhorar a performance do receptor, durante sua fabricação são incorporados vários materiais para minimizar as perdas térmicas; em primeiro lugar o tubo absorvedor metálico do receptor é cercado por um envelope de vidro de diâmetro maior e o espaço anular formado é mantido a pressões de vácuo muito baixas – aproximadamente 0,013 Pa – para suprimir as perdas de calor por convecção natural (PRICE et al., 2002).

Outra medida usada é o revestimento seletivo do tubo absorvedor, o qual aumenta a capacidade de absorção da radiação solar e diminui a emissão de radiação infravermelha. Além disso, um material absorvente é usado para impedir o acúmulo de hidrogênio no espaço anular, já que ele provoca o aumento das perdas térmicas no receptor e degrada seu desempenho térmico. Foles de metal são usados nas duas extremidades do receptor para conter a expansão térmica diferencial entre o tubo absorvedor e a cobertura de vidro (MWESIGYE; MEYER, 2017). A Figura 8 fornece a representação esquemática do tubo receptor:

Figura 8– Estrutura tubo receptor do PTC



Fonte: Adaptado de BELLOS et al., 2016.

2.2.3. Estrutura e Espelhos

Os refletores PTC têm alta reflexão especular – superior a 80% – para refletir o máximo de radiação solar possível. Os refletores geralmente são feitos de vidro com baixo teor de ferro e alta transmitância solar. Os espelhos são comumente prateados na parte de trás e cobertos com vários revestimentos

seletivos, devido a sua durabilidade e refletância solar – aprox. 0,93 – (GOSWAMI; KREITH, 2007). Os refletores parabólicos são mantidos em pilares por uma estrutura de apoio de aço na fundação. Suportes "almofadas" de cerâmica são utilizadas para a montagem dos espelhos à estrutura do coletor e são coladas com um adesivo especial. A instalação e montagem da estrutura de suporte tem grande influência no desempenho. Outro ponto importante no suporte é a tolerância angular, que é necessária para permitir os requisitos de rastreamento de um eixo. O rastreamento tem que ser preciso, robusto e suficientemente forte para ser capaz de operar mesmo sob condições climáticas extremas (HACHICHA, 2013).

2.2.4. Fluido Térmico

Os coletores solares parabólicos utilizam um fluido térmico ou fluido de transferência de calor (HTF) que flui através do receptor coletando e transportando energia térmica solar. A escolha do HTF tem influência direta sobre o rendimento, a viabilidade econômica e a expansibilidade da tecnologia térmica solar. Segundo Krishna et al. (2020) o fluido de transferência de calor deve ser classificado/caracterizado com base nas propriedades termo físicas na condição de trabalho do PTC.

As propriedades termo físicas significativas necessárias para o HTF em PTC são as seguintes: capacidade de calor específica, entalpia de mudança de fase, condutividade térmica, viscosidade e ponto de fusão. No entanto, as propriedades como densidade, temperatura de degradação, coeficiente de expansão térmica e estabilidade térmica são necessárias ao selecionar o HTF, projetando a condição de operação da planta PTC e do sistema de armazenamento de energia térmica.

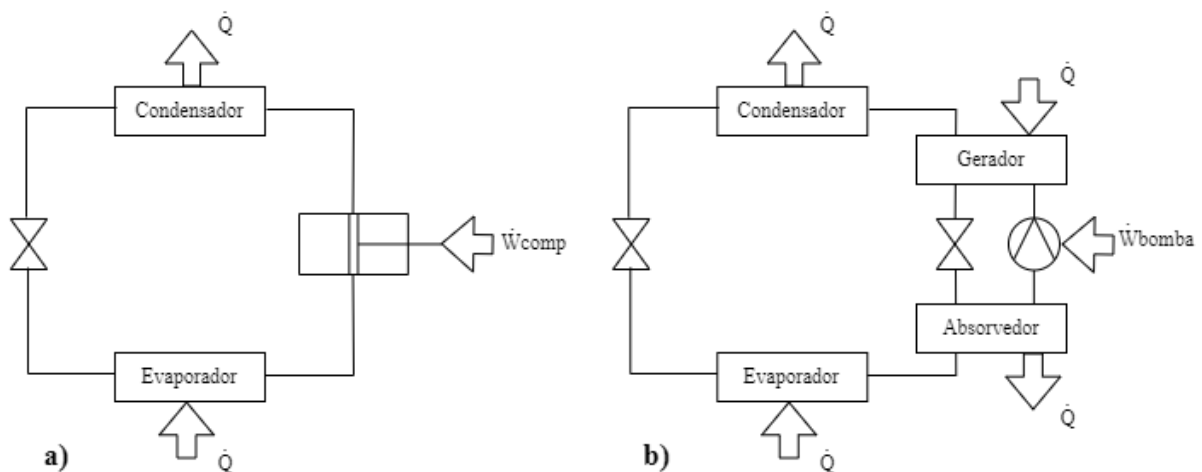
A água é o HTF mais comum em operações de baixa temperatura em PTCs devido à sua capacidade térmica de 4,185 J/Kg K, mas fica limitada ao aquecimento doméstico e industrial cuja temperatura varia de 70°C a 250°C. Já, os óleos sintéticos e sais fundidos são amplamente utilizados e têm mostrado excelente estabilidade em processos que requerem temperaturas na faixa de 250°C – 400°C. Por outro lado, os nanofluidos com propriedades térmicas modificadas vêm ganhando amplo destaque, estes HTF produzem taxas de transferência de calor mais elevadas e, conseqüentemente, uma temperatura de absorção mais baixa,

reduzindo as perdas térmicas. Por outro lado, os nanofluidos podem aumentar as quedas de pressão, promovendo aumento no trabalho de bombeamento (KRISHNA et al., 2020; BUEHLER; YANG; ORDONEZ, 2016; GÓMEZ; RIVAS; FURTADO, 2020).

2.2.5. Ciclo de refrigeração por absorção

O resfriamento solar refere-se ao uso da radiação solar como fonte de energia térmica para resfriar um fluido ou um espaço. A operação destes sistemas tem como base a transferência de calor de uma fonte externa – sistemas acionados por calor. Absorção e adsorção são os principais métodos de resfriamento solar e, em ambos os casos, o compressor mecânico de um processo de resfriamento convencional é substituído por um compressor térmico composto por um absorvedor, bomba da solução, gerador, válvula de laminagem, conforme mostra a Figura 9. Neste processo não ocorrem trocas de energia mecânica significativas, e é economicamente atrativo quando se tem uma fonte de energia térmica barata a temperaturas entre 100 e 200°C (ÇENGEL; BOLES, 2004).

Figura 9 – Diagrama esquemático de um ciclo de refrigeração: a) compressão de vapor, b) absorção



Fonte: Adaptado de MORTAL, 2005.

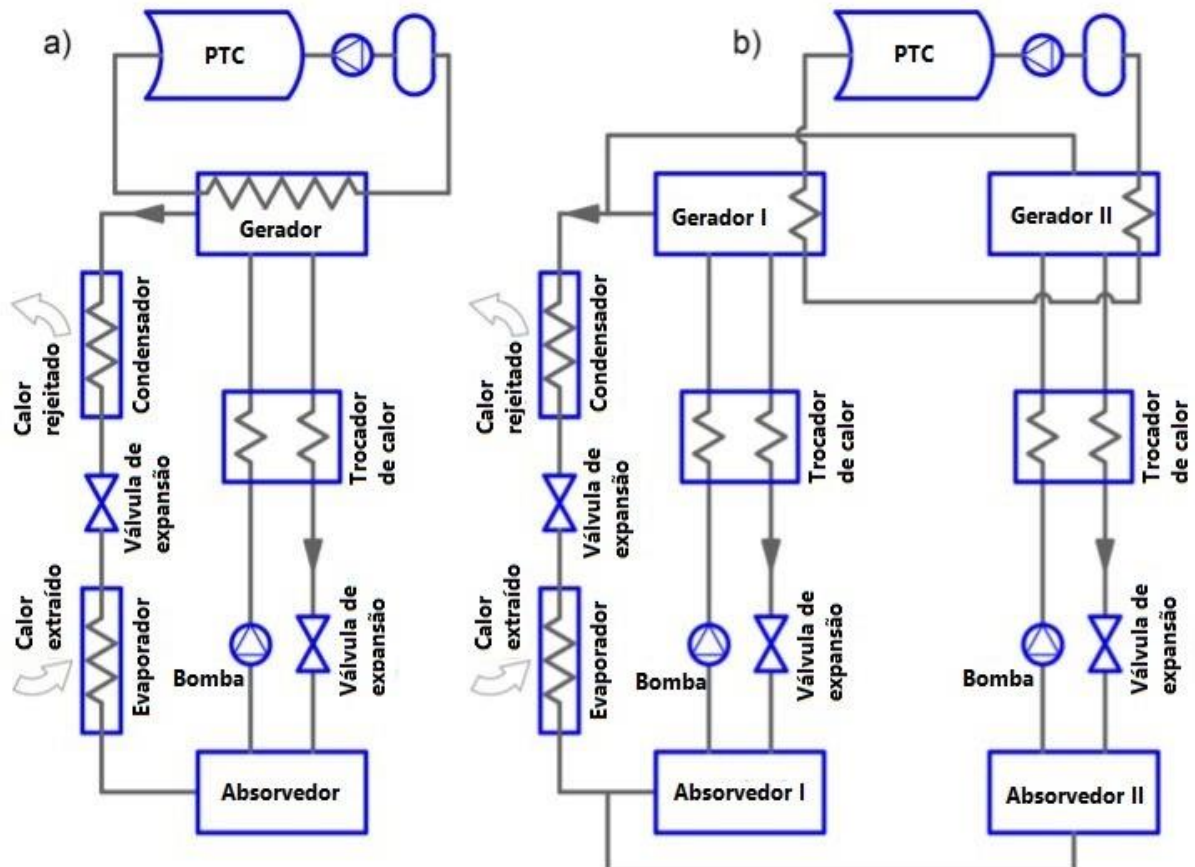
O funcionamento e eficiência do ciclo de absorção depende em grande medida das propriedades do fluido de trabalho utilizado. Estes fluidos são misturas compostas por um fluido volátil que atua como refrigerante e outro componente denominado absorvente. Em relação as dimensões do sistema, as

entalpias de vaporização e condensação do refrigerante devem ser elevadas para que as vazões de refrigerante e absorvente possam ser reduzidas. As temperaturas e pressões de trabalho devem ser limitadas para que a solução não forme uma fase sólida na faixa de composição em decorrência da cristalização de algum componente (HEROLD; RADERMACHER; KLEIN, 2016).

Os fluidos de trabalho mais empregados são água/brometo de lítio ($\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$) onde a água age como refrigerante e o brometo de lítio é o absorvente, e amônia/água ($\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$), a amônia age como refrigerante e água é o absorvente (MENNA, 2008). O par $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$ é mais adequado para resfriamento de água em *chillers* e para sistemas de ar-condicionado a partir de coletores solares de pequeno e médio porte, já o par $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ é mais utilizado para aplicações em refrigeração industrial (JARUWONGWITTAYA; CHEN, 2010; EICKER, 2009).

Os processos mais comuns no resfriamento por absorção são os ciclos de absorção de efeito simples e duplo efeito, apresentados nas Figuras 10-a e 10-b, respectivamente.

Figura 10 – Ciclo de refrigeração por absorção (a) efeito simples, (b) duplo efeito



Fonte: Adaptado de TAGLE-SALAZAR; NIGAM; RIVERA-SOLORIO, 2020.

Embora exista a necessidade de algum trabalho para acionar a bomba no ciclo de absorção, a quantidade de trabalho para uma dada quantidade de refrigeração é mínima. Assim, têm-se menor consumo de energia se comparada aos sistemas convencionais de compressão de vapor (CHIBANDARAM et al., 2011). Outras vantagens são o baixo ruído e a baixa vibração devido ao menor número de partes móveis, possibilidade de trocar a fonte térmica externa, além de não ter restrição de tamanho, podendo variar desde instalações pequenas a grandes sem necessidade de subestação elétrica.

A principal desvantagem é seu coeficiente de operação (COP) baixo, com um COP de cerca de 0,7 para absorção de efeito simples e 1,6 para absorção de duplo efeito, em comparação com um COP de 3 - 4 para sistemas convencionais de compressão de vapor (SARBU; SEBARCHIEVICI, 2015; TAGLE-SALAZAR; NIGAM; RIVERA-SOLORIO, 2020).

Embora os ciclos de refrigeração de duplo efeito sejam mais eficientes que os ciclos de efeito simples, o custo inicial dos componentes é muito mais elevado, já que utiliza materiais especiais devido ao aumento das taxas de corrosão, provocadas pelas altas temperaturas de funcionamento, além de precisar de trocadores de calor maiores e sistemas de controle de maior complexidade (ALTHOUSE, 2004).

2.3. REVISÃO DA LITERATURA DISPONÍVEL

Dada a importância da modelagem do PTC, inúmeros modelos têm sido propostos para avaliar o desempenho óptico, térmico e aerodinâmico dos concentradores solares parabólicos. A análise da literatura realizou-se com base no *Methodi Ordinati* (PAGANI; KOVALESKI; REZENDE, 2015), assim os trabalhos que nortearam esta pesquisa foram subdivididos em função dos principais elementos constituintes e operativos dos PTC, sendo: modelagem térmica, propriedades ópticas e fluxo de calor por radiação, fluidos de trabalho e ciclos de refrigeração por absorção.

Referente à modelagem térmica do PTC, muitas obras têm sido realizadas para estudar o problema de transferência de calor acoplado no receptor solar, assumindo um fluxo solar uniforme. Dudley et al. (1994) testaram experimentalmente o PTC LS2 e propuseram um modelo unidimensional (1D) para

analisar o comportamento térmico e o desempenho do coletor, as análises foram focadas no tubo receptor, avaliando a influência do envelope de vidro e do vácuo, e das películas absorvedoras – *Black Chrome* e *Cermet* – no absorvedor.

Stuetzle (2002) propôs uma análise 2D do absorvedor de coletor solar para calcular a temperatura de saída: o modelo foi resolvido discretizando as equações diferenciais parciais obtidas pelo equilíbrio energético. Forristall (2003) desenvolveu e validou o uso de um modelo de transferência de calor implementado no *Engineering Equation Solver* (EES). O modelo determina o desempenho do receptor linear de um coletor solar parabólico. Foram implementados um modelo 1D e um bidimensional (2D), dividindo o absorvedor em vários segmentos. García-Valladares e Velázquez (2009) propuseram uma simulação numérica do comportamento dinâmico óptico, térmico e fluido de um PTC de passagem única. Também nesse estudo, os autores avaliaram a substituição do absorvedor por um trocador de calor circular concêntrico de contrafluxo (*double-pass*) totalizando três cilindros concêntricos, verificando que a eficiência térmica foi superior no segundo caso.

Cheng et al. (2010) realizaram uma simulação numérica tridimensional das características de transferência de calor acoplado no tubo receptor, entre as paredes externa e interna do tubo absorvedor e a parede de vidro, e foi analisada pela combinação do método *Ray-tracing* de Monte Carlo (MCRT) e do software FLUENT, no qual o fluido de transferência de calor e o modelo de CSP são óleo líquido Syltherm 800 e coletor solar parabólico LS2, respectivamente. Padilla et al. (2011) apresentaram um modelo de transferência de calor 1D de um PTC levando em conta a interação térmica entre superfícies adjacentes e negligenciando a não uniformidade do fluxo solar. Os resultados foram satisfatórios em relação aos resultados experimentais.

Um modelo CFD foi desenvolvido por Roldán, Valenzuela e Zarza (2013), para calcular o perfil de temperatura na parede dos tubos absorventes de coletores solares parabólicos usando vapor como fluido de transferência de calor. Nesse estudo, foi adotada uma distribuição de fluxo solar em torno do receptor, e o método de volumes finitos (FVM), do pacote FLUENT, foi usado para implementar o modelo e realizar a pesquisa.

Sintali, Egbo e Dandakouta (2014) apresentam o desenvolvimento de equações de energia para calcular a eficiência térmica de um coletor solar

parabólico, levando em conta os ganhos e perdas na transferência de calor entre os componentes do coletor, usando coordenadas solares. Bellos e Tzivanidis (2020) examinaram um modelo numérico desenvolvido com várias expressões polinomiais no EES para diferentes temperaturas operacionais e níveis de irradiação de feixe solar.

Em relação às propriedades ópticas e fluxo de calor por radiação, diferentes simulações foram realizadas para provar a precisão do código implementado e sua aplicabilidade para resolver o fluxo de calor solar não uniforme realista na direção azimutal. Jeter (1987) apresentou uma formulação matemática baseada na função gaussiana para calcular a densidade concentrada do fluxo solar e o comportamento óptico de um PTC levando em conta reflexão imperfeita, transmissão e absorção.

Ven e Bannerot (1986) estabeleceram um modelo óptico utilizando a técnica *ray-tracing* que mapeia raios na superfície do elemento refletor para a superfície absorvente, para validar a existência do parâmetro de erro universal para avaliar o desempenho óptico e determinar os erros ópticos por meio de uma análise estatística. He et al. (2011) combinaram o método de *ray-tracing* de Monte Carlo (MCRT) com uma análise CFD no HTF para simular um problema de transferência de calor acoplado.

Cheng et al. (2012) realizaram uma simulação numérica de um coletor solar parabólico com condições de fluxo solar não uniformes, acoplando o método dos volumes finitos (FVM) e MCRT. Os resultados revelaram que as propriedades dos HTFs e as diferentes relações da temperatura do fluido afetaram as características da dinâmica dos fluidos, a transferência de calor e toda a distribuição de temperatura no receptor, interferindo, assim, nas perdas térmicas e na eficiência do coletor.

Hachicha (2013) desenvolveu um modelo numérico detalhado de transferência de calor baseado no método dos volumes finitos. Os diferentes elementos do receptor foram discretizados em vários segmentos, tanto em direções axiais quanto azimutais e balanços de energia aplicados para cada volume de controle. Um modelo óptico também foi desenvolvido para calcular a distribuição de fluxo solar não uniforme ao redor do receptor. O fluxo de calor solar foi determinado como uma tarefa de pré-processamento e acoplado ao modelo de equilíbrio energético como condição de contorno para a superfície externa do receptor.

Agagna, Smaili e Falcoz (2017) focaram em estudar os efeitos do mecanismo de rastreamento sobre o desempenho do PTC levando em conta a não uniformidade do fluxo solar; desenvolveram um método de simulação acoplado usando técnicas MCRT e FVM para análise de desempenho de um coletor solar parabólico. Islam et al. (2020) trabalharam em uma ferramenta para minimizar a necessidade do código de *ray tracing* de Monte Carlo para modelar o volume finito 3D de um PTC sob um perfil de fluxo solar realista, mediante uma combinação de correlações polinomial e uma função definida pelo usuário (UDF) para o tubo receptor do LS2.

No concernente aos fluidos de trabalho, Buehler, Yang e Ordonez (2016) compararam três fluidos de transferência de calor para coletores solares parabólicos, sendo: Syltherm 800, Therminol VP-1 e Dowtherm Q. Estudaram os efeitos da pressão anular sobre o desempenho do coletor para os três HTFs e desempenho do coletor sujeito a diferentes razões de concentração e temperaturas de entrada do HTF. Demonstraram o baixo desempenho térmico de Syltherm 800 em comparação com Therminol VP-1 e Dowtherm Q, que têm desempenhos semelhantes. Além disso, mostraram que há uma área de abertura ideal para o Syltherm 800 alcançar a eficiência máxima de coletor.

Krishna et al. (2020) afirmam que a maior parte de fluidos para transferência de calor usados em PTCs tem baixa transferência de calor. Nesse sentido fizeram uma análise exaustiva dos HTF nano aprimorados, seus problemas de preparação e estabilidade quando dopados com nanopartículas, afirmando que é possível ter melhoria das propriedades termofísicas de sais derretidos por *doping* com nanopartículas e seu aprimoramento na estabilidade térmica em alta temperatura. A possibilidade de uso de nanofluidos mono e híbrido, líquidos iônicos, fluido de transferência de calor gasoso e óleo vegetal como o fluido de transferência de calor em coletores de cilindro parabólico são os principais destaques dessa revisão.

O uso de nanofluidos híbridos foi investigado mediante simulação computacional CFD por Minea e El-Maghlany (2018). Especificamente, os autores examinaram o uso de água/(Cu-MgO) com concentração de 2%; o modelo de turbulência usado foi o k- ϵ de duas camadas para as equações de RANS. Foi encontrado 6% de melhoria da eficiência térmica e cerca de 20% de melhoria no coeficiente de transferência de calor em comparação com o fluido base.

Quanto aos ciclos de refrigeração por absorção solar, Cabrera *et al.* (2013) analisaram o uso de tecnologias de resfriamento solar com sistemas PTC no mundo, em que a maioria deles usava pequenos PTCs. Os autores identificaram que as vantagens dos PTCs em relação aos coletores convencionais usados no resfriamento solar foram suas menores perdas térmicas, maior temperatura de trabalho, menor área coletora e nenhum risco de estagnação.

Marc *et al.* (2015) realizaram balanços de massa e energia de cada componente, equações de estado e equações de transferências de calor de um resfriador de absorção de estágio simples. O ciclo de absorção foi alimentado apenas por um coletor solar, sem nenhum sistema auxiliar e apresentaram um método para otimizar o COP de acordo com diferentes níveis de capacidades de refrigeração. Stanciu e Gheorghian (2017) desenvolveram um estudo paramétrico para analisar a estabilidade da operação de um sistema de resfriamento por absorção de estágio simples em relação às dimensões do coletor solar e do tanque de armazenamento. Os resultados enfatizaram que há uma dimensão específica do tanque de armazenamento associada a uma dimensão específica de coletor solar que poderia garantir a operação de inicialização contínua mais longa do sistema de resfriamento quando são assumidas taxas de fluxo de massa constantes dentro do sistema.

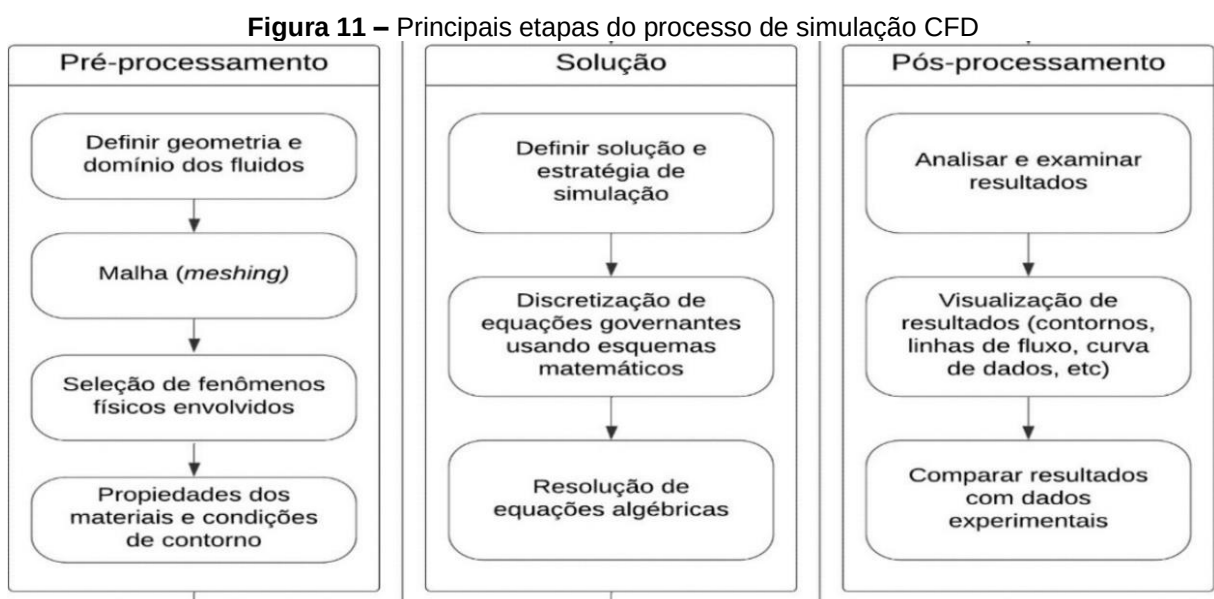
Ahmed, Giaconia e Amin (2017) estudaram o efeito do tipo de coletor solar no desempenho do sistema de absorção. O PTC mostrou melhor desempenho em comparação com o Coletor Linear de Fresnel em termos de temperatura do fluido de saída, aumento de temperatura, taxa de energia adquirida e período de operação. Wang *et al.* (2018) propõem um sistema de resfriamento de absorção LiBr-H₂O de duplo estágio, baseado no PTC. O impacto dos parâmetros de *design* variável sobre o desempenho termodinâmico é analisado e discutido, o COP médio obtido foi 1,195, e todo o sistema de resfriamento solar atingiu 61,98% de eficiência de utilização de energia solar. Rejeb, Ghenai e Bettayeb (2020) modelaram e simularam um sistema de refrigeração por absorção solar impulsionado por PTCs, usando nanofluidos como HTF em condições de clima cálido. Os resultados do COP aumentaram 60% em comparação com uso de água como HTF.

3. PROCEDIMENTO NUMÉRICO

Atualmente, nas primeiras etapas do projeto de engenharia, geralmente usam-se técnicas experimentais, assim como simulações computacionais. Sendo essa última, uma técnica de grande ajuda na redução dos ciclos de desenvolvimento, assim como na diminuição de custos.

A respeito da modelagem numérica, seus avanços nestas últimas décadas têm se tornado possíveis devido ao desenvolvimento de supercomputadores e técnicas numéricas. A Fluidodinâmica Computacional (*Computational Fluid Dynamics* - CFD) é uma área dentro da Mecânica dos Fluidos que resolve e analisa problemas que envolvem escoamento de fluidos, transferência de calor, espécies químicas, dentre outras, as quais utilizam as ferramentas de análise numérica e estrutura de dados. Atualmente existem vários *softwares* computacionais que permitem resolver uma variedade de cálculos complexos com precisão e velocidade.

Os modelos CFD baseiam-se na solução das equações de Navier-Stokes e equações de energia mediante uso de técnicas numéricas que fornecem informações detalhadas sobre os fenômenos de transferência de calor e o escoamento de fluidos (HACHICHA et al., 2019). As simulações numéricas baseadas em algoritmos CFD são geralmente conduzidas através de três etapas: i) pré-processamento, ii) solução ou processamento e iii) pós-processamento. O detalhamento dessas etapas é mostrado na Figura 11.



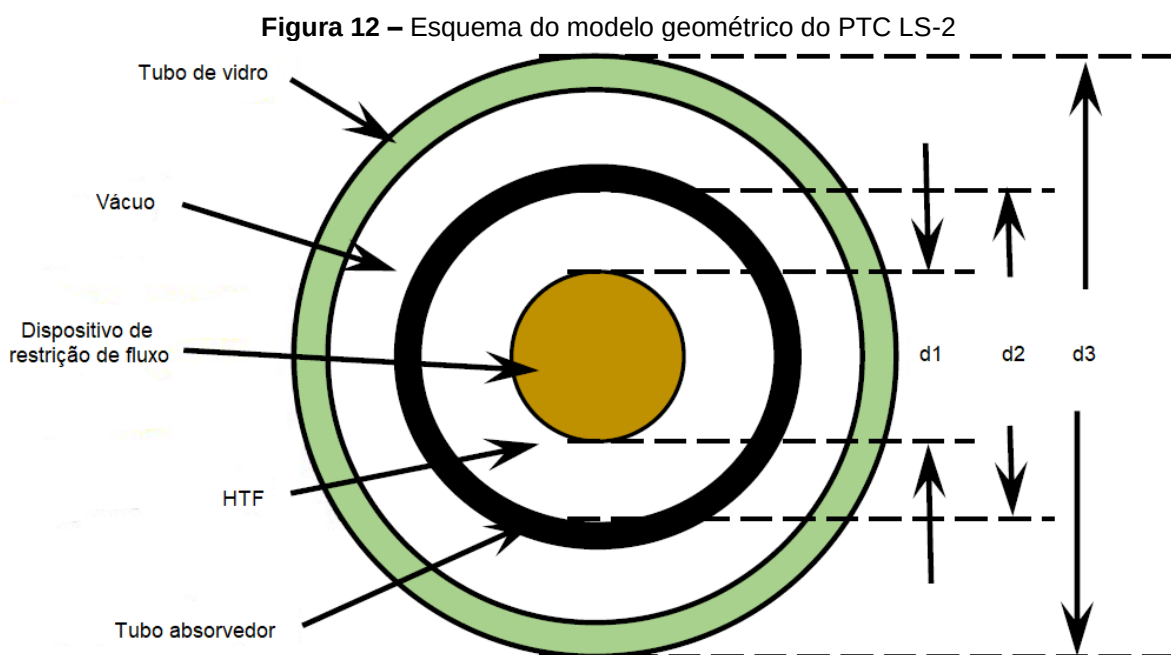
Fonte: Adaptado de HACHICHA et al., 2019.

Neste capítulo, inicialmente foi descrito o protótipo base do concentrador solar parabólico que foi utilizado para validação da simulação CFD, onde destacam-se os aspectos construtivos, as propriedades dos materiais e do fluido de trabalho. Posteriormente foi apresentada a modelagem numérica onde são descritos os mecanismos de transferência de calor envolvidos na operação do PTC e seus respectivos equacionamentos; também foram listadas as condições de contorno e simplificações aplicadas na modelagem computacional. Em seguida, foi realizada a validação do modelo onde comparou-se os resultados obtidos na simulação com os resultados disponíveis na literatura.

Finalmente, conforme mencionado anteriormente, foi realizada outra simulação CFD de um estudo de caso: protótipo PTC experimental de pequeno porte construído em Foz do Iguaçu, seguindo a metodologia empregada no anterior caso, para fins de simulação e validação.

3.1. MODELO BASE

O módulo LS-2 da *Solar Electricity Generating System* (SEGS) é o PTC escolhido como modelo para o desenvolvimento desta pesquisa, uma vez que tem sido usado como base para muitos dos PTCs que foram projetados posteriormente (CHENG *et al.*, 2012; KALOUDIS; PAPANICOLAOU; BELESSIOTIS, 2016; ISLAM *et al.*, 2020).



Fonte: Adaptado de ISLAM, 2020.

Além disso, uma grande quantidade de dados experimentais relevantes estão disponíveis para validação a partir do estudo de Dudley et al. (1994). O receptor é composto por um tubo de vidro externo, um tubo absorvedor interno com revestimento seletivo Cermet na superfície, e um dispositivo sólido de restrição de fluxo, inserido no centro do receptor, conforme a Figura 12.

Por outro lado, na Tabela 2 detalha-se os parâmetros geométricos do modelo LS-2:

Tabela 2 – Parâmetros geométricos do PTC LS-2

Comprimento do tubo receptor	L (m)	7,8
Área do espelho	A (m ²)	39
Raio dispositivo de restrição de fluxo	r ₁ (m)	0,0254
Raio interno do tubo absorvedor	r ₂ (m)	0,0330
Raio externo do tubo absorvedor	r ₃ (m)	0,0350
Raio interno do tubo de vidro	r ₄ (m)	0,0545
Raio externo do tubo de vidro	r ₅ (m)	0,0575

Fonte: Adaptado de DUDLEY et al., 1994.

As propriedades de cada material do PTC necessárias para as simulações numéricas são descritas detalhadamente na Tabela 3:

Tabela 3 – Propriedades dos materiais

Material	ρ (kg/m ³)	C _p (J/kgK)	k (W/mK)	E	n
Aço inoxidável	7800	500	54	0,85	2,756
Cobre	8978	381	387,6	0,64	0,461
Vidro pirex	2230	750	1,14	0,85	1,474

Fonte: Adaptado de CHENG et al., 2012; DUDLEY et al., 1994; EUROINOX, 2007; ENGINEERING TOOLBOX, 2003; CORNING, 2014.

Legenda:

E – emissividade

n – índice refrativo

O dispositivo de restrição de fluxo é um plugue sólido feito de aço inoxidável (CHENG et al., 2012), o tubo absorvedor é feito de cobre e tem uma superfície seletiva cermet com 0,96 de absorbância e 0,14 de emitância a 350°C (DUDLEY et al., 1994), suas propriedades foram obtidas de Euroinox (2007) e as emissividades de Engineering (2003). O tubo de vidro é feito de vidro pirex revestido

com transmitância 0,95 (DUDLEY et al., 1994), as demais propriedades foram obtidas de Corning (2014).

De acordo com os experimentos conduzidos por Dudley *et al.*, (1994), o espaço anular é constituído pelo vácuo. Dadas as dificuldades de modelar vácuo no software usado, na simulação será considerado o tubo preenchido com ar na pressão constante de 1 torr (CHENG *et al.*, 2012). O fluido de transferência de calor no trabalho experimental de Dudley *et al.*, (1994) é o óleo *Syltherm* 800. As propriedades do *Syltherm* 800 podem ser aproximadas por um polinômio da forma:

$$Propriedade = a_0 + a_1T[K] + a_2T^2[K] + a_3T^3[K] + a_4T^4[K] \quad (3.1)$$

Os coeficientes de Equação 3.1 para cada parâmetro foram extraídos dos dados da *Dow Chemical Company* (DOW, 1997) e são relacionados na Tabela 4. Eles são válidos para a faixa de temperatura 300 - 650 K. Os parâmetros para a viscosidade dinâmica μ foram obtidos de (CHENG *et al.*, 2012):

Tabela 4 – Correlações para as propriedades do *Syltherm* 800

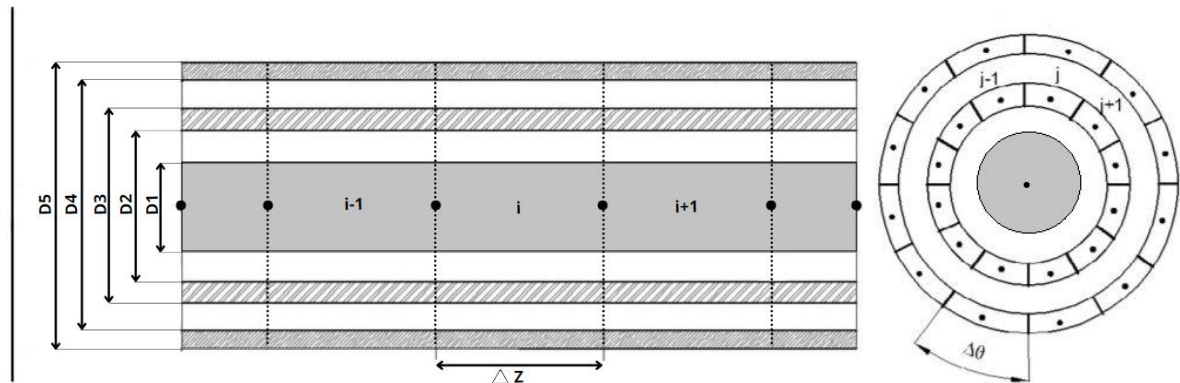
Propriedade	ρ (kg/m ³)	C_p (J/kgK)	K (W/mK)	μ (kg/ms)
a_0	1,2690306x10 ³	1,10787577x10 ³	0,19011994	8,486612x10 ⁻²
a_1	-1,52080898	1,70742274	-1,88022387x10 ⁻⁴	-5,541277x10 ⁻⁴
a_2	1,79056397x10 ⁻³	0	0	1,388285x10 ⁻⁶
a_3	- 1,67087252x10 ⁻⁶	0	0	- 1,566003x10 ⁻⁹
a_4	0	0	0	6,672331x10 ⁻¹³

Fonte: Adaptado de DOW, 1997.

3.2. MODELAGEM NUMÉRICA

O método dos volumes finitos é usado para discretizar o domínio e aplicar a conservação de energia em cada volume de controle (VC) em condições de regime permanente. O PTC é dividido em N_z volumes de controle na direção axial e N_θ volumes de controle na direção azimutal (Figura 13). À continuação, apresenta-se a teoria e os equacionamentos usados pelo software Ansys CFD, para resolução dos mecanismos de transferência de calor:

Figura 13 – Modelo PTC discretizado

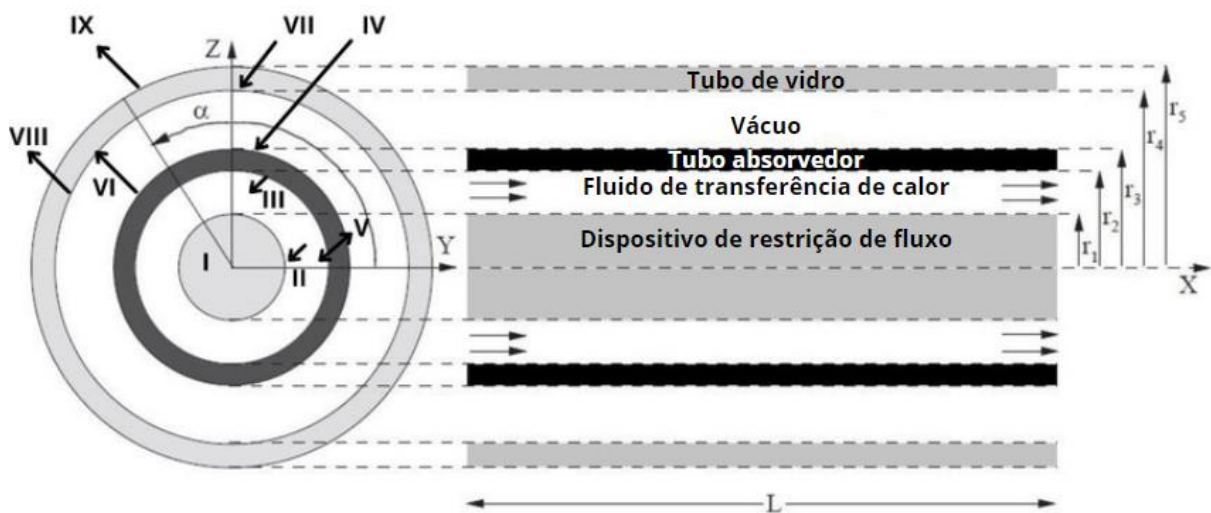


Fonte: Dos autores.

3.2.1. Mecanismos de transferência de calor

Os mecanismos físicos de transferência de calor envolvidos na configuração do PTC são apresentados na Figura 14:

Figura 14 – Mecanismos físicos de transferência de calor no PTC



Fonte: Dos autores.

E são os seguintes (CHENG et al., 2012): (I) transferência de calor por condução no dispositivo de restrição de fluxo; (II) transferência de calor por convecção entre o dispositivo de restrição de fluxo e HTF; (III) transferência de calor por convecção entre HTF e o absorvedor; (IV) transferência de calor por condução através da parede do absorvedor; (V) absorção de irradiação solar no absorvente;

(VI) transferência de calor por radiação entre o absorvedor e o tubo de vidro; (VII) absorção de irradiação solar no tubo de vidro; (VIII) transferência de calor por condução através do tubo de vidro; (IX) transferência de calor por convecção e radiação do tubo de vidro para a atmosfera.

- **Transferência de calor por condução:** a condução térmica através do dispositivo de restrição de fluxo, parede do tubo absorvedor e tubo de vidro é considerada nas direções axial e azimutal, enquanto a condução térmica através dos suportes é negligenciada. O fluxo de energia por comprimento unitário conduzida através da direção azimutal de um cilindro é definida mediante a equação da forma

$$\dot{q}_{cond-\theta} = -\frac{d(kT)}{rd\theta}e \quad (3.2)$$

onde e representa a espessura do material. De igual forma, para a direção axial o fluxo de calor por condução é definido como

$$\dot{q}_{cond-z} = -\frac{d(kT)}{rdz}A_z \quad (3.3)$$

onde A_z é a área transversal do volume de controle.

- **Transferência de calor por convecção:** a transferência de calor por convecção entre o (dispositivo de restrição de fluxo e o HTF - Equação 3.4) e o (HTF e o tubo absorvente - Equação 3.5) é avaliada considerando o fluxo de calor convectivo de cada volume de controle na direção azimutal como

$$\dot{q}_{II.conv}^i = \sum_j^{\theta} h_f(T_f^i - T_s^{ij}) \frac{\pi D1}{N_{\theta}} \quad (3.4)$$

$$\dot{q}_{III.conv}^i = \sum_j^{\theta} h_f(T_a^{ij} - T_f^i) \frac{\pi D2}{N_{\theta}} \quad (3.5)$$

onde, $h_f = \frac{Nu_{D_x} k}{D_x}$ é o coeficiente de transferência de calor por convecção do HTF no T_s^{ij} e T_a^{ij} , e é avaliado em função do número de Nusselt Nu_D .

- **Transferência de calor por radiação:** O modelo de radiação superfície-superfície (S2S) torna possível simular a troca de radiação térmica entre superfícies difusas formando um conjunto fechado. O meio que preenche o espaço entre as superfícies não participa, ou seja, não absorve, emite ou espalha qualquer radiação. Portanto, a quantidade de radiação recebida e emitida por cada superfície é definida exclusivamente pelas propriedades ópticas da superfície e pelas condições de contorno impostas. Esses parâmetros são contabilizados por uma função geométrica chamada fator de forma (FLUENT, 2018; VERSTEEG; MALALASEKERA, 2007).

O modelo de radiação S2S do ANSYS Fluent assume todas as superfícies como cinzas e difusas. A emissividade e a absortividade de uma superfície cinzenta são independentes do comprimento de onda. Também pela lei de *Kirchoff* a emissividade é igual à absortividade ($\varepsilon = \alpha$). Para uma superfície difusa, a refletividade é independente das condições de contorno.

- **Transferência de calor por radiação entre o absorvente e o tubo de vidro:** as superfícies do absorvente e do envelope de vidro são consideradas como emissores e refletores cinzas e difusos. A envoltura interna do tubo de vidro – diâmetro interno – é opaca, para radiação térmica.

O fluxo térmico de calor radiativo deixando o volume de controle absorvente j_{th} é expresso por

$$q_{VI,rad}^{ij} = q_{a,rad}^j = (J_a^j - H_a^j) = \epsilon_a \left[\sigma T_a^{j^4} - H_a^j \right] = \epsilon_a \left[\sigma T_a^{j^4} - \sum_l (F_{jl}^{ag} J_g^l) \right] \quad (3.6)$$

onde, F_{ki}^{mn} é o fator de visão ou fator de forma da superfície do VC_k para material m até a superfície do VC_i para material n. Uma vez que a superfície absorvente é convexa, o fator de forma entre qualquer dois CVs do tubo absorvente é zero, $F_{ki}^{aa} = 0$. Ao contrário, os fatores de forma para o envelope de vidro, $T_a^{j^4}$ não são nulos. Eles são calculados, todos juntos, com os fatores de forma entre o absorvente e o envelope de vidro (F_{ki}^{ag} e F_{ki}^{ga}), usando também o método *crossed-string*.

A radiação térmica ganha pelo volume de controle de vidro j é dada por

$$\begin{aligned}
 q_{VI.rad}^{ij} &= q_{g.rad}^{ij} = (J_g^j - H_g^j) = \epsilon_g \left[\sigma T_g^{j^4} - H_g^j \right] \\
 &= \epsilon_g \left[\sigma T_g^{j^4} - \sum_k (F_{jk}^{ga} J_a^k) - \sum_r (F_{jr}^{gg} J_g^r) \right]
 \end{aligned} \quad (3.7)$$

A energia térmica total saindo do tubo absorvedor é calculada integrando o fluxo de calor radiativo ao redor do tubo absorvedor

$$q_{VI.rad} = \sum_j^{N_\theta} q_{a.rad}^{ij} \quad (3.8)$$

Da mesma forma, a energia radiativa térmica total adquirida pelo envelope de vidro é calculada por

$$q_{VI.rad} = \sum_j^{N_\theta} q_{g.rad}^{ij} \quad (3.9)$$

- **Transferência de calor por radiação do envelope de vidro para o ambiente:** O tubo de vidro é cercado pela parábola coletora e pelo céu. Assim, a transferência de calor de radiação térmica deve considerar a troca de radiação com ambos.

$$\begin{aligned}
 q_{rad}^{ij} &= q_{g,t.rad}^{ij} = (J_g^i - H_g^i) = \epsilon_g \left[\sigma T_g^{i^4} - H_g^i \right] \\
 &= \epsilon_g \left[\sigma T_g^{i^4} - \sum_k F_k^{gc} J_c^k + F_k^{gs} J_s^k \right]
 \end{aligned} \quad (3.10)$$

- **Transferência de calor por convecção do envelope de vidro para o ambiente:** A transferência de calor convecção do envelope de vidro para o ambiente é computada como

$$q_{conv}^{ij} = h(T_g^{ij} - T_{amb}) \frac{\pi D5}{N_\theta} \quad (3.11)$$

- **Absorção de irradiação solar:** a absorção da irradiação solar foi definida como uma variável de entrada conforme a análise experimental de (DUDLEY *et al.*, 1994).

O modelo CFD também envolve a resolução de equações governantes da mecânica dos fluidos, sendo a Equação 3.12 da continuidade, Equação 3.13 do momentum, e Equação 3.14 da energia:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla(\rho \vec{v}) = S_m \quad (3.12)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \vec{v}) + \nabla \cdot (\rho \vec{v} \vec{v}) = -\nabla p + \nabla \cdot (\vec{\tau}) + \rho \vec{g} + \vec{F} \quad (3.13)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho E) + \nabla \cdot (\vec{v}(\rho E + p)) = \nabla \cdot \left(k_{eff} \nabla T - \sum_j h_j \cdot \vec{J}_j + (\vec{\tau}_{eff} \cdot \vec{v}) \right) + S_h \quad (3.14)$$

onde: ρ é densidade, t é tempo decorrido, $\vec{v}$ é o vetor de velocidade em relação ao sistema de coordenadas 3D, S_m é a fonte de massa, p é a pressão estática, $\vec{\tau}$ é o tensor de estresse, $\rho \cdot \vec{g}$ é a força gravitacional do corpo, $\vec{F}$ são as forças corporais externas, E é a transferência de energia ($E = h - p/\rho + v^2/2$), k_{eff} é a condutividade térmica da turbulência, h_j é entalpia da espécie j , $\vec{J}_j$ é o fluxo de difusão da espécie j , $\vec{\tau}_{eff}$ é o tensor de tensão viscoso e S_h é o termo fonte, no qual normalmente se incluem as fontes de energia devido às reações químicas. Nesta, deve-se inserir as entalpias de formação das espécies presentes no problema ou a taxa volumétrica da sua criação. Também é comum inserir aqui os termos fontes devido à radiação; para isto, é necessário resolver uma equação de transporte para a intensidade de radiação, “I”. No software computacional ®Ansys CFD, existem cinco modelos principais para modelagem da radiação, estes são; o modelo das ordenadas discretas (OD), modelo da transferência de radiação discreta (TRD), modelo de radiação P1, modelo de Rosseland (MR) e o modelo de radiação superfície-superfície (S2S), conforme mencionado anteriormente e usado no presente trabalho (FLUENT, 2018; VERSTEEG; MALALASEKERA, 2007).

Outro dos parâmetros importantes é a eficiência térmica, que é calculada utilizando-se um balanço de energia no receptor Equação 3.15 (DUFFIE, BECKMAN, 2013).

$$\eta_t = \frac{A_r F_r \left[\eta_o I_b - \frac{U_L}{C} (T_e - T_a) \right]}{[A_a I_b]} \quad (3.15)$$

onde A_r é a área do tubo absorvedor, F_r fator de remoção, η_o eficiência ótica, I_b radiação solar direta, U_L coeficiente de perdas térmicas, C fator de concentração, T_e temperatura de entrada, T_a temperatura ambiente e A_a área de abertura.

3.3. CONDIÇÕES DE CONTORNO

Os dados de entrada citados nas simulações foram selecionados do relatório de dados *SEGS LS-2 Solar Collector Test Results*, conforme Tabela 5. Esses experimentos foram realizados nas instalações SEGS, na qual as variáveis operacionais foram modificadas para analisar a influência de cada uma delas.

Tabela 5 – Dados de teste de eficiência medida SEGS LS-2

Caso	DNI (W/m ²)	U_{vento} (m/s)	T_{amb} (°C)	T_{ent} (°C)	T_{sai} (°C)	$\dot{m}$ (kg/s)	η (%)
1	968,2	3,7	22,4	151,0	173,3	0,6522	70,90
2	982,3	2,5	24,3	197,5	219,5	0,6348	70,17
3	909,5	3,3	26,2	250,7	269,4	0,6596	70,25
4	938,9	1,0	28,8	297,8	316,9	0,6229	67,98

Fonte: DUDLEY *et al.*, 1994.

As condições de contorno utilizadas para a simulação numérica do PTC LS-2 foram definidas tanto para as paredes de entrada e saída, assim como para as superfícies da geometria do PTC, conforme descrito a seguir:

- **Dispositivo de restrição de fluxo:** condições de contorno adiabático nas paredes laterais. Na superfície externa: $u = v = w = 0$, estacionária e condição de não deslizamento.
- **Fluido de transferência de calor:** velocidade constante e temperatura uniforme na entrada do domínio HTF. Fluxo totalmente desenvolvido na saída

$\left(\frac{\partial u}{\partial x} = \frac{\partial v}{\partial x} = \frac{\partial w}{\partial x} = \frac{\partial T}{\partial x} = 0 \right)$. Velocidade definida como zero nas paredes laterais

interna e externa do domínio HTF.

- **Tubo absorvedor:** condição de contorno adiabática nas paredes laterais. Na superfície interna: $u = v = w = 0$, estacionária sem condição de deslizamento. A superfície externa é modelada como estacionária sem condição de deslizamento.
- **Vácuo:** condições de contorno adiabático nas superfícies laterais. O nível de vácuo no espaço anular entre o tubo absorvedor interno e o tubo de cobertura de vidro externo é tão alto que as perdas de calor por convecção não são consideradas, mas a transferência de calor de radiação térmica entre a parede externa do tubo absorvente e a superfície interna do tubo de cobertura de vidro, é levada em conta usando o modelo S2S anteriormente descrito. Espaço anular preenchido por ar, a pressão de 1 torr sem movimentação. Velocidade definida como zero em todos os domínios.
- **Tubo de vidro:** condição de contorno adiabática nas paredes de laterais. Fluxo de calor solar uniforme e constante na superfície externa. Superfícies internas e externas definidas como estacionárias sem condição de deslizamento.

3.3.1. Modelos de Turbulência

A turbulência é um processo complexo, que consiste em flutuações do escoamento no tempo e no espaço, pelo fato de ser tridimensional, instável e acontecer a várias escalas. Assim, pode ter efeitos significativos nas características do escoamento (FLUENT, 2018). A presença de flutuações dificulta o estudo dos fenômenos de transporte. Desse modo, qualquer simplificação na análise dos efeitos da turbulência é extremamente vantajosa do ponto de vista físico, matemático e numérico (SOUZA *et al.*, 2010). Uma das ferramentas para determinar o tipo de escoamento, é através do parâmetro adimensional número de Reynolds. Este parâmetro permite avaliar características do escoamento e representa a relação entre as forças de inércia e forças viscosas (REZENDE; ARAUJO, 2012).

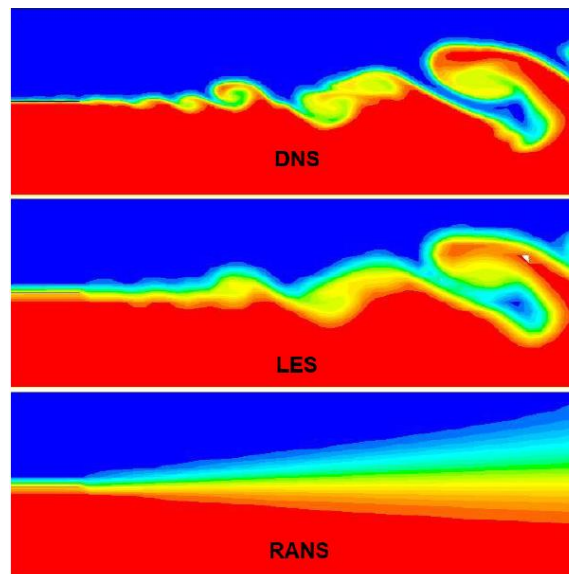
As equações de Navier-Stokes descrevem os escoamentos laminares e turbulentos sem a necessidade de informações adicionais. Logo, a resolução de um escoamento turbulento por Solução Numérica Direta (DNS), requer a resolução de todas as escalas de turbulência no tempo e no espaço (método determinístico). Tais requisitos demandam grande quantidade de recursos

computacionais, e, mesmo que alguns problemas simples possam ser resolvidos usando DNS, não é possível abordar problemas mais complexos (CHUNG, 2002).

Outro dos métodos usados é a Decomposição Média de Reynolds (RANS), onde todas as escalas de turbulência são modeladas, facilitando o uso de malhas menos refinadas. Isto mediante médias no tempo das variáveis estudadas, para separar valores médios das flutuações – métodos estatísticos – (WHITE, 2011).

Nos últimos tempos tem se tornado popular o método *Large Eddy Simulation* (LES), que permite resolver grandes escalas de turbulência enquanto as pequenas escalas são modeladas, no entanto precisa de um maior refino de malha em comparação com os outros métodos (WHITE, 2011). Na Figura 15 é mostrada uma comparação das soluções obtidas para um escoamento turbulento usando os métodos DNS, LES e RANS:

Figura 15 - Escoamento turbulento, solução pelos métodos DNS, LES e RANS



Fonte: Dos Autores.

Dou, Khoo e Tsai (2010) destaca que a transição para a turbulência em fluidos newtonianos incompressíveis, escoando em geometrias anulares concêntricas, acontece primeiramente perto da parede do cilindro interno e depois, com o aumento do número de Reynolds, esta transição ocorre perto da parede do cilindro externo.

Para simular a passagem do HTF no tubo absorvedor é necessário realizar uma modelagem de turbulência adequada. Baseada em uma extensa análise da literatura, Gómez, Rivas e Furtado (2020) definiram a rota adequada na

modelagem da turbulência em PTCs. Segundo os autores, a melhor de abordagem são as equações de RANS pois requer um menor custo computacional, é útil para modelar com grandes escalas de tempo ou um conjunto como um todo, além de modelar campos estáveis ou instáveis com abordagem mais linear.

Para realizar uma abordagem por viscosidade turbulenta e posterior cálculo das tensões de Reynolds, a literatura recomenda o modelo K- ε amplamente utilizado em cálculos práticos de escoamento e transferência de calor devido à sua robustez, economia e precisão razoável para uma ampla gama de escoamentos turbulentos (KHALIL *et al.*, 2009; BOERSMA; BREUGEM, 2011; WANG; YANG; ZHAO, 2014). As propriedades termofísicas do HTF também foram levadas em conta nas simulações. As equações que descrevem o modelo K- ε são (FLUENT, 2018; VERSTEEG; MALALASEKERA, 2007):

$$\nabla(\rho U k) = \nabla \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \nabla k \right] + G_k - \rho \varepsilon \quad (3.16)$$

$$\nabla(\rho U \varepsilon) = \nabla \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \nabla \varepsilon \right] + \frac{\varepsilon}{k} (c_1 G_k - c_2 \rho \varepsilon) \quad (3.17)$$

onde a viscosidade turbulenta μ_t e a taxa de produção de k, G são dadas por

$$\mu_t = C_\mu \rho \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (3.18)$$

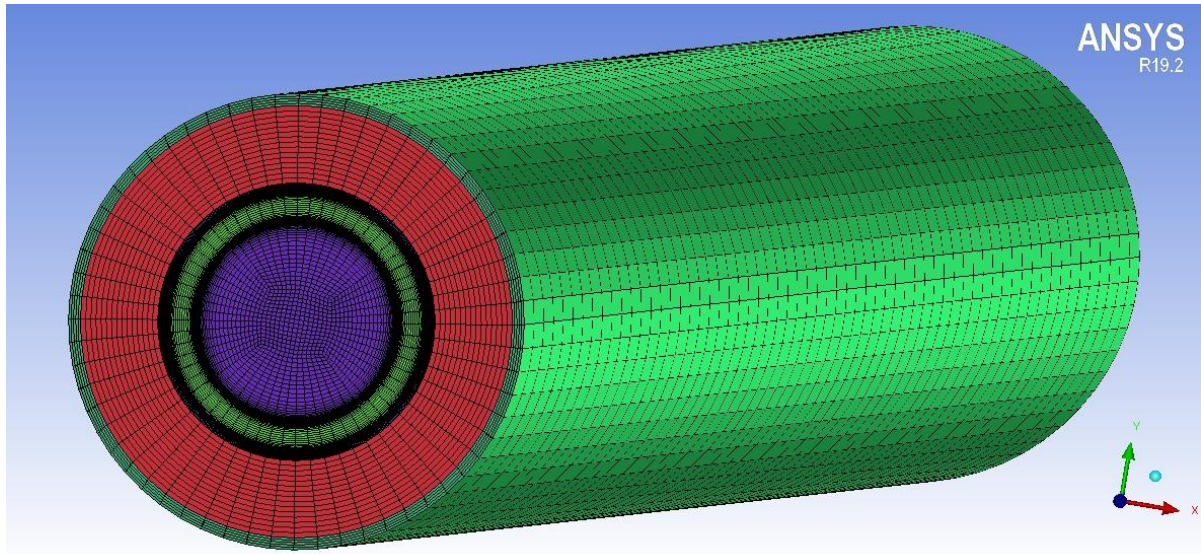
$$G_k = \mu_t \left(\nabla U + (\nabla U)^T \right) \quad (3.19)$$

As constantes padrão são empregadas, $C_\mu = 0,09$, $c_1 = 1,44$, $c_2 = 1,92$, $\sigma_k = 1,0$, $\sigma_\varepsilon = 1,3$ e $\sigma_t = 0,85$.

3.4. VALIDAÇÃO DO MODELO

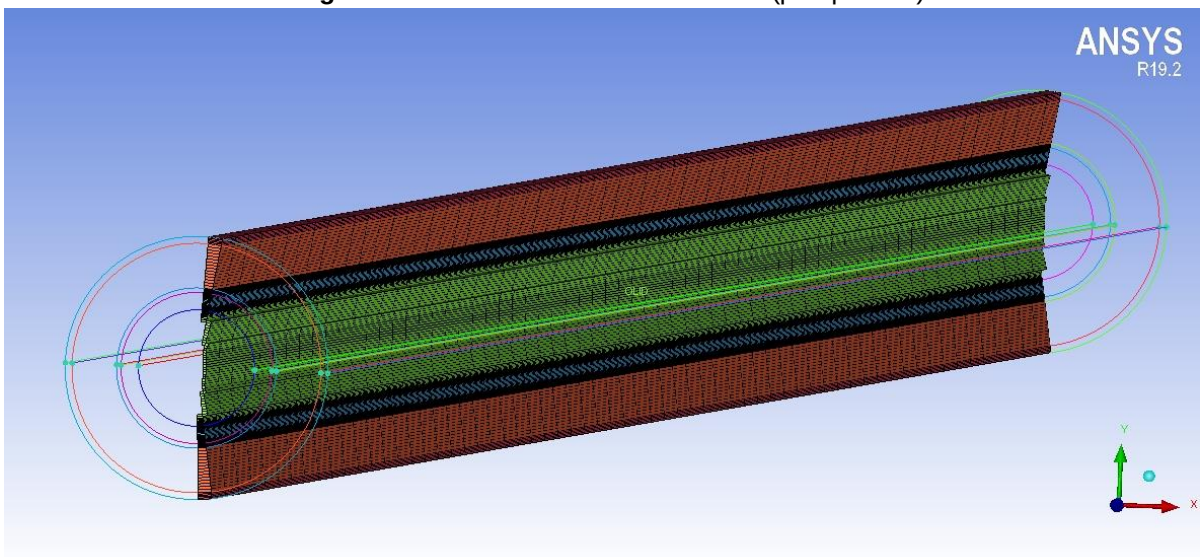
O modelo foi construído a partir dos parâmetros geométricos do PTC LS-2 apresentados na Tabela 2, o gerador de malha ICEM do software Ansys CFD 19.2 foi usado para criar o esquema do domínio da solução. O domínio selecionado foi discretizado por uma malha estruturada 3D de elementos hexaédricos – Figura 16. Na Figura 17 apresenta-se a perspectiva do corte transversal da malha.

Figura 16 - Malha do modelo geométrico do PTC LS-2



Fonte: Dos Autores.

Figura 17 – Corte transversal da malha (perspectiva)



Fonte: Dos Autores.

3.4.1. Números adimensionais

Foi realizada uma estimativa dos números adimensionais de Reynolds e Prandtl (turbulento) para todos os casos apresentados na Tabela 5. Os resultados foram comparados com os dados experimentais de Dudley *et al.* (1994). A maior diferença relativa para o número de Reynolds é de 1,26% e para o número de Prandtl 1,91%, conforme a Tabela 6:

Tabela 6 – Números adimensionais calculados

Caso	Re	Pr	Re _{Dudley}	Pr _{Dudley}	diff Re (%)	diff Pr (%)
1	4802	26,1	4761	25,6	0,85	1,91
2	7106	19,0	7196	18,7	1,26	1,58
3	11304	14,6	11207	14,4	0,86	1,36
4	15104	11,8	15044	11,7	0,40	0,84

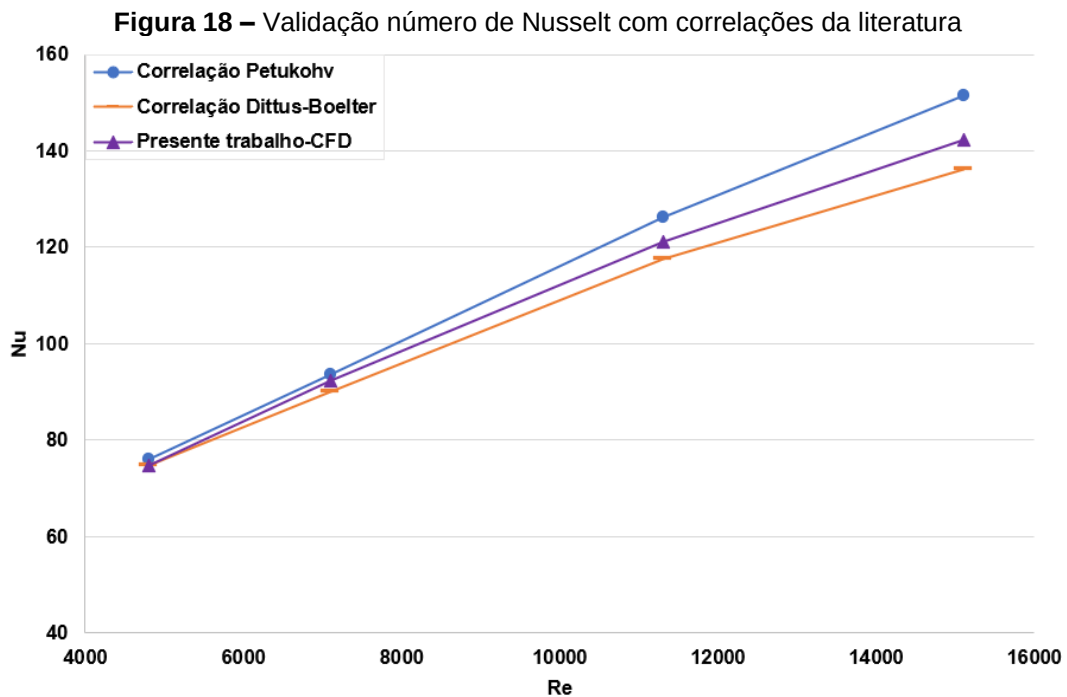
Fonte: Dos autores e DUDLEY *et al.*, 1994.

Considerando que o número de Reynolds para o escoamento através de uma tubulação é turbulento se ($Re > 4000$), o escoamento do HTF dentro do receptor nas condições de teste selecionadas em condição de estado estável, foi categorizado como escoamento turbulento e incompressível.

O número de Nusselt foi comparado com a correlação de Dittus – Boelter (Equação 3.20) e Petukhov (Equação 3.21) (CENGEL; GHAJAR, 2014), o desvio máximo do presente estudo comparado com as correlações, foi de 4,65 % e 12,8%, respectivamente. A Figura 18 mostra que os valores numéricos de Nusselt são apropriados.

$$Nu = 0,023Re^{0,8}Pr^{0,4} \quad (3.20)$$

$$Nu = \frac{\left(\frac{f}{8}\right) Re Pr}{1,07 + 12,7 \left(\frac{f}{8}\right)^{\frac{1}{2}} (Pr^{\frac{2}{3}} - 1)} \quad (3.21)$$

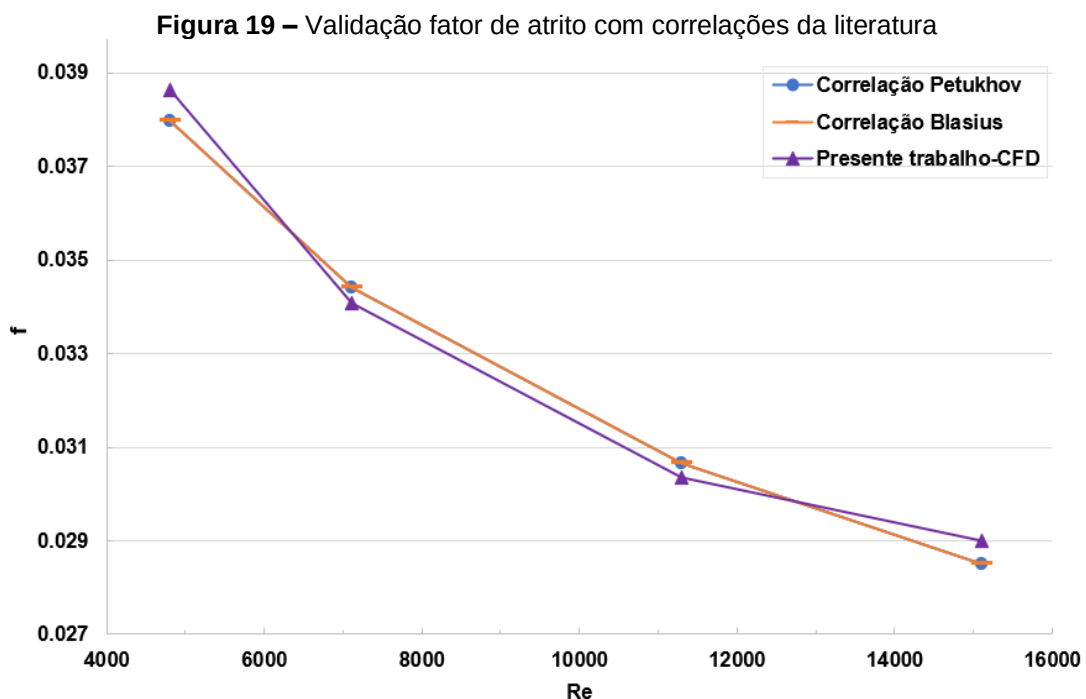


Fonte: Dos Autores.

Na Figura 19, o fator de atrito é comparado com as correlações de Petukhov (Equação 3.22) e Blasius (Equação 3.23) (INCROPERA; DEWITT; BERGMAN, 2000). Determinou-se que o desvio máximo em comparação as correlações de Petukhov e Blasius foi de 1,74 % e 1,82% respectivamente. Assim novamente, vemos que os resultados são consistentes entre si.

$$f = (0,790 \ln Re - 1,64)^{-2} \quad (3.22)$$

$$f = 0,316 Re^{-0,25} \quad (3.23)$$



Fonte: Dos Autores.

Examinando os resultados obtidos da análise dos números adimensionais obtidos no software *Ansys Fluent*, na janela *Results*, vemos que a metodologia empregada neste estudo, é apropriada e pode ser utilizada para simulação deste problema físico.

3.4.2. Independência da malha e análise de sensibilidade

A malha é uma representação discreta da geometria do problema, denota as células ou elementos sobre os quais o escoamento é resolvido. A malha

tem um impacto significativo na precisão da solução, no tempo necessário do CPU e na taxa de convergência. Por isso, é importante obter uma solução numérica independente da grade utilizada. Quando o escoamento é turbulento, devido à forte interação dos fenômenos de turbulência, os resultados numéricos tendem a ser mais suscetíveis à dependência da malha do que aqueles para escoamento laminar (FLUENT, 2018). Por essa razão, foi realizada uma análise de sensibilidade sobre a geometria que será utilizada neste estudo, a grade será refinada e testada para garantir resultados numéricos estáveis, precisos e confiáveis.

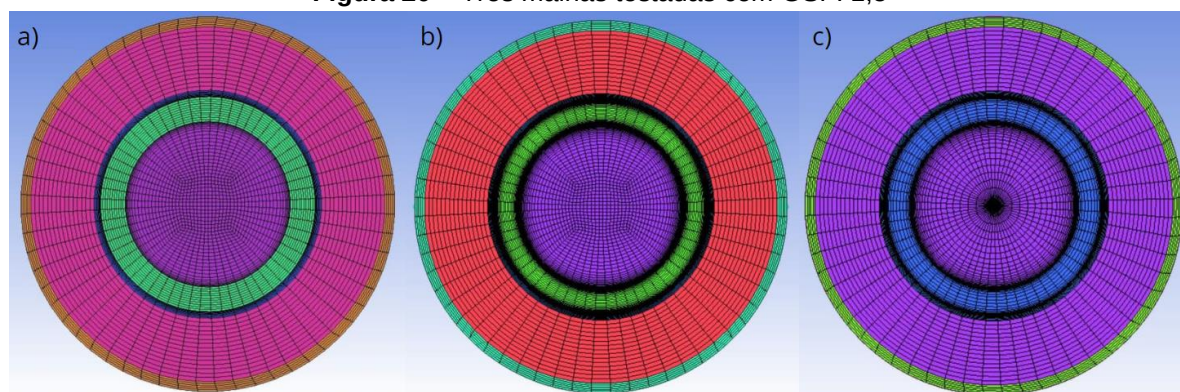
De acordo com Hirsch (2007) uma grade não uniforme que não varia suavemente poderia diminuir a ordem de precisão do esquema de pelo menos uma das fórmulas de discretização. Para garantir isto, foram analisados parâmetros tais como: *skew*, *orthogonal quality*. *Skew* (distorção) é uma das principais medidas de qualidade para uma malha, definida como a diferença entre a forma da célula e a forma de uma célula equilátera de volume equivalente, células altamente distorcidas podem diminuir a precisão e desestabilizar a solução. O parâmetro *Orthogonal Quality* é calculado com a mecânica vetorial. Os cálculos são feitos usando o vetor normal da face, o vetor do centroide da célula para o centroide de cada uma das células adjacentes e o vetor do centroide da célula para cada uma das faces (FLUENT, 2018; RODRIGUES, 2017). As métricas dos parâmetros para avaliação da malha estão disponíveis na Tabela 7:

Tabela 7 – Métricas de malha

	Inaceitável	Ruim	Aceitável	Bom	Muito bom	Excelente
Skew	0 – 0,25	0,25 – 0,50	0,50 – 0,80	0,80 – 0,94	0,95 – 0,97	0,98 – 1,00
Orthogonal	0 – 0,001	0,001 – 0,14	0,15 – 0,20	0,20 – 0,69	0,70 – 0,95	0,95 – 1,00

Fonte: Fluent (2018).

Considerando as métricas acima mencionadas, para escolher a malha principal foram testadas malhas com GSF 1; 1,5 e 2, cada uma com três tipos de refinamento nos tubos ao redor do escoamento, porém, com diferente número de elementos. A Figura 20 mostra as malhas de GSF: 1,5 com os diferentes refinamentos a) 4.198.848, b) 4.256.032 e c) 4.299.862 elementos. Todas as 9 malhas foram totalmente construídas com elementos hexaédricos:

Figura 20 – Três malhas testadas com GSF: 1,5

Fonte: Dos Autores.

As Tabelas 8, 9 e 10 mostram o número de elementos e os resultados obtidos para cada malha GSF: 1, 1,5 e 2. Em todos os casos a qualidade ortogonal média é classificada como excelente, já na qualidade ortogonal mínima a malha com GSF: 2, é classificada como boa, enquanto nos outros dois casos, a qualidade é muito boa. Na métrica Skew mínimo, vemos que a malha com GSF: 2 é classificada como ruim, enquanto as outras são muito boas. A partir desses resultados, pode-se descartar a malha de GSF: 2, que não se enquadra totalmente nas métricas de qualidade de malha. As outras malhas têm qualidade similar, porém pelo custo de operação computacional, a malha de GSF: 1,5 tem menos elementos e é capaz de oferecer resultados confiáveis como será mostrado mais adiante.

Tabela 8 – Propriedades das três malhas testadas com GSF: 1

Elementos	Min Orthogonal Quality	Avg Orthogonal Quality	Min Skewness	Avg Skewness
12.223.954	0,864	0,997	0,762	0,997
12.124.536	0,863	0,994	0,762	0,994
11.984.585	0,863	0,994	0,759	0,993

Fonte: Dos Autores.

Tabela 9 – Propriedades das três malhas testadas com GSF: 1,5

Elementos	Min Orthogonal Quality	Avg Orthogonal Quality	Min Skewness	Avg Skewness
4.299.862	0,854	0,994	0,611	0,994
4.256.032	0,854	0,993	0,610	0,994
4.198.848	0,853	0,983	0,610	0,993

Fonte: Dos Autores.

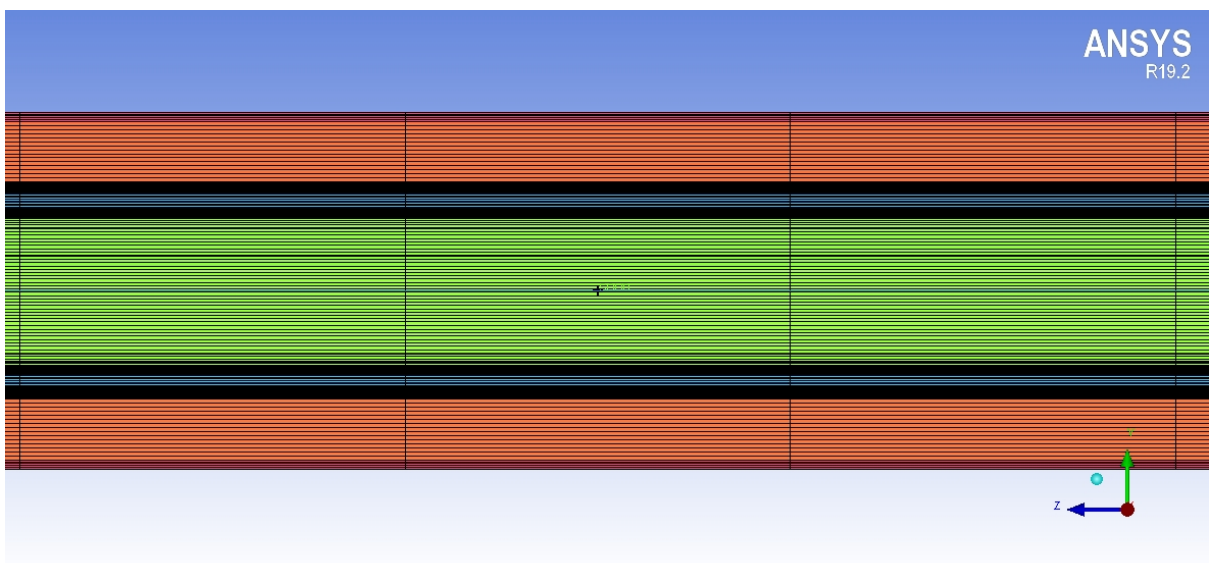
Tabela 10 – Propriedades das três malhas testadas com GSF: 2

Elementos	Min Orthogonal Quality	Avg Orthogonal Quality	Min Skewness	Avg Skewness
2.398.589	0,302	0,987	0,499	0,974
2.356.125	0,300	0,984	0,497	0,974
2.312.280	0,295	0,984	0,496	0,973

Fonte: Dos Autores.

Na Figura 21 apresenta-se a vista lateral do corte transversal do PTC constituída por elementos hexaédricos.

Figura 21 – Corte transversal da malha GSF 1,5 (2.356.125 elementos) (vista lateral)

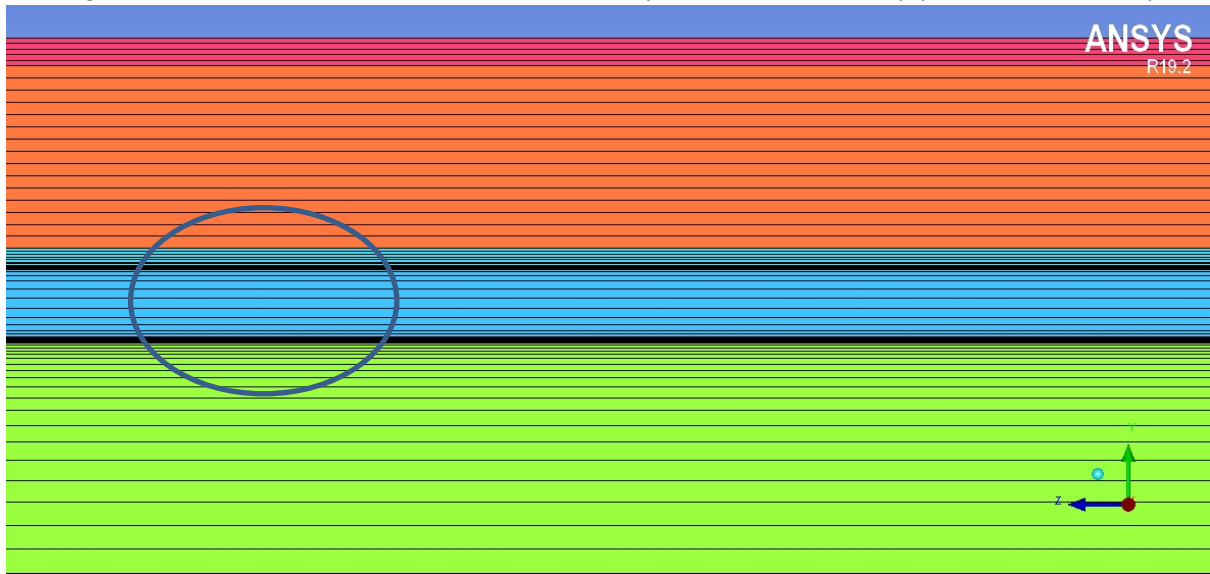


Fonte: Dos Autores.

Observa-se que ao redor do domínio do fluido foram usadas camadas de prismas (*inflation*), que permitem capturar gradientes de velocidade, tornando-se extremamente crucial na solução de escoamento de fluidos. A inflação também contribui para focar a análise de elementos junto às paredes, diminuindo, assim, o tempo computacional (FLUENT, 2018).

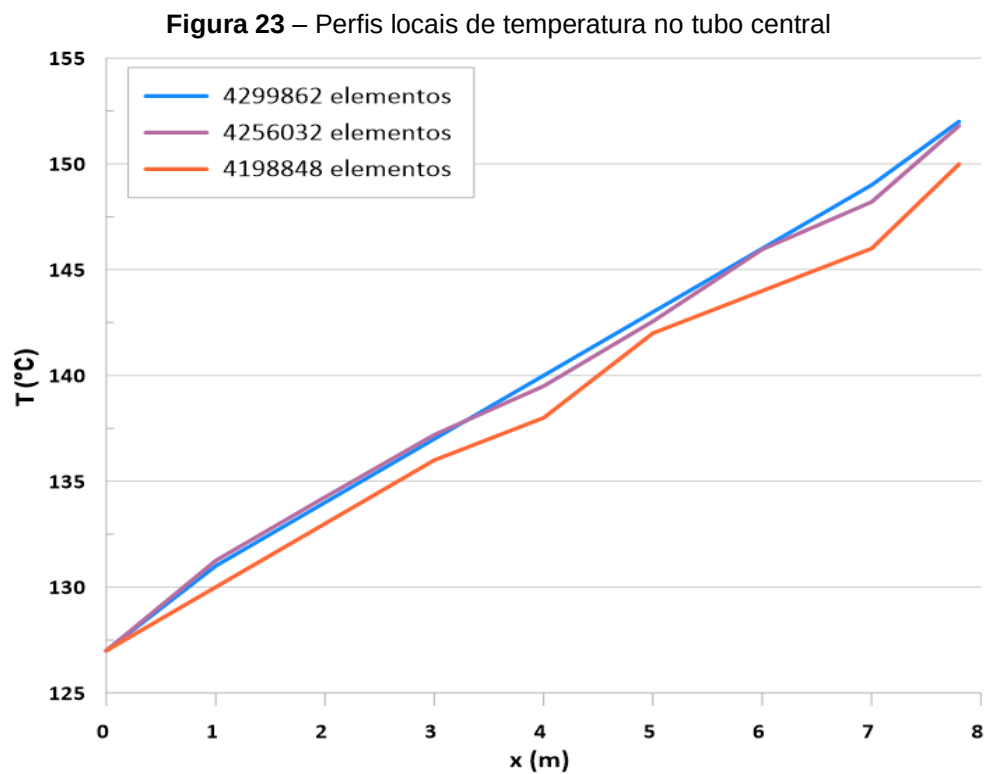
Na Figura 22 vemos o zoom da parte superior da vista lateral do PTC, as camadas de prismas garantem a obtenção de resultados mais precisos:

Figura 22 – Corte transversal da malha GSF 1,5 (2.356.125 elementos) (zoom - vista lateral)



Fonte: Dos Autores.

Para avaliar a independência da malha escolhida GSF: 1,5, foram traçados perfis locais de temperatura numa linha concêntrica ao longo do tubo central do receptor, conforme mostra a Figura 23, comparando da mais grosseira à mais fina, nas mesmas condições de contorno, para as três malhas testadas:



Fonte: Dos Autores.

Pode-se observar que todas as malhas apresentaram resultados

semelhantes. Como esperado, a malha com maior desvio foi a de menor número de elementos (4.198.848), isso ocorre devido ao fato de ser a malha mais grosseira com menor refinamento. Finalmente, no presente trabalho considerou-se a afirmação: “se a diferença máxima entre os resultados for menor que 0,05%, significa que os resultados são independentes da malha escolhida” (ALMEIDA, 2017).

A Tabela 11 mostra uma comparação entre a temperatura média do tubo central do receptor, obtida com cada uma das três diferentes malhas testadas. Entre as malhas avaliadas a de 4.299.862 elementos é a melhor grade e, portanto, será considerada como a mais precisa e adequada, o valor da temperatura média dessa malha será usado como parâmetro para comparação com as outras duas malhas testadas:

Tabela 11 – Comparação entre a diferença de temperaturas médias do tubo central

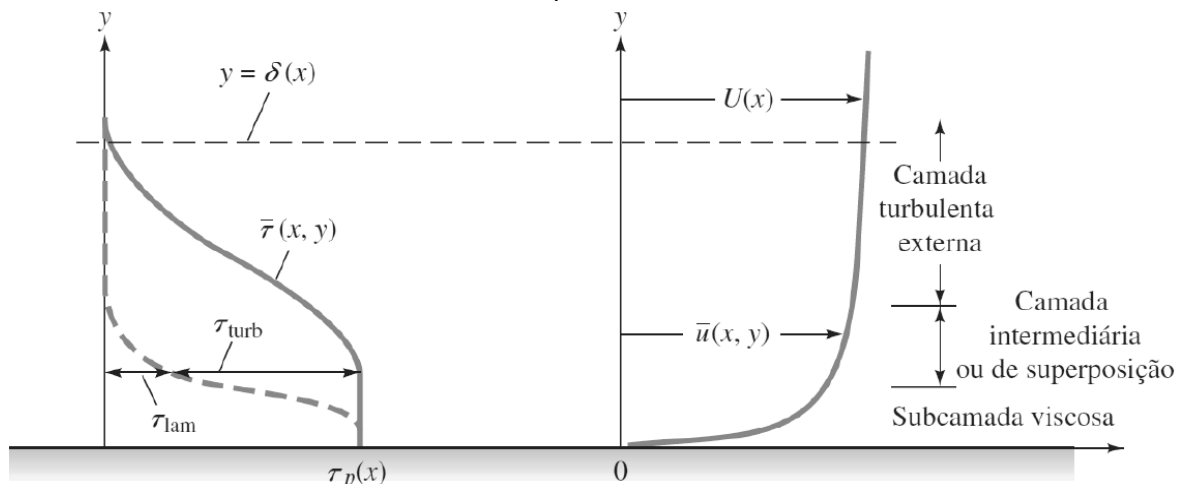
Elementos da malha	4299862	4256032	4198848
4.299.862	-	0,05	0,11
4.256.032	0,05	-	0,09
4.198.848	0,11	0,09	-

Fonte: Elaborado pelos autores.

De acordo com os valores apresentados na Tabela 11, as malhas com 4.256.032 e 4.198.848 elementos têm maiores desvios na temperatura média do tubo central – 0,05% e 0,11%, respectivamente. Assim, a malha com desvio de 0,11% foi descartada. Portanto, qualquer uma das outras malhas podem ser adequadas para as simulações.

O escoamento junto às paredes apresenta elevados gradientes das variáveis de interesse – velocidade, pressão e temperatura, assim como incrementos ou decrescimentos súbitos das outras variáveis –, porque as paredes são a principal causa de vorticidade e turbulência, de modo que é fundamental garantir uma quantidade suficiente de elementos que permita capturar o fenômeno físico desta região, uma vez que o efeito da modelagem desses escoamentos afeta consideravelmente a confiabilidade da solução. No escoamento turbulento, a região perto da parede – camada limite turbulenta – é dividida em três subcamadas: (i) subcamada viscosa, (ii) camada intermediária, (iii) camada turbulenta externa, conforme Figura 24:

Figura 24 – Distribuição da velocidade e tensão cisalhante no escoamento turbulento próximo à parede

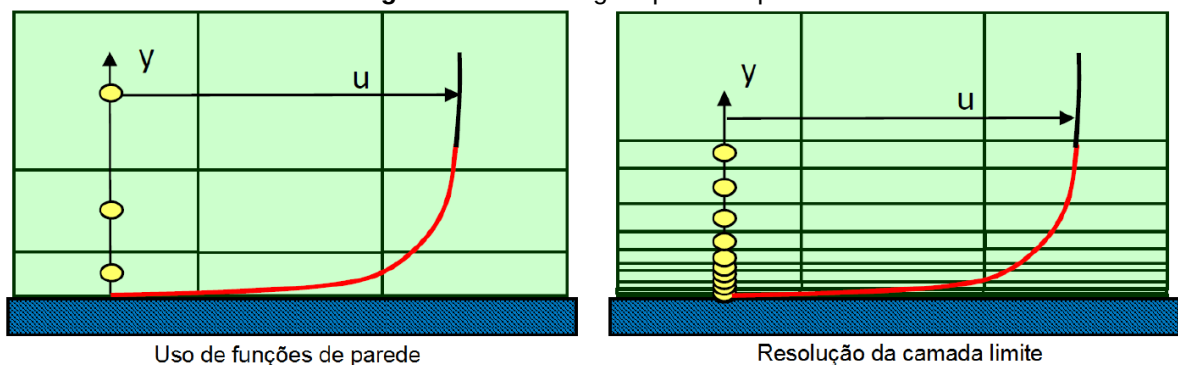


Fonte: Adaptado de WHITE (2011).

Na subcamada viscosa, a tensão viscosa é dominante e o escoamento é laminar. O contrário ocorre na camada externa, onde a tensão turbulenta passa a ser predominante. Enquanto, na camada intermediária ou de superposição, tanto os efeitos da tensão laminar quanto a tensão turbulenta são importantes (WHITE, 2011).

A solução da região mais próxima à parede pode ser alcançada através da resolução total da camada limite, mas esta abordagem precisa de uma malha muito refinada perto da parede. Assim, uma das técnicas mais usadas é a modelagem pelo uso das funções parede, onde a região mais interna afetada pela viscosidade é desprezada, reduzindo o esforço computacional requerido (FLUENT, 2018). Na Figura 25 podemos ver a diferença entre as duas abordagens.

Figura 25 – Modelagem perto da parede



Fonte: Adaptado de Fluent (2018).

O uso das funções de parede dentro do modelo K- ϵ depende da distância adimensional da parede parâmetro (y^+). Este parâmetro mede a adaptação da malha perto de paredes em regime de escoamento turbulento, e na literatura existem vários critérios para avaliar este parâmetro adimensional. Fluent (2018) estabelece que o valor de y^+ tem de estar entre 30 e 300; Cost (2004) aconselha um valor entre 30 e 100; Blocken, Stathopoulos e Carmeliet (2007) consideram aceitáveis valores entre 30 e 1000; Roldan, Valenzuela e Zarza (2013) estabelecem o critério y^+ entre 30 e 300 para avaliar a subcamada viscosa e camada logarítmica no tubo de fluxo de um PTC, o que demonstra a falta de consenso da comunidade científica em relação ao limite y^+ .

Contudo, valores muito baixos (<30) devido ao enorme número de elementos requeridos para resolver a camada limite turbulenta e aos recursos computacionais disponíveis, ou muito altos (>1000) nunca são recomendados, assim, neste trabalho consideraremos valores no intervalo ($30 < y^+ < 1000$).

Segundo Versteeg e Malalasekera (2007) em problemas de transferência de calor e pela análise adimensional, a temperatura adimensional (T^+) pode ser escrita como:

$$T^+ = \frac{T_w - T}{T_T} \quad (3.24)$$

onde T_w é a temperatura da parede e T_T é a temperatura turbulenta definida como:

$$T_T = \frac{q_w}{\rho C_p u_T} \quad (3.25)$$

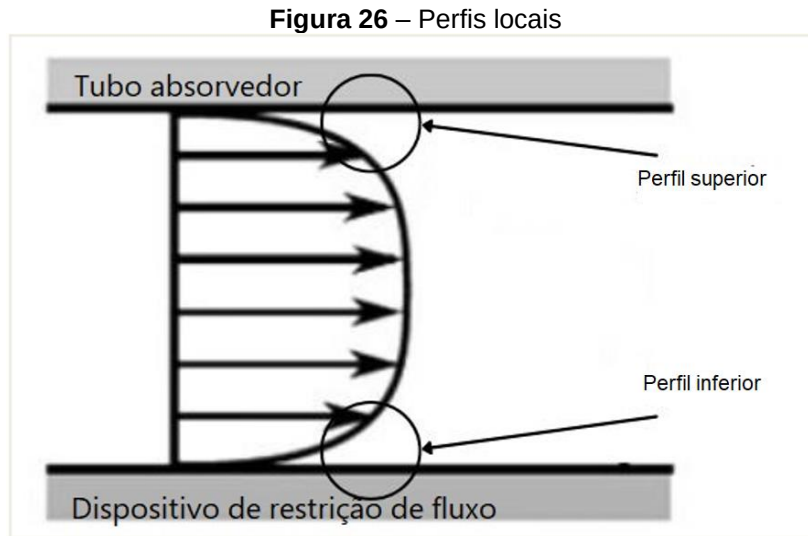
onde velocidade de atrito é (u_T), fluxo de calor através da parede (q_w). Na região da camada intermediária a temperatura adimensional é calculada como (FLUENT, 2018):

$$T^+ = \text{Pr}_t \left[\frac{1}{k} \ln(Ey^+) + P \right] \quad (3.26)$$

onde Pr_t é igual a 0,9; E é uma constante experimental igual a 9,793 e P é descrita pela equação:

$$P = 9,24 \left[\left(\frac{Pr}{Pr_t} \right)^{0,75} - 1 \right] \left[1 + 0,28 e^{-0,007 \left(\frac{Pr}{Pr_t} \right)} \right] \quad (3.27)$$

Assim, foi calculado o parâmetro y^+ na parede inferior do tubo absorvedor $y^+_{superior}$ e a parede superior do dispositivo de restrição de fluxo $y^+_{inferior}$ Figura 26.:



Fonte: Dos Autores.

Da mesma maneira se procedeu a realizar os cálculos para a temperatura adimensional. Os resultados do parâmetro y^+ e T^+ são apresentados na Tabela 12:

Tabela 12 – Resultados números adimensionais y^+ e T^+

Elementos	4.299.862	4.256.032	4.198.848
$y^+_{superior}$	160	280	390
$y^+_{inferior}$	140	220	310
$T^+_{superior}$	134	215,9	299,98
$T^+_{inferior}$	133,7	214,3	299

Fonte: Dos Autores

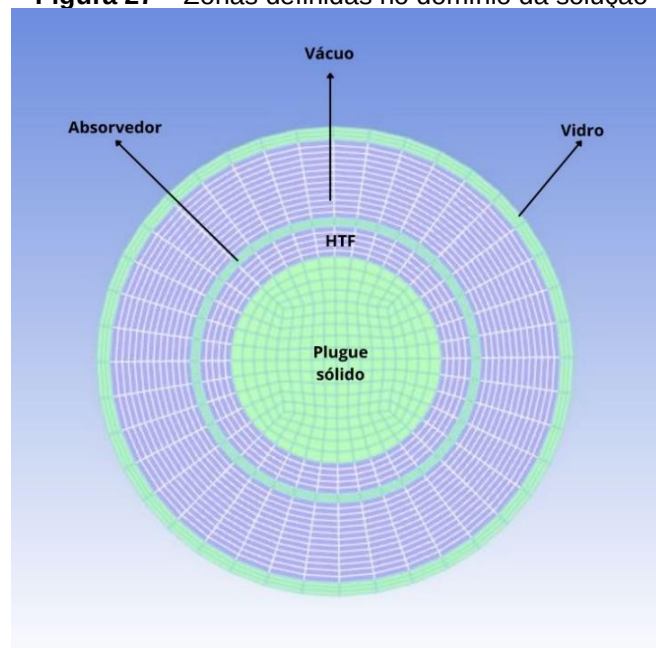
A malha com 4.198.848 elementos é novamente descartada. Logo, a malha com 4.256.032 elementos tem $y^+_{superior}$: 140 e $y^+_{inferior}$: 160, e é a que melhor desempenho apresenta ao analisar todos os parâmetros, precisão e esforço computacional, portanto, é a malha escolhida para todos os cálculos e simulações futuras.

3.4.3. Processo da solução

A malha foi exportada para o solucionador *Fluent Ansys 19.2*, onde foram definidos os materiais componentes do PTC da Tabela 3. As propriedades foram setadas na lista local do código CFD comercial por meio de uma nova definição de materiais, devido à não compatibilidade com as propriedades definidas no banco de dados, foi necessário definir em cada caso: nome, tipo de material (fluido ou sólido) e propriedades dos materiais. Cada equação polinomial para o fluido *Syltherm-800*, foi incluída utilizando a opção *polynomial*, na qual os coeficientes da Equação 3.1 – Tabela 4 – são inseridos.

As equações governantes foram discretizadas via FVM. Por se tratar de um escoamento incompressível, o *Semi-Implicit Method for Pressure Linked Equations* (SIMPLE) é o algoritmo usado nesse trabalho para calcular o campo de velocidades e o campo de pressão. Já o campo de temperaturas foi obtido pela ativação da equação da energia no Fluent. Cinco zonas contínuas foram definidas no domínio da solução: zona plugue restrição de fluxo, domínio fluido HTF, zona absorvente, domínio do vácuo e a zona do tubo de vidro que recebe radiação solar concentrada conforme a Figura 27:

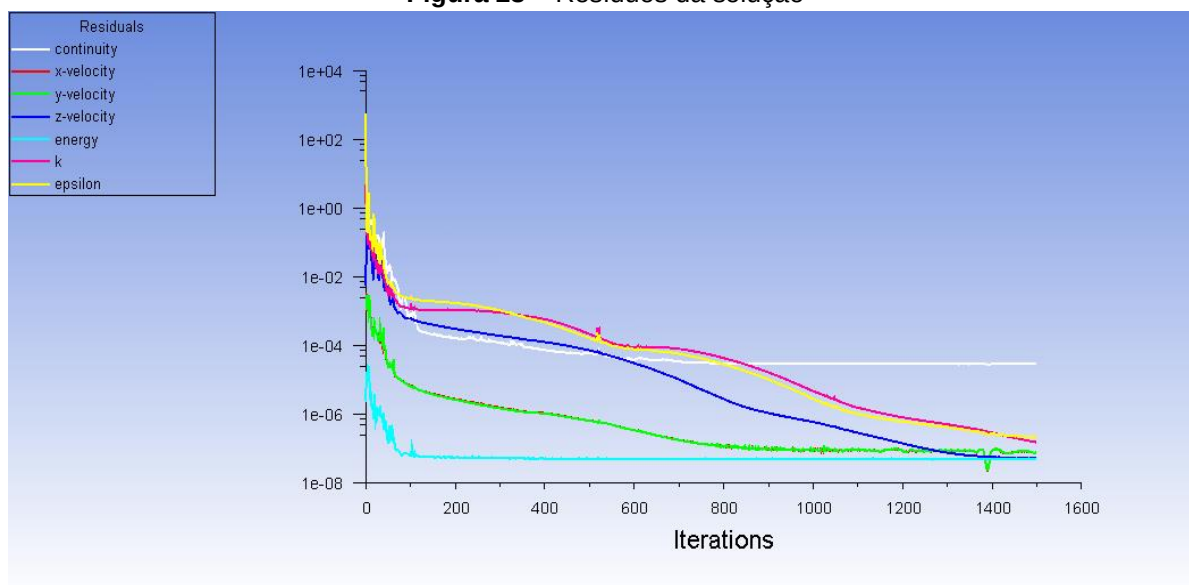
Figura 27 – Zonas definidas no domínio da solução



Fonte: Dos Autores.

A condição de estado-permanente das equações do governo acopladas foi usada, e esquemas de discretização espacial de alta ordem foram considerados. O critério de convergência para as variáveis do solucionador de escoamento e da energia foi estabelecido para que o *residual normalization procedure* (RMS) fosse inferior a 10^{-4} . Como pode-se observar na Figura 28, os resíduos alcançaram o critério de convergência estabelecido:

Figura 28 – Resíduos da solução



Fonte: Dos Autores.

3.4.4. Validação

Os parâmetros de validação do modelo construído foram testados em função dos resultados obtidos por Dudley *et al.* (1994) na Tabela 5, e o estudo numérico computacional de Kaloudis, Papanicolaou e Belessiotis (2016) constantes na Tabela 13, onde os autores utilizaram os mesmos parâmetros iniciais do estudo experimental da SEGS LS-2:

Tabela 13 – Resultados do estudo computacional

I_b (W/m^2)	T_{sai} ($^{\circ}C$)	η (%)
968,2	174,57	75,40
982,3	219,99	71,94
909,5	268,06	65,10
937,9	316,60	67,18

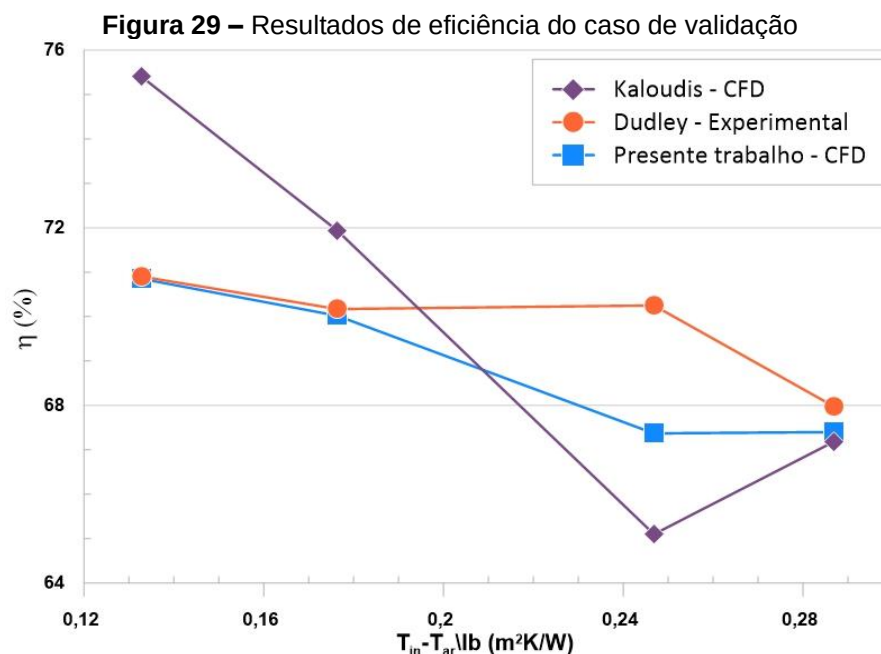
Fonte: Adaptado de KALOUDIS; PAPANICOLAOU; BELESSIOTIS, 2016.

Quatro casos de teste foram escolhidos para validar o modelo, sobre uma ampla gama de condições operacionais. A eficiência térmica foi calculada segundo a Equação 3.24 proposta por Dudley *et al.* (1994) para o PTC LS-2 com revestimento seletivo cermet trabalhando com tubo de vácuo:

$$\eta(\%) = (K) \left[73,4 - 0,00803\Delta T \right] - 9,68 \frac{\Delta T}{I_b} - 0,0669 \frac{\Delta T^2}{I_b} \quad (3.24)$$

onde K é o modificador de ângulo incidente, aqui assumido K=1 (CHENG *et al.*, 2012), e ΔT é dada por $\Delta T = 1/2(T_{ent} + T_{sai}) - T_{amb}$.

Foram realizadas 500 interações por caso e, como visto na Figura 29, os resultados computacionais estão em concordância com os dados experimentais de Dudley *et al.* (1994) e as simulações de Kaloudis, Papanicolaou e Belessiotis (2016). Uma comparação quantitativa também é mostrada na Tabela 14. Particularmente a diferença relativa $\text{diff}(\%)$ entre os valores experimentais e numéricos de T_s com os obtidos neste estudo são todos abaixo de 0,86%. Os valores relativos de diferença correspondentes da eficiência $\text{diff } \eta (\%)$ do PTC são maiores (entre 0,07 e 6,03%):



Fonte: Dos Autores.

Considerando a incerteza nas medições e as premissas feitas no

modelo numérico (perdas de convecção no tubo de vidro externo, correlações para as propriedades do HTF, condições de contorno adiabático em superfícies de entrada e saída etc.) a concordância pode ser caracterizado como razoável e suficiente para proceder a novas simulações.

Tabela 14 – Comparação de eficiência e temperatura de saída CFD com Dudley e Kaloudis

I_b (W/m ²)	$T_{s,CFD}$ (°C)	η (%)	diff $T_{s,Dudley}$ (%)	diff $T_{s,Kaloudis}$ (%)	diff $\eta_{s,Dudley}$ (%)	diff $\eta_{s,Kaloudis}$ (%)
968,2	170,70	70,85	0,58	0,86	0,07	6,03
982,3	216,26	70,02	0,66	0,76	0,21	2,67
909,5	267,00	67,37	0,44	0,20	4,10	3,49
937,9	316,95	67,4	0,01	0,06	0,85	0,33

Fonte: Dos Autores.

3.5. ESTUDO DE CASO: PROTÓTIPO PTC DE PEQUENO PORTE

Para finalizar a análise térmica do coletor solar, nesta seção se apresenta um estudo de caso mediante simulação e comparação com um protótipo PTC experimental de baixo custo. Para fins de validação o coletor foi simulado seguindo a mesma metodologia empregada na simulação do LS2 e os dados do ensaio experimental. As especificações do receptor foram fornecidas pelo autor e são apresentadas na Tabela 15:

Tabela 15 - Parâmetros geométricos do PTC

Comprimento do tubo absorvedor	L (m)	2
Área de abertura	A(m ²)	2,2
Diâmetro externo tubo absorvedor	D ₁ (mm)	42
Diâmetro interno do tubo absorvedor	D ₂ (mm)	39
Material tubo absorvedor	Cobre recoberto de tinta fosca preta	
Absortividade	%	97
Emissividade	%	90

Fonte: Adaptado de FIAMONZINI, ANDO JUNIOR e RIVAS, no prelo, 2022.

Os ensaios foram realizados na cidade de Foz do Iguaçu no dia 06/08/2021 entre as 9h30 e 13h, temperatura ambiente média de 25°C, usando a radiação solar direta de 850 W/m², usando água deionizado como fluido de trabalho.

O coletor está alinhado na direção do eixo norte-sul, nas coordenadas S 25.43816, O 54.59679. As condições de contorno – vazão, velocidade do fluido, temperatura de entrada – foram estabelecidas a partir dos dados experimentais, conforme Tabela 16, e os parâmetros de comparação estabelecidos são a temperatura de saída e o incremento de temperatura.

Na Tabela 16 também são apresentados os resultados obtidos, na simulação computacional. Temperaturas de saída superiores às obtidas no protótipo experimental foram alcançadas, sendo a maior 1,93% superior às 9h43min57s. Também é perceptível que os resultados mais aproximados se dão quando os incrementos de temperatura são menores:

Tabela 16 – Comparação de resultados entre Protótipo experimental vs. CFD

Hora	Protótipo experimental						CFD		
	Vazão [kg/s]	Vel. do fluido [m/s]	Temp.de entrada [°C]	Temp.de saída [°C]	ΔT [°C]	η [%]	Temp.de saída [°C]	ΔT [°C]	η [%]
09:43:57	0,82	0,0113000	38,55	49,20	10,70	36,56	50,17	11,62	39,89
10:12:22	1,37	0,0188000	49,50	56,75	7,25	41,58	57,10	7,60	43,58
11:20:08	1,20	0,0164600	64,50	73,00	8,50	42,7	73,17	8,67	43,55
12:02:13	1,12	0,0153456	69,50	78,35	8,85	41,49	78,81	9,31	43,65
12:09:31	1,07	0,0146490	69,75	80,25	10,50	47,03	81,09	11,34	50,79
12:52:08	1,40	0,0191139	73,00	80,70	7,70	45,13	80,87	7,87	46,12

Fonte: Dos Autores e adaptado de FIAMONZINI, ANDO JUNIOR e RIVAS, no prelo, 2022.

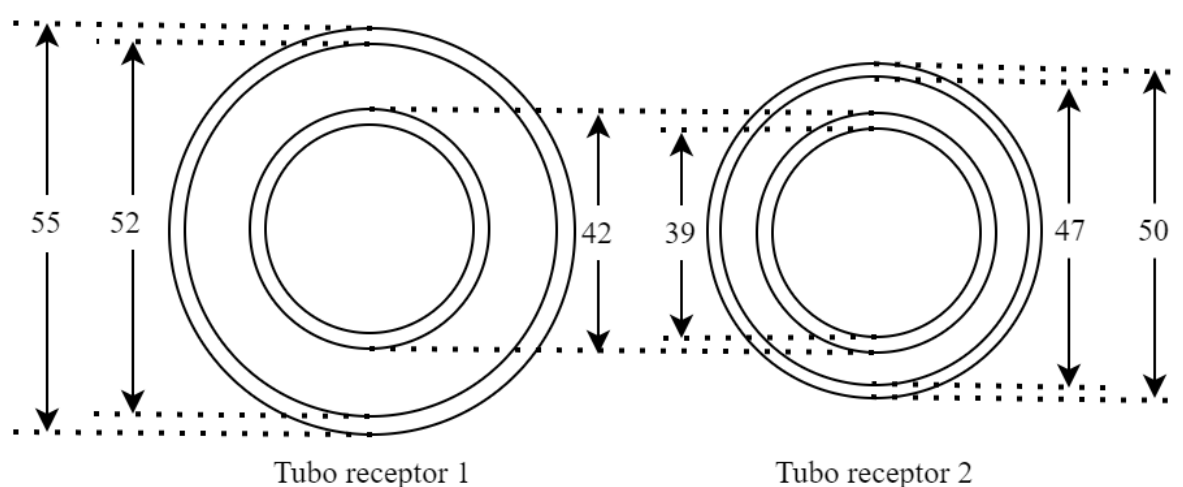
Como pode-se observar, a eficiência térmica do PTC experimental é inferior à eficiência térmica do PTC numérico calculada mediante a Equação 3.15. Isso pode ser justificado pelo fato de se tratar de um PTC experimental de baixo custo, no qual as perdas térmicas são superiores, principalmente por convecção, que está diretamente relacionada às condições ambientais, especialmente pela ausência de quantificação de dados reais de radiação solar direta. Pequenas discrepâncias entre o modelo projetado e construção do modelo experimental também influenciam nas perdas térmicas e, porém, a eficiência térmica em relação ao modelo CFD, onde considerasse os materiais construtivos, o desempenho termo físico, e as condições ambientais com suas propriedades ideais.

O desempenho do PTC analisado pode ser melhorado com a diminuição das perdas de calor, para isso, uma das medidas mais comuns para

alcançar esses objetivos é a inclusão de um tubo de vidro ao redor do tubo absorvedor, criando assim um espaço de vácuo entre os dois tubos (SOLÉ, 2010). O nível de vácuo determina as perdas de calor e têm uma influência importante sobre a eficiência térmica do PTC.

Para fins de projeto e análise da influência do tubo de vidro e o espaço de vácuo, foram analisados dois tubos de vidro de diferentes diâmetros conforme a Figura 30, mantendo o diâmetro do tubo absorvedor constante:

Figura 30 – Diâmetros dos tubos receptores (mm)



Fonte: Dos Autores.

As simulações foram realizadas sob as mesmas condições da Tabela 16, assim, conseguiu-se comparar o desempenho do PTC com as modificações introduzidas, cujos resultados são apresentados na Tabela 17:

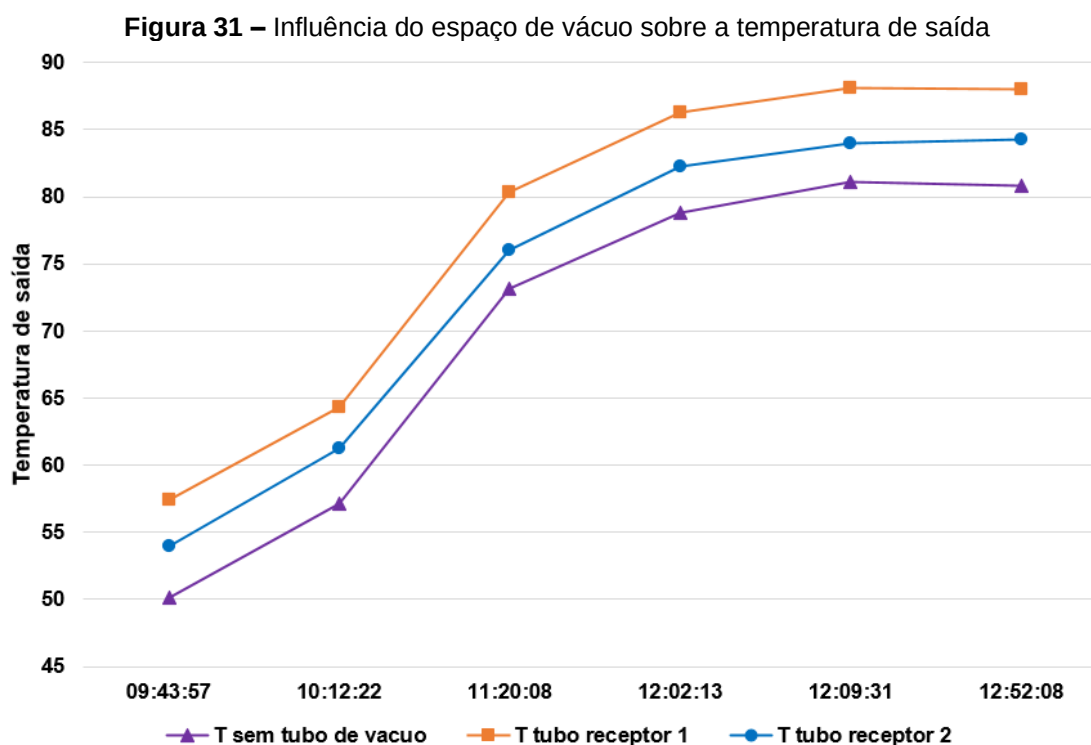
Tabela 17 – Comparação de resultados da eficiência e temperatura

Hora	Tubo receptor 1		Tubo receptor 2	
	Temp.de saída [°C]	η [%]	Temp.de saída [°C]	η [%]
09:43:57	57,42	61,82	53,98	50,85
10:12:22	64,34	64,23	61,24	53,21
11:20:08	80,37	64,85	76,01	54,28
12:02:13	86,26	64,52	82,23	55,01
12:09:31	88,1	70,10	83,99	61,05
12:52:08	87,97	65,21	84,23	57,14

Fonte: Dos Autores.

Nota-se que as temperaturas de saída para os diferentes diâmetros

aumentam com o aumento do diâmetro do tubo de vidro e, porém, do espaço de vácuo, conforme Figura 31. As temperaturas de saída obtidas para o tubo receptor 1 atingiram valores entre 7,96 e 12,63 % superiores ao caso sem tubo de vácuo, e as temperaturas de saída para o tubo receptor 2 estão entre 4,25 e 6,16 % ao caso sem tubo de vácuo. Assim, percebe-se que quanto maior o espaço de vácuo, maiores as temperaturas de saída do HTF:



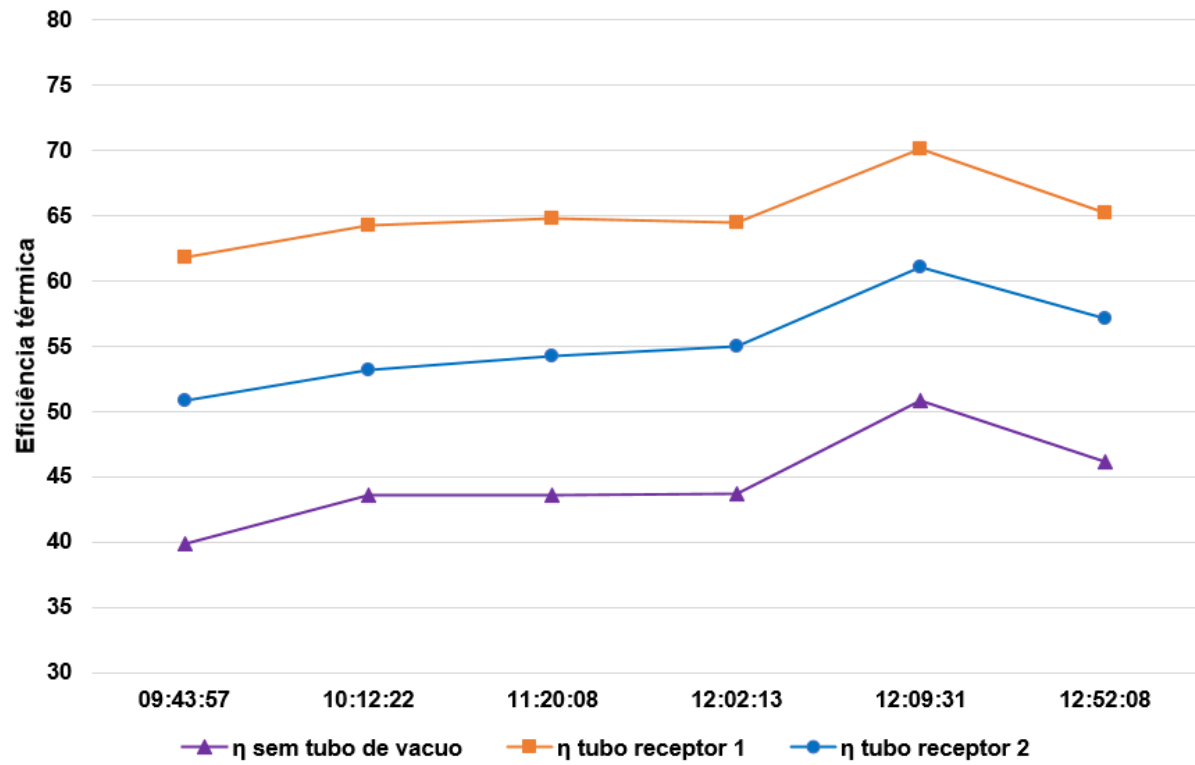
Fonte: Dos Autores.

Os resultados alcançados para a eficiência térmica confirmam os resultados obtidos para a temperatura de saída. O aumento do diâmetro do tubo de vidro provoca o aumento da eficiência térmica do PTC. Segundo Ghomrassi, Mhiri e Bournot (2015), esse aumento na eficiência é provocado pelo aumento do fator de remoção de calor do coletor e a diminuição das perdas de calor por convecção, que são praticamente nulas pela presença do espaço de vácuo. Neste caso de estudo, as porcentagens de redução das perdas de calor atingiram 25,11% e 11,37% para o tubo receptor 1 e tubo receptor 2 respectivamente, em relação ao tubo não evacuado.

Como pode-se observar na Tabela 17 e na Figura 32, a eficiência térmica do tubo receptor 1 de diâmetro interno de 52 mm é entre 12,38 e 17,75 %

superior ao tubo receptor 2 de diâmetro interno 47 mm, e 27,55 e 35,47 % em relação aos casos sem tubo de vidro:

Figura 32 – Influência do espaço de vácuo sobre a eficiência térmica



Fonte: Dos Autores.

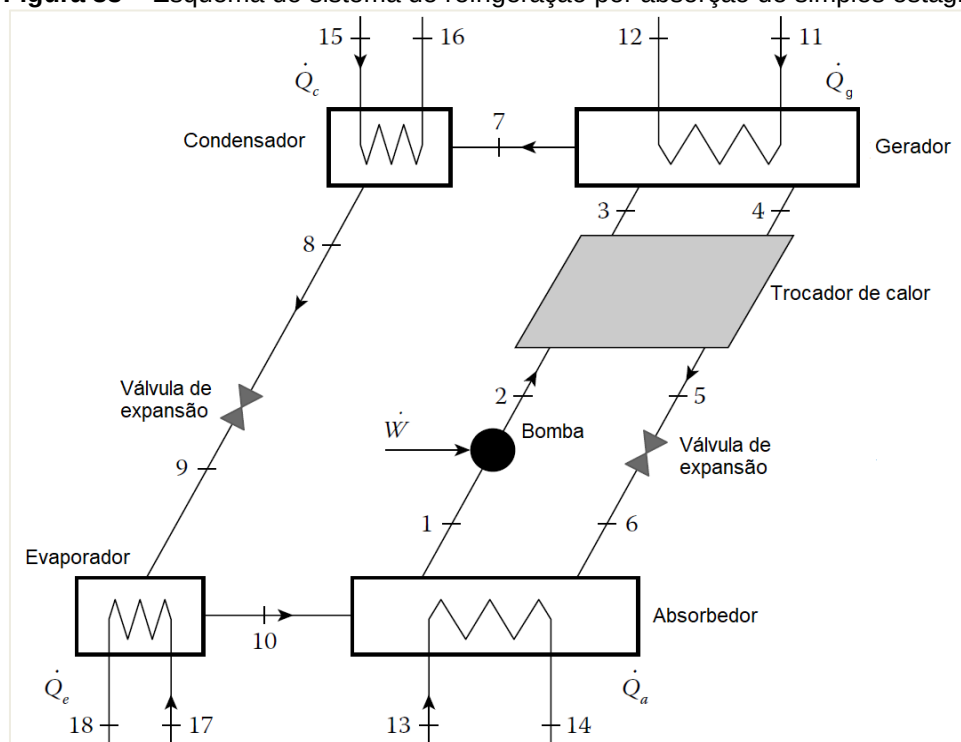
4. CICLO DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO

Neste capítulo realizou-se a descrição do sistema de refrigeração por absorção, assim como, a formulação matemática, as funções termodinâmicas e os dados empíricos conhecidos da literatura que foram usados para determinar as propriedades do sistema. Também é apresentada a metodologia utilizada para calcular a quantidade de calor que o sistema consegue retirar do ambiente e finalmente seu rendimento.

4.1. SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO

O ciclo estudado é uma adaptação do sistema proposto por Herold, Radermacher e Klein (2016), em regime estacionário e baseado nas relações termodinâmicas a partir dos balanços de massa e energia em cada componente, focando na análise do ciclo interno de simples efeito e do seu desempenho nas condições propostas. O fluido de trabalho usado no sistema de refrigeração é uma solução aquosa de brometo de lítio $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$, muito comum para este tipo de sistema de climatização, por apresentar melhor desempenho do que o fluido $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ (MENNA, 2008). O esquema é apresentado na Figura 33:

Figura 33 – Esquema do sistema de refrigeração por absorção de simples estágio



Fonte: Dos Autores.

onde os componentes principais estão rotulados e a cada linha de conexão é atribuído um número que representa um ponto de estado. O esquema também mostra quatro taxas de transferência de calor, sendo: no condensador $\dot{Q}_c$, no gerador $\dot{Q}_g$, no evaporador $\dot{Q}_e$, no absorvedor $\dot{Q}_a$ e a potência da bomba $\dot{W}$.

4.1.1. Hipóteses

Para simplificar a análise do ciclo, foram propostas as seguintes hipóteses:

- O sistema opera em condições de regime permanente;
- O sistema funciona com duas pressões de trabalho;
- As variações de energia cinética e potencial, produzidas pelas perdas de carga nas tubulações, foram desprezadas;
- As perdas de carga provocadas pelo atrito nos trocadores de calor e tubulações foram desprezadas;
- As perdas de calor entre as tubulações e a vizinhança não foram consideradas (sem dissipação térmica).
- As válvulas de expansão foram consideradas isentálpicas;
- A bomba foi considerada isentrópica.

O ciclo tem variações na concentração do fluido de trabalho, assim, cada estado termodinâmico e as hipóteses aplicadas para a resolução do ciclo são apresentadas no Quadro 2 a seguir:

Quadro 2 – Estado termodinâmico e hipóteses aplicadas

Ponto	Estado	Hipóteses
1	Solução líquido saturado	Título do vapor 0
2	Solução líquido comprimido	Calculado a partir do modelo de bomba isentrópica
3	Solução líquido comprimido	Calculado a partir do modelo de trocador de calor da solução
4	Solução líquido saturado	Título de vapor 0
5	Solução líquido comprimido	Calculado a partir do modelo de trocador de calor da solução
6	Mistura líquido vapor	Evaporação à medida que o líquido comprimido passa pela válvula de expansão
7	Vapor de água superaquecido	Sem presença de LiBr
8	Água saturada	Título de vapor 0
9	Mistura líquido vapor	Evaporação à medida que a água saturada passa pela válvula de expansão
10	Vapor de água saturada	Título de vapor 1

Fonte: Dos Autores.

4.1.2. Análise termodinâmica

A partir das hipóteses apresentadas e os estados estabelecidos para cada ponto, foram aplicados princípios termodinâmicos e os princípios de conservação de massa e energia, para cada componente, cujas principais equações são:

Conservação de massa

$$\sum \dot{m}_s = \sum \dot{m}_e \quad (4.1)$$

Concentração de substâncias

$$\sum \dot{m}_s x_s = \sum \dot{m}_e x_e \quad (4.2)$$

Conservação de energia

$$\sum \dot{Q}_s \dot{W} = \sum \dot{m}_s h_s - \sum \dot{m}_e h_e \quad (4.3)$$

onde $\dot{m}$ representa vazão mássica, $\dot{Q}$ taxa de transferência de calor, x razão mássica, $\dot{W}$ trabalho realizado, h entalpia e os subscritos: “e” entrada e “s” saída.

Cada componente do sistema de refrigeração por absorção de efeito simples Figura 16, foi considerado como um volume de controle, realizando assim, o balanço de massa e energia, o resumo é apresentado a continuação.

Bomba de solução:

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_1 \quad (4.4)$$

$$x_2 = x_1 \quad (4.5)$$

$$\dot{W} = \dot{m}_1 (h_2 - h_1) \quad (4.6)$$

Trocador de calor:

$$\begin{aligned}
 \dot{m}_3 &= \dot{m}_2 \\
 x_3 &= x_2 \\
 \dot{m}_5 &= \dot{m}_4 \\
 x_5 &= x_4
 \end{aligned}
 \tag{4.7}$$

Válvula de expansão da solução:

$$\dot{m}_6 = \dot{m}_5 \tag{4.8}$$

$$x_6 = x_5 \tag{4.9}$$

$$h_6 = h_5 \tag{4.10}$$

Gerador:

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_4 + \dot{m}_7 \tag{4.11}$$

$$\dot{m}_3 \cdot x_3 = \dot{m}_4 \cdot x_4 \tag{4.12}$$

$$h_3 \cdot \dot{m}_3 - h_4 \cdot \dot{m}_4 - h_7 \cdot \dot{m}_7 + \dot{Q}_g = 0 \tag{4.13}$$

$$\dot{Q}_g = \dot{m}_{11}(h_{11} - h_{12})$$

Condensador:

$$\dot{m}_8 = \dot{m}_7 \tag{4.14}$$

$$x_8 = x_7 \tag{4.15}$$

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_7(h_7 - h_8) \tag{4.16}$$

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_{15}(h_{16} - h_{15})$$

Válvula de expansão do refrigerante:

$$\dot{m}_9 = \dot{m}_8 \tag{4.17}$$

$$x_9 = x_8 \tag{4.18}$$

$$h_9 = h_8 \tag{4.19}$$

Evaporador:

$$\dot{m}_{10} = \dot{m}_9 \tag{4.20}$$

$$x_{10} = x_9 \quad (4.21)$$

$$\dot{Q}_e = \dot{m}_9(h_{10} - h_9) \quad (4.22)$$

$$\dot{Q}_e = \dot{m}_{17}(h_{17} - h_{18})$$

Absorvedor:

$$\dot{m}_{10} \cdot h_{10} + \dot{m}_6 \cdot h_6 - \dot{m}_1 \cdot h_1 - \dot{Q}_a = 0 \quad (4.23)$$

$$\dot{Q}_a = \dot{m}_{13}(h_{14} - h_{13}) \quad (4.24)$$

O indicador mais importante para determinar a eficiência de um ciclo de absorção é o COP, que é definida como a razão entre a capacidade de refrigeração e a energia calorífica que entra no sistema:

$$COP = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{W} + \dot{Q}_g} \approx \frac{\dot{Q}_e}{\dot{Q}_g} \quad (4.25)$$

4.1.3. Parâmetros de entrada

Os parâmetros de entrada do sistema foram obtidos de Herold, Radermacher e Klein (2016). Esses valores são mostrados na Tabela 18:

Tabela 18 – Parâmetros de entrada do ciclo de refrigeração por absorção

Coeficiente global de transferência de calor no absorvedor	UA _a	1,8 (kW/K)
Coeficiente global de transferência de calor no condensador	UA _c	1,2 (kW/K)
Coeficiente global de transferência de calor no gerador	UA _g	1 (kW/K)
Coeficiente global de transferência de calor do evaporador	UA _e	2,25 (kW/K)
Eficiência do trocador de calor	Eff _{HX}	0,64
Vazão mássica através da bomba	$\dot{m}_1$	0,05 (kg/s)
Temperatura no estado 11	T ₁₁	100 (°C)
Fluxo de massa no estado 11	$\dot{m}_{11}$	1 (kg/s)
Temperatura no estado 13	T ₁₃	25 (°C)
Fluxo de massa no estado 13	$\dot{m}_{13}$	0,28 (kg/s)
Temperatura no estado 15	T ₁₅	25 (°C)
Fluxo de massa no estado 15	$\dot{m}_{15}$	0,27 (kg/s)
Temperatura no estado 17	T ₁₇	10 (°C)
Fluxo de massa no estado 17	$\dot{m}_{17}$	0,4 (kg/s)
Título na saída do condensador	Q ₈	0
Título na saída do evaporador	Q ₁₀	1
Título bomba de entrada de líquido saturado	Q ₁	0
Título líquido saturado saindo do gerador	Q ₄	0

Fonte: Adaptado de HEROLD, RADERMACHER e KLEIN (2016).

4.1.4. Adaptação do software

O código para a modelagem do ciclo de refrigeração por absorção foi implementado no software EES. A biblioteca utilizada para a mistura aquosa brometo de lítio, foi a LiBrSSC, eficaz para as temperaturas entre 0 e 227 °C. As propriedades termodinâmicas da água foram obtidas a partir da biblioteca Steam_IAPWS, que possui alta precisão para representar as propriedades da água comum para uso geral e científico, esta correlação fornece resultados precisos para temperaturas entre 0 e 1000 °C (F-CHART, 2018).

No caso dos trocadores de calor, foi empregada a diferença de temperatura média logarítmica LMTD, que é usada para determinar a força motriz da temperatura para a transferência de calor em sistemas de fluxo. Assim, a função *Function* LMTD (T1; T2; T3; T4) foi definida no software EES mediante a rotina, a seguir:

```

dTa := T1 - T2
dTb := T3 - T4
if (dTa = dTb) Then
    LTMD := dTa
Else
    if ((dTa < 0) or (dTb < 0)) Then
        LTMD := 0
    Else
        LTMD :=  $\frac{dT_a - dT_b}{\ln \left[ \frac{dT_a}{dT_b} \right]}$ 
    EndIf
End LMTD

```

Os processos de calor e massa acoplados nos quatro extremos do ciclo foram calculados a partir da Equação 4.26, que representa o produto entre a diferença de temperatura média logarítmica e o coeficiente global de transferência

de calor UA.

$$\dot{Q}_i = LMTD_i \cdot UA_i \quad (4.26)$$

4.1.5. Validação do modelo

Os resultados obtidos pela simulação no EES foram verificados comparando-os com os resultados experimentais apresentados por Herold, Radermacher e Klein (2016) na Tabela 19:

Tabela 19 – Comparação de resultados de transferência de calor e COP

	Herold <i>et al.</i> (2016)	Presente (EES)	Erro (%)
Q_a (kW)	14,09	14,03	0,43
Q_c (kW)	11,31	11,25	0,53
Q_g (kW)	14,73	14,66	0,48
Q_e (kW)	10,67	10,61	0,56
$\dot{W}_{bomba}$ (W)	0,205	0,207	0,02
COP	0,724	0,724	0,0

Fonte: Adaptado de HEROLD, RADERMACHER e KLEIN (2016).

Como percebe-se ao observar os resultados obtidos, mesmo com rotinas computacionais diferentes, o erro máximo é de 0,56%. Os valores para as taxas de transferência de calor e trabalho da bomba são praticamente os mesmos e no caso do COP não teve diferença nenhuma. Assim, deduzimos que a rotina de cálculo é correta e confiável para prosseguir com a modelagem do sistema geral.

A potência da bomba de circulação é muito baixa em relação a potência dos outros componentes, por isso, em algumas abordagens é desconsiderada. Essa potência poderia ser mais elevada caso fossem consideradas as variações de energia cinética e potencial, mesmo assim o trabalho da bomba permaneceria irrelevante dentro do sistema.

4.2. ANÁLISE DOS RESULTADOS PARA O SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO DE EFEITO SIMPLES

O modelo validado na seção anterior, foi considerado como o modelo base a ser abastecido pelo campo solar. Na Tabela 20 apresentam-se os resultados

obtidos para as propriedades termodinâmicas em cada ponto definido:

Tabela 20 – Valores obtidos para os estados do ciclo de refrigeração

Ponto	$\dot{m}_i$ [kg/s]	h_i [kJ/kg]	P_i [kPa]	T_i [°C]	x_i
1	0,050	87,58	0,678	32,7075	0,5645
2	0,050	87,59	7,475	32,7096	0,5645
3	0,050	149,82	7,475	63,6507	0,5645
4	0,04545	223,03	7,475	89,3892	0,6209
5	0,04545	154,57	7,475	53,1142	0,6209
6	0,04545	154,57	0,678	44,8620	0,6209
7	0,004546	2643,84	7,475	76,8837	0
8	0,004546	168,49	7,475	40,2279	0
9	0,004546	168,49	0,678	1,4405	0
10	0,004546	2503,55	0,678	1,4405	0
11	1,00	419,17		100,0000	
12		404,50		96,5219	
13	0,28	104,83		25,0000	
14		154,93		36,9835	
15	0,27	104,83		25,0000	
16		146,50		34,9686	
17	0,4	42,02		10,0000	
18		15,49		3,6846	

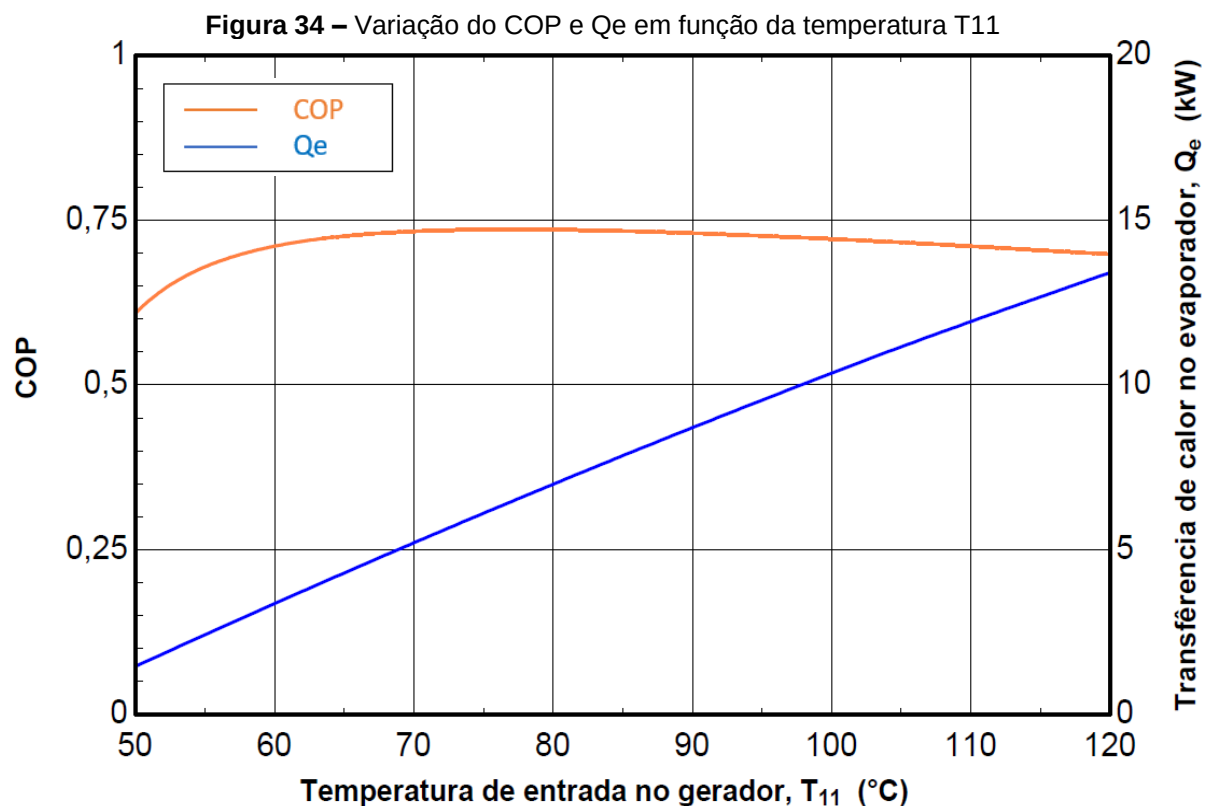
Fonte: Dos Autores.

A pressão mais alta de um sistema de absorção de efeito simples usando H₂O/LiBr como fluido de trabalho é tipicamente menor do que 10 KPa, para garantir que a máquina opere bem abaixo de uma atmosfera de pressão e assim evitar vazamentos de ar e minimizar quedas de pressão viscosas (FERREIRA; MATOS, 2018). Como podemos ver na Tabela 20, as pressões de operação do sistema adotado, não ultrapassam o citado limite, e opera em duas pressões: $P_{alta}=7,475$ KPa e $P_{baixa}=0,678$ KPa.

As características de dependência do modelo foram analisadas, dado que, se um dado de entrada é alterado, todo o ciclo é impactado até uma nova condição de equilíbrio ser atingido (HEROLD; RADERMACHER; KLEIN, 2016). Assim, realizou-se uma análise de sensibilidade dos processos termodinâmicos ocasionados pela incidência da energia térmica no gerador, através de tabelas

paramétricas no software EES, que permitem identificar restrições do projeto e faixas de parâmetros (F-CHART, 2018).

Na Figura 34, vemos a influência da variação da temperatura de entrada no gerador T_{11} sobre COP e na transferência de calor no evaporador Q_e . O COP varia de 0,609 a 50 °C e alcança o ponto máximo de 0,736 aproximadamente aos 77 °C, a partir dos 105 °C observa-se que o COP cai ligeiramente, tendendo a permanecer constante. Os valores alcançados pelo COP estão em concordância com os valores encontrados na literatura para uma aplicação de efeito simples.



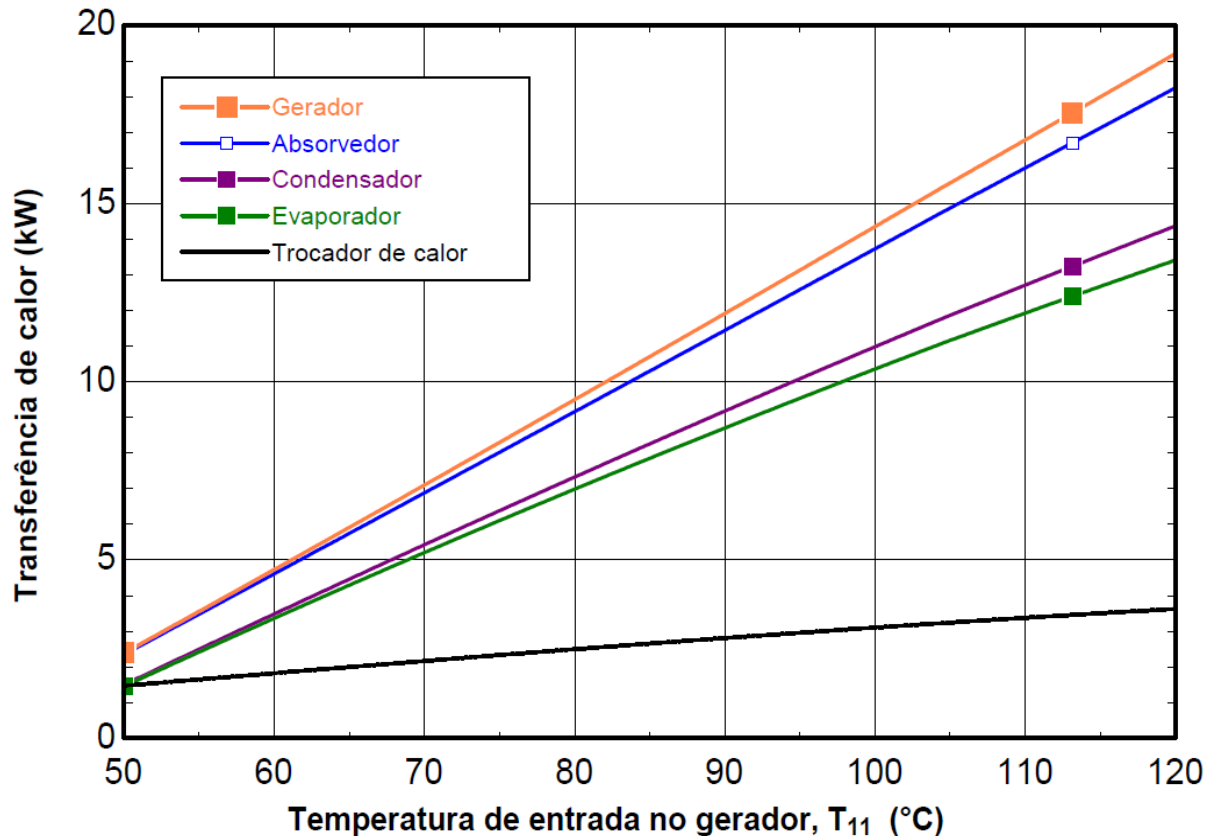
Fonte: Dos Autores

Também é possível observar um aumento praticamente linear na transferência de calor no evaporador, que varia desde 1,476 kW a 50 °C até 13,41 kW a 120 °C. A faixa de temperatura foi escolhida porque abrange o alcance prático de uma aplicação de efeito simples. Além disso, um grande aumento de temperatura no gerador é inviável porque aumentaria a concentração de LiBr, o que poderia provocar cristalização (NETO; RIBEIRO; GASPAR, 2016).

O fato de o COP apresentar um máximo indica que existem várias mudanças ocorrendo à medida que a temperatura T_{11} aumenta. O gráfico de

capacidade de transferência de calor ajuda a explicar um dos efeitos primários. À medida que a temperatura de entrada no gerador aumenta, a transferência de calor também aumenta. Este aumento de carga aparece em todos os trocadores de calor no sistema, como mostrado na Figura 35. O aumento da carga resulta em maior irreversibilidade da transferência de calor nos trocadores:

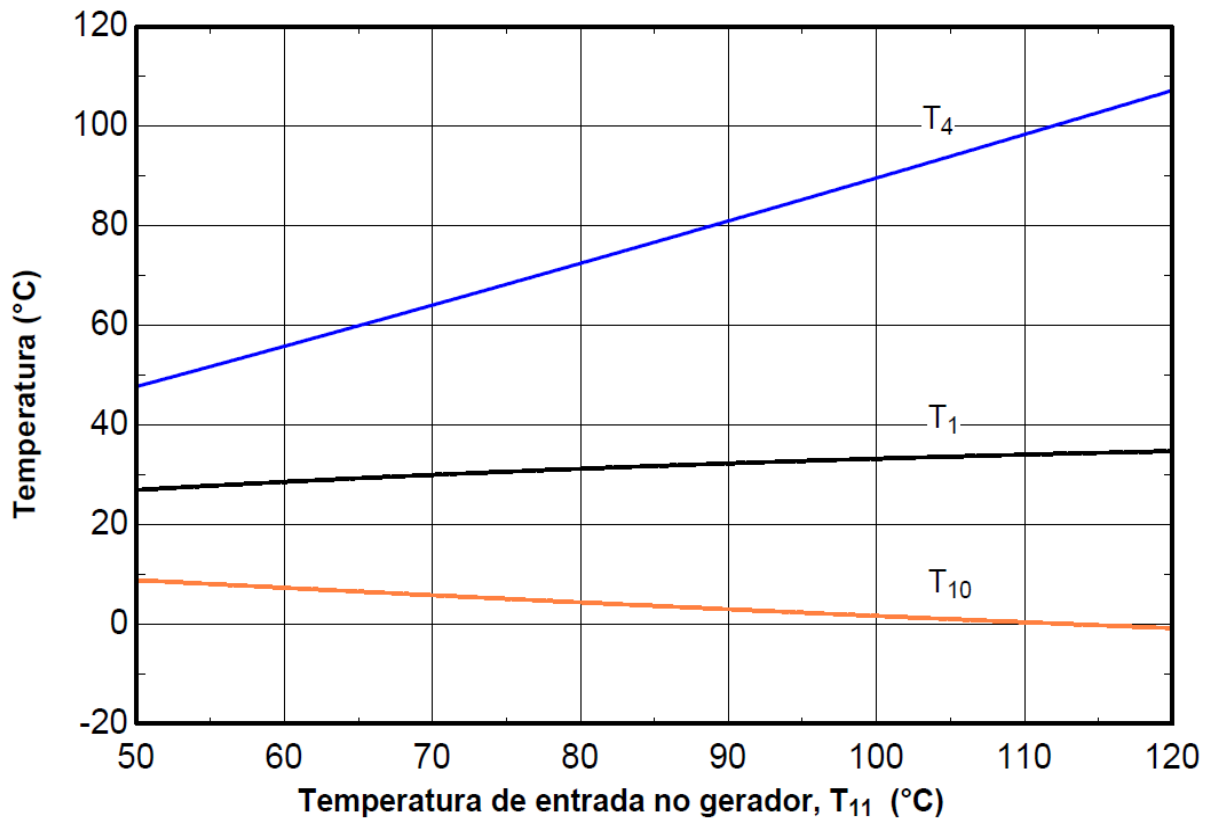
Figura 35 – Variação das taxas de calor nos componentes em função da temperatura T_{11}



Fonte: Dos Autores

Um sistema de absorção é fundamentalmente uma máquina de três temperaturas. O desempenho destes dispositivos pode ser compreendido examinando as mudanças das temperaturas em cada um dos três níveis (HEROLD; RADERMACHER; KLEIN, 2016). A Figura 36 mostra o gráfico das temperaturas: à saída do absorvedor T_1 , saída do gerador T_4 e saída do evaporador T_{10} , versus a temperatura de entrada do fluxo de aquecimento no gerador T_{11} . Observa-se que as temperaturas do ciclo interno seguem diferentes tendências. A T_1 de rejeição de calor permanece quase constante, a temperatura de saída do gerador T_4 aumenta com o incremento de T_{11} , e a temperatura do evaporador T_{10} diminui:

Figura 36 – Variação das temperaturas de entrada dos componentes em função da T_{11}

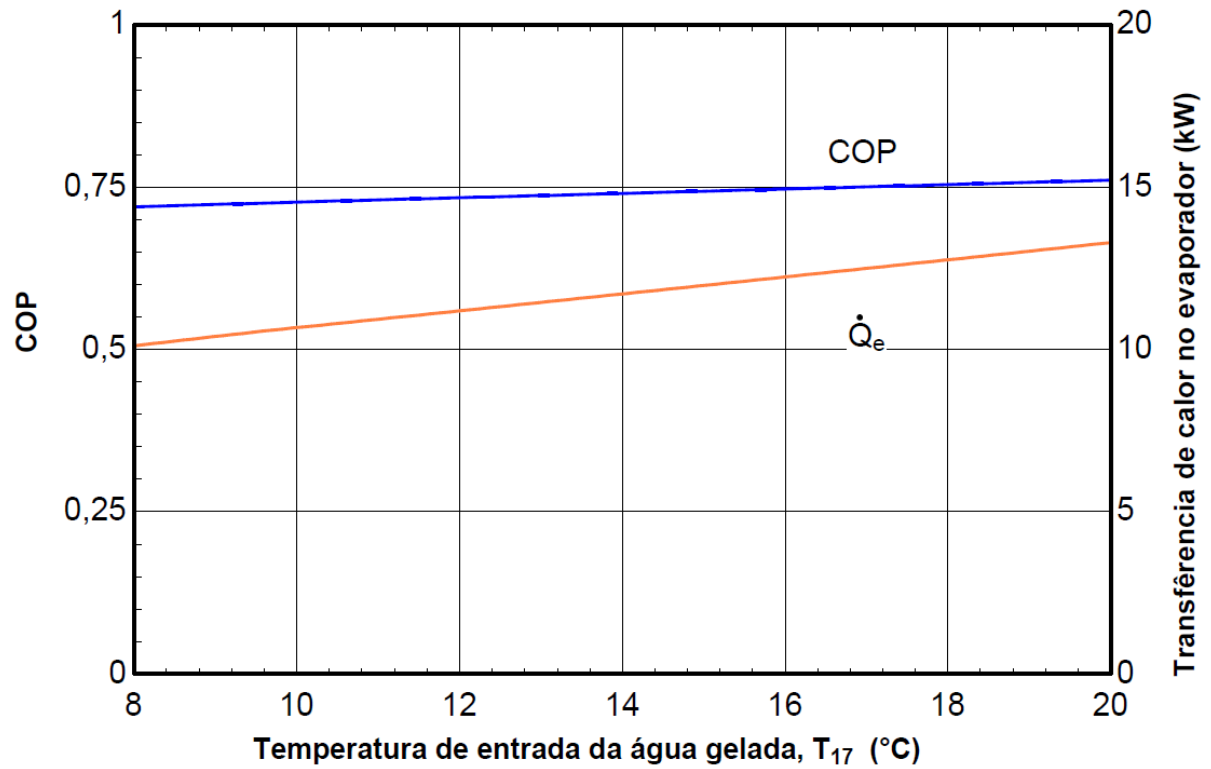


Fonte: Dos Autores

As tendências resultam das restrições impostas pelas propriedades do fluido de trabalho. Seria esperado que o COP aumente com o aumento da temperatura de entrada no gerador, mas observa-se que diminui com a diminuição de T_{10} do evaporador. Neste caso, as tendências de temperatura causam um aumento do COP até certo valor de temperatura de entrada (aproximadamente 100 - 105 °C), mas como as funções dos trocadores de calor aumentam, as irreversibilidades da transferência de calor acabam por sobrecarregar o efeito e fazer com que o COP diminua ligeiramente.

O efeito da variação da temperatura da água gelada de entrada no evaporador T_{17} é mostrado na Figura 37. Neste caso, a variação de COP é baixa, mas a capacidade térmica do evaporador aumenta quase proporcionalmente na faixa de temperatura de entrada considerada. Segundo Herold, Radermacher e Klein (2016) este quesito depende de uma análise de caso, porque diferentes modelos de trocadores de calor, área de contato com o fluido de trabalho, alteram suas capacidades térmicas, podendo ocasionar variação sensível no COP.

Figura 37– Variação do COP e $\dot{Q}_e$ em função da temperatura T_{17}



Fonte: Dos Autores.

5. VIABILIDADE TÉCNICA DA APLICAÇÃO DO PTC EM REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO NO BRASIL

O Brasil é o país com maior área territorial da América do Sul e o quinto maior do mundo. Dividido em cinco regiões (Norte, Centro-Oeste, Nordeste, Sudeste, Sul), é cortado pelas linhas do Equador e pelo Trópico de Capricórnio, possui assim, grandes diferenças climáticas, culturais, sociais e econômicas.

O território brasileiro tem altos índices de radiação solar e na região Nordeste a média de irradiação solar é de aproximadamente $6,6 \frac{kWh}{m^2 dia}$ com pouca variação durante o ano inteiro e muitas horas de sol. Em áreas semitemperadas como na região Sul, valores mais baixos são obtidos durante as estações de primavera e verão com maior variação nos valores de irradiação durante outono e inverno, não obstante, também tem um grande potencial para aplicações de energia solar (PEREIRA et al., 2017).

Até agora, neste trabalho, foram simulados numericamente dois modelos PTCs e o sistema de refrigeração por absorção, validados com trabalhos consolidados disponíveis na literatura, baixo condições de contorno e simplificações padronizadas. Subsequentemente, usando o protótipo experimental sem tubo de vácuo e o PTC modificado (tubo receptor 1) apresentado no Capítulo 3, construído e testado na cidade de Foz do Iguaçu; e o código validado para refrigeração por absorção no Capítulo 4, procedeu-se a estudar possíveis aplicações do PTC para refrigeração por absorção no Brasil.

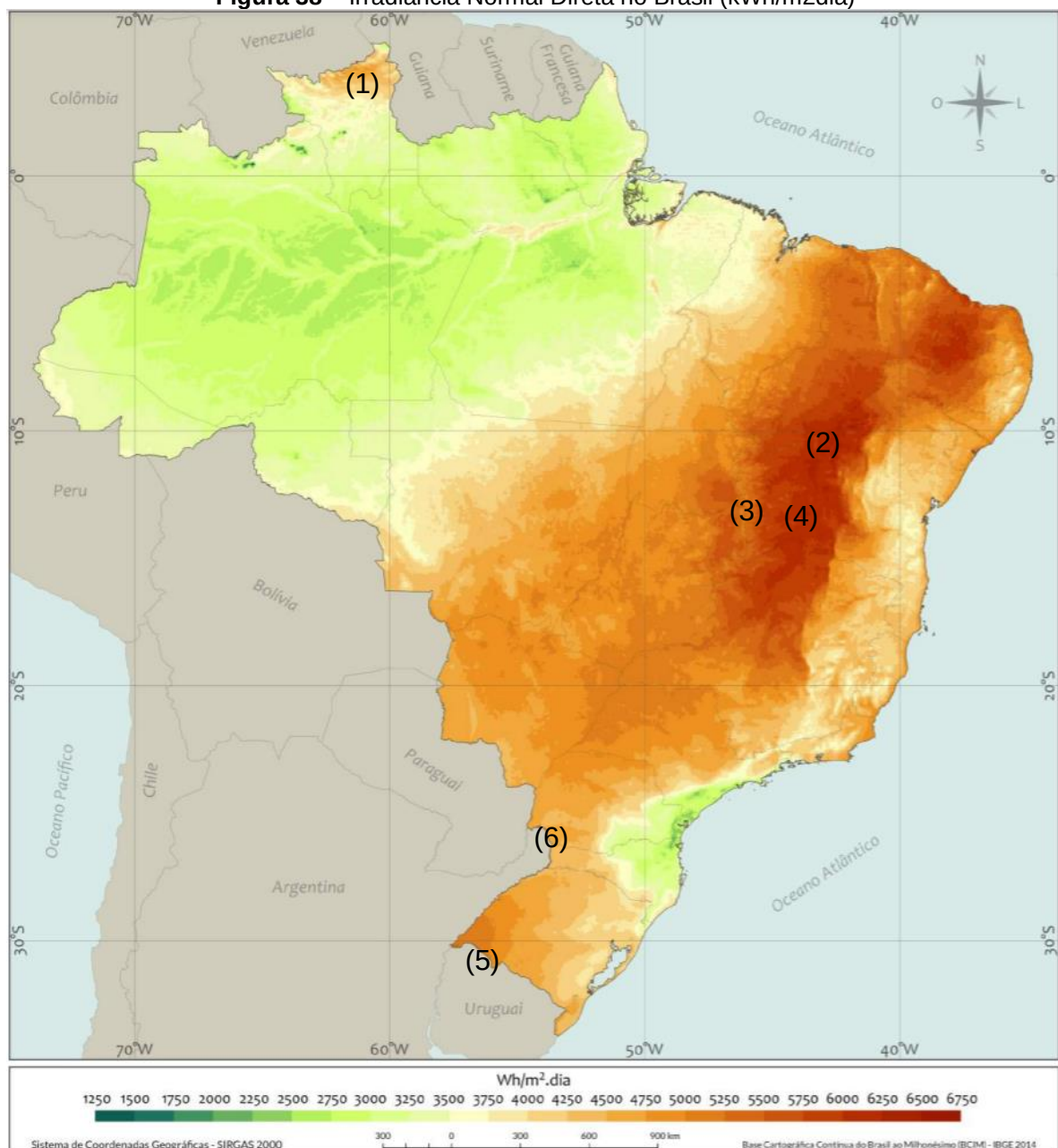
5.1. DEFINIÇÃO DOS LOCAIS DE ESTUDO

O sistema de campo solar para refrigeração por absorção foi avaliado nas cinco regiões do Brasil, para conseguir realizar um estudo mais abrangente e analisar a gama do recurso solar disponível no país. O critério adotado para seleção das localidades foi o maior índice de irradiação solar direta (DNI), sendo escolhida uma localidade por região, porém na região Sul também foi estudada a cidade de Foz do Iguaçu.

Os dados foram coletados da plataforma do Laboratório de Modelagem e Estudos de Recursos Renováveis de Energia (LABREN), uma das divisões do Instituto Nacional de Pesquisas Espaciais (INPE). O site da LABREN,

por meio da rede SONDA apresenta dados coletados por estações solarimétricas medindo radiação solar incidente global, difusa, direta normal, PAR, iluminância, espectrofotometria solar e dados meteorológicos complementares, como também torres anemométricas com 50 metros de altura, dotadas de anemômetros e termômetros a duas alturas, 25 e 50 metros. As estações SONDA estão localizadas nas principais macrorregiões climáticas do Brasil (INPE, 2019). Assim, foi possível obter os dados precisos para cada local selecionado. A Figura 38 mostra o mapa de irradiância normal direta do Brasil:

Figura 38 – Irradiância Normal Direta no Brasil (kWh/m²dia)



Fonte: Pereira *et al.* (2017).

A partir das médias anuais de DNI disponíveis no site da LABREN, foram selecionados os locais de estudo (Figura 38), a Tabela 21 apresenta uma visão geral com valores de média anual DNI ($\text{Wh/m}^2\text{dia}$) e média de insolação diária (horas), a partir dos quais foi possível calcular a média anual DNI (W/m^2):

Tabela 21 – Parâmetros geométricos do PTC

Região		Local	Longitude	Latitude	Média anual DNI [$\text{Wh/m}^2\text{dia}$]	Média de Insolação diária [h]	Média anual DNI [W/m^2]
Norte	(1)	Amajari (RO)	-61,349	4,1995	4818	7	688,29
Nordeste	(2)	Santo Sé (BA)	-41,849	-9,8005	6465	7	923,57
Centro-oeste	(3)	Alvorada do Norte (GO)	-46,649	-14,6005	5696	6	949,33
Sudeste	(4)	Manga (MG)	-43,849	-14,4005	6246	7	892,29
Sul	(5)	Barra do Quaraí (RS)	-57,549	-30,2048	5297	6	882,83
	(6)	Foz do Iguaçu (PR)	-54,549	-25,5005	4642	6	773,67

Fonte: INPE, 2019; Pereira *et al.*, 2017.

5.2. DADOS USADOS NAS SIMULAÇÕES

Todos os dados usados aplicados nas simulações são valores reais médios de cada local obtidos com medições de alta resolução, a fim de retratar o potencial médio anual de cada localização e analisar as respectivas aplicabilidades do PTC em sistemas de refrigeração por absorção.

Para realizar as simulações, a temperatura da água que entra no coletor é a mesma que a temperatura ambiente do local em todos os casos. Na Tabela 22 apresentam-se as condições de contorno e as médias anuais de temperatura ambiente, que foram obtidas de médias climatológicas calculadas a partir de uma série de dados de 30 anos observados, disponíveis no site da *WeatherSpark* (2018). O ângulo de inclinação, que fornece o maior valor médio anual de irradiação solar, foi calculado usando o software *SunData v3.0* da CRESESB, utilizando a localização geográfica das localidades:

Tabela 22 – Dados de irradiação solar direta.

Localidade	DNI (W/m ²)	Inclinação (Φ)	T _{amb} (°C)
Amajari (RO)	688,29	3,65	24,83
Santo Sé (BA)	923,57	9,74	26,17
Alvorada do Norte (GO)	949,33	14,48	25,08
Manga (MG)	892,29	14,76	26,25
Barra do Quaraí (RS)	882,83	30,00	19,92
Foz do Iguaçu (PR)	773,67	25,50	22,40

Fonte: INPE, 2019; Pereira *et al.*, 2017.

No caso deste estudo, a irradiação solar sobre os coletores solares é considerada constante, uma vez que foi demonstrado na validação do PTC que os resultados ficam dentro da margem de erro com a aplicação dessa simplificação.

Embora tenha sido aplicada a simplificação de DNI constante sob os PTC, a radiação solar é uma fonte de energia variável, porém é evidente que a energia térmica fornecida por um campo solar também não será constante. O campo solar produz a potência térmica nominal quando as condições de trabalho e os parâmetros são os mesmos assumidos no ponto de projeto. O coletor ou conjunto de coletores solares tem que fornecer uma quantidade de energia constante, para garantir que o sistema de refrigeração retire sempre uma quantidade de calor constante do ambiente a ser refrigerado.

Uma das alternativas para manter a quantidade de calor fornecido pelo campo solar, é fixar a temperatura de saída, assim, a vazão do fluido de trabalho nos coletores solares irá variar para garantir a temperatura fixada (SOLÉ, 2010). Logo, nos horários em que a vazão for maior à necessária, o excedente pode ser armazenado num tanque de armazenamento de calor sensível, para fornecê-lo quando a vazão for insuficiente.

Da Tabela 19, verificou-se que o evaporador absorve 10,67 kW a partir de 14,73 kW absorvidos pelo gerador a partir do conjunto PTC. E assim, garantir essa potência, a temperatura à saída do campo PTC foi definida como $T_s \geq 100^\circ\text{C}$, que é a temperatura requerida pelo gerador T_{11} .

5.3. CAMPO SOLAR

Um campo solar é um desenho modular que consiste na associação de vários coletores solares, podendo estar dispostos, de fileiras em série, paralelo ou combinações de ambas, isto é, arranjos em série-paralelo. Envolve um grande número de superfícies refletoras, que podem variar de 0,6 a 10 ha/MWe, dependendo da capacidade instalada e dos sistemas auxiliares (FERNÁNDEZ-GARCÍA *et al.*, 2018).

As diferentes fileiras têm que estar separadas entre si para evitar áreas de sombreamento e permitir o acesso para manutenção e limpeza. O sombreamento dos coletores significa uma redução na área de abertura líquida, diminuindo a quantidade de energia térmica que pode ser fornecida pelo campo solar. Nesse sentido, a distância entre as fileiras de coletores adjacentes deve ser a maior possível (NOVAS; FERNÁNDEZ-GARCÍA; MANZANO, 2020).

Em geral, o fator de ocupação é de aproximadamente 0,245 (SÁNCHEZ; GARCÍA; LAMATA, 2015). Isso significa que a área de terra necessária para instalar uma usina é cerca de quatro vezes a área do campo solar, em grande parte devido à separação entre as fileiras de coletores solares. Portanto, essa separação deve ser minimizada para evitar um uso não razoável da terra e evitar o sombreamento, conforme mencionado anteriormente.

Uma solução comum para atingir os anteriores enunciados e maximizar a geração de energia, é colocar a instalação solar na posição mais perpendicular ao sol no momento do solstício de inverno (NOVAS; FERNÁNDEZ-GARCÍA; MANZANO, 2020). Baseia-se no cálculo da distância (D) Equação 5.1, entre os PTCs para os quais a instalação é projetada.

$$D = d + d' = \frac{W}{\operatorname{tg}(61^\circ - \phi)} + W \sin \alpha \quad (5.1)$$

Onde (d) é a distância medida através das linhas dos PTCs Equação 5.2, (W) altura do PTC, e (k) é o fator de dimensão zero Equação 5.3, que varia de acordo com a latitude do local (Φ).

$$d \leq W \cdot k \quad (5.2)$$

$$k = \frac{1}{\operatorname{tg}(61^\circ - \phi)} \quad (5.3)$$

O espaçamento obtido (d) deve ser adicionado ao espaçamento do coletor de comprimento horizontal em um ângulo de inclinação (α), conforme Equação 5.4:

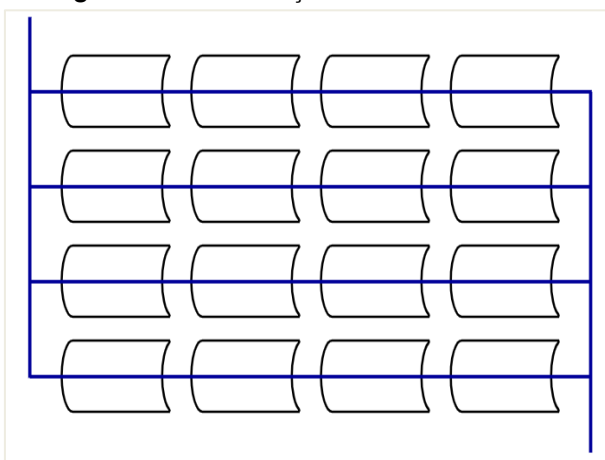
$$d' = W \cdot \sin \alpha \quad (5.4)$$

5.3.1. Arranjo dos PTCs

O arranjo dos coletores é um fator muito importante nas instalações solares. Os coletores associados em série são equivalentes a um coletor mais comprido – soma dos comprimentos de cada um –, quando a conexão é em paralelo, a vazão mássica de cada fila em paralelo é multiplicada pelo número total de filas.

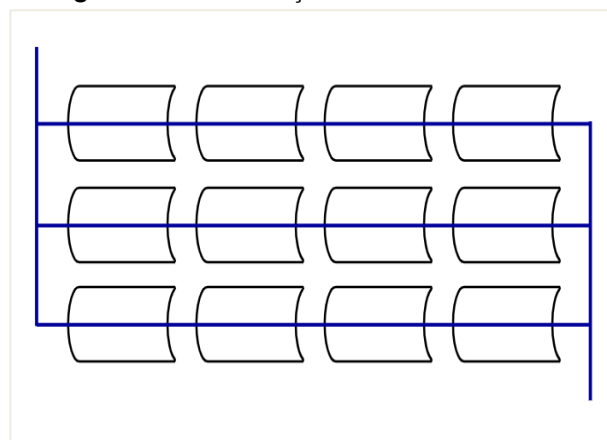
Foram simuladas combinações série x paralelo para cada uma das localidades estudadas, com vazões mássicas de 0,25 e 0,33 kg/s. O critério de escolha da configuração foi pelo menor número de PTCs usados para atingir a temperatura especificada ($T_s \geq 100 \text{ }^\circ\text{C}$). Assim, as configurações mais comuns foram: (4 x 4) – Figura 39, (4 x 3) – Figura 40, (5 x 3) – Figura 41, (6 x 3) – Figura 42, (3 x 4) – Figura 43 e (3 x 3) – Figura 44:

Figura 39 – Associação de coletores 4 x 4

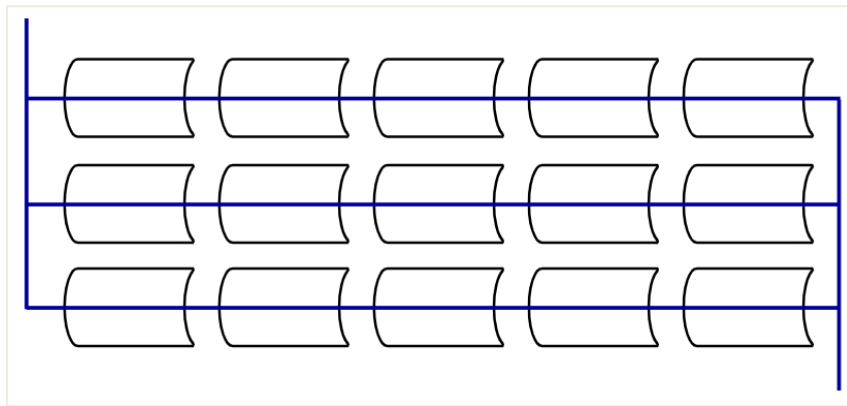


Fonte: Dos Autores.

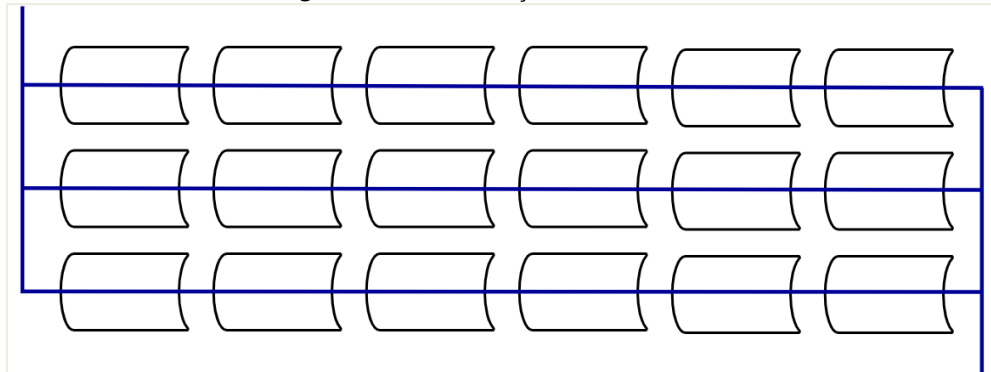
Figura 40 – Associação de coletores 4 x 3



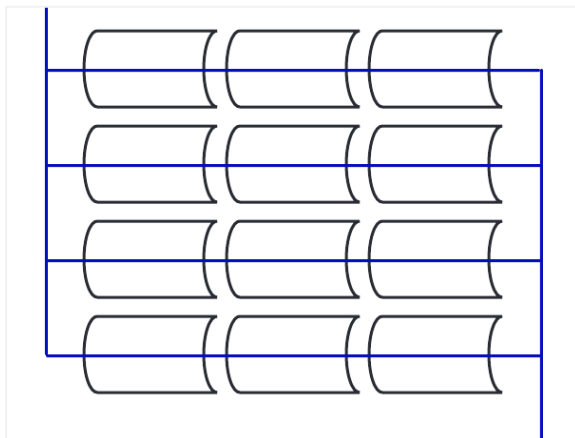
Fonte: Dos Autores.

Figura 41 – Associação de coletores 5 x 3

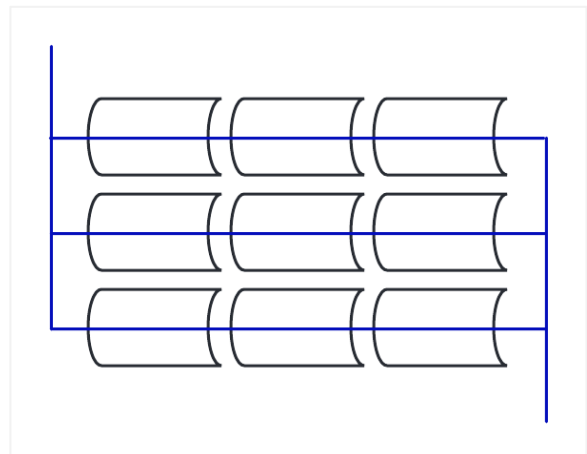
Fonte: Dos Autores.

Figura 42 – Associação de PTCs 6 x 3

Fonte: Dos Autores.

Figura 43 – Associação de coletores 3 x 4

Fonte: Dos Autores.

Figura 44 – Associação de coletores 3 x 3

Fonte: Dos Autores.

A partir dos arranjos foram calculadas as áreas prévias A_P dos campos solares Equação 5.5, onde C é o comprimento, L a largura, D a distância entre os coletores, x é o número de coletores em série e y o número de coletores em paralelo.

$$A_p = [(C \cdot x) + (0,5 \cdot (x - 1))] \cdot [(L \cdot y) + (D \cdot (y - 1))] \quad (5.5)$$

Solé (2010) adverte que a energia captada pelo campo de PTCs pode estar afetada pelo rendimento das perdas térmicas no tubo receptor ($\eta_{tr} = 0,8$) e as perda térmicas nas tubulações ($\eta_{tb} = 0,9$). Assim, a área final é calculada mediante a Equação 5.6:

$$A_T = \frac{A_p}{\eta_{tr} \cdot \eta_{tb}} \quad (5.6)$$

A eficiência global do sistema pode ser calculada pelo produto do rendimento térmico do campo solar vezes o COP do sistema de refrigeração por absorção Equação 5.7:

$$\eta_G = \eta_t \cdot COP \quad (5.7)$$

5.4. RESULTADOS DO CAMPO SOLAR PARA REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO

Os resultados do dimensionamento do campo solar de PTCs sem tubo de vácuo e PTCs com tubo de vácuo (tubo receptor 1) são apresentados na Tabela 23:

Tabela 23 – Dimensões dos arranjos dos PTCs

Localidade	PTC sem tubo de vácuo			PTC com tubo de vácuo		
	Arranjo	Área Total [m ²]	Eficiência Global [%]	Arranjo	Área Total [m ²]	Eficiência Global [%]
Amajari (RO)	Figura 42	139,10	29,41	Figura 40	91,11	43,89
Santo Sé (BA)	Figura 40	95,44	33,68	Figura 44	70,32	48,16
Alvorada do Norte (GO)	Figura 41	125,30	32,35	Figura 44	73,08	44,64
Manga (MG)	Figura 41	125,60	32,60	Figura 44	73,25	45,23
Barra do Quaraí (RS)	Figura 41	147,80	31,03	Figura 43	117,00	45,34
Foz do Iguaçu (PR)	Figura 39	158,40	30,82	Figura 43	116,70	44,35

Fonte: Dos Autores.

Observa-se o arranjo de coletores para cada localidade, o número de coletores em série e em paralelo, a área total ocupada pelo campo solar e a eficiência global do sistema. Cabe ressaltar que esse resultado só leva em consideração a área ocupada pelos coletores solares, uma vez que a área ocupada pelos equipamentos do sistema de refrigeração por absorção e dos tanques de armazenamento foram desconsiderados.

Como pode-se ver, as localidades com maior DNI, foram as que precisam de menos PTCs, porém menor área de instalação, onde destaca-se Santo Sé (Ba), embora tenha menor DNI do que Alvorada do Norte (GO) tem uma hora a mais de média anual de insolação diária, assim precisa só de 12 PTCs na configuração sem tubo de vácuo, e 9 PTCs na configuração com tubo de vácuo, além de ter a maior eficiência global. Por outro lado, as localidades da região sul precisam de maior área para instalação do campo solar, isso deve-se a que foram consideradas médias anuais nas condições de contorno e esta região tem temperaturas muito baixas nos meses de inverno em relação as outras regiões, onde as condições climáticas são mais estáveis, e assim as médias anuais são maiores

Um caso interessante é o da cidade de Amajari (RO), que tem o campo solar com maior número de PTCs sem tubo de vácuo “18”, e mesmo assim a área total é menor do que as localidades na região sul. Isto deve-se principalmente à latitude que influencia diretamente na distância entre os coletores em paralelo. Mas sua eficiência global é a menor entre todas as localidades estudadas, uma vez que o DNI é bem menor do que os outros, o que acaba influenciando na eficiência e quantidade de PTCs.

Os campos solares foram projetados para garantir uma vazão e temperatura específicos, de tal modo assume-se que o funcionamento do sistema de refrigeração será o mesmo em todas as localidades. Assim, foi verificado que o evaporador absorve 10,67 kW a partir de 14,73 kW absorvidos pelo conjunto campo coletor-gerador. O calor retirado pelo ambiente pelo evaporador equivale a 36408 BTU, que poderia substituir um ar-condicionado comercial de 36000 BTU.

A água entra no absorvedor e condensador a 25°C e sai a 36,98 e 34, 97°C respectivamente, e o calor rejeitado pela soma desses dois componentes é

de 25,28 kW, esse calor pode ser aproveitado para aquecimento água.

O rendimento médio do sistema de refrigeração por absorção de efeito simples com coletores solares sem tubo de vácuo é de 31,65%, embora existam trabalhos com rendimentos entre 30 e 35% (MAMMOLI *et al.*, 2010; DIACANU, 2012), trata-se de trabalhos experimentais com condições específicas. O desempenho geralmente é superior ao 40% (AL-ALILI; HWANG; RADERMACHER, 2014).

Já o rendimento médio do CRAES com coletores solares com tubo de vácuo é de 45,27%, encontra-se nos parâmetros normais de este tipo de instalações. A diferença nos rendimentos do sistema deve-se principalmente pelo fato de que os PTCs sem tubo de vácuo têm um rendimento térmico inferior aos normais, principalmente pela ausência do tubo de vácuo e as características óticas e físicas dos materiais de construção.

6. CONCLUSÕES

Foram modeladas e analisadas mediante simulação numérica computacional duas configurações de concentrador solar parabólico, e um sistema de refrigeração por absorção abastecido por um campo solar. Percebeu-se que existe extensa literatura sobre o PTC LS-2, o que facilitou o entendimento do tema em questão e permitiu levantar os parâmetros geométricos, propriedades dos materiais, mecanismos de transferência de calor, modelos de turbulência e estabelecer as condições de contorno e critérios de comparação para a validação do modelo.

A análise da malha elaborada para o PTC LS-2 foi uma das partes fundamentais desta pesquisa, já que ao ser uma representação discreta da geometria do problema, tem um impacto significativo na precisão da solução. Além disso, a malha do PTC de pequeno porte foi discretizada seguindo a mesma metodologia. Foram discretizadas com elementos hexaédricos três tamanhos de malha para três tipos de GSF: 1; 1,5 e 2, totalizando 9 malhas. As malhas selecionadas (GSF: 1,5) tiveram um bom desempenho na análise de métricas de malha, assim, também passaram pela avaliação de independência de malha e dos perfis locais y^+ e T^+ . Onde a malha com 4.256.032 elementos foi escolhida para as simulações.

O modelo elaborado no software *Ansys Workbench* 19.2 para o PTC LS-2, foi validado sobre uma ampla gama de condições operacionais com dados do trabalho experimental de Dudley et al. (1994) e o estudo numérico computacional de Kaloudis, Papanicolaou e Belessiotis (2016), onde a diferença relativa máxima na temperatura de saída entre os valores experimentais e numéricos com os valores obtidos neste estudo foi de 0,86%. Já na comparação com a eficiência térmica, a diferença relativa foi maior (entre 0,07 e 6,03%). Mas, considerando a incerteza nas medições e as simplificações aplicadas na modelagem do PTC, os resultados podem ser considerados como suficientemente bons.

Para finalizar a análise térmica do coletor solar, foi simulado um protótipo PTC de pequeno porte. A malha foi parametrizada a partir da malha validada para o LS-2, e as condições de contorno foram obtidas a partir de ensaios experimentais na cidade de Foz do Iguaçu. Os resultados foram superiores aos obtidos no ensaio experimental, sendo as maiores diferenças relativas 1,93% para

temperatura de saída e 8,35% na eficiência térmica. Essa diferença deve-se ao fato de, na experimentação não ter sido quantificada a radiação solar direta, sendo arbitrada em 850 W/m^2 . Além de que pequenas discrepâncias entre o modelo CFD projetado e a construção experimental, perdas óticas e térmicas, que influenciam no desempenho geral do PTC.

O desempenho do PTC experimental foi aprimorado com a inclusão de um tubo de vidro ao redor do tubo absorvedor, criando um espaço de vácuo, cuja influência foi analisada mediante a variação do diâmetro do tubo de vidro (d_i tubo de vidro 1: 52 mm) e (d_i tubo de vidro 2: 47 mm). Foi observado que, quanto maior o espaço de vácuo, obtém-se maiores temperaturas de saída e eficiência térmica no PTC, isso porque a inclusão do espaço de vácuo diminui as perdas de calor por radiação e praticamente anula as perdas de calor por convecção. Neste caso de estudo as porcentagens de redução das perdas de calor atingiram 25,11% e 11,37% para o (tubo receptor 1) e (tubo receptor 2) respectivamente, em relação ao PTC de tubo não evacuado.

O ciclo de refrigeração por absorção de efeito simples apresentou um COP de 0,7, o que está dentro do limite aceitável de operação destes sistemas. A partir da modelagem e simulação do ciclo no software EES, se corroborou que os resultados obtidos para as taxas de transferência de calor nos componentes do ciclo, tiveram quase total concordância com o modelo de validação, onde as diferenças relativas não ultrapassaram o 1%, sendo a maior de 0,56% no evaporador. As curvas de eficiência do gerador demonstraram que a faixa de funcionamento do CRAES tem total concordância com os valores obtidos na saída ($T \approx 100^\circ \text{C}$) do PTC experimental, o que sinalizou o uso de energia solar para abastecimento deste sistema.

Finalmente foram levantados dados climáticos das cinco regiões do Brasil onde foram selecionadas as localidades que maior índice médio anual de DNI apresentam, incluindo a cidade de Foz do Iguaçu. A partir desses dados, e utilizando o PTC experimental de pequeno porte e sua modificação com inclusão do espaço de vácuo que maior desempenho obteve (tubo de vidro 1), foram testadas configurações de campos solares para abastecer o CRAES. Avaliou-se configurações série x paralelo, para cada uma das localidades, com diferentes vazões mássicas, com a finalidade de garantir a temperatura de saída. As

localidades com maior índice de DNI foram as que menor número de PTCs precisaram, já no quesito de área total as localidades mais próximas da linha do Equador precisam de menos área de instalação de campo solar, já que latitude influencia diretamente sobre o espaçamento dos PTC no campo coletor. A eficiência global do sistema, também é menor na região sul ao relacionar com a média anual de DNI, isso aconteceu porque, ao considerar medias anuais, as condições climáticas variam muito, principalmente nos meses de inverno em relação a outras regiões onde as condições climáticas são mais estáveis.

A projeção do sistema de campo de coletores solares para refrigeração por absorção, consegue retirar calor do ambiente equivalente a um ar-condicionado comercial de 36000 BTU, com eficiência global de 31,65% para os PTCs sem tubo de vácuo, resultado que é baixo em relação a outros trabalhos disponíveis na literatura, e como era esperado o campo solar conformado por PTCs com espaço de vácuo obteve uma eficiência global de 45,27%, resultado que se encontra dentro dos rangos normais para este tipo de instalações.

6.1. TRABALHOS FUTUROS

Recomenda-se para trabalhos futuros:

- Analisar a distribuição do fluxo de energia solar entre a calha parabólica e o tubo receptor para quantificar a energia solar incidente de uma forma mais precisa;
- Avaliar a influência do uso de materiais de melhores características térmicas no PTC experimental, nos modelos com e sem tubo de vidro externo;
- Testar o desempenho do PTC usando outros fluidos de trabalho, como sais fundidos ou nanofluidos, uma vez que teoricamente se obteria melhores resultados;
- Embora tenha sido comprovada a influência do espaço de vácuo no desempenho do PTC, é importante analisar qual seria o limite mínimo e máximo em termos do diâmetro do tubo de vidro;
- Modelar ciclos de refrigeração por absorção de duplo estágio ou multiestágios, e analisar o desempenho a partir de campos solares;
- Quantificar os custos de instalação dos campos solares para refrigeração por absorção, e avaliar sua viabilidade técnico-econômica nas diferentes regiões do Brasil.

REFERÊNCIAS

- AGAGNA, B.; SMAILI, A.; FALCOZ, Q. Coupled simulation method by using mcrt and fvm techniques for performance analysis of a parabolic trough solar collector. **Energy Procedia**, Elsevier, v. 141, p. 34–38, 2017.
- AHMED, M. H.; GIACONIA, A.; AMIN, A. M. Effect of solar collector type on the absorption system performance. In: IEEE. **2017. IEEE 6th International Conference on Renewable Energy Research and Applications (ICRERA)**. [S.l.], 2017. p.304–309.
- AL-ALILI, A.; HWANG, Y.; RADERMACHER, R. Review of solar thermal air conditioning technologies. **International Journal Of Refrigeration**, [S.L.], v. 39, p. 4–22, mar. 2014. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2013.11.028>. Acesso em: 09 jan. 2022.
- ALMEIDA, Silvia. R. **A CFD analysis of combined convection-radiation heat transfer in solar compound parabolic concentrators**. 2017. 122 f. Dissertação (Mestrado) - Curso de Aeronáutica e Engenharia Mecânica, Instituto Tecnológico de Aeronáutica, São José dos Campos, 2017.
- ALTHOUSE, A. **Modern refrigeration and air conditioning**. Tinley Park, Ill: Goodheart-Willcox, 2004.
- BELLOS, E.; SAID, Z.; TZIVANIDIS, C. The use of nanofluids in solar concentrating technologies: a comprehensive review. **Journal of cleaner production**, Elsevier, v. 196, p. 84–99, 2018.
- _____; TZIVANIDIS, C. Polynomial expressions for the thermal efficiency of the parabolic trough solar collector. **Applied Sciences**, Multidisciplinary Digital Publishing Institute, v. 10, n. 19, p. 6901, 2020.
- _____; TZIVANIDIS, C.; ANTONOPOULOS, K.; GKINIS, G. Thermal enhancement of solar parabolic trough collectors by using nanofluids and converging-diverging absorber tube. **Renewable Energy**, Elsevier, v. 94, p. 213–222, 2016.
- BLOCKEN, B.; STATHOPOULOS, T.; CARMELIET, J. CFD Simulation of the Atmospheric Boundary Layer: wall function problems. **Atmospheric Environment**, v. 41, n. 2, p. 238–252, 2007.
- BOERSMA, B. J.; BREUGEM, W. P. Numerical simulation of turbulent flow in concentric annuli. **Flow, turbulence and combustion**, v. 86, n. 1, p. 113–127, 2011.
- BUEHLER, R.; YANG, S.; ORDONEZ, J. C. Heat transfer fluids for parabolic trough solar collectors-a comparative study. p. 68–75, 2016.
- CABRERA, F.; FERNÁNDEZ-GARCÍA, A.; SILVA, R.; PÉREZ-GARCÍA, M. Use of parabolic trough solar collectors for solar refrigeration and air-conditioning applications. **Renewable and sustainable energy reviews**, Elsevier, v. 20, p. 103–118, 2013.

CENGEL, Y. A.; GHAJAR, A. J. **Heat and Mass Transfer: Fundamentals and Applications**, 5th ed.; McGraw-Hill: New York, NY, USA, 2014.

CHENG, Z.; HE, Y.; CUI, F.; XU, R.; TAO, Y. Numerical simulation of a parabolic trough solar collector with nonuniform solar flux conditions by coupling fvm and mcrt method. **Solar Energy**, Elsevier, v. 86, n. 6, p. 1770–1784, 2012.

_____; HE, Y.; XIAO, J.; TAO, Y.; XU, R. Three-dimensional numerical study of heat transfer characteristics in the receiver tube of parabolic trough solar collector. **International Communications in Heat and Mass Transfer**, Elsevier, v. 37, n. 7, p. 782–787, 2010.

CHIDAMBARAM, L. A.; RAMANA, A. S.; KAMARAL, G. e VELRAJ, R. Review of solar cooling methods and thermal storage options, **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 15, n. 6, p. 3220–3228, 2011.

CHINNAPPA, J. C. V. Performance of an intermittent refrigerator operated by a flat-plate collector. **Solar Energy**, v. 6, n. 4, p. 143–150, 1962.

CHUNG, T. J. **Computational Fluid Dynamics**. 1. ed. United Kingdom: Cambridge University Press, 2002.

CORNING. **Thermal properties of Corning Glasses**. 2014. Disponível em: <http://csmedia2.corning.com/LifeSciences//media/pdf/Description_of_7740_Glasses.pdf>. Acesso em: 05 set. 2020.

COST. **Cost Action 14: recommendations on the use of CFD in predicting pedestrian wind environment**. Brussels: COST, 2004.

COVENTRY, J.; ANDRAKA, C. Dish systems for csp. **Solar Energy**, Elsevier, v. 152, p. 140–170, 2017.

DIOLI, Andrea; VOROBIEFF, Peter; BARSUN, Hans; BURNETT, Rick; FISHER, Daniel. Energetic, economic and environmental performance of a solar-thermal-assisted HVAC system. **Energy And Buildings**, [S.L.], v. 42, n. 9, p. 1524–1535, set. 2010. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.enbuild.2010.03.023>. Acesso em: 17 jun. 2021.

DOU, H. S.; KHOO, B. C.; TSAI, H. M. Determining the Critical Condition for Turbulent Transition in a Full-Developed Annulus Flow. **Journal of Petroleum Science and Engineering**, vol. 71, 2010.

DOW, C. C. **Gas. Syltherm 800 Heat Transfer Fluid**. [S.L.], 1997.

DUDLEY, V.; KOLB, G.; SLOAN, M.; KEARNEY, D. Segs Is2 solar collector-test results. **Report of Sandia National Laboratories, SANDIA94-1884, USA**, 1994.

DUFFIE, J.; BECKMAN, W. Concentrating collectors. In: **Solar Engineering of Thermal Processes**. Madison, USA: John Wiley and Sons, 2013. v. 4, p. 322–370.

EICKER, U. **Low energy cooling for sustainable buildings**. Noida: John Wiley & Sons, 2009.

ENGINEERING TOOLBOX. **Emissivity Coefficient Materials**. 2003. Disponível em: <https://www.engineeringtoolbox.com/emissivity-coefficients-d_447.html>. Acesso em: 05 set. 2020.

EPE. Plano Decenal de Expansão de Energia 2026. **Rio de Janeiro, Brasil**, 2015.

_____. **Balanco energético nacional 2020: ano base 2019**. Rio de Janeiro: Relatório síntese, 2020. 73 p.

_____. **Uso de Ar-Condicionado no Setor Residencial Brasileiro: Perspectivas e contribuições para o avanço em eficiência energética**. 2017. Disponível em: https://www.epe.gov.br/sites-pt/publicacoes-dados-abertos/publicacoes/PublicacoesArquivos/publicacao-341/NT%20EPE%20030_2018_18Dez2018.pdf>. Acesso em: 05 mar. 2020

ESTAVARE, F. H. **Análise dos impactos da Covid-19 no mercado brasileiro de energia elétrica**. Universidade Estadual Paulista (Unesp), 2022.

EUROINOX. **Stainless Steel: Tables of technical properties**. 2007. Disponível em: <https://www.worldstainless.org/Files/issf/non-image-files/PDF/Euro_Inox/Tables_TechnicalProperties_EN.pdf>. Acesso em: 05 set. 2020.

F-CHART Inc. EES Overview. 2017. Disponível em: <<http://fchart.com/ees/>>. Acesso em: 11 fev. 2022.

FERNÁNDEZ-GARCÍA, A.; JUAIDI, A.; SUTTER, F.; MARTÍNEZ-ARCOS, L.; MANZANO-AGUGLIARO, F. Solar Reflector Materials Degradation Due to the Sand Deposited on the Backside Protective Paints. **Energies**, 2018

FERREIRA, S. P.; MATOS, F. F. S. **Análise termodinâmica de um sistema de refrigeração por absorção de vapor com dessorção do refrigerante por energia solar**. Dissertação (Mestrado em Programa de pós-Graduação em Energias Renováveis) - Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia do Ceará, 2018.

FIAMONZINI, L. A.; RIVAS, G. A.; ANDO JUNIOR, O. H. Workbench Solar Collector with a Solar Track, **The scientific world journal**, No prelo, 2022.

FLUENT, A. 19.2 theory guide; ansys. Inc.: **Canonsburg, PA, USA**, 2018.

FORRISTALL, R. **Heat transfer analysis and modeling of a parabolic trough solar receiver implemented in engineering equation solver**. [S.I.], 2003.

GARCÍA-VALLADARES, O.; VELÁZQUEZ, N. Numerical simulation of parabolic trough solar collector: Improvement using counter flow concentric circular heat exchangers. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, Elsevier, v. 52, n. 3-4, p. 597–609, 2009.

GHOMRASSI, A.; MHIRI, H.; BOURNOT, P. Numerical study and optimization of parabolic trough solar collector receiver tube. **Journal of solar energy engineering**, v. 137, n. 5, p. 10. 2015.

GÓMEZ, A.; RIVAS, G.; FURTADO, A. Análise cfd de concentrador solar de calha parabólica usando nanofluidos como fluido de trabalho. In: FURTADO, A.; RIVAS, G.; ARRIECHE, L.; DAL-BÓ, V. **Síntese de projetos em energia e sustentabilidade**. Curitiba: Editora CRV, 2020. v. 1, p. 241–257.

GOSWAMI, D. Y.; KREITH, F. **Handbook of energy efficiency and renewable energy**. [S.l.]: Taylor & Francis, 2007.

HACHICHA, A. A. **Numerical modelling of a parabolic trough solar collector**. 2013. 177 f. Tese (Doutorado) - Màquines I Motors Tèrmics, Universitat Politècnica de Catalunya, Terrassa, 2013.

_____; YOUSEF, B. A.; SAID, Z.; RODRÍGUEZ, I. A review study on the modeling of high-temperature solar thermal collector systems. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, Elsevier, v. 112, p. 280–298, 2019.

HE, Y.-L.; XIAO, J.; CHENG, Z.-D.; TAO, Y.-B. A mcrt and fvm coupled simulation method for energy conversion process in parabolic trough solar collector. **Renewable Energy**, Elsevier, v. 36, n. 3, p. 976–985, 2011.

HEFFRON, R. J.; KÖRNER, M.-F.; SCHÖPF, M.; WAGNER, J.; WEIBELZAHN, M. The role of flexibility in the light of the COVID-19 pandemic and beyond: contributing to a sustainable and resilient energy future in europe. **Renewable And Sustainable Energy Reviews**, [S.L.], v. 140, p. 110743, abr. 2021. Elsevier BV. <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1364032121000393>. Acesso em: 11 dec. 2021

HENNING, H.-M.: 2007, Solar assisted air conditioning of buildings - an overview, **Applied Thermal Engineering**, vol 27, n. 10, pp. 1734-1749.

HEROLD, K. E.; RADERMACHER, R.; KLEIN, S. A. **Absorption chillers and heat pumps**. CRC press, 2016.

HIRSCH, C. **Numerical computation of internal and external flows: The fundamentals of computational fluid dynamics**. Elsevier, 2007.

IEA. **Global energy demand rose by 2.3% in 2018, its fastest pace in the last decade**. 2019. Disponível em: <<https://dieselnet.com/news/2019/03iea2.php>>. Acesso em: 24 set. 2020.

INCROPERA, F. P.; DEWITT, D. P.; BERGMAN, T. L. **Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa**. Grupo Gen-LTC, 2000.

INPE. **Plataforma LABREN**: laboratório de modelagem e estudos de recursos renováveis de energia. Laboratório de Modelagem e Estudos de Recursos

Renováveis de Energia. 2019. Disponível em: <http://labren.ccst.inpe.br/index.html>. Acesso em: 20 jan. 2022.

ISLAM, M.; SAHA, S. C.; YARLAGADDA, P. K.; KARIM, A. A tool to minimize the need of monte carlo ray tracing code for 3d finite volume modelling of a standard parabolic trough collector receiver under a realistic solar flux profile. **Energy Science & Engineering**, Wiley Online Library, v. 8, n. 9, p. 3087–3102, 2020.

JARUWONGWITTAYA, T.; CHEN, G. A review: renewable energy with absorption chillers in thailand. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, Elsevier, v. 14, n. 5, p. 1437–1444, 2010.

JETER, S. M. Analytical determination of the optical performance of practical parabolic trough collectors from design data. **Solar Energy**, Elsevier, v. 39, n. 1, p. 11–21, 1987.

KALOUDIS, E.; PAPANICOLAOU, E.; BELESSIOTIS, V. Numerical simulations of a parabolic trough solar collector with nanofluid using a two-phase model. **Renewable Energy**, Elsevier, v. 97, p. 218–229, 2016.

KHALIL, M. F.; KASSAB, S. Z.; ADAM, I. G.; & SAMAHA, M. A. Prediction of lift and drag coefficients on stationary capsule in pipeline. **CFD Letters**, v.1, n.1, p.15-28, 2009.

KHAN, A. Y.; HERNANDEZ, H. R; GONZALEZ, J. E; BERGGUAM, J. Simulation of a solar-assisted absorption air conditioning system for applications in Puerto Rico (No. CONF-950336-). **American Society of Mechanical Engineers**, New York, NY, 1995.

KRISHNA, Y.; FAIZAL, M.; SAIDUR, R.; NG, K.; ASLFATTAHI, N. State-of-the-art heat transfer fluids for parabolic trough collector. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, Elsevier, v. 152, p. 119541, 2020.

LOONEY, B. **Full report–BP statistical review of world energy 2020**. London: BP plc, 2020. 68 p. (n.69).

LOVEGROVE, K.; CSIRO, W. S. Introduction to concentrating solar power (csp) technology. In: **Concentrating Solar Power Technology**. Sawston, Reino Unido: Woodhead Publishing, 2012. v. 1, p. 3–15.

MARC, O.; SINAMA, F.; PRAENE, J.-P.; LUCAS, F.; CASTAING-LASVIGNOTTES, J. Dynamic modeling and experimental validation elements of a 30 kw libr/h2o single effect absorption chiller for solar application. **Applied Thermal Engineering**, Elsevier, v. 90, p. 980–993, 2015.

MENNA, M. R. M. **Modelagem e análise de custo de sistema de refrigeração por absorção**. Dissertação (Mestrado) — Universidade Estadual do Oeste do Paraná, Paraná, 2008.

MINEA, A. A; EL-MAGHLANY, W. M. Influence of hybrid nanofluids on the

performance of parabolic trough collectors in solar thermal systems: recent findings and numerical comparison. v. 120, p. 350-364, **Renewable Energy**, 2018.

MWESIGYE, A.; MEYER, J. P. Optimal thermal and thermodynamic performance of a solar parabolic trough receiver with different nanofluids and at different concentration ratios. **Applied Energy**, Elsevier, v. 193, p. 393–413, 2017.

NETO, M. V.; RIVEIRO, J. M.; GASPAR, A. M. R. **Modelação energética de sistemas absorção em TRNSYS**. 4. PhD Thesis. 00500: Universidade de Coimbra, 2016.

NOVAS, N.; FERNÁNDEZ-GARCÍA, A.; MANZANO, A. F. A simplified method to avoid shadows at parabolic-trough solar collectors facilities. **Symmetry**, 2020, 12.2: 278.

PADILLA, R. V.; DEMIRKAYA, G.; GOSWAMI, D. Y.; STEFANAKOS, E.; RAHMAN, M. M. Heat transfer analysis of parabolic trough solar receiver. **Applied Energy**, Elsevier, v. 88, n. 12, p. 5097–5110, 2011.

PAGANI, R. N.; KOVALESKI, J. L.; RESENDE, L. M. Methodi ordinatio: a proposed methodology to select and rank relevant scientific papers encompassing the impact factor. **Scientometrics**, Springer, v. 105, n. 3, p. 2109–2135, 2015.

PEREIRA, E. B.; MARTINS, F. R.; GONÇALVES, A. R.; COSTA, R. S.; LIMA, F. L.; RÜTHER, R.; ABREU, S. L.; TIEPOLO, G. M.; PEREIRA, S. V.; SOUZA, J. G. **Atlas brasileiro de energia solar**. 2.ed. São José dos Campos: INPE, 2017. 80p. Disponível em: <http://doi.org/10.34024/978851700089>. Acesso em: 15 jan. 2022.

PRICE, H.; PFERT, E. L.; KEARNEY, D.; ZARZA, E.; COHEN, G.; GEE, R.; MAHONEY, R. Advances in parabolic trough solar power technology. **J. Sol. Energy Eng.**, v. 124, n. 2, p. 109–125, 2002.

REJEB, O.; GHENAI, C.; BETTAYEB, M. Modeling and simulation analysis of solar absorption chiller driven by nanofluid-based parabolic trough collectors (ptc) under hot climatic conditions. **Case Studies in Thermal Engineering**, Elsevier, v. 19, p. 100624, 2020.

REZENDE, A. L.; ARAUJO, F. N. Numerical comparison of the turbulence using eddyviscosity models and reynolds-stress transport equations. Em: VII CONGRESSO NACIONAL DE ENGENHARIA MECÂNICA, 2012, São Luis - MA. **Anais engenharia em destaque**. Abcm, 2012. p. 1-10. Disponível em: http://www.swge.inf.br/PDF/CONEM2012-0251_3308.PDF. Acesso em: 08 mar. 2021.

RODRIGUES C. S. **A CFD Analysis of combined convection-radiation heat transfer in solar compound parabolic concentrators**. 2017. 121f. Dissertação (Mestrado) - Instituto Tecnológico de Aeronáutica, São José dos Campos, 2017.

ROLDÁN, M. I.; VALENZUELA, L.; ZARZA, E. Thermal analysis of solar receiver pipes with superheated steam. **Applied Energy**, Elsevier, v. 103, p. 73–84, 2013.

SÁNCHEZ, L. J.; GARCÍA, C. M.; LAMATA, M. Evaluation of suitable locations for the installation of solar thermoelectric power plants. **Comput. Ind. Eng.** 2015, 87, 343–355.

SARBU, I.; SEBARCHIEVICI, C. General review of solar-powered closed sorption refrigeration systems. **Energy conversion and management**, Elsevier, v. 105, p. 403–422, 2015.

SEGAL, A.; EPSTEIN, M. Optimized working temperatures of a solar central receiver. **Solar Energy**, Elsevier, v. 75, n. 6, p. 503–510, 2003.

SHANER, W. W.; DUFF, W. S. Solar thermal electric power systems: comparison of line-focus collectors. **Solar Energy**, Elsevier, v. 22, n. 1, p. 49–61, 1979.
[https://doi.org/10.1016/0038-092X\(79\)90059-8](https://doi.org/10.1016/0038-092X(79)90059-8). Acesso em: 11 dec. 2021

SINTALI, I.; EGBO, G.; DANDAKOUTA, H. Energy equations for computation of parabolic-trough collector efficiency using solar position coordinates. **American Journal of Engineering Research**, CiteSeer, v. 3, n. 10, p. 25–33, 2014.

SOLÉ, A.C. **Energía Termosolar**. Cataluña: Ceysa, 2010. 193 p.

SOUZA, J. F.; OLIVEIRA, L.; AZEVEDO, J. L.; SOARES, I.; MATA, M. Uma revisão sobre a turbulência e sua modelagem. **Revista Brasileira de Geofísica**, Rio de Janeiro, v. 29, n. 1, p. 21-41, Jan./Mar. 2010.

STANCIU, C.; STANCIU, D.; GHEORGHIAN, A.-T. Thermal analysis of a solar powered absorption cooling system with fully mixed thermal storage at startup. **Energies**, Multidisciplinary Digital Publishing Institute, v. 10, n. 1, p. 72, 2017.

STUETZLE, T. **Automatic control of the 30MWe SEGS VI parabolic trough plant**. 163f. Dissertação (Mestrado) — University of Wisconsin, Madison, Wis, USA, 2002.

TAGLE-SALAZAR, P. D.; NIGAM, K. D.; RIVERA-SOLORIO, C. I. Parabolic trough solar collectors: A general overview of technology, industrial applications, energy market, modeling, and standards. **Green Processing and Synthesis**, De Gruyter, v. 9, n. 1, p. 595–649, 2020.

TIEPOLO, G. M. **Estudo do potencial de geração de energia elétrica através de sistemas fotovoltaicos conectados à rede no estado de Paraná**. 228 f. Tese (Doutorado) — Curso de Programa de Pós-Graduação em Engenharia de Produção e Sistemas, PUCPR, Curitiba, 2015.

TROMBE, F.; FOEX, M. The production of cold by means of solar radiation. **Solar Energy**, v. 1, n. 1: p. 51-52, 1957.

VEN, H. G.; BANNEROT, R. **Derivation of universal error parameters for comprehensive optical analysis of parabolic troughs**. ASME. [S.I.] 1986.

VERSTEEG, H. K.; MALALASEKERA, W. An introduction to computational fluid

dynamics: the finite volume method. Pearson Education, 2007.

VIEIRA, L. S.; GUIMARÃES, A. P. C.; LISBOA, P. A. Geração heliotérmica: estado da arte e experiência do cepel. **Renováveis Energias Complementares**, Rio de Janeiro, v. 25, n. 2, p. 43–51, 2018.

WANG, G. R.; YANG, Fang; ZHAO, Wei. There can be turbulence in microfluidics at low Reynolds number. **Lab on a Chip**, v. 14, n. 8, p. 1452-1458, 2014.

WANG, J.; YAN, R.; WANG, Z.; ZHANG, X.; SHI, G. Thermal performance analysis of an absorption cooling system based on parabolic trough solar collectors. **Energies**, Multidisciplinary Digital Publishing Institute, v. 11, n. 10, p. 2679, 2018.

WEATHER SPARK. **Dados climáticos**. 2018. Disponível em: <https://pt.weatherspark.com>. Acesso em: 21 jan. 2022.

WHITE, F. M. **Mecânica dos fluidos**. 6. ed. New York: Mc Graw Hill, 2011.