

CENTRO ESTADUAL DE EDUCAÇÃO TECNOLÓGICA PAULA SOUZA
UNIDADE DE PÓS-GRADUAÇÃO, EXTENSÃO E PESQUISA
MESTRADO PROFISSIONAL EM GESTÃO E TECNOLOGIA EM SISTEMAS
PRODUTIVOS

RODRIGO DE SOUZA

MODELAGEM E PROTOTIPAGEM VIRTUAL DE DISPOSITIVO DE PRODUÇÃO
DE ELETRICIDADE E DESSALINIZAÇÃO DE ÁGUA A PARTIR DE FONTE
HELIOTÉRMICA

São Paulo
Dezembro / 2025

RODRIGO DE SOUZA

MODELAGEM E PROTOTIPAGEM VIRTUAL DE DISPOSITIVO DE PRODUÇÃO
DE ELETRICIDADE E DESSALINIZAÇÃO DE ÁGUA A PARTIR DE FONTE
HELIOTÉRMICA

Dissertação apresentada como exigência parcial para a obtenção do título de Mestre em Gestão e Tecnologia em Sistemas Produtivos do Centro Estadual de Educação Tecnológica Paula Souza, no Programa de Mestrado Profissional em Gestão e Tecnologia em Sistemas Produtivos, sob a orientação do Prof. Dr. Francisco Tadeu Degasperi.

Área de Concentração: Sistemas Produtivos

Linha de Pesquisa: Gestão da Produção e Operações

Projeto de Pesquisa: Inovação de processos e desenvolvimento de produtos

ODS – Objetivos do Desenvolvimento Sustentável relacionados a esta dissertação e seus resultados: 6 e 7

São Paulo

Dezembro / 2025

FICHA ELABORADA PELA BIBLIOTECA NELSON ALVES VIANA
FATEC-SP / CPS CRB8-10894

S729m Souza, Rodrigo de
Modelagem e prototipagem virtual de dispositivo de produção de
eletricidade e dessalinização de água a partir de fonte heliotérmica /
Rodrigo de Souza. – São Paulo: CPS, 2025.
140 f. : il.

Orientador: Prof. Dr. Francisco Tadeu Degasperi
Dissertação (Mestrado Profissional em Gestão e Tecnologia em
Sistemas Produtivos) – Centro Estadual de Educação Tecnológica
Paula Souza, 2025.

1. Prototipagem virtual. 2. Geração distribuída. 3. Produção de
energia por fonte heliotérmica. 4. Dessalinização de água. I.
Degasperi, Francisco Tadeu. II. Centro Estadual de Educação
Tecnológica Paula Souza. III. Título.

RODRIGO DE SOUZA

MODELAGEM E PROTOTIPAGEM VIRTUAL DE DISPOSITIVO DE GERAÇÃO
DE ELETRICIDADE E DESSALINIZAÇÃO DE ÁGUA A PARTIR DE FONTE
HELIOTÉRMICA



Prof. Dr. Francisco Tadeu Degasperi

Orientador - CEETEPS

Documento assinado digitalmente
 ANDRE LUIZ VEIGA GIMENES
Data: 06/03/2026 15:08:08-0300
Verifique em <https://validar.iti.gov.br>

Prof. Dr. André Luiz Veiga Gimenes

Examinador Externo - UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO – USP

Documento assinado digitalmente
 FRANCISCO DEL MORAL HERNANDEZ
Data: 04/02/2026 17:20:27-0300
Verifique em <https://validar.iti.gov.br>

Prof. Dr. Francisco Del Moral Hernandez

Examinador Interno - CEETEPS

São Paulo, 10 de dezembro de 2025

AGRADECIMENTOS

Agradeço ao professor Dr. Francisco Tadeu Degasperi, pelas inestimáveis contribuições ao trabalho, na condição de orientador e, mais que isso, de um grande amigo e pesquisador brilhante. Ao professor Dr. Paulo Helio Kanayama, da Fatec Franco da Rocha, por todos os conselhos e sugestões que possibilitaram ao trabalho, um nível superior de profundidade técnica. Ao professor Dr. Rafael Nobre Orsi, pela imensa ajuda com suas sugestões para a melhoria dos scripts em Python. Ao professor Dr. Antonio Cesar Galhardi, parceiro de inúmeras publicações, pela oportunidade de ingresso no programa. Às professoras Eliacy Cavalcanti e Marília Macorin, pela orientação quanto ao FMEA. Ao Centro Estadual de Educação Tecnológica, pois na condição de servidor e aluno, posso corroborar o compromisso com o desenvolvimento de educação, extensão e pesquisa de alto nível.

RESUMO

SOUZA, R. **Modelagem e prototipagem virtual de dispositivo de produção de eletricidade e dessalinização de água a partir de fonte heliotérmica**. 140 f. Dissertação (Mestrado Profissional em Gestão e Tecnologia em Sistemas Produtivos). Centro Estadual de Educação Tecnológica Paula Souza, São Paulo, 2025.

Este trabalho tem o objetivo de desenvolver a modelagem e a prototipagem virtual de um dispositivo de pequeno porte destinado à produção de energia limpa e à dessalinização de água, utilizando fonte heliotérmica. A proposta fundamenta-se no uso de dispositivo de disco parabólico com receptor térmico em seu ponto focal, além de turbina radial de reação de pequeno porte, acoplada a um gerador de eletricidade e condensador para a água dessalinizada, desta forma, obtém-se sequencialmente, a microgeração de eletricidade e o aproveitamento térmico para obtenção de água potável a partir de água salgada. A motivação central é enfrentar dois grandes desafios contemporâneos: a transição energética frente às mudanças climáticas e a crescente escassez hídrica, sobretudo em regiões isoladas ou com acesso limitado à infraestrutura energética e sanitária. Como métodos empregou-se a modelagem matemática, física e computacional para representar os fenômenos termodinâmicos, ópticos e mecânicos envolvidos no sistema. A modelagem descreveu desde a geometria e refletividade do disco parabólico até os processos de transferência de calor no receptor, geração e expansão do vapor na turbina de reação, conversão eletromecânica no gerador síncrono e condensação do vapor. O uso de scripts em Python possibilitou simular numericamente o desempenho do sistema e desenvolver coeficientes de ajuste iterativo dos parâmetros empregados. Complementarmente, especificações de projeto foram propostas e ensaios físico-químicos planejados para futura validação experimental e em linha de produção. Como resultados, obteve-se um modelo funcional que permite prever o desempenho do sistema em termos de geração de eletricidade e capacidade de dessalinização, considerando condições climáticas típicas do estado de São Paulo. O modelo explicitou que é possível alcançar eficiência superior à observada em sistemas fotovoltaicos de pequeno porte, além de oferecer a vantagem da inércia eletromecânica e harmônicos, ausente em fontes baseadas em eletrônica de potência. O sistema mostrou-se promissor para aplicações descentralizadas, com potencial de contribuir para os Objetivos de Desenvolvimento Sustentável (ODS) 6 e 7. Além disso, como produto tecnológico na área de Engenharia de Produção, o trabalho originou registro de desenho industrial, junto ao INPI. Como limitações, o trabalho apresenta o fato de as simulações terem sido realizadas com base em condições ideais, sem validação prática via protótipo físico. Além disso, não foram abordadas questões econômicas e de integração do sistema às redes elétricas e hidráulicas residenciais, o que poderia restringir sua aplicação imediata em larga escala.

Palavras-chave: Prototipagem virtual. Geração distribuída. Produção de energia por fonte heliotérmica. Dessalinização de água. Simulação computacional em energia. Energia sem emissões de gases do efeito estufa.

ABSTRACT

SOUZA, R. *Modeling and virtual prototyping of an electricity production and water desalination device from a heliothermal source*. 140 f. Dissertação (Mestrado Profissional em Gestão e Tecnologia em Sistemas Produtivos). Centro Estadual de Educação Tecnológica Paula Souza, São Paulo, 2025.

This work aims to develop the modeling and virtual prototyping of a small-scale device intended for clean energy production and water desalination, using a heliothermal source. The proposal is based on a parabolic dish concentrator with a thermal receiver positioned at its focal point, along with a small radial reaction turbine coupled to an electric generator and a condenser for producing desalinated water. This configuration sequentially enables micro-scale electricity generation and thermal energy utilization to obtain potable water from saline water. The central motivation is to address two major contemporary challenges: the energy transition in the face of climate change and the growing water scarcity, particularly in isolated regions or those with limited access to energy and sanitation infrastructure. As methods, mathematical, physical, and computational modeling were employed to represent the thermodynamic, optical, and mechanical phenomena involved in the system. The modeling encompassed everything from the geometry and reflectivity of the parabolic dish to heat transfer processes in the receiver, vapor generation and expansion in the reaction turbine, electromechanical conversion in the synchronous generator, and steam condensation. The use of Python scripts enabled numerical simulation of system performance and the development of iterative adjustment coefficients for the parameters employed. Additionally, design specifications were proposed, and physicochemical tests were planned for future experimental validation and in-line production. As results, a functional model was obtained that allows prediction of system performance in terms of electricity generation and desalination capacity, considering typical climatic conditions in the state of São Paulo. The model demonstrated that the system can achieve higher efficiency than small-scale photovoltaic systems and offers the advantage of electromechanical inertia and harmonic stability, features absent in power-electronics-based sources. The system proved promising for decentralized applications and shows potential to contribute to Sustainable Development Goals (SDGs) 6 and 7. Furthermore, as a technological output in the field of Production Engineering, this work led to the registration of an industrial design with the Brazilian National Institute of Industrial Property (INPI). As limitations, the study is based on simulations performed under idealized conditions, without practical validation through a physical prototype. Moreover, economic considerations and system integration into residential electrical and water supply networks were not addressed, which could restrict its immediate large-scale deployment.

Keywords: Virtual Prototyping. Distributed generation. Solar thermal energy production. Water desalination. Energy system simulation. Energy without greenhouse gas emissions

LISTA DE QUADROS

Quadro 1: Comparativo dos principais materiais aplicados em espelhos parabólicos	24
Quadro 2: Resultados da simulação numérica da refletividade.....	46
Quadro 3: Propriedades físicas da água salgada consideradas na modelagem.....	53
Quadro 4: Simulação de determinação do coeficiente de atenuação térmica <i>kat</i>	87
Quadro 5: Medidas de resistência estrutural de colunas e vigas do dispositivo.....	98
Quadro 6: Especificações do coletor parabólico	106
Quadro 7: Especificações do coletor parabólico	107
Quadro 8: Especificações do revestimento interno	107
Quadro 9: Especificações das serpentinas.....	108
Quadro 10: Especificações da turbina	108
Quadro 11: Especificações do gerador.....	109
Quadro 12: Especificações do condensador.....	109
Quadro 13: P-FMEA do sistema heliotérmico projetado	111

LISTA DE GRÁFICOS

Gráfico 1: Distribuição das camadas em 25°C.....	60
Gráfico 2: Distribuição das camadas em 50°C.....	61
Gráfico 3: Distribuição das camadas em 75°C.....	62
Gráfico 4: Distribuição das camadas em 100°C.....	63
Gráfico 5: Distribuição das camadas em 125°C.....	64
Gráfico 6: Distribuição das camadas em 150°C.....	65
Gráfico 7: Distribuição das camadas em 175°C.....	66
Gráfico 8: Número de Reynolds em função da temperatura	67
Gráfico 9: Evolução do fator de eficiência de uso do vapor η_{uv}	73
Gráfico 10: Simulação do comportamento aerodinâmico de perda de eficiência da turbina	81

LISTA DE FIGURAS

Figura 1: Geometria de um coletor parabólico.....	21
Figura 2: Geometria de um receptor cilíndrico em sistema de disco parabólico	26
Figura 3: Turbina a vapor de reação do tipo axial.....	29
Figura 4: Esquema de funcionamento de condensador	35
Figura 5: Vista de elevação lateral do dispositivo heliotérmico.....	96
Figura 6: Dimensões de altura e comprimento das vigas e colunas especificadas.....	98

LISTA DE SIGLAS

CA	Corrente Alternada
COP	Conference of the Parties
GEE	Gases do Efeito Estufa
IPCC	Intergovernmental Panel on Climate Change
P-FMEA	Product – Failure Mode and Effect Analysis
PET	Polietileno Tereftalato
PMMA	Polimetacrilato de Metila
UV	Ultravioleta

SUMÁRIO

INTRODUÇÃO	15
1. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA.....	19
1.1 Geometria e refletividade dos espelhos em discos parabólicos.....	21
1.2 Geometria do receptor	25
1.3 Turbina a vapor de reação	28
1.4 Gerador de eletricidade	33
1.5 Condensador.....	33
2. MÉTODOS	36
2.1 Métodos de prototipagem virtual por meio de modelagem matemática	37
3. PROTOTIPAGEM VIRTUAL POR MEIO DE MODELAGEM MATEMÁTICA DO DISPOSITIVO.....	40
3.1 Modelagem do disco parabólico.....	41
3.2 Modelagem do receptor e do fluido térmico	47
3.2.1 Modelagem do interior do receptor	49
3.2.2 Modelagem do fluido térmico.....	52
3.2.3 Modelagem do processo convectivo da água salgada	55
3.2.4 Modelagem da dessalinização por ebulição	68
3.2.5 Modelagem da vazão mássica de vapor aquecido	74
3.3 Modelagem da turbina.....	77
3.4 Dimensionamento do gerador de eletricidade	83
3.5 Modelagem do condensador	83
4. PROJETO MECÂNICO DA ESTRUTURA DE SUSTENTAÇÃO DO DISPOSITIVO	95
5. ENSAIOS FÍSICO-QUÍMICOS PREVISTOS PARA ANÁLISE DA CONFORMIDADE DO DISPOSITIVO.....	100
5.1 Ensaios de corrosão e oxidação	100
5.2 Ensaios de integridade superficial e adesão do revestimento	101
5.3 Ensaios de condutividade térmica e estabilidade térmica	101
5.4 Ensaios de resistência mecânica e fadiga estrutural	102
5.5 Ensaios de caracterização óptica dos espelhos parabólicos	103
5.6 Ensaios de funcionamento da turbina	103
5.7 Ensaios para análise do condensador	104
6. ESPECIFICAÇÕES DIMENSIONAIS E ANÁLISE DO MODO DE FALHA E SEUS EFEITOS (P-FMEA) DO DISPOSITIVO	106

7. RESULTADOS E DISCUSSÕES	113
REFERÊNCIAS	118
APÊNDICE A – PROJETO DO COLETOR COM RECEPTOR	136
APÊNDICE B – PROJETO DO RECEPTOR TÉRMICO EM 2D.....	137
APÊNDICE C – PROJETO DO RECEPTOR TÉRMICO EM 3D.....	138
APÊNDICE D – PROJETO DA TURBINA	139
APÊNDICE E – FRAGMENTO DO PEDIDO DE REGISTRO DE PEDIDO DE PROPRIEDADE INTELECTUAL	140

INTRODUÇÃO

O mundo passa por um processo de transição energética que visa a redução e abandono de fontes energéticas com elevado nível de emissão de gases do efeito estufa (GEE), as quais têm sido substituídas por fontes renováveis com menor ou nenhum nível de emissão de poluentes. A matriz energética mundial é predominantemente formada por combustíveis fósseis, sendo o petróleo e seus derivados responsáveis por 30,2%, seguidos de carvão mineral, com 27,6%. Somente estes dois combustíveis representam quase 60% de todas as fontes energéticas do planeta (IEA, 2023). Neste sentido, considerando apenas o carvão mineral, a fonte energética de uso massivo mais poluente existente, para cada 1 kg de material empregado em processos de combustão para a geração de eletricidade e calor, cerca de 0,8 kg de carbono como resíduo direto é gerado (Cho; Strezov, 2020).

Destes 0,8 kg, considera-se que 90% serão eliminados na forma gasosa, que se liga facilmente ao oxigênio molecular (O_2) presente na atmosfera, formando CO_2 , o que representa uma emissão de 2,64 kg de GEE, a partir de 1 kg de combustível, além é claro de um percentual menor de resíduos sólidos (Liu *et al.*, 2024).

Neste contexto, a redução da emissão dos GEE está intimamente ligada à redução do nível de alteração da temperatura média global, cujo teto estipulado pelo IPCC (*Intergovernmental Panel on Climate Change*), em 2015, durante a COP (*Conference of the Parties*), realizada em Paris, é de 1,5°C em relação aos níveis médios pré-industriais. Em 2024 a temperatura média global subiu 1,2°C, aproximando-se perigosamente do teto aceito (Terhaar *et al.*, 2025).

Em função disso, a busca por processos de geração de energia (elétrica e térmica) mais amigáveis ao meio ambiente tem sido uma das principais metas de governos e organizações internacionais e, neste sentido, o Brasil que é uma referência por possuir a maior parte de sua oferta interna baseada em recursos renováveis e pouco poluentes, tem grande potencial a ser explorado, que é a energia solar, cujo índice de médio de radiação é de 4,5 kWh/m².dia, superando países da Europa, por exemplo, que possuem um índice de cerca de 3,0 kWh/m².dia na média (Pereira *et al.*, 2017). No entanto, o potencial solar brasileiro tem sido aproveitado, em sua maioria, em sistemas de geração fotovoltaico, os quais apresentam eficiência média de 20% em painéis monofaciais e 28% em painéis bifaciais (Maniscalco *et al.*, 2023).

Outro aspecto relevante diz respeito à ausência de inércia eletromecânica em sistemas de geração de eletricidade que utilizam inversores eletrônicos de corrente, como os empregados em fontes fotovoltaicas e eólicas (Xiong *et al.* 2022). Esses dispositivos, por serem baseados em eletrônica de potência, não possuem partes móveis, diferentemente dos geradores síncronos convencionais utilizados em usinas hidrelétricas, termelétricas e nucleares, que contam com rotores massivos. A inércia física desses geradores tradicionais age como "amortecedor" natural contra perturbações no sistema elétrico, principalmente contra variações bruscas de frequência. Em contrapartida, sistemas baseados em inversores, devido à ausência de inércia por falta de movimento, apresentam maior sensibilidade aos efeitos decorrentes de desequilíbrios de potência reativa e harmônicas, manifestados por correntes reativas que impactam diretamente os níveis de tensão e outros distúrbios dinâmicos. Consequentemente, a alta densidade dessas fontes de energia no sistema elétrico pode aumentar a vulnerabilidade operacional, elevando o risco de instabilidades e falhas no fornecimento de energia, demandando soluções adicionais, como inércia virtual ou controle avançado de potência reativa, para minimizar o impacto ao sistema (Alhelou; Golshan; Siano, 2021).

Por outro lado, a tecnologia heliotérmica, que emprega o calor proveniente da radiação solar no aquecimento de fluidos térmicos, possui eficiência média de 35%, podendo chegar a níveis superiores, a depender da tecnologia e condições climáticas locais. A tecnologia heliotérmica tem sido gradativamente empregada em usinas de geração de eletricidade ao redor do mundo, no entanto, sempre em usinas de grande porte, as quais normalmente empregam a tecnologia de torre central, que consiste em uma torre no centro de um círculo formado por heliostatos que direcionam a radiação solar para um ponto focal, no alto da torre, aquecendo um fluido térmico que normalmente troca calor com água em um circuito secundário, gerando vapor, acionando turbinas que, por sua vez, estão acopladas a geradores de eletricidade. Além disso, por empregarem dispositivos móveis na geração (geradores síncronos, acoplados às turbinas), os dispositivos heliotérmicos não apresentam o problema da falta de inércia do sistema elétrico, como ocorre em sistemas fotovoltaicos.

Em outra dimensão do problema energético, tem-se a crise hídrica global, que afeta milhões de pessoas diariamente, agravada pelas mudanças climáticas, crescimento populacional e má gestão dos recursos hídricos (Barbier, 2022). Em muitas áreas costeiras e áridas, a escassez de água potável tem levado à busca por alternativas como a dessalinização, que é o processo que remove o sal da água do mar para torná-la própria

para consumo e uso agrícola. No entanto, os métodos tradicionais de dessalinização são altamente energéticos e costumam contribuir para o aumento das emissões de gases poluentes, agravando ainda mais os problemas ambientais.

Tecnologias livres de emissões durante o processo de geração, principalmente os sistemas heliotérmicos, poderiam viabilizar a dessalinização de forma sustentável. Esses sistemas utilizam a energia solar concentrada para gerar calor, essencial para processos de destilação ou osmose reversa. Neste sentido, ao aproveitar uma fonte renovável e abundante como o Sol, os sistemas heliotérmicos reduzem o impacto ambiental da dessalinização, além de diminuir custos a longo prazo.

Neste trabalho busca-se desenvolver a prototipagem virtual de um dispositivo que emprega um disco parabólico de pequeno porte, para sistemas de microgeração e dessalinização de água. O benefício deste tipo de tecnologia é sua versatilidade, já que não demanda áreas extensas e redes de transmissão de eletricidade, uma vez que podem ser empregados em pequenos espaços disponíveis nas residências, além de ter uso híbrido, atuando como dessalinizador.

Desta forma, a questão de pesquisa que embasa o trabalho é: De que forma a prototipagem virtual de um sistema de geração de eletricidade e dessalinização de água de pequeno porte a partir de fonte heliotérmica, pode ser desenvolvido?

Como objetivo geral do trabalho tem-se: Desenvolver um a prototipagem virtual a partir de modelagem matemática de um dispositivo de pequeno porte baseado em ciclo Rankine, visando processos de microgeração de eletricidade e dessalinização a partir de fonte heliotérmica.

Os objetivos específicos do trabalho são:

- a) Modelar o processo de transferência de calor por radiação, condução e convecção em sistemas baseados em ciclo Rankine que empregam fonte heliotérmica;
- b) Dimensionar o sistema, considerando as variáveis termodinâmicas, especificações de materiais e de geometria passíveis de aplicação neste tipo de dispositivo;
- c) Desenvolver scripts em Python, com o objetivo de implementar o protótipo virtual do dispositivo, simulando-o e melhorando-o a cada iteração;
- d) Desenvolver o projeto eletromecânico do dispositivo;
- e) Contribuir para o desenvolvimento do conhecimento da área de Engenharia da Produção, especificamente nas linhas de desenvolvimento de novos produtos, sustentabilidade de processos e processos térmicos.

f) Contribuir com o atendimento dos Objetivos do Desenvolvimento Sustentável 6 (Água potável e saneamento) e 7 (Energia limpa e acessível).

Considerando o contexto deste estudo, é importante ressaltar algumas limitações que devem ser observadas quanto aos métodos e escopo. Primeiramente, o modelo desenvolvido baseia-se em condições ideais e simplificações matemáticas que podem não capturar completamente a complexidade dos fenômenos físicos envolvidos na geração heliotérmica, principalmente em cenários reais com variações climáticas. Além disso, as simulações computacionais foram realizadas considerando parâmetros médios de radiação solar e de desempenho de materiais, o que pode resultar em discrepâncias quando aplicado em diferentes regiões geográficas ou condições operacionais específicas. Outra limitação refere-se à ausência de validação experimental integral do modelo proposto, uma vez que os resultados foram obtidos por meio de simulações computacionais, sem a construção física do protótipo para comparação prática. Além disso, este trabalho concentrou-se no dimensionamento e simulação de um sistema de pequeno porte, deixando de abordar aspectos relacionados à viabilidade econômica e à integração em redes elétricas e hidráulicas residenciais.

1. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Sistemas de geração de eletricidade por fonte heliotérmica normalmente operam a partir de dois ciclos termodinâmicos: Stirling e Rankine. O ciclo Stirling funciona a partir de compressão e expansão de um fluido térmico, normalmente a mistura de ar atmosférico, ou em sistemas mais sofisticados, hidrogênio ou hélio. Neste ciclo, uma fonte de calor, que no caso de sistemas heliotérmicos é a radiação concentrada no ponto focal, aquece um cilindro isolado com um êmbolo. O aquecimento do fluido leva à sua expansão que, por sua vez, movimenta o êmbolo. Do outro lado, um fluido frio é comprimido até seu limite e, devido à elevada pressão da compressão, movimenta outro êmbolo em sentido oposto. A continuidade desta operação em um dispositivo acoplado à uma polia, gera energia cinética na forma de movimento circular (Topgül, 2022).

O ciclo Rankine, por sua vez, opera a partir de vapor. O processo é iniciado com o aquecimento de um fluido térmico. Este fluido entra em ebulição e o contínuo aumento da temperatura superaquece o vapor e o pressuriza. Este vapor é direcionado para uma turbina de reação, que se movimenta e, quando acoplada a um gerador, movimenta-o, gerando eletricidade. O vapor é então direcionado para um condensador, no qual ocorre troca de calor passiva ou ativa e o fluido é reaproveitado (Daniarta; Nems; Kolasinski, 2023).

Com relação às tecnologias arquiteturais dos sistemas heliotérmicos, existem três configurações mais empregadas:

a) Torre central: esta tecnologia é adequada para grandes usinas, com capacidade superior a 50 MW. O sistema utiliza um campo de espelhos chamados heliostatos, que rastreiam o Sol e concentram sua radiação em um receptor posicionado no topo de uma torre central. Esse receptor contém um fluido de trabalho (como sal fundido ou água), que absorve o calor da radiação concentrada em temperaturas que podem superar 500°C (Zokirzoda, 2025).

As vantagens dessa tecnologia são a alta eficiência térmica, graças às temperaturas elevadas alcançadas, e a capacidade de integrar sistemas de armazenamento térmico, geralmente utilizando sal fundido, que pode armazenar calor por várias horas e permitir a geração de energia mesmo durante a noite ou em condições de baixa insolação. Além disso, a modularidade do campo de heliostatos facilita a expansão gradual da usina. No entanto, algumas das restrições são o alto custo inicial de instalação e manutenção, bem

como a necessidade de controle preciso dos heliostatos e condições climáticas favoráveis, como céu limpo e alta radiação direta (Carrillo; Cárdenas, 2021).

b) Calha parabólica: trata-se de uma tecnologia ideal para aplicações de média a grande escala, normalmente variando de 10 MW a 200 MW. Este sistema utiliza coletores lineares em forma de parábola, que concentram a radiação solar sobre um tubo receptor posicionado ao longo do foco da parábola. O receptor contém um fluido térmico (óleo térmico ou sal fundido), que é aquecido pela radiação concentrada (Chefiki; Boukraa, 2022).

Em relação às suas vantagens, considera-se a confiabilidade e a maturidade tecnológica, havendo sistemas já comercializados e instalados em várias partes do mundo. Além disso, sua modularidade permite a expansão gradual da usina, tornando-a flexível para diferentes escalas de geração. No entanto, as temperaturas de operação são intermediárias, normalmente entre 300°C e 400°C, o que limita a eficiência térmica em comparação com a torre central. Outra desvantagem é a menor flexibilidade para integração de sistemas de armazenamento térmico, embora algumas instalações modernas já incorporem essa funcionalidade (Shinde *et al.*, 2022).

c) Disco parabólico: é uma tecnologia limitada a aplicações de pequena escala, com capacidade entre 1 kW e 25 kW por disco. O sistema consiste em um coletor / refletor parabólico que concentra a radiação solar em um receptor posicionado no ponto focal da parábola (Zayed *et al.* 2021).

Nesta tecnologia, uma das principais vantagens é a alta eficiência de conversão solar-elétrica, que pode atingir até 40%, devido às temperaturas elevadas alcançadas, que podem ser superiores a 700°C, no caso de espelhos de elevada regularidade óptica e refletividade. Além disso, o sistema é altamente modular e pode ser instalado em áreas pequenas e remotas, tornando-o adequado para aplicações descentralizadas, como fornecimento de energia a comunidades isoladas ou sistemas autônomos. No entanto, suas limitações são a ausência de sistemas de armazenamento térmico integrado, o que restringe sua operação aos períodos de insolação direta, e a baixa potência elétrica por unidade. Em função disso, esta tecnologia tende a ser aplicada em contextos específicos, como microgeração ou projetos piloto, em vez de usinas solares comerciais de grande escala (Pratik *et al.*, 2024).

Neste projeto, o objetivo é o uso da tecnologia de disco parabólico, tendo em vista que se trata de um dispositivo de pequeno porte para microgeração.

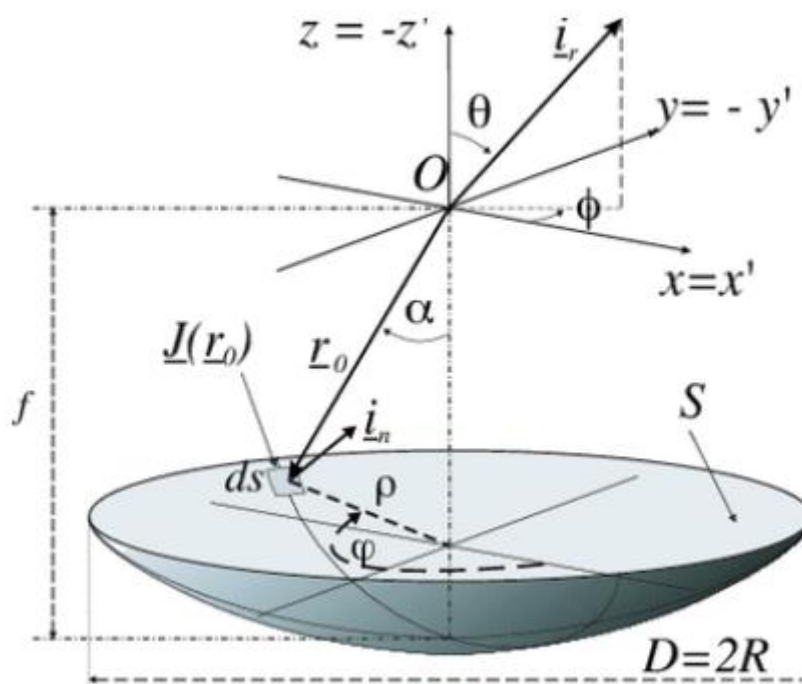
1.1 Geometria e refletividade dos espelhos em discos parabólicos

As superfícies refletoras parabólicas, são as estruturas responsáveis pela captura da radiação solar incidente e seu direcionamento para um único ponto focal. Esse fenômeno é resultado da interação entre os raios solares paralelos e a curvatura específica do espelho, que reflete esses raios de forma especular, ou seja, sem dispersão significativa. A geometria do disco parabólico é definida pela Equação 1 (Zayed *et al.*, 2021).

$$y = \frac{x^2}{4f} \quad (1)$$

Sendo y a altura do espelho ao longo do eixo vertical, x é a distância horizontal em relação ao vértice e f é a distância focal, que define a posição do receptor em relação ao vértice da parabólica, conforme ilustrado na Figura 1 (Mohite; Reddy, 2023).

Figura 1 - Geometria de um coletor parabólico



Fonte: Adaptado de Bolli et al., 2008.

A Figura 1 ilustra a geometria de um disco parabólico utilizado em sistemas heliotérmicos, apresentando os principais elementos envolvidos no processo de concentração solar. O disco parabólico é representado pela superfície curva na parte

inferior da figura, exibindo uma forma parabólica ideal, projetada para concentrar a radiação solar em um único ponto focal. A radiação solar incidente é representada por raios paralelos que chegam ao espelho e são refletidos especularmente em direção ao foco da parábola, onde está localizado o receptor (Maurya; Kumar; Sharma, 2022). A figura também apresenta as coordenadas espaciais x , y e z , que definem a posição do receptor em relação à superfície do espelho, bem como a distância focal f .

Por outro lado, a refletividade (ρ), definida como a fração da radiação solar incidente que é refletida pelo espelho em direção ao receptor, depende diretamente das propriedades ópticas e mecânicas do material utilizado no revestimento do espelho. Para maximizar a eficiência do sistema, os materiais devem apresentar alta refletividade, boa resistência às intempéries, baixo custo e ampla disponibilidade. A taxa de refletividade de um material é definida como a fração de radiação recebida e refletida para o ponto focal (Alkhalaf *et al.*, 2024). A Equação 2 define a refletividade.

$$\rho = \frac{I_r}{I_i} \quad (2)$$

Considerando I_r a intensidade da radiação refletida e I_i é a intensidade da radiação incidente. Em sistemas de disco parabólico, o índice de refletividade ρ deve ser superior a 90% para garantir eficiência energética. Além disso, a refletividade é influenciada pelas características superficiais do material, como rugosidade e espessura do revestimento metálico (Babu *et al.*, 2021).

Com relação aos materiais empregados na construção dos espelhos parabólicos, existem diversas alternativas, dentre as quais, as mais empregadas são:

a) Alumínio polido: é um dos materiais mais utilizados em espelhos de disco parabólico devido ao seu excelente equilíbrio entre refletividade, durabilidade e custo. O alumínio possui um índice de refletividade ρ típico de 95% na região do espectro solar visível. Sua resistência à corrosão pode ser melhorada por meio de tratamentos anódicos ou revestimentos protetores, como óxidos transparentes.

- Regularidade óptica: alta, com erros de forma controláveis;
- Resistência a intempéries: moderada; requer proteção contra oxidação;
- Custo: baixo a moderado, tornando-o viável para projetos orçamentários restritos;
- Disponibilidade: amplamente disponível no mercado global (Malwad; Tungikar, 2021).

b) Prata metalizada: apresenta elevada refletividade, com um índice ρ que pode atingir até 98% no espectro visível. No entanto, sua alta sensibilidade à oxidação e corrosão limita sua aplicação direta. Normalmente, é utilizada como uma camada metálica fina (da ordem de 100-200 nm) sobre substratos de vidro ou polímeros, protegida por camadas adicionais de materiais antirreflexo e resistentes às intempéries.

- Regularidade óptica: muito alta, ideal para aplicações de alta precisão;
- Resistência a intempéries: baixa sem proteção; requer revestimentos sofisticados;
- Custo: elevado, devido à raridade e complexidade de processamento;
- Disponibilidade: limitada, por se tratar de produto de baixa demanda (Alkhalaf *et al.*, 2024).

c) Vidro laminado com revestimento de alumínio: o substrato de vidro proporciona alta rigidez estrutural, o que minimiza deformações decorrentes de tensões térmicas ou mecânicas ao longo do tempo. No entanto, o peso elevado do vidro pode ser uma desvantagem em aplicações que exigem mobilidade ou instalação em suportes leves. A camada de alumínio depositada sobre o vidro possui um índice de refletividade ρ máximo de 94%, dependendo da qualidade do processo de deposição e do acabamento superficial.

- Regularidade óptica: alta, com erros de forma mínimos, mas limitada em condições de curvatura extrema;
- Resistência a intempéries: alta, especialmente com tratamentos protetores, mas ainda vulnerável a impactos mecânicos;
- Custo: moderado, dependendo da qualidade do vidro e do processo de laminação;
- Disponibilidade: alta, com infraestrutura industrial consolidada (Fernández-García *et al.*, 2014).

d) Filmes poliméricos com revestimento metálico: filmes poliméricos, como PET (polietileno tereftalato) ou PMMA (polimetacrilato de metila), revestidos com camadas metálicas finas (alumínio ou prata), são alternativas leves e flexíveis para espelhos de disco parabólico. Esses materiais apresentam densidades muito baixas (tipicamente entre 1,2–1,5 g/cm³), o que os torna ideais para aplicações móveis ou temporárias. No entanto, a flexibilidade intrínseca dos filmes poliméricos pode comprometer sua regularidade óptica, especialmente em condições de vento ou deformações mecânicas não controladas. O índice de refletividade ρ desses materiais chega a 92%, sendo inferior ao de materiais rígidos como vidro laminado ou prata metalizada.

- Regularidade óptica: moderada, devido à menor rigidez estrutural e à rugosidade superficial;
- Resistência a intempéries: baixa a moderada; requer proteção adicional contra UV e abrasão;
- Custo: baixo, mas com menor vida útil e maior necessidade de manutenção;
- Disponibilidade: alta, especialmente em setores industriais, mas com limitações em ambientes agressivos (Li *et al.*, 2021)

De forma a se disponibilizar uma visão consolidada das características técnicas e econômicas dos materiais utilizados em espelhos para sistemas de disco parabólico, apresenta-se o Quadro 1.

Quadro 1 - Comparativo dos principais materiais aplicados em espelhos parabólicos

Material	Refletividade (ρ)	Regularidade óptica	Resistência à intempéries	Custo	Disponibilidade
Alumínio polido	95%	Alta	Moderada	Moderado	Alta
Prata metalizada	98%	Muito alta	Baixa	Alto	Baixa
Vidro laminado com alumínio	94%	Alta	Alta	Moderado	Alta
Filmes poliméricos	92%	Moderada	Baixa a moderada	Baixo	Alta

Fonte: O autor, 2025.

Considerando as características técnicas e econômicas apresentadas no Quadro 1, o alumínio polido apresenta-se como a alternativa mais adequada para dispositivos de pequeno porte voltados à microgeração, especialmente em cenários com restrições orçamentárias e operacionais. Apesar de não alcançar os níveis máximos de refletividade observados na prata metalizada (98%), o alumínio polido oferece um índice de refletividade satisfatório (95%), combinado com uma adequada relação custo-benefício. Além disso, sua resistência moderada às intempéries pode ser melhorada com tratamentos protetores, ampliando sua vida útil sem comprometer significativamente o custo inicial. A alta disponibilidade do material e sua ampla aplicação industrial também facilitam a implementação em projetos de diferentes escalas. Em comparação com opções como vidro laminado ou filmes poliméricos, o alumínio polido apresenta maior robustez estrutural que os filmes e menor custo que o vidro.

1.2 Geometria do receptor

O receptor é responsável por absorver a radiação solar concentrada e transferir essa energia ao fluido de trabalho. A geometria do receptor influencia diretamente a eficiência do sistema, determinando a capacidade de absorção de calor, a minimização das perdas térmicas e a uniformidade da distribuição de temperatura (Abed *et al.*, 2024).

A forma geométrica do receptor é projetada para maximizar a interação entre a radiação concentrada e sua superfície. Em sistemas de disco parabólico, o receptor geralmente possui uma configuração cilíndrica, posicionado no ponto focal do espelho parabólico. Essa forma geométrica possibilita uma área de absorção eficiente da radiação refletida, além de facilitar a integração com a tubulação de condução do vapor à turbina (Aldali *et al.*, 2023).

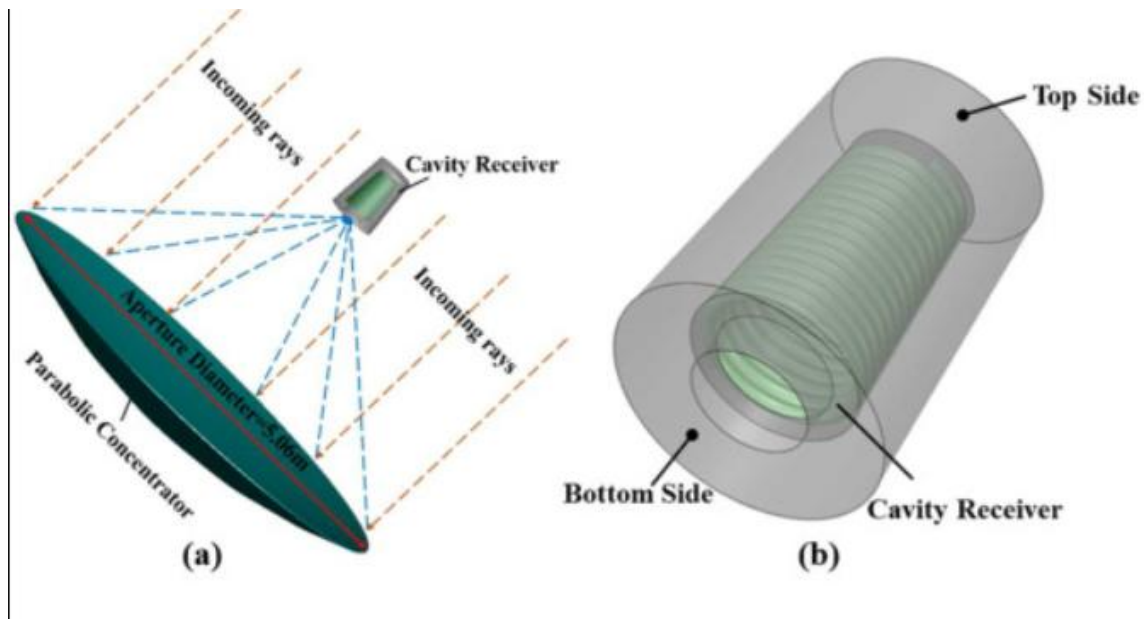
A Equação 3 descreve a relação entre a área superficial do receptor (A_s) e a potência térmica absorvida (Q_{abs}).

$$Q_{abs} = \eta_{opt} \cdot I \cdot A_s \quad (3)$$

Sendo Q_{abs} a potência térmica absorvida pelo receptor (W), η_{opt} é a eficiência óptica do sistema, que considera fatores como refletividade do espelho e perdas ópticas, I é a intensidade da radiação solar incidente (W/m²) e A_s é a área superficial do receptor (m²) (Zhang; Li; Qiu, 2023).

A Figura 2 ilustra a geometria típica de um receptor cilíndrico utilizado em sistemas de disco parabólico, explicitando os principais elementos envolvidos no processo de absorção e transferência de calor.

Figura 2 - Geometria de um receptor cilíndrico em sistema de disco parabólico



Fonte - Adaptado de Chen *et al.*, 2022.

A Figura 2 ilustra a geometria e funcionamento de um receptor em sistemas heliotérmicos baseados em disco parabólico, dividida em duas partes: a concentração solar no receptor (a) e o detalhamento do receptor de cavidade (b). Na parte (a), o espelho parabólico, reflete raios solares incidentes para o ponto focal onde está localizado a cavidade do receptor, responsável por absorver a radiação concentrada. Na parte (b), observa-se o receptor cilíndrico, apresentando sua estrutura interna com serpentinas espiraladas para circulação do fluido térmico e camada externa que minimiza perdas térmicas (Wasankar; Gulhane, 2021).

Outro fator relevante no projeto geométrico do receptor é a sua relação comprimento-diâmetro (L/D). Receptores com maior razão L/D tendem a reduzir as perdas convectivas, mas podem aumentar as perdas por condução ao longo de sua estrutura. Por outro lado, receptores mais compactos podem apresentar maior uniformidade de temperatura, mas com maior dissipação térmica para o ambiente. A otimização dessa relação visa garantir o equilíbrio entre eficiência térmica e viabilidade construtiva (Farhat *et al.*, 2024).

Para dimensionar a razão L/D de forma otimizada, é necessário considerar os principais parâmetros envolvidos no processo de transferência de calor no receptor. A taxa de transferência de calor total (Q_{total}) pode ser expressa na Equação 4.

$$Q_{total} = Q_{abs} - Q_{rad} - Q_{conv} - Q_{cond} \quad (4)$$

Sendo Q_{abs} a potência térmica absorvida pelo receptor (em W). Estas perdas são mensuradas na Equação 3. Q_{rad} são as perdas por difusão da radiação térmica do receptor para o meio (em W), Q_{conv} são as perdas por convecção do calor do receptor para o ar externo ao seu redor (em W) e Q_{cond} são as perdas por condução da superfície do receptor para a estrutura ao seu redor (em W) (Sajjad *et al.*, 2025).

As perdas por radiação ocorrem devido à emissão natural de energia térmica pelo receptor na forma de ondas eletromagnéticas, conforme a física dos corpos aquecidos. Quando o receptor atinge temperaturas elevadas, ocorre emissão de radiação infravermelha, a qual se propaga para o ambiente. Essa emissão é intrínseca a qualquer corpo com temperatura acima do zero absoluto e depende diretamente da temperatura superficial do receptor e das propriedades do material utilizado, como sua emissividade. Materiais com alta emissividade tendem a perder mais calor por radiação, enquanto superfícies altamente refletivas podem reduzir essas perdas (Platzer; Hildebrandt, 2021). Neste sentido, emprega-se a Equação 5, oriunda da Lei de Stefan-Boltzmann.

$$Q_{rad} = \varepsilon \cdot \sigma \cdot A_s \cdot (T_s^4 - T_{amb}^4) \quad (5)$$

Nesta equação, ε é a emissividade do material do receptor, σ é a constante de Stefan-Boltzmann ($5,67 \cdot 10^{-8} \text{ W / m}^2 \cdot \text{K}^4$), T_s é a temperatura da superfície do receptor (K) e T_{amb} é a temperatura ambiente (Khalil, 2023).

As perdas por convecção ocorrem quando o calor é transferido do receptor para o ar ao seu redor devido ao movimento do fluido circundante. Esse fenômeno é influenciado por fatores como a velocidade do vento, a diferença de temperatura entre o receptor e o ambiente, e as características geométricas do receptor. O ar aquecido próximo à superfície do receptor torna-se menos denso e sobe, sendo substituído por ar mais frio, criando correntes convectivas naturais. Quando há ventos, a convecção forçada intensifica ainda mais essas perdas (Ali; Jifeng, 2023). Em relação às perdas por convecção, tem-se a Equação 6.

$$Q_{conv} = h_{conv} \cdot A_s \cdot (T_s - T_{amb}) \quad (6)$$

Neste caso, h_{conv} é o coeficiente de transferência de calor convectivo ($W/m^2 \cdot K$), que pode ser determinado experimentalmente ou por correlações empíricas, a depender a constituição do material, dimensões e geometria.

As perdas por condução ocorrem quando o calor é transferido através do próprio material do receptor ou de suas conexões estruturais para outras partes do sistema ou para o ambiente. Esse fenômeno é resultado da diferença de temperatura entre as partes internas e externas do receptor e está relacionado à condutividade térmica dos materiais utilizados. Materiais com alta condutividade térmica, como metais, facilitam a dissipação de calor, enquanto materiais isolantes reduzem essa transferência. Em sistemas heliotérmicos, as perdas por condução são especialmente críticas nas regiões de fixação do receptor ao suporte ou nos pontos onde o receptor entra em contato com componentes externos (Canneto *et al.*, 2025). Neste sentido, sua determinação baseia-se na Lei de Fourier da condução do calor, conforme Equação 7.

$$Q = k \cdot \frac{A_c}{L} \cdot (T_s - T_{base}) \quad (7)$$

Sendo k a condutividade térmica do material do receptor ($W/m \cdot K$), A_c é a área da seção transversal do receptor (m^2), L é o comprimento do receptor (em m) e T_{base} é a temperatura na base do receptor (K).

1.3 Turbina a vapor de reação

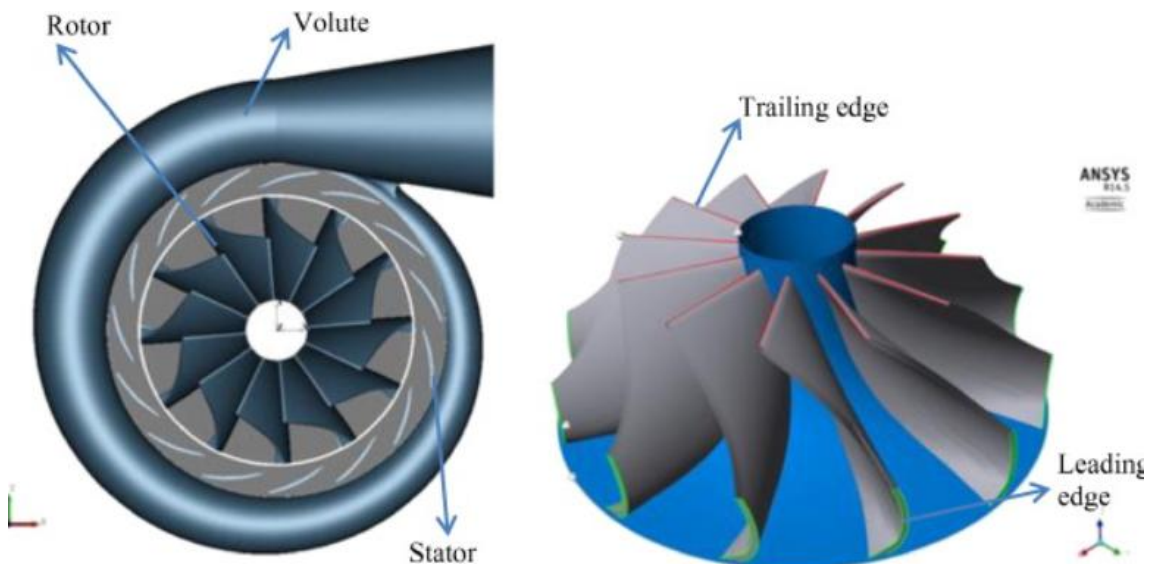
A turbina a vapor de reação opera com base no princípio de expansão do vapor em estágios sucessivos, no qual a energia potencial do vapor sob alta pressão e temperatura é convertida em energia cinética. Ao contrário das turbinas de impulso, que dependem exclusivamente da mudança de momento linear do vapor, as turbinas de reação exploram tanto o momento quanto a pressão do vapor ao longo dos estágios. Em cada estágio, o vapor expande-se parcialmente, reduzindo sua pressão e aumentando sua velocidade, o que gera uma força de reação que impulsiona os discos rotativos da turbina (Mambro; Congiu; Galloni, 2022).

Dentre as turbinas de reação, as turbinas radiais são as mais indicadas para sistemas de microgeração porque apresentam um design compacto e considerável eficiência energética, ideal para operar em espaços reduzidos e com baixa vazão de vapor. Nesse tipo de turbina, o vapor entra no centro do rotor e flui radialmente para a periferia,

impulsionando as palhetas ao longo de sua trajetória. Esse movimento radial permite uma conversão eficiente da energia térmica do vapor em energia mecânica rotacional, que é transferida diretamente ao eixo da turbina e, posteriormente, ao gerador elétrico (Langat; Volkova; Siro, 2025).

Nestas turbinas, a simplicidade construtiva reduz custos de fabricação e manutenção, enquanto a capacidade de operar em condições de alta pressão e temperatura moderada torna-as adequadas para sistemas heliotérmicos de pequeno porte. Além disso, as turbinas radiais são menos suscetíveis a variações bruscas de carga ou perturbações no fluxo de vapor, garantindo maior estabilidade na geração de eletricidade em aplicações descentralizadas (Wang *et al.*, 2025). A turbina a vapor radial é ilustrada na Figura 3.

Figura 3 - Turbina a vapor de reação do tipo axial.



Fonte: Adaptado de Azimian; Bart, 2016.

O processo pode ser descrito pela equação de conservação de energia (primeira lei da termodinâmica), conforme Equação 8.

$$h_1 + \frac{v_1^2}{2} + Q = h_2 + \frac{v_2^2}{2} + W \quad (8)$$

Desta forma, h_1 e h_2 são as entalpias do vapor nos estados inicial e final (J/kg), v_1^2 e v_2^2 são as velocidades do vapor nos estados inicial e final (em m/s), Q é o calor transferido ao sistema (J) e W é trabalho realizado pela turbina (J) (Faruque, 2025). No

caso de uma turbina de reação ideal, a transferência de calor (Q) é desprezível, e o trabalho realizado (W) é maximizado pela expansão controlada do vapor.

O dimensionamento de uma turbina a vapor de reação depende diretamente das características do vapor gerado no receptor. Para sistemas de pequeno porte, como o proposto neste trabalho, o vapor superaquecido pode atingir temperaturas na faixa de 150°C a 400°C e pressões entre 5 e 20 bar, dependendo do design do receptor e das propriedades do fluido de trabalho (água) (Martelli; Alobaid; Elsid, 2021).

Os parâmetros que devem ser observados no dimensionamento deste tipo de turbina são:

a) Velocidade periférica (U): este parâmetro está diretamente ligado à eficiência da interação entre o vapor e as pás e é determinado pela rotação da turbina (N) e pelo diâmetro do rotor (D_r), conforme descrito na Equação 9.

$$U = \frac{\pi \cdot D_r \cdot N}{60} \quad (9)$$

Sendo U a velocidade periférica (m/s), D_r é o diâmetro do rotor (m) e N é a rotação da turbina (rpm). A divisão por 60 ocorre devido à mensuração da velocidade em m/s e a rotação em rpm (Bentoumi; Miles; Korei, 2024).

Deve haver compatibilidade entre a velocidade periférica e a velocidade do vapor de forma a se garantir uma transferência eficiente de energia cinética, maximizando o desempenho da turbina. Desta forma, o cálculo preciso desse parâmetro permite otimizar o projeto, assegurando que a turbina opere dentro das condições ideais de funcionamento para sistemas de microgeração.

b) Vazão mássica (m): define a quantidade de fluido que atravessa o sistema por unidade de tempo. Este parâmetro está diretamente relacionado à área de passagem do vapor (A), à densidade do vapor (ρ) e à sua velocidade (v). Em sistemas compactos, como os propostos neste trabalho, a área de passagem é limitada pelo design reduzido da turbina, o que exige otimização cuidadosa para evitar perdas excessivas de pressão ou ineficiências no fluxo (Weickgenannt *et al.*, 2021). A Equação 10 descreve a relação entre essas variáveis.

$$m = \rho \cdot A \cdot v \quad (10)$$

Nesta equação, m é a vazão mássica do vapor (kg/s), ρ é a densidade do vapor (kg/m³), A é a área de passagem do vapor (m²) e v é a velocidade do vapor (m/s).

A vazão mássica deve ser ajustada de forma a garantir um fluxo uniforme e estável, minimizando perturbações no rotor, que caso ocorram, podem comprometer a integridade da turbina como um todo, além de reduzir a eficiência energética.

c) Eficiência isentrópica (η_i): este aspecto mensura a proximidade do processo real em relação ao ideal (isentrópico). Em turbinas radiais, o parâmetro reflete a capacidade do sistema de converter a energia térmica do vapor em trabalho mecânico com o mínimo de perdas. A eficiência isentrópica pode ser calculada utilizando a Equação 11.

$$\eta_i = \frac{h_1 - h_{2r}}{h_1 - h_{2i}} \quad (11)$$

Considerando-se η_i como a eficiência isentrópica (%), h_1 é a entalpia do vapor na entrada (J/kg), h_{2r} é a entalpia real do vapor na saída (J/kg) e h_{2i} é a entalpia ideal do vapor na saída (J/kg). Turbinas radiais de pequeno porte geralmente apresentam eficiências isentrópicas entre 60% e 85%, dependendo do design e das condições operacionais (Aygün, 2021).

d) Quantidade e ângulo das pás: são fatores determinantes para o desempenho de turbinas radiais. Um número excessivo de pás pode aumentar as perdas por atrito e reduzir a eficiência, enquanto um número insuficiente pode comprometer a capacidade de capturar o vapor adequadamente. Para turbinas radiais de pequeno porte, tipicamente utiliza-se entre 10 e 20 pás, dependendo das características do fluxo de vapor e das dimensões do rotor (Ghafoorian; Wan; Chegini, 2024).

O ângulo das pás também desempenha um papel fundamental, pois influencia diretamente a direção e a intensidade do fluxo de vapor. Os ângulos de entrada (α_1) e saída (α_2) devem ser ajustados para maximizar a conversão de energia cinética em torque. Em turbinas radiais, os ângulos das pás são geralmente projetados para direcionar o vapor tangencialmente ao rotor, aumentando a eficiência da transferência de energia (Chen *et al.*, 2025).

O projeto dos ângulos das pás está intimamente ligado ao conceito de triângulos de velocidades, que descreve o comportamento do fluxo de vapor ao interagir com as pás da turbina. Os triângulos de velocidades são construídos considerando três componentes principais:

- Velocidade absoluta do vapor (C): velocidade total do vapor relativa ao solo;
- Velocidade relativa do vapor (W): velocidade do vapor relativa ao movimento das pás;
- Velocidade periférica do rotor (U): velocidade tangencial do rotor (Gluch *et al.*, 2021);

A relação entre essas velocidades é dada pela equação vetorial descrita em (Equação 12).

$$C = W + U \quad (12)$$

Sendo que os ângulos de entrada (α_1) e de saída (α_2) são definidos com base nas direções dessas velocidades (Shifrin *et al.*, 2024).

O dimensionamento inadequado pode resultar em ineficiências consideráveis. Por exemplo, se a velocidade periférica do rotor não estiver alinhada com a velocidade do vapor, ocorrerá uma interação subótima entre o fluido e as pás, reduzindo a transferência de energia cinética e, conseqüentemente, o torque gerado. Além disso, uma área de passagem mal dimensionada pode causar perdas excessivas de pressão ou fluxos instáveis, comprometendo a estabilidade operacional da turbina. Em sistemas de pequeno porte, nos quais a margem para perdas é menor devido à limitação de recursos e escala, esses erros podem ser particularmente críticos (Casey; Robinson, 2023).

Além disso, o dimensionamento adequado contribui para a estabilidade operacional da turbina, minimizando perturbações no fluxo de vapor e variações bruscas de carga. Em sistemas descentralizados, que frequentemente operam em condições variáveis de insolação e demanda elétrica, essa estabilidade é essencial para garantir um fornecimento contínuo e confiável de energia. Turbinas radiais, por exemplo, são menos suscetíveis a flutuações no fluxo de vapor, mas seu desempenho ainda depende de um projeto cuidadoso que leve em conta as características específicas do vapor e as condições operacionais (Neil; Rao; Smith, 2024).

1.4 Gerador de eletricidade

O gerador de eletricidade é responsável por converter a energia mecânica rotacional fornecida pelo eixo da turbina em energia elétrica. Esse processo ocorre por meio do princípio de indução eletromagnética, descrito pela Lei de Faraday. Quando o rotor do gerador, acoplado ao eixo da turbina, gira dentro de um campo magnético criado pelos enrolamentos do estator, uma corrente elétrica alternada (CA) é gerada nos condutores do estator. A magnitude da tensão e a frequência da corrente elétrica dependem diretamente da velocidade de rotação do rotor e do número de polos magnéticos no gerador. Para sistemas heliotérmicos de pequeno porte, o gerador deve operar de forma eficiente mesmo em condições de baixa rotação e torque, características típicas de turbinas radiais compactas (Balaji, 2021).

Para sistemas de geração heliotérmica de pequeno porte, os geradores síncronos apresentam-se como a alternativa mais adequada devido à sua capacidade de operar com alta eficiência e estabilidade, mesmo em condições variáveis de carga e rotação. Esses geradores são utilizados em aplicações que exigem controle preciso da frequência e tensão da corrente elétrica gerada, de forma a se garantir a compatibilidade com padrões de redes elétricas ou equipamentos consumidores. No contexto de sistemas heliotérmicos baseados em discos parabólicos, onde a turbina a vapor acoplada ao gerador pode apresentar flutuações no torque e na velocidade de rotação, os geradores síncronos oferecem maior robustez e confiabilidade (Liu *et al.*, 2021).

1.5 Condensador

O condensador tem o objetivo de resfriar e condensar o vapor expandido proveniente da turbina, transformando-o novamente em líquido para ser reaproveitado no ciclo. Esse processo visa garantir a eficiência energética do sistema, pois reduz o consumo de energia necessária para bombear o fluido de volta ao receptor, além de minimizar perdas térmicas e melhorar a sustentabilidade operacional. Durante a condensação do vapor, o condensador também possibilita a manutenção das pressões adequadas no sistema, facilitando o controle operacional e aumentando a vida útil dos componentes (Tauveron *et al.*, 2024).

O processo de troca de calor no condensador ocorre por meio dos mecanismos de convecção e condução. O vapor superaquecido, após passar pela turbina, entra no condensador em estado gasoso e transfere seu calor latente para um fluido refrigerante ou

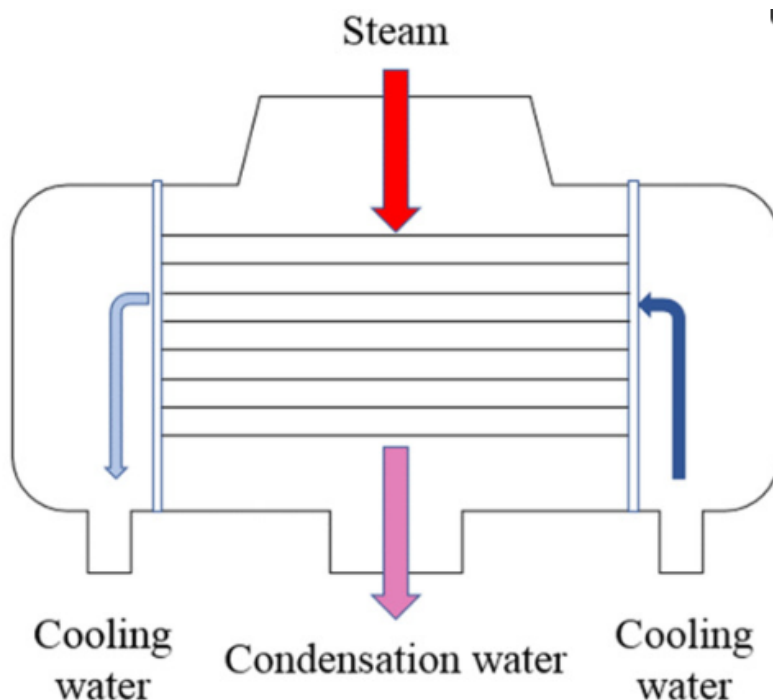
diretamente para o ambiente, dependendo do design do sistema. Durante essa transferência de calor, a temperatura do vapor diminui até atingir o ponto de saturação, quando começa a condensar-se em fase líquida (Albdour *et al.*, 2024). A quantidade de calor removida durante esse processo pode ser calculada utilizando a Equação 13.

$$Q_{cond} = m \cdot (h_{vapor} - h_{líquido}) \quad (13)$$

Sendo Q_{cond} a taxa de calor removido no condensador (W), m é a vazão mássica do vapor (kg/s), h_{vapor} é a entalpia específica do vapor na entrada do condensador (J/kg) e $h_{líquido}$ é entalpia específica do líquido na saída do condensador (J/kg) (Zhang; Mou; Fan, 2021).

A geometria interna do condensador é um dos fatores mais importantes para maximizar a taxa de troca de calor. Condensadores com superfícies internas ampliadas, como tubos corrugados, aletas ou serpentinas espiraladas, aumentam significativamente a área de contato entre o vapor e o fluido refrigerante ou o ambiente. Esse aumento na área superficial promove uma maior transferência de calor por unidade de volume, reduzindo o tempo necessário para a condensação do vapor. Além disso, a disposição dos canais de fluxo pode ser projetada para minimizar perdas de pressão enquanto maximiza a interação entre o vapor e a superfície fria, melhorando a eficiência global do sistema, conforme Figura 4 (Bano, 2021).

Figura 4 - Esquema de funcionamento de condensador



Fonte: Adaptado de Lu; Yang; Zang, 2024.

A seleção dos materiais utilizados na construção do condensador também influencia diretamente na rapidez com que o calor é dissipado. Materiais com alta condutividade térmica, como cobre ou alumínio, normalmente são empregados devido à sua capacidade de transferir calor rapidamente entre o vapor e o ambiente externo. Além disso, esses materiais apresentam boa resistência à corrosão e durabilidade, de tal que forma que permitam aos sistemas, operarem em condições variáveis ao longo do tempo (Jing *et al.*, 2024).

Além das características geométricas e dos materiais, o uso de mecanismos ativos ou passivos de dissipação de calor pode melhorar o desempenho do condensador. Mecanismos passivos normalmente baseiam-se no uso de aletas externas, que aumentam a área de contato com o ar ambiente, permitindo uma maior dissipação de calor por convecção natural. Por outro lado, mecanismos ativos, como ventiladores ou bombas de circulação de fluido refrigerante, podem ser incorporados para intensificar a troca de calor. Ventiladores forçam o ar sobre as superfícies do condensador, aumentando a taxa de convecção forçada e reduzindo o tempo de condensação. Da mesma forma, o uso de fluidos refrigerantes líquidos, como água ou misturas anticongelantes, permite uma dissipação de calor mais eficiente em comparação com o ar (Hughes; Garimella, 2024).

2. MÉTODOS

A prototipagem virtual consiste no processo de criação e teste de modelos digitais de produtos, sistemas ou componentes antes da construção de protótipos físicos, permitindo a análise de desempenho, otimização e validação de projetos em ambiente computacional. Essa abordagem está relacionada aos princípios da Indústria 4.0, que visa a promoção da digitalização e automação dos processos produtivos. A prototipagem virtual surge a partir da modelagem matemática, na qual o comportamento físico e funcional de um sistema é descrito por equações e algoritmos que representam suas propriedades e interações. A partir dessa modelagem, é possível realizar simulações computacionais que reproduzem o comportamento real do dispositivo sob diferentes condições, reduzindo custos, tempo de desenvolvimento e riscos de falhas (Patil; Reur; Vanageri, 2025).

Neste contexto, este trabalho fundamenta-se na modelagem e posterior prototipagem virtual de um sistema destinado à microgeração de eletricidade a partir de fonte heliotérmica, empregando métodos de modelagem matemática, física e computacional. A modelagem matemática descreve os fenômenos termodinâmicos e mecânicos envolvidos no processo de conversão de energia solar em eletricidade, permitindo a representação quantitativa das variáveis e parâmetros do sistema através de equações e relações matemáticas (Tao *et al.*, 2025). Paralelamente, a modelagem física possibilita a compreensão dos princípios fundamentais que governam o comportamento dos componentes do sistema, como a transferência de calor nos coletores solares, a expansão do vapor na turbina e a conversão eletromecânica de energia no gerador (Polesek-Karczewska *et al.*, 2024). A integração dessas abordagens com ferramentas computacionais permite simular as condições reais de operação do sistema, considerando variações nas condições ambientais e operacionais, visando desenvolver um modelo que apresente o máximo de similaridade com o comportamento esperado na prática (Shi *et al.*, 2024).

Para alcançar esse objetivo, foram desenvolvidos scripts em Python que implementa o protótipo virtual do dispositivo, permitindo a realização de simulações iterativas e a otimização dos parâmetros de projeto. O modelo computacional incorpora as equações e princípios fundamentais que descrevem os processos de transferência de calor, expansão do vapor e geração de eletricidade, além de considerar as características geométricas e materiais dos principais componentes do sistema, como o disco parabólico,

receptor, turbina e condensador (Ali; Bounahmidi, 2024). A escolha por esta abordagem metodológica justifica-se pela possibilidade de avaliação do desempenho global do sistema, além da identificação dos principais fatores que influenciam sua eficiência, possibilitando ajustes e melhorias no projeto antes de uma possível implementação física do protótipo. A validação do modelo será realizada por meio da comparação dos resultados simulados com dados teóricos e experimentais disponíveis na literatura científica da área (Li; Bai, 2025).

2.1 Métodos de prototipagem virtual por meio de modelagem matemática

A modelagem matemática é uma abordagem que possibilita descrever, analisar e prever o comportamento de sistemas físicos complexos, como o sistema heliotérmico de microgeração de eletricidade proposto neste trabalho. Trata-se de um processo sistemático que consiste na tradução dos fenômenos físicos em equações, possibilitando a representação quantitativa das variáveis envolvidas e suas interações. A modelagem matemática possibilita a descrição e compreensão dos mecanismos subjacentes ao funcionamento do sistema, bem como a otimização de seu desempenho antes da construção física do protótipo (Nukulwar; Tungikar, 2021).

A primeira etapa é a definição do problema, na qual são identificados os componentes do sistema a serem representados e os fenômenos relevantes. Neste trabalho, o sistema envolve o disco parabólico, receptor, turbina, gerador e condensador, no contexto dos processos de transferência de calor, geração de vapor, expansão na turbina e condensação. Essa etapa define o escopo do modelo e as variáveis-chave que devem ser consideradas (Soni *et al.*, 2021).

A segunda etapa é a formulação das equações que governam os fenômenos físicos. Essas equações são derivadas com base na fenomenologia física relacionada ao sistema proposto, como as leis da termodinâmica, mecânica dos fluidos, transferência de calor e geração de eletricidade. Este arcabouço de equações estrutura a base da descrição detalhada de cada componente do sistema (Kundu *et al.*, 2023).

A terceira etapa envolve simplificações e idealizações. Devido à complexidade inerente aos sistemas reais, algumas simplificações são frequentemente necessárias para tornar o modelo tratável e computacionalmente viável. Neste trabalho, assume-se, por exemplo, que o fluxo de vapor é uniforme, que as propriedades dos materiais permanecem constantes dentro de certos intervalos de temperatura e que o sistema opera

predominantemente em regime permanente. Essas simplificações não comprometem a precisão do modelo, mas permitem uma análise mais direta e eficiente (Kontolati *et al.*, 2024).

A quarta etapa é a implementação computacional do modelo. O modelo matemático é traduzido em algoritmos e implementado em uma linguagem de programação, como Python (no contexto deste trabalho), para permitir a realização de simulações iterativas. Esse processo trata da discretização de equações diferenciais, que se trata da transformação de equações diferenciais contínuas em sistemas de equações algébricas que podem ser resolvidos numericamente. Além disso, nesta etapa tem-se a definição de condições iniciais e de contorno que representam as condições operacionais do sistema (Idoko *et al.*, 2024).

As condições iniciais são valores conhecidos das variáveis no início do processo ou em um instante específico de tempo. Elas são relevantes em problemas dependentes do tempo (como aqueles descritos por equações diferenciais parciais ou ordinárias). Em termos práticos, as condições iniciais definem o estado inicial do sistema antes de ele evoluir ao longo do tempo. Já as condições de contorno especificam os valores das variáveis ou suas derivadas nas fronteiras (ou bordas) do domínio do problema. Elas possibilitam a definição de como o sistema interage com seu ambiente externo ou com limites físicos (Mate-Kole; Margot; Dewji, 2023).

A última etapa é a validação do modelo. Os resultados obtidos através das simulações são comparados com dados teóricos ou experimentais disponíveis na literatura técnica para verificar a precisão e a confiabilidade do modelo. Essa validação possibilita avaliar o nível de precisão do modelo desenvolvido, tanto da perspectiva teórica, quanto em possíveis aplicações (Hashmi *et al.*, 2022).

No contexto deste trabalho, a modelagem matemática e computacional apresenta algumas limitações que devem ser consideradas para garantir uma interpretação adequada dos resultados. Primeiramente, o modelo desenvolvido baseia-se em condições ideais e simplificações matemáticas que podem não capturar completamente a complexidade dos fenômenos físicos envolvidos na geração heliotérmica, especialmente em cenários reais com variações climáticas consideráveis, como mudanças bruscas na intensidade da radiação solar ou condições adversas de vento e temperatura ambiente.

Além disso, as simulações computacionais foram realizadas considerando parâmetros médios de radiação solar e desempenho de materiais, o que pode resultar em discrepâncias quando aplicado em diferentes regiões geográficas ou condições

operacionais específicas. Outra limitação importante é a ausência de validação experimental do modelo proposto, já que os resultados foram obtidos exclusivamente por meio de simulações computacionais, sem a construção física do protótipo para comparação prática. Finalmente, o escopo deste trabalho concentrou-se no dimensionamento e simulação de um sistema de pequeno porte, deixando de abordar aspectos relacionados à viabilidade econômica, integração em redes elétricas residenciais e impactos ambientais de longo prazo, o que restringe a aplicabilidade direta dos resultados a contextos mais amplos.

3. PROTOTIPAGEM VIRTUAL POR MEIO DE MODELAGEM MATEMÁTICA DO DISPOSITIVO

A modelagem matemática consiste na formulação de descrições quantitativas de fenômenos físicos, químicos ou biológicos por meio de sistemas de equações diferenciais, algébricas ou estatísticas, derivadas de princípios fundamentais da ciência. Essa abordagem permite descrever, prever e otimizar o comportamento de sistemas complexos com base em variáveis de estado, parâmetros conhecidos e condições iniciais e de contorno. Em contextos de engenharia térmica, como no caso deste trabalho, a modelagem matemática é utilizada para representar processos de transferência de calor, dinâmica de fluidos e conversão de energia, servindo de base para simulações numéricas e análises paramétricas (Semenova *et al.*, 2021).

Existem diversos tipos de modelagem matemática, classificados segundo a natureza do sistema treinado e as técnicas empregadas. Dentre eles, tem-se (Reddy; Henze, 2023):

- a) Modelagem analítica: baseada na dedução de equações a partir de princípios fundamentais da física, como as leis da termodinâmica, mecânica dos fluidos e transferência de calor. Oferece soluções exatas ou aproximadas para problemas bem definidos, mas frequentemente requer simplificações;
- b) Modelagem numérica: utilizada quando os modelos analíticos se tornam inviáveis devido à complexidade do problema. Nesse caso, as equações diferenciais são discretizadas e resolvidas computacionalmente por meio de métodos como diferenças finitas, volumes finitos ou elementos finitos.
- c) Modelagem estatística ou empírica: baseia-se em dados experimentais ou históricos para estabelecer relações funcionais entre variáveis. É útil quando os mecanismos internos do sistema não são completamente compreendidos ou quando se busca maior simplicidade operacional.
- d) Modelagem híbrida: combina abordagens analíticas, numéricas e estatísticas para capturar tanto os aspectos teóricos quanto as particularidades observadas em dados reais.

No contexto deste trabalho, adota-se uma abordagem predominantemente analítica, complementada por modelagem numérica nos casos em que a solução analítica direta não é viável. A escolha desses tipos de modelagem justifica-se pela necessidade de manter um rigor científico compatível com os princípios físicos que regem o sistema

heliotérmico proposto, garantindo transparência e reprodutibilidade das hipóteses e cálculos envolvidos.

3.1 Modelagem do disco parabólico

A modelagem analítica do disco parabólico busca descrever matematicamente como a radiação solar é captada, refletida e concentrada no ponto focal do espelho. Este modelo considera as propriedades geométricas do disco, a irradiância média de São Paulo, as características do revestimento refletor (alumínio polido), bem como perdas ópticas associadas ao sistema.

A superfície refletora do disco segue a forma de uma parábola rotacionada em torno de seu eixo central, descrita pela Equação 1, onde define-se a altura vertical y do espelho em função da distância horizontal x a partir do vértice e da distância focal f . Para este modelo, assume-se os seguintes valores:

- a) Diâmetro total (D): 2,4 m;
- b) Raio (r): 1,2 m;
- c) Distância focal (f): 0,6 m.

Para a definição desta distância focal, considerou-se a razão entre o diâmetro do disco e essa distância, conhecida como razão D/f . Essa razão afeta diretamente o desempenho óptico do sistema, pois influencia na concentração da radiação no foco e na profundidade física do disco. Valores característicos de D/f variam entre 3 e 5 em sistemas heliotérmicos de pequeno porte (Farhat *et al.*, 2024), garantindo boa concentração de luz sem comprometer a estrutura física do sistema. No caso deste trabalho, foi adotada uma razão $D/f = 4$, conforme Equação 14.

$$f = \frac{D}{4} \quad (14)$$

Considerando-se o diâmetro de 2,4 m, tem-se:

$$f = \frac{2,4}{4} = 0,6 \text{ m}$$

Do ponto de vista da concentração da radiação solar, uma distância focal adequada assegura que a maioria dos raios refletidos incida diretamente sobre o receptor térmico, minimizando dispersão e sombreamento. Em discos com razão D/f próxima a 4, verifica-se uma boa simetria entre a curvatura do espelho e a posição do foco, o que favorece a

convergência precisa dos raios solares. Estudos mostram que valores menores de D/f tendem a concentrar os raios em áreas mais amplas e menos densas, enquanto valores maiores podem exigir maior precisão na fabricação do espelho e posicionamento do receptor, aumentando custos e complexidade.

Além disso, a proximidade do foco ao vértice do disco (0,6 m) reduz a necessidade de estruturas de sustentação longas e frágeis, minimizando perdas por convecção e condução no próprio suporte do receptor. Desta forma, também se contribui para a estabilidade mecânica do conjunto, facilitando ajustes e manutenção. Por outro lado, distâncias focais excessivamente longas dificultam o acesso ao receptor e aumentam a probabilidade de erro de alinhamento entre o disco e o Sol, especialmente em sistemas que operam com rastreamento solar.

Quanto ao alumínio polido do revestimento refletor, empregar-se-á uma liga de alumínio com elevada pureza, geralmente pertencente à classificação internacional ASTM B209, composta por mais de 99% de alumínio puro, com traços mínimos de ferro e silício como impurezas residuais (Li; Smith; Ross, 2024). Suas propriedades físicas mais relevantes são:

- a) Espessura: 0,5 mm, escolhida para garantir leveza estrutural sem comprometer a rigidez e a planicidade da superfície;
- b) Densidade: aproximadamente $2,7 \text{ g/cm}^3$, o que confere ao material uma boa relação resistência-peso;
- c) Condutividade térmica: cerca de $237 \text{ W/m}\cdot\text{K}$, permitindo dissipação uniforme de calor gerado pela radiação solar incidente;
- d) Resistência à corrosão: moderada, podendo ser melhorada com tratamentos anódicos ou camadas protetoras transparentes (como óxidos ou revestimentos de resina acrílica);
- e) Refletividade média na faixa visível e infravermelha próxima: 95%, valor característico de superfícies polidas com acabamento espelhado de alta qualidade.

Quanto à regularidade da superfície, considera-se que a rugosidade superficial (R_a) deve estar abaixo de $0,05 \text{ }\mu\text{m}$, o que garante uma reflexão especular eficiente. Essa característica é obtida por meio de processos de polimento mecânico seguido de polimento eletrolítico ou químico, capazes de eliminar imperfeições microscópicas que poderiam causar dispersão da radiação solar (Kumar; Choudary; Khan, 2024).

Neste sentido, a interação entre a radiação solar e o alumínio polido ocorre principalmente na superfície metálica, envolvendo os elétrons livres presentes na rede cristalina do metal. O espectro solar abrange desde a faixa ultravioleta (UV) até o

infravermelho (IR), mas a maior parte da energia útil está concentrada na região visível, entre aproximadamente 400 nm e 700 nm, que é a faixa espectral de maior interesse para sistemas heliotérmicos (Hu *et al.*, 2021).

Quando os fótons dessa radiação atingem a superfície do alumínio, podem:

- a) Ser refletidos – processo dominante e esperado;
- b) Ser absorvidos – não contribuindo para o aquecimento do fluido no ponto focal;
- c) Ser transmitidos – praticamente desprezível em metais opacos como o alumínio.

A alta refletividade do alumínio está diretamente relacionada à sua densidade de elétrons livres, que é extremamente elevada, da ordem de 10^{28} elétrons/m³. Esses elétrons formam um “gás eletrônico” condutor que interage fortemente com o campo eletromagnético da radiação incidente. Quando um fóton atinge essa nuvem eletrônica, ele induz oscilações coletivas chamadas de *plasmons de superfície*, resultando em uma resposta rápida e coerente que devolve a maioria dos fótons na direção oposta, isto é, tem-se reflexão especular (Qu *et al.*, 2025).

Essa capacidade de reflexão especular é essencial para sistemas de concentração solar, como o disco parabólico estudado, onde a eficiência depende criticamente da precisão com que a radiação é direcionada ao receptor térmico localizado no foco. A refletividade média do alumínio polido na faixa espectral solar é de cerca de 95%, valor adotado como base para a modelagem desenvolvida neste trabalho.

A refletividade do alumínio não é constante, variando ligeiramente com o ângulo de incidência dos raios solares. Para modelar esse comportamento, pode-se aplicar a lei de Fresnel, mesmo que originalmente seja mais precisa para superfícies dielétricas (Arteaga, 2021). Em superfícies metálicas, a lei ainda fornece uma boa aproximação qualitativa do comportamento óptico, conforme Equação 15.

$$\rho(\theta) = \left| \frac{n_1 \cos \theta - n_2}{n_1 \cos \theta + n_2} \right|^2 \quad (15)$$

Considerando-se, θ como o ângulo de incidência em relação à normal da superfície (graus); n_1 é o índice de refração do ar (≈ 1); e n_2 é o índice de refração complexo do alumínio (dependente do comprimento de onda).

Embora o alumínio tenha um índice de refração complexo, com componente imaginária significativa devido à absorção, para simplificação e análise prática, podemos considerar um valor médio de $n_2 \approx 1,3$ na faixa visível. Cabe ressaltar que o índice de

refletividade de materiais condutores, como o alumínio polido utilizado no revestimento do disco parabólico, é afetado pela absorção da radiação incidente, fenômeno que ocorre devido à interação entre o campo eletromagnético da luz e os elétrons livres do metal. Essa absorção não pode ser descrita adequadamente apenas com números reais, por isso emprega-se números complexos para representar o índice de refração desses materiais, resultando em uma componente imaginária significativa, denotada por k na expressão $n = n - ik$. Essa componente imaginária está diretamente ligada à perda de energia da onda eletromagnética ao penetrar no material, indicando que parte da radiação não é refletida, mas sim absorvida e convertida em calor, o que deve ser considerado na análise térmica e óptica de sistemas heliotérmicos (Chinweze; Achebe; Igwe, 2023).

Para compreender o comportamento óptico do disco parabólico ao longo de sua superfície, foi realizada uma análise detalhada da refletividade local em diferentes posições radiais. A metodologia adotada consistiu em dividir o raio total do disco ($R = 1,2$ m) em 10 pontos igualmente espaçados, desde o centro do disco até sua borda externa, ou seja, de $x = 0$ até $x = R = 1,2$ m. Essa abordagem é utilizada em estudos envolvendo sistemas heliotérmicos de pequeno porte, pois permite avaliar como as propriedades geométricas e ópticas variam ao longo da curvatura do espelho, impactando diretamente a concentração da radiação solar no receptor térmico (Zayed *et al.*, 2021).

A posição radial indica a distância de cada ponto analisado em relação ao centro do disco. Essa medida é importante porque, devido à geometria parabólica do espelho, a inclinação da superfície varia com a distância ao centro, o que afeta diretamente o ângulo de incidência dos raios solares e, por consequência, a eficiência de reflexão nesses pontos.

Essa variação angular é crítica para o desempenho óptico do sistema, já que raios que atingem regiões mais externas do disco incidem com ângulos mais rasantes, o que pode reduzir a qualidade da reflexão especular e aumentar perdas por absorção ou dispersão (Mo *et al.*, 2023).

A divisão do raio em pontos discretos baseia-se na equação da parábola rotacionada, dada pela Equação 1. A partir dessa equação, obtém-se a derivada da curva, que fornece a inclinação local da superfície do disco em cada posição radial, conforme Equação 16 (Beltagy, 2023).

$$\alpha = \tan^{-1} \left(\frac{x}{2f} \right) \quad (16)$$

Sendo α o ângulo entre a tangente à superfície e a horizontal, sendo essencial para determinar o ângulo de incidência real dos raios solares sobre o espelho. Como os raios solares são considerados paralelos ao eixo do disco, o ângulo de incidência (θ), ou seja, o ângulo entre o feixe incidente e a normal à superfície, é dado pela Equação 17.

$$\theta = 2\alpha \quad (17)$$

Esta relação se fundamenta no princípio da reflexão especular, segundo o qual o ângulo de incidência é igual ao ângulo de reflexão, medidos em relação à normal à superfície no ponto de incidência (Houcine; Maatallah; Saeed, 2022).

Com base no valor de θ , calcula-se o cosseno do ângulo de incidência, necessário para aplicar a lei de Fresnel e estimar a refletividade local em cada ponto. Para isso, foram empregados modelos ópticos baseados no índice de refração complexo do alumínio polido, levando em conta tanto a componente real quanto a componente imaginária significativa devido à absorção.

Os valores de refletividade local foram interpolados com base em simulações numéricas típicas de metais condutores sob incidência de luz visível, considerando a geometria específica do disco e a orientação dos raios solares.

O processo seguido para a amostragem ao longo do raio do disco considerou os seguintes passos:

a) Definição das posições radiais: foram escolhidos 10 pontos ao longo do raio do disco, espaçados de 0,12 m em 0,12 m, conforme mostrado abaixo:

$$x = 0; 0,12; 0,24; 0,36; 0,48; 0,60; 0,72; 0,84; 0,96; 1,08; 1,20 \text{ (m)}$$

Essa divisão permite obter uma amostragem representativa da variação angular ao longo da superfície do disco, mantendo um equilíbrio entre precisão e simplicidade computacional.

b) Cálculo da inclinação da superfície (α): Para cada posição radial x , determinou-se a inclinação local da superfície do disco usando a derivada da equação da parábola (Equação 16).

c) Cálculo do cosseno do ângulo de incidência ($\cos\theta$): O cosseno do ângulo de incidência é necessário para aplicar a lei de Fresnel na determinação da refletividade local (Equação

15), com $n_1 = 1$ (refração do ar) e $n_2 = 1,3$ (refração média do alumínio na faixa espectral solar).

d) Modelagem da refletividade local ($\rho(\theta)$): Utilizando modelos ópticos baseados no índice de refração complexo do alumínio polido, calculou-se a refletividade local em cada posição radial, considerando o impacto do aumento do ângulo de incidência sobre a eficiência da reflexão (Huang, 2021). Os valores foram interpolados com base em simulações numéricas típicas de metais condutores sob incidência de luz visível, compatíveis com o espectro solar global.

A partir disso, encontrou-se os resultados da modelagem numérica, expressos no Quadro 2.

Quadro 2 - Resultados da simulação numérica da refletividade

Posição radial (m)	Ângulo da superfície (α)	Ângulo de incidência (θ)	$\cos(\theta)$	Refletividade local (%)
0,00	0,00	0,00	1,00	95,00
0,12	5,71	11,42	0,98	94,98
0,24	11,31	22,62	0,92	94,80
0,36	16,70	33,40	0,83	94,30
0,48	21,80	43,60	0,72	93,50
0,60	26,57	53,14	0,60	92,20
0,72	31,00	62,00	0,47	90,40
0,84	34,98	69,96	0,34	88,60
0,96	38,66	77,32	0,22	85,80
1,08	41,99	83,98	0,10	82,40
1,20	45,00	90,00	0,00	79,60

Fonte: O autor, 2025.

No Quadro 2, os itens apresentados são:

- a) Posição radial (m): Distância do ponto analisado em relação ao centro do disco;
- b) Ângulo da superfície (α): Inclinação da superfície em relação à horizontal, calculada pela derivada da curva parabólica;

- c) Ângulo de incidência (θ): Ângulo entre o raio solar e a normal à superfície, essencial para avaliar como a luz é refletida;
- d) $\cos(\theta)$: Valor do cosseno do ângulo de incidência, usado nas equações ópticas para calcular a refletividade local;
- e) Refletividade local $\rho(\theta)$ (%): Percentual da radiação solar refletida em cada ponto do disco, com base na interação da luz com o alumínio polido.

A análise do Quadro 2 demonstra informações importantes sobre o desempenho óptico do disco parabólico revestido com alumínio polido:

- a) Na região central do disco (até $x = 0,6$ m), a refletividade mantém-se próxima a 95%, garantindo adequada concentração da radiação solar no foco. Nessa área, os raios chegam quase perpendicularmente à superfície, o que favorece uma reflexão altamente eficiente.
- b) A partir de $x = 0,8$ m, o aumento do ângulo de incidência começa a reduzir significativamente a refletividade, pois os raios incidem mais rasantes, aumentando a componente difusa da reflexão e a absorção superficial.
- c) Na borda do disco ($x = 1,2$ m), o ângulo de incidência atinge 90° , o que significa que os raios chegam praticamente paralelos à superfície. Este ângulo resulta em uma refletividade local de apenas 79,6%, indicando uma redução substancial na eficiência óptica nessa região.

Apesar dessa queda na borda, a geometria otimizada do disco, aliada ao uso de alumínio polido com alta refletividade média, garante que mais de 90% da radiação refletida incida dentro de uma área de até 5 cm de diâmetro, compatível com o tamanho típico de receptores cilíndricos utilizados nesse tipo de sistema.

3.2 Modelagem do receptor e do fluido térmico

O receptor térmico é o componente central responsável pela absorção da energia solar concentrada pelo disco parabólico e pela transferência desse calor para o fluido de trabalho, que será utilizado no ciclo Rankine para geração de eletricidade. Sua escolha geométrica, dimensional e material é crítica para maximizar a eficiência global do sistema heliotérmico, minimizando perdas térmicas e garantindo operação contínua mesmo sob condições ambientais adversas, como aquelas associadas ao uso de água salgada como fluido térmico.

O receptor térmico deste trabalho possui geometria cilíndrica, sendo posicionado no foco do disco parabólico, onde ocorre a maior concentração da radiação solar refletida.

Ele é composto por uma superfície externa revestida com camada seletiva altamente absorviva, projetada para maximizar a captação de radiação na faixa espectral solar, e uma estrutura interna com serpentinas ou canais de circulação, destinados à transferência eficiente de calor ao fluido térmico. Sua configuração deve permitir (Maurya; Kumar; Sharma, 2022):

- a) Distribuição uniforme do fluxo radiante sobre a superfície do receptor;
- b) Redução de gradientes térmicos longitudinais;
- c) Integração facilitada com os componentes restantes do sistema (tubulação, válvulas, conexões com a turbina).

Além disso, o receptor deve ser projetado para operar em regime estacionário de troca térmica, garantindo aquecimento controlado do fluido e evitando pontos quentes ou zonas de estagnação térmica. Devido ao uso de água salgada, este modelo também leva em conta fatores de corrosão por cloretos, exigindo materiais com elevada resistência química e durabilidade em ambientes marinhos ou com alto teor de sais dissolvidos (Saleh *et al.*, 2022). No caso do receptor deste sistema, as dimensões são:

- Geometria: cilíndrica
- Diâmetro: 30 cm
- Altura útil: 30 cm
- Volume interno: ~20 litros
- Material: aço inoxidável AISI 316 com revestimento interno de TiN
- Absorvidade superficial média: $\alpha \approx 0,92$
- Emissividade: $\varepsilon \approx 0,10$
- Resistência à corrosão: elevada, graças ao teor de molibdênio no AISI 316 e proteção adicional por nitrato de titânio (TiN).

Considerando os resultados apresentados no Quadro 2, foi determinado que cerca de 85% da radiação refletida pelo disco incide dentro de um círculo de 30 cm de diâmetro, localizado no plano focal. Este valor já considera as imperfeições ópticas do sistema. Em função disso, a potência incidente no receptor é determinada com base nas seguintes premissas (Pereira *et al.*, 2017):

- Irradiância média em São Paulo: $I = 187,5 \text{ W/m}^2$;
- Área do disco: $A_d = 4,52 \text{ m}^2$;
- Potência total incidente no disco: $P_i = I \cdot A_d = 847,5 \text{ W}$;
- Refletividade média do alumínio polido: $\rho = 0,95$;
- Eficiência óptica após perdas: $\eta_{opt} = 80\%$;

- Potência solar concentrada no ponto focal: $P_c = \eta_{opt} \cdot \rho \cdot P_i = 644,1 \text{ W}$;
- Potência concentrada no fundo do receptor (85%): $P_{cfr} = 547,5 \text{ W}$.

3.2.1 Modelagem do interior do receptor

O interior do receptor é responsável por promover a transferência eficiente de calor entre a superfície absorvedora e o fluido térmico (água salgada), garantindo que o ciclo termodinâmico opere em condições benéficas e controladas. Sua geometria interna, composição material e configuração hidrodinâmica são fatores determinantes para maximizar a taxa de troca térmica, minimizar perdas por convecção e condução, e garantir uma distribuição uniforme da temperatura ao longo do sistema interno.

A modelagem do interior do receptor envolve uma análise das superfícies internas de troca térmica, dos canais de escoamento do fluido e das características estruturais que influenciam a eficiência global do sistema. A partir das dimensões definidas anteriormente (diâmetro de 30 cm e altura útil de 30 cm) foi projetado um arranjo interno composto por serpentinas espirais, disposto radialmente ao longo do volume interno do receptor. Este tipo de configuração permite aumentar a área de contato entre o fluido e as paredes aquecidas, favorecendo a transferência de calor por condução e convecção forçada.

A configuração hidráulica empregada consiste em um circuito fechado de serpentinas helicoidais, fabricado em aço inoxidável AISI 316 revestido internamente com nitreto de titânio (TiN), material escolhido por sua elevada condutividade térmica e resistência à corrosão em ambientes salinos. O número total de aspirações foi previsto como 8 voltas completas, com espaçamento uniforme de 1,5 cm entre cada atração, evitando zonas de estagnação térmica e garantindo um fluxo contínuo e homogêneo do fluido (Ali *et al.*, 2021).

Cada serpentina possui diâmetro interno de 10 mm e espessura de parede de 1,5 mm, de forma a se possibilitar resistência mecânica adequada ao sistema sob pressão operacional estimada de até 2 bar. O comprimento total de cada serpentina é de aproximadamente 3,7 m, resultando em uma área superficial de troca térmica de cerca de 1,16 m².

A transferência de calor no interior do receptor ocorre através de três mecanismos principais: condução através das paredes metálicas, convecção forçada do fluido em

movimento e radiação residual proveniente da superfície interna do receptor. A solução geral da taxa de transferência de calor é dada pela Equação 18 (Chang *et al.*, 2022):

$$Q = \eta_{diss} \cdot U \cdot A \cdot \Delta T_{LM} \quad (18)$$

Sendo η_{diss} o coeficiente de perdas por dissipação no interior do receptor; Q , a taxa de calor transferida (W); U coeficiente global de transferência de calor ($\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$); A é a área de troca térmica (m^2); e ΔT_{LM} é a diferença média logarítmica de temperatura (K). Para este receptor, assume-se as seguintes premissas:

- Condutividade térmica do aço inoxidável AISI 316: $k = 13,4 \text{ W}/\text{m} \cdot \text{K}$;
- Coeficiente convectivo interno (água salgada): estimado em $h_i = 2500 \text{ W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$;
- Coeficiente convectivo externo (superfície do receptor): estimado em $h_e = 800 \text{ W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$;

Para a determinação do coeficiente global de transferência de calor (U), utiliza-se a equação que considera as resistências térmicas em série no processo de troca de calor entre o fluido interno (água salgada) e o meio externo (ar ambiente ou estrutura adjacente), conforme Equação 19 (Kalantari *et al.*, 2021).

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_i} + \frac{ep}{k} + \frac{1}{h_e} \quad (19)$$

Sendo ep a espessura da parede do tubo (1,5 mm ou 0,0015 m) e, para este dispositivo, tem-se os seguintes valores:

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{2500} + \frac{0,0015}{13,4} + \frac{1}{800}$$

$$U = \frac{1}{0,0018619} = 537 \text{ W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$$

Para este modelo, o valor da diferença média logarítmica de temperatura ($LMTD$ - *Log Mean Temperature Difference*) utilizado no cálculo da taxa de transferência de calor no interior do receptor, conforme Equação 20 (Almeshaal; Choubani, 2023).

$$\Delta T_{LM} = \frac{P_{cfr}}{U \cdot A} \quad (20)$$

Desta forma, trocando-se na Equação 20, tem-se:

$$\Delta T_{LM} = \frac{547,5}{537 \cdot 0,756} = 1,35 \text{ K}$$

A configuração hidráulica adotada consiste em um circuito fechado de serpentinas helicoidais, fabricadas em aço inoxidável AISI 316 revestido internamente com nitreto de titânio (TiN), escolhido por sua elevada condutividade térmica e resistência à corrosão em ambientes salinos. Para esta serpentina, adota-se as seguintes premissas:

- Material: aço inoxidável AISI 316;
- Diâmetro interno da tubulação: $D_i = 10 \text{ mm} = 0,01 \text{ m}$;
- Espessura da parede da tubulação: $ep = 1,5 \text{ mm} = 0,0015 \text{ m}$;
- Número total de espiras por serpentina: $n_e = 8$;
- Raio médio de curvatura da espira: $r = 12 \text{ cm} = 0,12 \text{ m}$;
- Espaçamento entre serpentinas: $s = 15 \text{ mm} = 0,015 \text{ m}$;
- Quantidade de serpentinas: $n_s = 4$

Considerando estes dados, determina-se que a geometria da serpentina apresenta as seguintes características:

- Número de espiras por serpentina: 8 voltas completas;
- Diâmetro interno do cilindro do receptor: $30 \text{ cm} = 0,3 \text{ m}$;
- Raio médio estimado da espira: $12 \text{ cm} = 0,12 \text{ m}$;
- Diâmetro interno da tubulação: $10 \text{ mm} = 0,01 \text{ m}$;
- Espessura da parede da tubulação: $1,5 \text{ mm}$.

A serpentina adotada tem formato helicoidal, ou seja, uma tubulação curvada em forma de espirais concêntricas, disposta radialmente dentro do cilindro do receptor. Essa configuração aumenta a área de contato entre o fluido térmico e as paredes internas aquecidas (Fan *et al.*, 2022).

Considerando os dados expostos anteriormente, observa-se que o perímetro de cada volta da espira é $P = 2\pi r = 2 \cdot 3,14 \cdot 0,12 = 0,754 \text{ m}$. Assim, considerando-se 8 espiras, determina-se o comprimento total da tubulação a partir da Equação 21.

$$L = n_e \cdot P \quad (21)$$

Desta forma, trocando-se os valores conhecidos na Equação 21, tem-se:

$$L = 8 \cdot 0,754 = 6,03 \text{ m}$$

Logo, considera-se que cada serpentina tem cerca de 6,03 m de comprimento. E, partindo disso, pode-se determinar a área de troca térmica da serpentina, que é determinada na Equação 22.

$$A_s = \pi \cdot D_i \cdot L \quad (22)$$

Portanto, trocando-se os valores na Equação 21, tem-se $A = 3,14 \cdot 0,01 \cdot 6,03 = 0,189 \text{ m}^2$. Como o receptor tem 4 espiras, a área total de troca térmica será de $0,756 \text{ m}^2$.

Agora, pode-se determinar a taxa de calor transferida (Equação 18), trocando-se os valores, considerando η_{diss} médio de 20%:

$$Q = 0,80 \cdot 537 \cdot 0,756 \cdot 1,35 = 438,45 \text{ W}$$

O que se observa é que a taxa de calor transferida sofre influência de processos de dissipação não intencionais e característicos do material, uma vez que não há como garantir total isolamento térmico.

3.2.2 Modelagem do fluido térmico

Quanto ao fluido térmico, neste sistema utilizar-se-á água salgada, já que se presume além da geração de eletricidade, a dessalinização de água. Para fins de modelagem, considerou-se a concentração salina de 35 g/L (3,5%) (Yaghoubi; Babapoor; Seyfaee, 2023). Desta forma, o Quadro 3 explicita as propriedades físicas da água salgada, consideradas para fins de modelagem.

Quadro 3 - Propriedades físicas da água salgada consideradas na modelagem

Propriedade	Valor médio
Densidade média (25–100 °C)	1025 kg/m ³
Viscosidade dinâmica média (25–100 °C)	0,78 mPa·s
Calor específico médio	4,0 kJ/kg·K
Temperatura inicial	25 °C
Temperatura de ebulição	101 °C

Fonte: O autor, 2025.

Conforme visto no Quadro 3, a densidade da água salgada é maior que a da água doce, principalmente devido à presença de sais dissolvidos (como cloreto de sódio, NaCl). Para uma solução salina convencional, a densidade média varia entre 1025 kg/m³ na faixa de temperatura de 25–100°C. Neste sentido, tem-se:

- a) Comparação com a água doce: a água doce tem densidade média de aproximadamente 997 kg/m³ na mesma faixa de temperatura. A diferença de densidade (~28 kg/m³) resulta em maior massa de fluido por unidade de volume, o que pode influenciar o regime de escoamento e a transferência de calor no receptor (Zhu *et al.*, 2024).
- b) Impacto no sistema: como a água salgada é mais densa, o mesmo volume de fluido contém mais massa, permitindo maior capacidade térmica para armazenar energia. Além disso, a maior densidade favorece a formação de gradientes térmicos mais intensos, promovendo melhor circulação natural do fluido dentro do receptor (Xu; Torres, 2025).

Em relação à viscosidade dinâmica média, observa-se que é maior que a da água doce, devido à interação entre íons dissolvidos e moléculas de água. Na faixa de temperatura de 25–100°C, a viscosidade média da água salgada é estimada em 0,78 mPa·s (Zha *et al.*, 2023). Neste sentido, tem-se:

- a) Comparação com a água doce: a água doce tem viscosidade dinâmica média de aproximadamente 0,65 mPa·s na mesma faixa de temperatura. Ou seja, a água salgada é cerca de 20% mais viscosa que a água doce;
- b) Impacto no sistema: a maior viscosidade aumenta a resistência ao fluxo, tornando mais difícil atingir o regime turbulento ($Re > 3000$). Embora a viscosidade aumente a resistência ao escoamento, ela também melhora a estabilidade térmica do fluido, reduzindo perdas por convecção forçada ou dispersão térmica (Korlepara *et al.*, 2022).

Quanto ao calor específico médio, verifica-se que é ligeiramente menor que o da água doce, pois os sais dissolvidos alteram a estrutura molecular do líquido. Na faixa de temperatura de 25–100°C, o calor específico médio da água salgada é estimado em 4,0 kJ/kg·K (Qasem *et al.*, 2021). Desta forma, observa-se os seguintes aspectos:

- a) Comparação com a água doce: a água doce tem calor específico médio de aproximadamente 4,18 kJ/kg·K na mesma faixa de temperatura. Essa pequena diferença (~4%) reflete a menor capacidade térmica da água salgada para absorver calor, o que pode acelerar o aquecimento inicial do fluido (Khatod; Katekar; Deshmukh, 2022);
- b) Impacto no sistema: com menor calor específico, a água salgada aquece mais rapidamente, facilitando a atuação do ciclo Rankine. Apesar da menor capacidade de retenção de calor, a água salgada compensa isso com sua maior densidade e resistência à evaporação, garantindo maior eficiência global no sistema.

Com relação a temperatura de ebulição da água salgada é superior à da água doce. Essa diferença ocorre devido à presença de sais dissolvidos, principalmente cloreto de sódio, que interferem nas ligações intermoleculares entre as moléculas de água, dificultando a transição de fase líquido-vapor. Esse fenômeno é conhecido como elevação ebulioscópica (Elsayed; Wu; Chow, 2021).

Para uma solução típica com salinidade próxima à da água do mar, a temperatura de ebulição situa-se em torno de 101°C, sob pressão atmosférica padrão. Esse valor reflete o comportamento esperado com base na influência dos sais sobre as propriedades coligativas do fluido térmico (Lauth, 2023). Desta forma, observam-se os seguintes aspectos:

- a) Comparação com a água doce: a água doce entra em ebulição a 100 °C em condições normais de pressão. Já a água salgada requer mais energia para atingir o ponto de vaporização, devido à maior concentração iônica e ao aumento da força das interações moleculares. Isso significa que, em um sistema heliotérmico, a água salgada pode operar em temperaturas mais elevadas antes de iniciar a formação de vapor, contribuindo para uma maior pressão de vapor gerada e, por consequência, maior eficiência no ciclo Rankine;
- b) Impacto no sistema: a maior temperatura de ebulição permite que o sistema opere com vapor a pressões mais elevadas, aumentando a capacidade de geração de trabalho mecânico na turbina. Além disso, a água salgada apresenta menor tendência à evaporação precoce, o que reduz perdas de massa durante o aquecimento inicial e melhora o controle térmico no início do ciclo. Por outro lado, essa característica também implica a

necessidade de maior energia térmica para atingir a fase de vaporização, o que deve ser considerado no dimensionamento do receptor e na análise do tempo de resposta do sistema.

3.2.3 Modelagem do processo convectivo da água salgada

O escoamento do fluido térmico dentro do receptor é um dos fatores mais críticos para a eficiência global do sistema heliotérmico, principalmente em aplicações com troca térmica em superfícies internas aquecidas, como é o caso das serpentinas helicoidais adotadas neste projeto. No contexto deste trabalho, o fluido térmico utilizado é água salgada, cujas propriedades físico-químicas diferem da água doce, influenciando diretamente os mecanismos de transferência de calor por convecção.

Durante o aquecimento do fluido em contato com as superfícies internas das serpentinas, formam-se três camadas distintas no perfil de velocidade do fluido (Walters, 2025):

- a) Camada viscosa (ou subcamada laminar): próxima à parede do tubo, onde a velocidade do fluido tende a zero devido à aderência molecular. Nesta região, o transporte de energia ocorre principalmente por difusão molecular, sendo altamente dependente da viscosidade do fluido;
- b) Camada buffer (ou de transição): zona intermediária entre o regime laminar e turbulento, onde os efeitos viscosos ainda são relevantes, mas já começam a surgir flutuações turbulentas;
- c) Camada turbulenta: região mais elevada do fluxo, onde prevalecem os movimentos caóticos e a mistura intensa do fluido, promovendo alta taxa de transferência de calor.

No caso da água salgada, a maior densidade (~3% acima da água doce) e a viscosidade elevada (~20% maior) alteram a espessura relativa dessas camadas, favorecendo a predominância da camada viscosa por mais tempo durante o aquecimento. Desta forma, a transição para o regime turbulento ocorre mais tarde, impactando diretamente a capacidade de troca térmica no interior do receptor.

Para avaliar o regime de escoamento da água salgada nas serpentinas, foi determinado o número de Reynolds, conforme Equação 23.

$$Re = \frac{\rho \cdot v \cdot D}{\mu} \quad (23)$$

Considerando-se, ρ como a densidade do fluido (kg/m^3); v é a velocidade do fluido (m/s); D é o diâmetro interno do tubo e μ é a viscosidade dinâmica (Pa.s). Como a temperatura tende a aumentar e diminuir no decorrer do dia, a densidade e a viscosidade dinâmica sofrerão alterações (Li *et al.*, 2023).

A densidade é uma propriedade fundamental no estudo do comportamento hidrodinâmico de fluidos térmicos, sendo definida como a massa por unidade de volume, conforme Equação (24) (Kadam, 2022).

$$\rho = \frac{m}{V} \quad (24)$$

Desta forma, m é a massa do fluido (kg) e V é o volume do fluido (m^3).

Com o aumento da temperatura, ocorre uma expansão térmica do fluido, ou seja, o mesmo número de moléculas ocupa um volume maior, resultando em uma redução da densidade ao longo do processo térmico. Essa variação é descrita pela lei da expansão térmica volumétrica (Lunkenheimer *et al.*, 2023), expressa pela Equação 25.

$$\rho(T) = \rho_0 \cdot [1 - \beta \cdot (T - T_0)] \quad (25)$$

Neste caso, $\rho(T)$ é a densidade do fluido na temperatura T ; ρ_0 é a densidade de referência na temperatura T_0 ; e β é o coeficiente de expansão térmica volumétrica (K^{-1}).

Para a água salgada típica (com salinidade de aproximadamente 35 g/L), o coeficiente de expansão térmica apresenta valores médios entre $\beta \approx 2,1 \cdot 10^{-4} \text{ K}^{-1}$, em torno de 25°C e $\beta \approx 5,0 \cdot 10^{-4} \text{ K}^{-1}$, acima de 100°C, influenciado pelo aumento da energia cinética molecular e da mobilidade dos íons dissolvidos (Li *et al.*, 2022).

Ao longo do aquecimento, observa-se que:

- a) Na faixa de 25 °C a 60 °C, a redução da densidade ocorre de forma gradual, com pequenas variações, devido à baixa mobilidade iônica nesse intervalo;
- b) A partir de 80 °C até 180 °C, o decréscimo torna-se mais pronunciado, em razão do aumento significativo da agitação molecular e da separação das partículas, ampliando o volume específico do fluido (Roquet *et al.*, 2022);

Assim, para água salgada típica, a densidade inicial de 1025 kg/m^3 a 25 °C diminui progressivamente até cerca de 980 kg/m^3 a 180 °C. Essa variação afeta diretamente o

regime de escoamento, influenciando o número de Reynolds e, consequentemente, o tipo de convecção desenvolvida no interior do receptor (Ludwig, 2022).

Em relação à viscosidade dinâmica (μ), considera-se que determina a resistência ao escoamento do fluido, especialmente em sistemas térmicos onde se busca otimizar o regime de convecção. Em líquidos, essa propriedade tende a diminuir exponencialmente com o aumento da temperatura. A relação entre viscosidade e temperatura pode ser modelada pela Lei de Andrade, dada pela Equação 26 (Rizk *et al.*, 2022).

$$\mu(T) = \mu_0 - e^{\left(\frac{B}{T} - \frac{B}{T_0}\right)} \quad (26)$$

Considerando-se, $\mu(T)$ como a viscosidade dinâmica na temperatura T ; μ_0 é a viscosidade de referência na temperatura T_0 ; B é a constante empírica associada às propriedades moleculares do fluido (água salina = 2800 K); e T é a temperatura no momento da medição.

Devido à presença de sais dissolvidos, principalmente cloreto de sódio (NaCl), a água salgada apresenta maior viscosidade dinâmica em comparação com a água pura, em torno de 20% a mais na faixa de 25–100 °C. Esse valor diminui com o aumento da temperatura, mas ainda mantém diferença relevante em temperaturas elevadas (Bao *et al.*, 2025).

A modelagem da evolução do número de Reynolds em função da temperatura, por depender da variação de densidade e viscosidade dinâmica, que também se alteram em função da temperatura, será realizada por meio de código em linguagem Python, implementado em ambiente Jupyter Notebook. A opção por esta abordagem decorre da complexidade de se modelar manualmente a oscilação de mais de uma variável em função da temperatura, considerando uma variável target (número de Reynolds).

A modelagem computacional foi desenvolvida baseada nos princípios físicos apresentados nas Equações 23, 24, 25 e 26. O modelo busca simular o comportamento do número de Reynolds em função da temperatura para a água salgada durante seu aquecimento no receptor térmico do sistema heliotérmico descrito no trabalho.

O intervalo térmico considerado, de 25 °C até 180 °C, representa as condições reais de operação do sistema, desde o estado inicial do fluido, em estado líquido, até a fase de vapor aquecido, que é crítica para o acionamento da turbina no ciclo Rankine. Dentro desse intervalo, são atualizadas continuamente três propriedades fundamentais do

fluido: densidade, viscosidade e velocidade média de escoamento, todas interdependentes e influenciando diretamente o número de Reynolds ao longo do processo.

A redução da densidade com o aumento da temperatura está alinhada com a Lei da Expansão Térmica Volumétrica. Conforme o fluido se aquece, ele se expande, diminuindo sua massa específica. Esse fenômeno favorece o aumento do número de Reynolds, já que este é diretamente proporcional à densidade.

Da mesma forma, a viscosidade dinâmica também diminui com o aquecimento, seguindo uma tendência exponencial característica dos líquidos. A redução da viscosidade aumenta a capacidade do fluido de escoar livremente, contribuindo para o aumento do número de Reynolds, pois esse parâmetro é inversamente proporcional à viscosidade.

Essas mudanças não ocorrem de maneira linear, o que motivou a introdução de uma função empírica para a velocidade do fluido, baseada em um perfil sigmoide. Essa função permite representar com maior realismo o comportamento hidrodinâmico do fluido ao longo do aquecimento, já que, em temperaturas mais baixas, o movimento do fluido é lento e controlado principalmente pela bomba de recirculação. Com o aumento da temperatura, a redução da viscosidade e a expansão térmica do fluido intensificam o movimento convectivo, resultando em aceleração do escoamento. E, em temperaturas elevadas, o regime tende à estabilização, com o fluido atingindo um novo equilíbrio hidrodinâmico.

No modelo desenvolvido, o cálculo do número de Reynolds é realizado iterativamente, atualizando-se os valores de densidade, viscosidade e velocidade a cada passo de temperatura. Isso permite capturar a evolução contínua do regime de escoamento ao longo do aquecimento:

- Na faixa inicial (25–80 °C), o número de Reynolds permanece abaixo de 2000, indicando regime laminar.
- Entre 80 °C e 120 °C, o número de Reynolds ultrapassa o limiar crítico de 3000, entrando na região de transição.
- Acima de 120 °C, o número de Reynolds supera 4000, caracterizando claramente um regime turbulento plenamente estabelecido.

Essa transição é coerente com a teoria do escoamento em dutos aquecidos, especialmente quando se considera o impacto combinado da variação de viscosidade e da velocidade do fluido.

Além do número de Reynolds, o modelo também simula a variação percentual das camadas de convecção internas ao escoamento, camada viscosa, camada buffer e camada

turbulenta, cujas proporções relativas mudam conforme o número de Reynolds aumenta. Desta forma, pode-se visualizar graficamente como o perfil de velocidade do fluido se modifica ao longo do aquecimento, ajudando a identificar com precisão os pontos de transição de regime. Essa busca complementar a interpretação do número de Reynolds, por meio de uma visão multidimensional do comportamento do fluido dentro do receptor térmico. A contribuição das camadas foi normalizada entre 0 e 1.

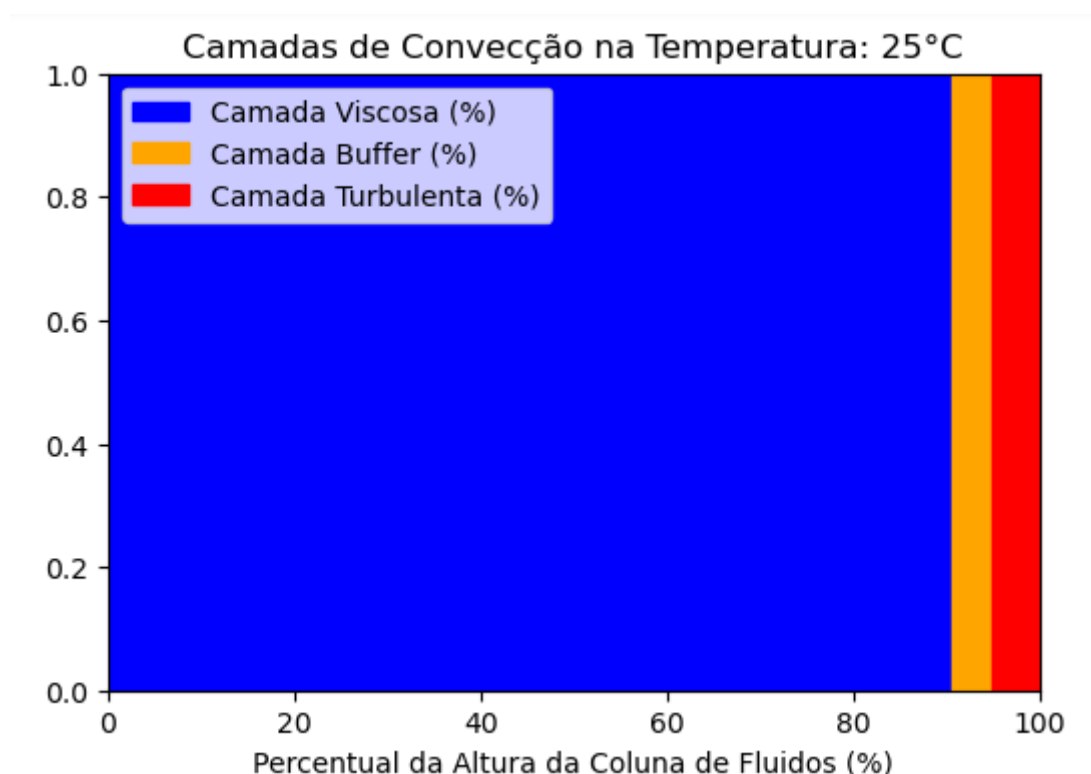
Embora o número de Reynolds não tenha intrinsecamente um comportamento sigmoide com a temperatura, o uso dessa função para a velocidade é consistente com a teoria de escoamentos em dutos aquecidos e com gradientes térmicos longitudinais, principalmente em sistemas de pequeno porte, nos quais o regime de escoamento muda consideravelmente com a temperatura (Al-Juaid *et al.*, 2024). A função sigmoide utilizada para a velocidade permite representar de forma realista:

- Um aumento suave da energia cinética nos primeiros estágios do aquecimento.
- Uma aceleração mais rápida na faixa intermediária, devido à redução da viscosidade e aumento da diferença térmica.
- Uma estabilização posterior, quando o regime turbulento já está estabelecido.

Essa abordagem empírica é coerente com os princípios físicos envolvidos no escoamento de fluidos térmicos em sistemas heliotérmicos e fornece uma representação mais realista da dinâmica do sistema do que modelos lineares ou constantes (Vaferi *et al.*, 2023).

O comportamento simulado do número de Reynolds segue as previsões teóricas sobre a dinâmica do fluido em dutos aquecidos (Boumari *et al.*, 2023), mostrando uma curva suave com uma inflexão entre 80 °C e 120 °C, justamente a faixa onde o sistema sofre maior transição de regime, corroborando a descrição teórica sobre a instabilidade do fluxo causada pelas alterações das propriedades do fluido. Como resultados desta simulação, tem-se os gráficos a seguir (apenas alguns foram selecionados):

Gráfico 1 - Distribuição das camadas em 25°C



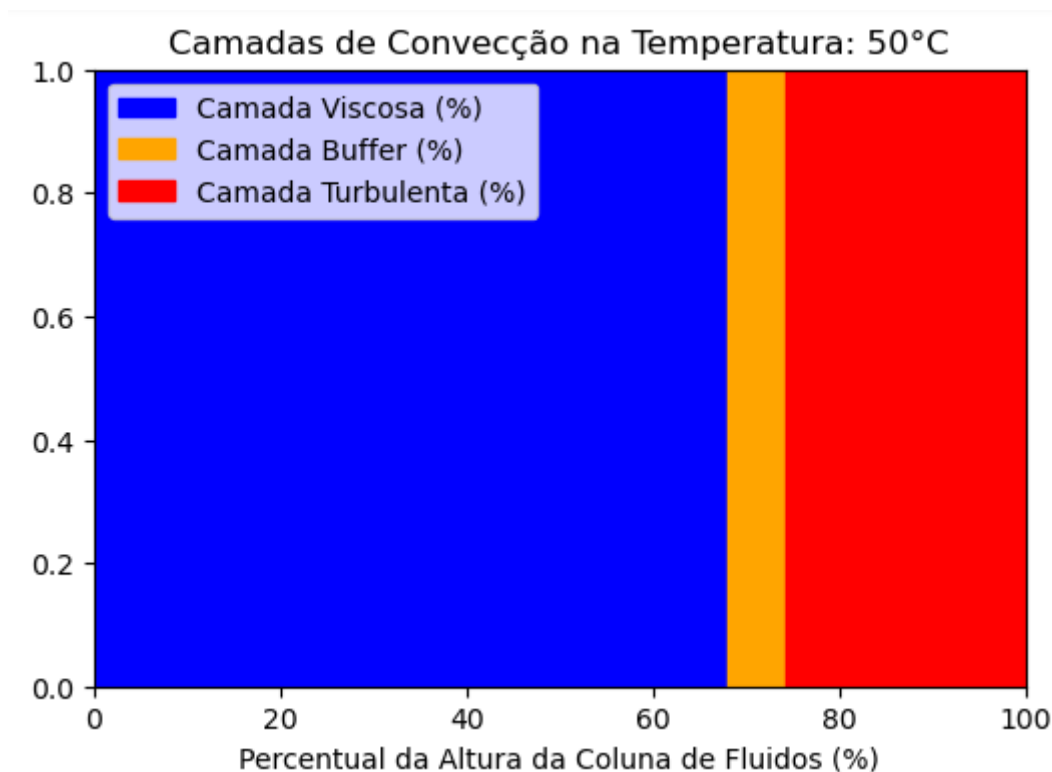
Fonte: O autor, 2025.

A distribuição das camadas de convecção observada no gráfico reflete o comportamento físico do escoamento da água salgada em função da temperatura. À temperatura inicial de 25°C, a camada viscosa ocupa uma proporção dominante (cerca de 98% da altura total da coluna de fluidos), indicando um regime predominantemente laminar, onde as forças viscosas são predominantes e o movimento do fluido é suave e ordenado próximo à parede do tubo. A camada buffer, que representa a transição entre os regimes laminar e turbulento, é extremamente fina, ocupando apenas cerca de 1% da altura total, enquanto a camada turbulenta está praticamente ausente, representando menos de 1%.

Essa configuração ocorre porque, em temperaturas baixas como 25°C, a viscosidade dinâmica da água salgada é relativamente alta, dificultando a formação de flutuações turbulentas no escoamento. Além disso, a densidade do fluido é maior, o que também contribui para um escoamento mais lento e controlado. Nesse estado inicial, a energia cinética do fluido é insuficiente para superar as forças viscosas próximas à parede, resultando em uma camada viscosa espessa e uma camada turbulenta quase inexistente. Com o aumento gradual da temperatura ao longo do processo de aquecimento, essas

propriedades físicas mudam, levando a uma redistribuição progressiva das camadas conforme o número de Reynolds aumenta, favorecendo a transição para regimes mais turbulentos (Oberrecht, 2021).

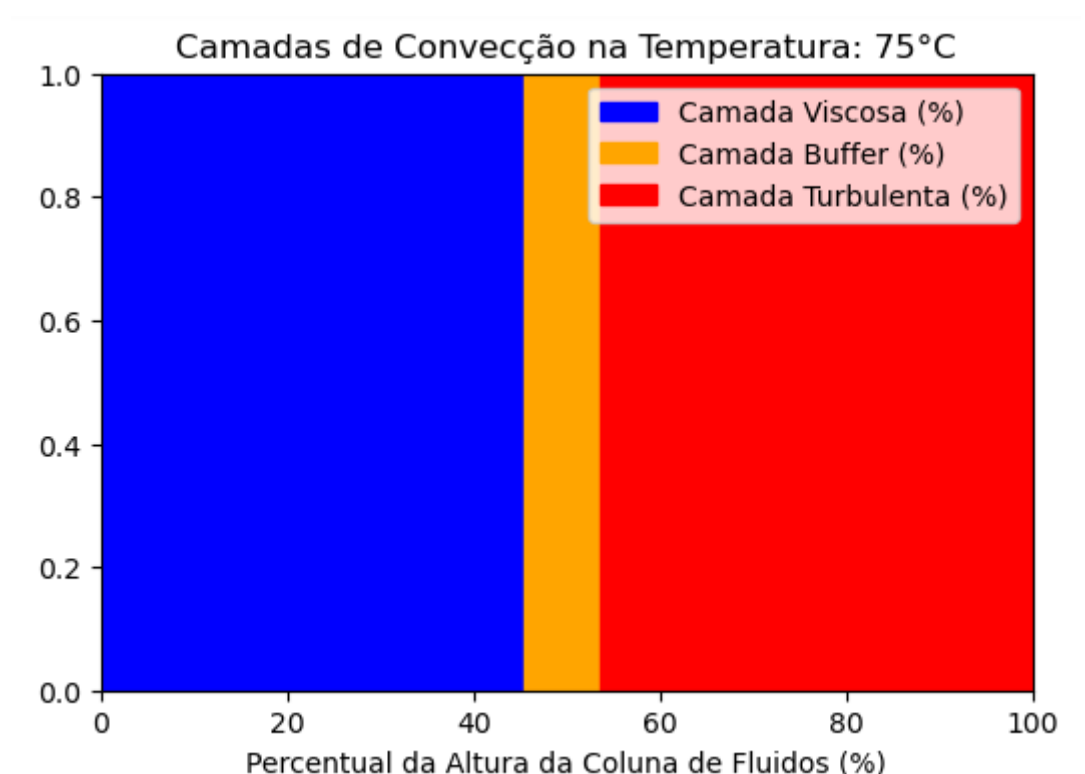
Gráfico 2 - Distribuição das camadas em 50°C



Fonte: O autor, 2025.

O Gráfico 2 apresenta a distribuição das camadas de convecção na água salgada à temperatura de 50°C, ilustrando claramente o perfil de escoamento em função da altura da coluna de fluidos. À medida que a temperatura aumenta, observa-se uma transição gradual no regime de escoamento: a camada viscosa ainda ocupa a maior parte da coluna (cerca de 70%), indicando um comportamento predominantemente laminar próximo à parede do tubo; contudo, há um aumento significativo na camada turbulenta, que já representa cerca de 30% da altura total, refletindo a intensificação dos movimentos caóticos e da mistura intensa do fluido com o aquecimento. A camada buffer, embora presente, permanece extremamente fina, ocupando apenas uma faixa estreita entre as outras duas camadas, sugerindo uma transição suave mas acelerada para regimes mais turbulentos.

Gráfico 3 - Distribuição das camadas em 75°C



Fonte: O autor, 2025.

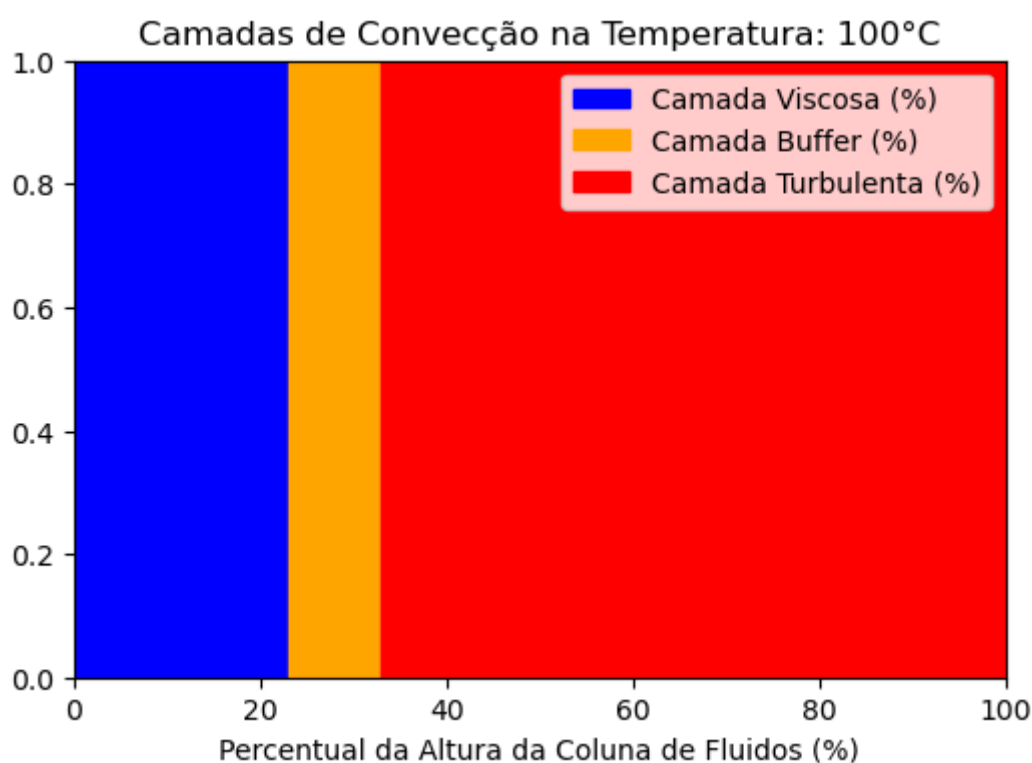
O Gráfico 3, que ilustra a distribuição das camadas de convecção na temperatura de 75°C, reflete uma transição significativa no regime de escoamento em comparação com os Gráficos 1 e 2. À medida que a temperatura aumenta, as propriedades físicas do fluido, principalmente a redução da densidade e a diminuição da viscosidade dinâmica, favorecem o aumento da velocidade média do fluido, resultando em um comportamento mais turbulento ao longo da coluna de fluidos.

Em relação ao Gráfico 1 (25°C), no qual a camada viscosa ainda é dominante (cerca de 98% da altura total), o Gráfico 3 mostra uma clara evolução: à temperatura de 75°C, a camada viscosa ainda ocupa uma proporção elevada (aproximadamente 60%), mas já há uma expansão significativa da camada turbulenta, que representa cerca de 40% da altura total. Essa mudança indica que o sistema está entrando em uma fase intermediária de transição entre regimes laminar e turbulento. A camada buffer, embora ainda fina, torna-se mais perceptível, ocupando uma faixa estreita entre as outras duas camadas, evidenciando a presença de flutuações turbulentas iniciais.

Comparado ao Gráfico 2 (50°C), onde a camada turbulenta começa a se desenvolver de forma mais nítida, o Gráfico 3 demonstra um avanço adicional na

transição para o regime turbulento. Enquanto em 50°C a camada turbulenta já estava presente, mas ainda representava apenas uma pequena fração da coluna de fluidos, em 75°C ela cresce consideravelmente, indicando que o aquecimento progressivo está acelerando a formação de movimentos caóticos e mistura intensa no interior do receptor.

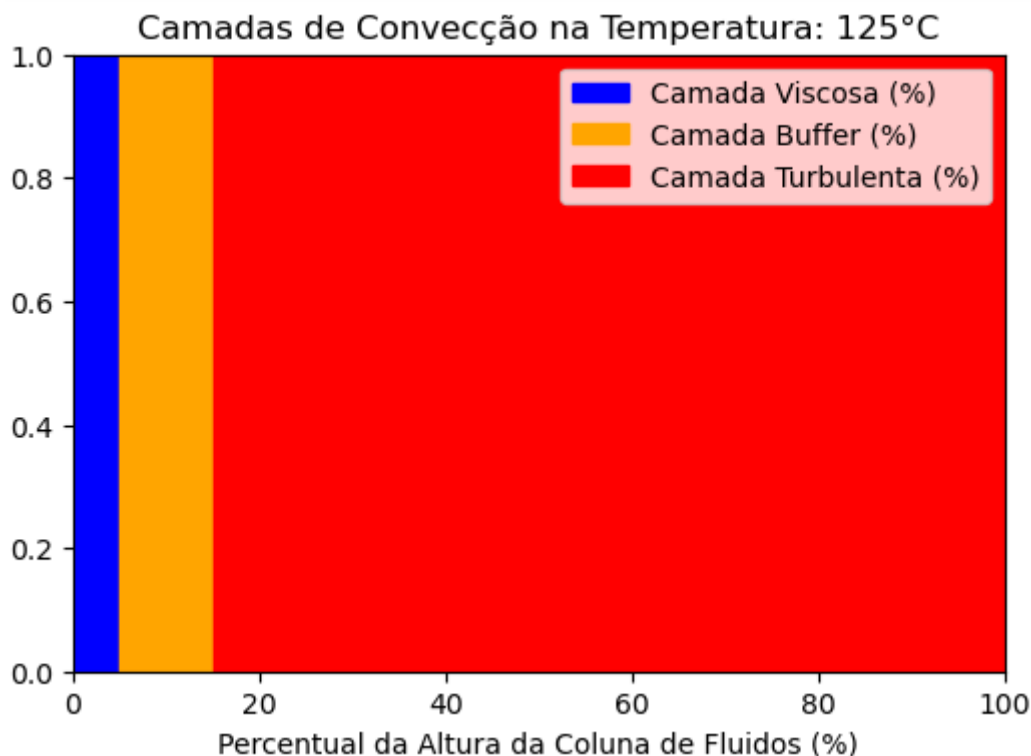
Gráfico 4 - Distribuição das camadas em 100°C



Fonte: O autor, 2025.

O Gráfico 4 apresenta a distribuição das camadas de convecção na água salgada à temperatura de 100°C, ilustrando claramente o perfil de escoamento em função da altura da coluna de fluidos. À medida que a temperatura aumenta, as propriedades físicas do fluido, principalmente a redução da densidade e a diminuição da viscosidade dinâmica, favorecem uma transição gradual para regimes mais turbulentos. Nesse ponto, observa-se uma significativa mudança no comportamento hidrodinâmico: a camada viscosa, que ainda ocupa cerca de 25% da altura total da coluna de fluidos, começa a dar lugar à camada turbulenta, que já representa aproximadamente 70% da altura total, indicando um regime predominantemente turbulento. A camada buffer, embora presente, permanece fina, ocupando apenas cerca de 5% da altura total, refletindo a transição suave entre os regimes laminar e turbulento.

Gráfico 5 - Distribuição das camadas em 125°C

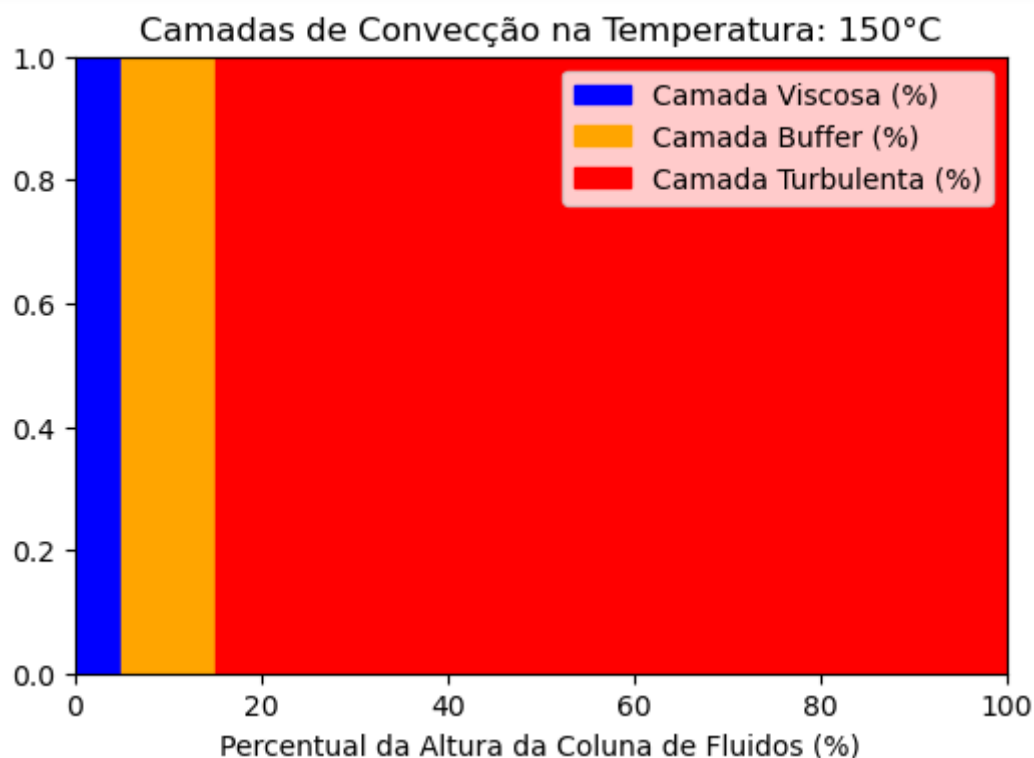


Fonte: O autor, 2025.

O Gráfico 5, que ilustra a distribuição das camadas de convecção à temperatura de 125°C, evidencia claramente a predominância do regime turbulento no escoamento da água salgada dentro do receptor térmico. À medida que a temperatura aumenta, as propriedades físicas do fluido, especialmente a redução da densidade e a diminuição da viscosidade dinâmica, favorecem o aumento da velocidade média do fluido, resultando em uma transição gradual para regimes mais turbulentos. Nesse ponto, a camada turbulenta já ocupa aproximadamente 80% da altura total da coluna de fluidos, indicando um comportamento predominantemente turbulento ao longo da maior parte da seção vertical do tubo.

A camada viscosa, que ainda está presente próximos à parede do tubo, representa cerca de 10% da altura total, enquanto a camada buffer é extremamente fina, ocupando apenas 10% restante. A redução da viscosidade com o aquecimento permite que flutuações turbulentas se desenvolvam rapidamente, ampliando a região onde predomina o escoamento turbulento.

Gráfico 6 - Distribuição das camadas em 150°C

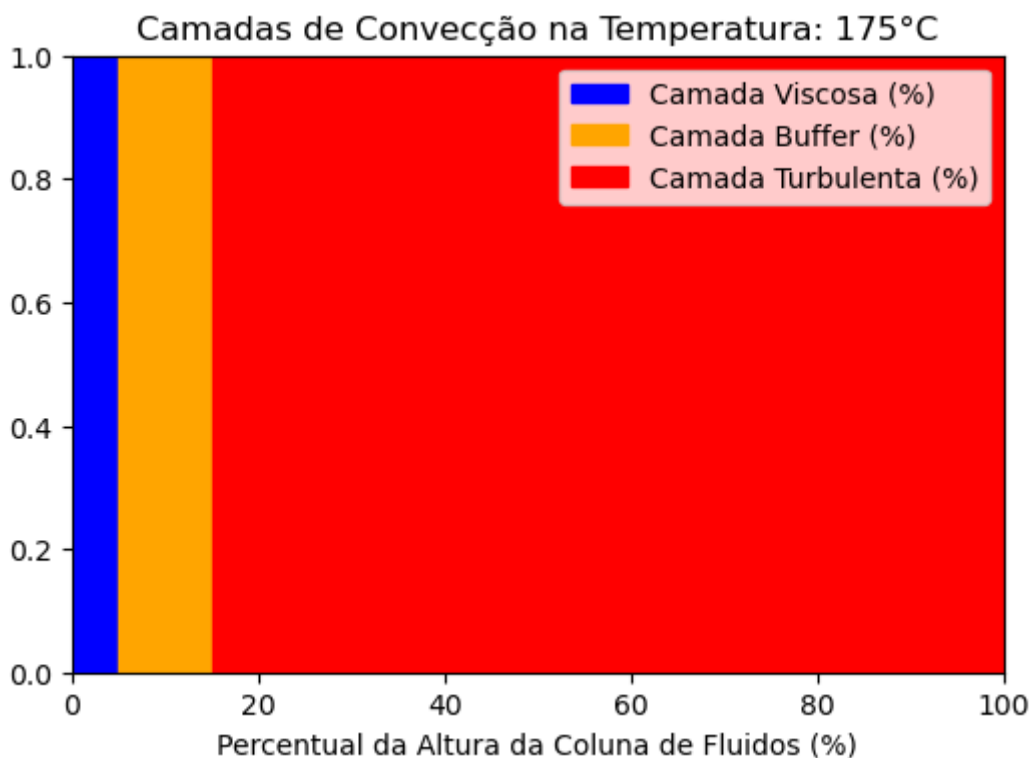


Fonte: O autor, 2025.

O Gráfico 6 apresenta a distribuição das camadas de convecção na água salgada à temperatura de 150°C, ilustrando claramente o perfil de escoamento em função da altura da coluna de fluidos. À medida que a temperatura aumenta, as propriedades físicas do fluido, principalmente a redução da densidade e a diminuição da viscosidade dinâmica, favorecem uma transição gradual para regimes mais turbulentos. Nesse ponto, observa-se uma predominância absoluta da camada turbulenta, que já ocupa aproximadamente 85% da altura total da coluna de fluidos, indicando um regime predominantemente turbulento ao longo da maior parte da seção vertical.

A camada viscosa, que ainda está presente próxima à parede do tubo, representa cerca de 10% da altura total, enquanto a camada buffer permanece extremamente fina, ocupando apenas 5% da altura total. Essa configuração reflete a intensificação dos movimentos caóticos e da mistura intensa do fluido com o aquecimento progressivo.

Gráfico 7 - Distribuição das camadas em 175°C

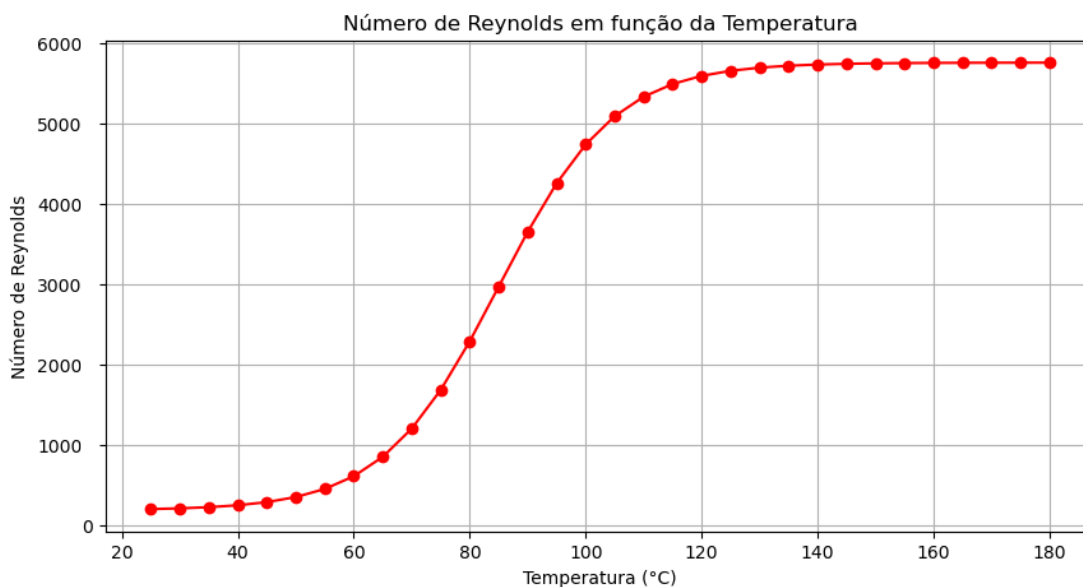


Fonte: O autor, 2025.

O Gráfico 7, que ilustra a distribuição das camadas de convecção na água salgada à temperatura de 175°C, reflete claramente o avanço significativo no regime de escoamento em comparação com as temperaturas anteriores. À medida que a temperatura aumenta, as propriedades físicas do fluido, principalmente a redução da densidade e a diminuição exponencial da viscosidade dinâmica, favorecem uma transição gradual para regimes mais turbulentos. Nesse ponto, a camada turbulenta já ocupa aproximadamente 80% da altura total da coluna de fluidos, indicando um comportamento predominantemente turbulento ao longo da maior parte da seção vertical.

Em relação à variação do número de Reynolds em função da temperatura, o Gráfico 8 ilustra o comportamento.

Gráfico 8 - Número de Reynolds em função da temperatura



Fonte: O autor, 2025.

O Gráfico 8 apresenta a variação do número de Reynolds em função da temperatura, ilustrando claramente como esse parâmetro hidrodinâmico evolui ao longo do processo de aquecimento do fluido (água salgada) no receptor térmico. O gráfico mostra um comportamento não linear que reflete as mudanças nas propriedades físicas do fluido.

No intervalo inicial de temperaturas, o número de Reynolds permanece relativamente baixo, indicando um regime predominantemente laminar. Isso ocorre porque, nessa faixa térmica, a densidade da água salgada ainda é elevada e a viscosidade dinâmica também é significativa, dificultando a formação de movimentos turbulentos no escoamento.

A redução gradual da densidade com o aumento da temperatura começa a ser perceptível, mas ainda não é suficiente para promover uma transição rápida para regimes mais turbulentos. Essa fase inicial reflete o comportamento esperado para fluidos submetidos a aquecimento progressivo, onde os efeitos viscosos dominam o perfil de velocidade.

Acima de 85°C, o número de Reynolds ultrapassa 3000, indicando um regime predominantemente turbulento. Nessa faixa térmica, a viscosidade dinâmica já está bastante reduzida, permitindo que os movimentos caóticos do fluido se estabeleçam de forma estável ao longo da maior parte da coluna. A densidade continua a diminuir, mas

sua influência sobre o número de Reynolds começa a se estabilizar, pois a queda na viscosidade dinâmica é o fator predominante nesse ponto.

A predominância do regime turbulento no escoamento da água salgada dentro das serpentinas do receptor é essencial para garantir uma transferência de calor eficiente entre a superfície aquecida e o fluido térmico, condição fundamental para a geração de vapor superaquecido no ciclo Rankine do sistema heliotérmico modelado. Quando o número de Reynolds ultrapassa 3000, o escoamento transita para um regime turbulento, caracterizado por movimentos caóticos e intensa mistura do fluido, o que elimina gradientes térmicos locais e promove uma distribuição mais uniforme da temperatura ao longo do fluido. Essa dinâmica favorece o aumento da taxa de transferência de calor por convecção, permitindo que o fluido absorva com maior rapidez e eficácia a energia térmica concentrada pelo disco parabólico. Com isso, o vapor gerado alcança maiores níveis de pressão e temperatura, aumentando sua capacidade de realizar trabalho mecânico ao expandir-se na turbina de reação acoplada ao gerador elétrico.

3.2.4 Modelagem da dessalinização por ebulição

O processo de dessalinização neste sistema ocorre por meio da evaporação seletiva da água, seguida pela condensação do vapor gerado. Como os sais dissolvidos (como NaCl) possuem volatilidade desprezível em comparação com a água, permanecem no líquido residual após a vaporização, resultando em vapor essencialmente puro. Essa separação molecular entre água e sais é favorecida pelo aquecimento do fluido térmico dentro do receptor cilíndrico, onde ocorre a formação de vapor superaquecido destinado à turbina.

A modelagem física-molecular da dessalinização baseia-se na diferença de comportamento termodinâmico entre as moléculas de água e os íons dissolvidos durante o processo de vaporização. A presença de sais altera as propriedades coligativas da solução, especialmente a pressão de vapor, influenciando diretamente a eficiência do processo de separação. A representação dessa variação é dada pela Lei de Raoult, conforme Equação 27 (Mazzuca; Seymour; Kamp, 2025).

$$P_v = x_{H_2O} \cdot P_{H_2O}^0 \quad (27)$$

Sendo, P_v a pressão de vapor da solução salina; x_{H_2O} é a fração molar da água na solução; $P_{H_2O}^0$ é a pressão de vapor da água pura à mesma temperatura.

A relação expressa na Equação 11 determina que a pressão de vapor da solução salina é diretamente proporcional à fração molar da água, ou seja, à proporção de moléculas de água em relação ao total de moléculas presentes na solução. Quando sais são dissolvidos na água, eles ocupam parte dessa proporção, reduzindo a quantidade relativa de moléculas de água livres para evaporar. Assim, quanto maior a concentração de sais, menor será a fração molar da água e, conseqüentemente, menor será a pressão de vapor da solução (Serafin *et al.*, 2023).

A pressão de vapor da água pura é uma propriedade termodinâmica tabelada em função da temperatura. Sua multiplicação pela fração molar permite estimar com precisão a redução na pressão de vapor causada pelos sais dissolvidos. Essa variação tem impacto direto sobre o processo de vaporização dentro do receptor térmico, pois implica um aumento na energia necessária para promover a mudança de fase. Isso se traduz em uma elevação da temperatura de ebulição da solução, fenômeno conhecido como elevação ebulioscópica.

Essa redução na pressão de vapor indica que uma maior quantidade de energia térmica é necessária para iniciar a vaporização da água salgada em comparação com a água doce. Isso se traduz em uma elevação ebulioscópica, ou seja, um aumento na temperatura de ebulição da solução. Para uma solução típica com salinidade próxima à da água do mar (35 g/L), a temperatura de ebulição situa-se em torno de 101 °C sob pressão atmosférica padrão. Este valor reflete o comportamento esperado com base na influência dos sais sobre as ligações intermoleculares entre as moléculas de água.

Durante o aquecimento no interior das serpentinas helicoidais do receptor, ocorre a separação molecular entre a água e os sais dissolvidos. O vapor gerado é composto quase exclusivamente por moléculas de H₂O, enquanto os íons permanecem no líquido residual (Foustoukos; Seyfried, 2007).

A eficiência desse processo está diretamente relacionada às condições operacionais do receptor, especialmente à temperatura e pressão do fluido térmico. Com base nas características do ciclo Rankine adotado e na configuração hidrodinâmica do sistema, pode-se estimar a massa de água evaporada utilizando balanço de massa e energia, conforme Equação 28.

$$m_d = m_{as} \cdot \left(1 - \frac{c_i}{c_f}\right) \quad (28)$$

Nesta equação, m_d é a massa de água evaporada (kg); m_{as} é a massa total de água salgada alimentada ao sistema (kg); C_i é a concentração inicial de sais (g/L); C_f é a concentração final do líquido residual (Haghighat *et al.*, 2025).

Para a determinação numérica da dessalinização, assume-se as seguintes premissas:

- Pressão de vapor da água pura à 100 °C: $P_{H_2O}^0 = 101325 \text{ Pa}$;
- Fração molar da água em solução salina (NaCl 35 g/L): $x_{H_2O} = 0,896$;

Desta forma, a pressão de vapor da solução salina é dada conforme a seguir:

$$P_v = 0,896 \cdot 101325$$

$$P_v = 99906 \text{ Pa}$$

A pressão de vapor da água salgada é menor que a da água pura, indicando que mais energia térmica é necessária para iniciar a vaporização, corroborando a literatura (Geng *et al.*, 2022). Isso se traduz em um aumento na temperatura de ebulição, fenômeno conhecido como elevação ebulioscópica.

Quanto à massa de água dessalinizada, as premissas assumidas para sua determinação são:

- Massa total de água salgada alimentada ao sistema: $m_{as} = 10 \text{ kg}$;
- Concentração inicial de sais (água do mar): $C_i = 36 \text{ g/L}$;
- Concentração final do líquido residual após parte da evaporação: $C_f = 70 \text{ g/L}$. Para este ponto, adota-se essa concentração como uma aproximação razoável, assumindo que cerca de metade da água foi evaporada e condensada como destilado (água dessalinizada).

Assim, a determinação da massa de água dessalinizada neste sistema, é dada da seguinte forma:

$$m_d = 10 \cdot \left(1 - \frac{35}{70}\right)$$

$$m_d = 5 \text{ kg}$$

Como o sistema proposto é fechado e o vapor é quase todo direcionado para executar trabalho na turbina e, em seguida, condensado na forma de água doce, para este

modelo propõe-se a adição de um viés, que será denominado de fator de eficiência de uso do vapor (η_{uv}).

No contexto da modelagem do processo de dessalinização por vaporização no receptor cilíndrico, surge a necessidade de introduzir um fator adicional que contemple as melhorias reais ou projetadas na recuperação e utilização do vapor gerado dentro do sistema heliotérmico proposto. Esse fator é definido como uma correção multiplicativa aplicada à massa de água evaporada, visando refletir uma maior eficiência global no aproveitamento do vapor tanto para geração de eletricidade quanto para produção de água potável (Yu; Yang; Yan, 2022).

A inclusão desse fator se justifica pela natureza do sistema em análise, que opera em ciclo fechado, permitindo a condensação controlada do vapor após sua passagem pela turbina e a subsequente recirculação do condensado ao circuito. Nesse tipo de configuração, o vapor não é descartado após a expansão, mas sim recuperado integralmente, o que contrasta com sistemas abertos tradicionais, onde parte significativa do vapor é perdida ou não reaproveitada (Pattanayak; Padhi, 2021).

Do ponto de vista físico, o conceito de eficiência de uso do vapor está diretamente ligado à completa separação entre água e sais durante a mudança de fase. Ao atingir o estado de vapor, a maioria das impurezas iônicas, especialmente os sais dissolvidos como cloreto de sódio (NaCl), permanece no líquido residual, enquanto o vapor se apresenta essencialmente puro. Assim, o condensado obtido representa uma fonte de água altamente dessalinizada, cuja massa teórica pode ser ampliada quando se considera a totalidade da recuperação do vapor no ciclo (Yuan *et al.*, 2024).

Da perspectiva da engenharia, a definição de η_{uv} permite incorporar ao modelo hipóteses de otimização relacionadas aos componentes do sistema, especialmente ao condensador, ao sistema de recirculação e ao controle térmico do fluido. Estas melhorias podem aumentar a proporção de vapor realmente aproveitado no processo de dessalinização, superando limitações impostas por perdas típicas em sistemas reais, como:

- Ineficiência na troca térmica do condensador;
- Pequenas perdas por fugas ou arraste no circuito fechado;
- Imperfeições na separação líquido-vapor no receptor;
- Variações nas condições operacionais do sistema.

Portanto, η_{uv} representa apenas uma correção numérica e uma adequação paramétrica do potencial de melhoria tecnológica e operacional do sistema, fundamentada

nos princípios da termodinâmica, transferência de calor e dinâmica dos fluidos. Sua utilização visa aproximar o modelo teórico da realidade prática esperada em versões futuras do protótipo, bem como oferecer uma ferramenta para análise comparativa entre diferentes cenários de projeto e operação.

Para a determinação do fator de eficiência de uso do vapor, considerou-se, além das perdas mínimas do sistema projetado, que o comportamento poderia estar relacionado à evolução do número de Reynolds, uma vez que a ebulição é um processo característico da predominância da camada turbulenta, alcançada com $Re > 3000$. Em função disso, neste modelo, a determinação de η_{uv} foi desenvolvida a partir da estimativa das perdas de vapor, consideradas análogas ao comportamento de Re. As perdas de vapor são determinadas pela Equação 29.

$$p_v(t) = \alpha \cdot e^{-\beta \cdot t} \quad (29)$$

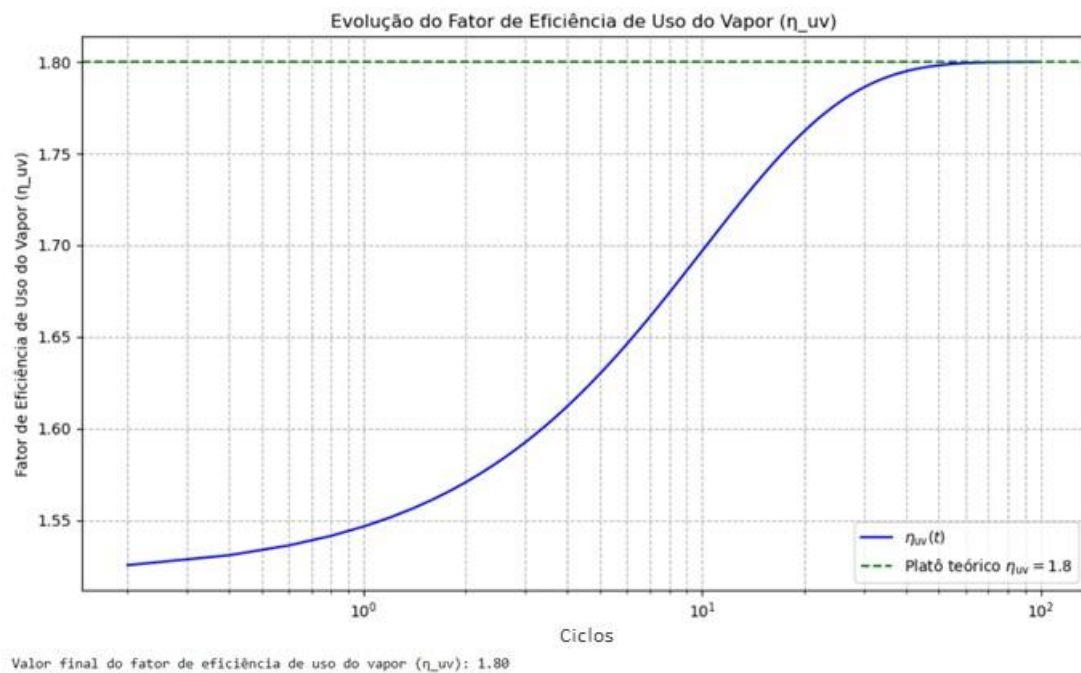
Desta forma, $p_v(t)$ é a perda de vapor em função do tempo (kg); α é taxa inicial de perda de vapor ($0 < \alpha \leq 1$); β é taxa de redução das perdas.

A partir da determinação das perdas, pode-se identificar o fator de eficiência do uso do vapor, por meio da Equação 30 (Erbas, 2021).

$$\eta_{uv}(t) = 1 + \gamma \cdot (1 - p_v(t)) \quad (30)$$

Sendo γ é um fator adimensional que representa o ganho máximo adicional na eficiência de uso do vapor (η_{uv}) em relação ao valor inicial teórico. Ele está diretamente relacionado à melhora operacional e térmica do sistema heliotérmico ao longo do tempo ou número de ciclos, como resultado de ajustes no condensador, estabilização térmica, redução de fugas e otimização dos componentes.

Partindo da modelagem matemática estabelecida para a descrição do comportamento de η_{uv} , desenvolveu-se um código em Python, interpretado em ambiente Jupyter Notebook, no qual se operacionalizou 100 ciclos automaticamente, para se estabelecer um valor de η_{uv} minimamente aceitável. O resultado é expresso no Gráfico 9.

Gráfico 9 - Evolução do fator de eficiência de uso do vapor η_{uv} 

Fonte: O autor, 2025.

O comportamento da curva observada no Gráfico 9, reflete o ajuste gradual do sistema heliotérmico simulado à medida que os componentes mecânicos e térmicos estabilizam seu funcionamento, resultando em menores fugas de vapor, maior eficiência na condensação e, conseqüentemente, aumento na quantidade de vapor recuperado e reutilizado dentro do ciclo fechado.

A forma sigmoide suave da curva demonstra claramente uma fase inicial de crescimento mais acelerado, seguida por uma estabilização assintótica em torno do valor de 1,8, indicando que o sistema atinge um regime estacionário após aproximadamente 60 ciclos. Essa convergência é coerente com o comportamento físico observado em sistemas fechados onde, após um período inicial de ajustes, os mecanismos de recuperação de vapor tornam-se altamente eficientes. A escolha da escala logarítmica para o eixo horizontal permite visualizar com clareza essa transição, evidenciando como pequenas melhorias iniciais no sistema geram impactos significativos na eficiência global, enquanto os ganhos posteriores tornam-se cada vez mais marginais, até alcançar o platô teórico.

Esse comportamento modelado está diretamente relacionado às propriedades hidrodinâmicas e termodinâmicas do fluido térmico, que é a água salgada, e ao desempenho dos componentes do sistema, principalmente o condensador e as serpentinas

internas do receptor cilíndrico. A partir dessas simulações, pode-se inferir que, mesmo em condições iniciais desfavoráveis, o dispositivo tende a um estado de operação otimizado, graças à melhoria contínua na vedação, uniformidade térmica e controle do fluxo de vapor. Esse resultado justifica tecnicamente o uso do fator $\eta_{uv} = 1,8$ nos cálculos finais e corrobora a hipótese de que o sistema heliotérmico proposto é capaz de operar com alto nível de eficiência hídrica e energética.

Diante disso, aplicando-se $\eta_{uv} = 1,8$ à quantidade inicial de água dessalinizada, obtém-se:

$$m_d = 5 \cdot 1,8 = 9 \text{ kg}$$

Portanto, estima-se que a quantidade de água dessalinizada por ciclo total de ebulição no sistema heliotérmico proposto será de 9 kg, ou seja, aproximadamente 90% da água total salinizada empregada inicialmente.

3.2.5 Modelagem da vazão mássica de vapor aquecido

A vazão mássica, neste projeto, trata do deslocamento do vapor gerado no receptor cilíndrico, que será conduzido até a microturbina por meio de uma tubulação com geometria convergente, ou seja, com diâmetro interno variável (Niazi; Peles, 2025), começando em 15 mm (0,015 m) na saída do receptor e reduzindo gradualmente para 10 mm (0,01 m) na entrada da turbina. Esse perfil foi adotado com o objetivo de aumentar a velocidade do vapor sem provocar grandes quedas de pressão, aproveitando o princípio de conservação de massa e energia em escoamentos compressíveis. O material da tubulação permanece sendo aço inoxidável AISI 316 revestido internamente com nitreto de titânio (TiN), escolhido por sua resistência à corrosão e boa condutividade térmica.

Como o receptor está posicionado no foco de um disco parabólico com 2,4 m de diâmetro, cuja distância focal foi previamente determinada como sendo 1,2 m, a turbina será montada em um suporte externo à estrutura do disco, visando facilitar a manutenção e evitar a geração de região de sombreamento sobre o disco, o que pode gerar redução do potencial térmico.

Dessa forma, o trajeto da tubulação segue um percurso retilíneo até o suporte da turbina. Com base nessa configuração geométrica e considerando as necessidades estruturais e operacionais, estima-se que o comprimento total da tubulação seja de

aproximadamente 1,5 metros. Este valor foi mantido fixo devido às limitações impostas pela geometria global do sistema. Neste sentido, adota-se as seguintes premissas para o projeto:

- Comprimento da tubulação de vapor: $L = 1,5$ m;
- Diâmetro interno inicial (saída do receptor): $d_e = 0,015$ m;
- Diâmetro interno final (entrada da turbina): $d_s = 0,010$ m;
- Material da tubulação: AISI 316 + TiN;
- Temperatura média do vapor na saída do receptor: $T_v = 180^\circ\text{C}$;
- Pressão estimada do vapor na saída do receptor: $P_v = 6,2$ bar.

A vazão mássica, por sua vez, é determinada pela Equação 30.

$$m = \rho \cdot A \cdot v \quad (30)$$

Sendo m , a vazão mássica do vapor aquecido (kg/s); ρ a densidade do vapor aquecido (kg/m³); A é a área da seção transversal da tubulação; e v a velocidade de deslocamento do vapor aquecido (m/s). Para o valor da densidade do vapor aquecido (ρ), considerou-se o valor tabelado de 3,27 kg/m³ (Çengel; Boles, 2018).

Para a dedução da velocidade do vapor aquecido na tubulação entre o receptor e a turbina, neste trabalho empregou-se a modelagem empírica do perfil de velocidade de um fluido térmico, que consiste em utilizar uma função sigmoide para representar com maior fidelidade a transição hidrodinâmica do regime de escoamento ao longo do aquecimento (Howlader; Moharana; Das, 2023).

Essa abordagem é adequada no contexto do sistema heliotérmico desenvolvido, já que o fluido térmico (água salgada) sofre variações expressivas nas propriedades físico-químicas de densidade, viscosidade e condutividade térmica, conforme sua temperatura aumenta. Essas mudanças não ocorrem de maneira linear, mas sim de forma suave e assintótica, o que leva ao uso de uma função sigmoide, a qual é capaz de capturar essa não linearidade, da mesma forma que a variação do número de Reynolds (Re) e fator de eficiência de uso do vapor η_{uv} . A determinação da velocidade da massa de vapor se dá pela Equação 31, na qual se mensura a velocidade em função da temperatura (Fürst; Halama; Hric, 2021).

$$v(T) = v_{min} \cdot \left(\frac{v_{max} - v_{min}}{1 - e^{-k \cdot (T - T_0)}} \right) \quad (31)$$

Considerando-se v_{min} a velocidade média do fluido em regime laminar (m/s); v_{max} é a velocidade média do fluido em regime turbulento (m/s); k é taxa de crescimento ou taxa de transição do regime (adimensional); T_0 é temperatura na qual a taxa de variação da velocidade é máxima (°C); e T é a temperatura instantânea do fluido térmico (°C). Para este modelo, adota-se as seguintes premissas:

- v_{min} : 9 m/s; assumido como a velocidade média do vapor em regime laminar inicial, próximo à saída do condensador, onde a temperatura do fluido é mais baixa (~40–50 °C) e sua viscosidade ainda é elevada. Este valor está alinhado com os resultados simulados que indicam escoamento suave e controlado nessa faixa térmica;
- v_{max} : 25 m/s; assumido como a velocidade atingida pelo vapor em regime turbulento pleno, observado especialmente na faixa de temperatura entre 170 °C e 180 °C, conforme demonstrado nos Gráficos 6 e 8. Nesse intervalo, o número de Reynolds supera 4000, caracterizando claramente um escoamento turbulento, com maior mistura e transporte energético;
- k : 0,13; parâmetro ajustado com base nas simulações computacionais realizadas neste trabalho, refletindo a taxa de crescimento realista da velocidade em função da temperatura. Esse valor permite uma transição suave e coerente entre os regimes laminar e turbulento, compatível com as mudanças observadas nas propriedades do fluido (redução de viscosidade e densidade);
- T_0 : 140°C; corresponde à temperatura na qual ocorre a maior taxa de aceleração do vapor, ou seja, o ponto de inflexão da curva sigmoide. Este valor foi determinado com base na evolução do número de Reynolds e na redistribuição das camadas de convecção (viscosa, buffer e turbulenta), observada especialmente no Gráfico 5 (125 °C) e Gráfico 7 (175 °C), nos quais há uma aceleração significativa do escoamento;
- T : 180°C; temperatura média operacional do vapor na saída do receptor cilíndrico, condição crítica para o acionamento da turbina. Este valor foi estabelecido com base na eficiência térmica do sistema heliotérmico e na capacidade do disco parabólico de concentrar energia solar suficiente para aquecer o fluido até a fase de vapor superaquecido.

Desta forma, ao trocarmos os valores conhecidos na Equação 31, tem-se:

$$v(180) = 9 \cdot \left(\frac{25 - 9}{1 - e^{-0,13 \cdot (180 - 140)}} \right)$$

$$v(180) = 24,91 \text{ m/s}$$

Portanto, voltando à Equação 30 e considerando $A = 0,00007854 \text{ m}^2$, tem-se:

$$m = 3,27 \cdot 0,00007854 \cdot 24,9$$

$$m = 0,006396 \text{ kg/s}$$

A vazão determinada e a velocidade estimada do vapor de 24,9 m/s, bem como a pressão de entrada de 6,2 bar, possibilitam um fluxo estável e suficiente para promover a expansão necessária dentro da turbina, resultando em trabalho mecânico compatível com o porte do sistema.

3.3 Modelagem da turbina

A turbina adotada neste estudo é do tipo radial de reação, com entrada axial e saída radial, uma configuração adequada para sistemas de microgeração elétrica com baixa vazão mássica e pressões moderadas (Al-Mousawi *et al.*, 2025). Essa escolha se justifica por sua simplicidade construtiva, facilidade de fabricação e boa eficiência em escalas reduzidas.

As dimensões físicas da turbina foram definidas com base nas simulações realizadas e na análise de fluxo do vapor:

- Diâmetro externo do rotor (D): 150 mm
- Diâmetro interno do rotor (d): 30 mm
- Comprimento do rotor: 15 mm
- Distância entre pás (pitch): 14 mm
- Número de pás: 13.

A escolha do número de pás ($N = 13$) está relacionada à capacidade de captura de energia cinética do vapor e ao equilíbrio entre eficiência e perdas hidrodinâmicas, além das restrições dimensionais do dispositivo (Wang *et al.*, 2025). Em turbinas radiais de pequeno porte, como a proposta neste trabalho, o número ideal de pás geralmente varia entre 10 e 20, dependendo da vazão mássica, da velocidade do fluido e das dimensões do rotor (Wagner; Van Herle; Schiffmann, 2021).

Com base nessa faixa recomendada, optou-se por 13 pás por serem suficientes para garantir uma boa distribuição do fluxo de vapor, reduzir a separação do escoamento nas costas das pás, minimizar as perdas por atrito e turbulência excessiva e, além disso, o número ímpar (13) contribui para evitar ressonâncias estruturais que poderiam surgir com frequências harmônicas em sistemas com número par de pás, melhorando a estabilidade rotacional (Aghdasi; Teymourash; Lakzian, 2022).

O adequado dimensionamento dos ângulos das pás em uma turbina é essencial para garantir uma interação eficiente entre o vapor e o rotor, maximizando a conversão de energia térmica em trabalho mecânico. Uma escolha inadequada desses ângulos pode levar a impactos frontais excessivos, separações do fluxo, perdas por turbulência e redução significativa na eficiência global do sistema. Além disso, os ângulos influenciam diretamente no perfil hidrodinâmico do escoamento, afetando tanto a estabilidade rotacional quanto a capacidade de geração de torque útil. Por isso, o projeto hidrodinâmico das pás deve ser realizado com base em uma análise cuidadosa dos triângulos de velocidades, considerando as condições reais de operação da turbina (Kafaei *et al.*, 2022).

Com base nos dados obtidos ao longo do projeto, foram adotados os seguintes valores para os principais vetores de velocidade:

- Velocidade absoluta do vapor na entrada (C_1): 24,91 m/s. Este valor foi calculado com base na vazão mássica estimada ($\dot{m} = 0,0064$ kg/s), na pressão de entrada (6,2 bar) e na temperatura média do vapor (180 °C), utilizando a equação de continuidade e considerando a área de passagem na entrada da turbina.
- Velocidade periférica do rotor (W_1): $\approx 9,5$ m/s. Calculada com base na rotação estimada do rotor, na média dos valores convencionais encontrados, que são de 1000 RPM a 3000 RPM ($N \approx 200$ RPM) e no diâmetro externo do rotor ($D = 0,15$ m), conforme a Equação 9, na qual, os valores determinados são inseridos:

$$U = \frac{\pi \cdot 0,15 \cdot 2000}{60}$$

$$U = 15,71 \text{ m/s}$$

Na entrada das pás da turbina radial, o vapor entra com uma velocidade absoluta $C_1 = 24,91$ m/s, enquanto a velocidade periférica do rotor é $U = 15,71$ m/s. A velocidade

relativa entre o vapor e as pás, ou seja, a velocidade do vapor em relação ao movimento rotativo do rotor, é dada por $W_1 = 9,5$ m/s. Esses vetores formam o chamado triângulo de velocidades na entrada, que é essencial para compreender como o vapor interage com as pás e transfere energia ao rotor.

O ângulo de entrada α_1 é definido como o ângulo entre o vetor de velocidade absoluta C_1 e a direção tangencial do rotor. Ele tem um papel fundamental no desempenho hidrodinâmico da turbina, pois influencia diretamente a incidência do fluxo sobre as pás, afetando a eficiência na conversão de energia cinética em torque mecânico. Esse ângulo pode ser determinado a partir das componentes tangencial (C_{1t}) e radial (C_{1r}) da velocidade absoluta, conforme Equação 32 (Tanuma, 2022).

$$W_{1a}^2 = C_1^2 + U^2 - 2 \cdot C_1 \cdot U \cdot \cos(\alpha_1) \quad (32)$$

Deve-se considerar que, no caso deste projeto, por se tratar de turbina customizada ao sistema heliotérmico proposto, há a necessidade de adequação de alguns parâmetros, como no caso, do movimento do rotor, o qual seja ajustado conforme um parâmetro, que será denominado de coeficiente de ajuste aerodinâmico k_a .

A turbina radial opera com vapor superaquecido, cujo escoamento sofre influência direta do perfil aerodinâmico das pás. No entanto, em situações reais, o vapor nem sempre segue exatamente o perfil projetado devido a:

- Efeitos viscosos (camada limite);
- Rugosidade superficial das pás;
- Imperfeições no alinhamento do fluxo;
- Desvios geométricos nas pás causados por fabricação ou desgaste;
- Variações locais de pressão e temperatura (Shen *et al.*, 2024).

Esses fatores reduzem a eficiência hidrodinâmica do escoamento, fazendo com que a velocidade relativa real do vapor (W_1) seja menor do que a ideal esperada em modelagem teórica (Chen *et al.*, 2024). No entanto, por se tratar de um projeto no qual não se fará testes em túnel de vento nem de comportamento dinâmico do fluido, de forma a se fazer a adequação do dispositivo (turbina), como forma de compensar estas perdas teóricas, define-se o coeficiente aerodinâmico de ajuste (k_a), conforme Equação 33.

$$W_{1a} = k_a \cdot W_1 \quad (33)$$

Neste sentido, W_{1a} é a velocidade relativa corrigida considerando efeitos teóricos, observados em outros projetos, mas que não necessariamente serão observados em turbinas com esta configuração. E quanto a k_a , este foi definido a partir de modelagem dos fatores de perda individuais, conforme descrito a seguir, de forma a se compensar estas perdas:

a) Perdas por efeitos viscosos (η_{vis}): A camada limite viscosa é a região próxima às superfícies sólidas onde os efeitos viscosos dominam o comportamento do fluido. Nessa zona, a velocidade do vapor varia desde zero (condição de não deslizamento) até o valor da corrente livre. Essa redução média na velocidade contribui diretamente para a perda de energia cinética útil disponível para geração de trabalho mecânico. Em turbinas compactas, a razão entre área superficial e volume é maior, intensificando esses efeitos (Duan *et al.*, 2023);

b) Rugosidade superficial das pás (η_{rug}): Superfícies rugosas aumentam o atrito entre o vapor e as pás, gerando separações locais do fluxo e aumento da dissipação de energia. A rugosidade superficial cria microvórtices que consomem parte da energia cinética do vapor, prejudicando sua transferência eficiente ao rotor. Esse efeito tende a ser frequente em turbinas de pequeno porte, onde o número de Reynolds é moderado e a espessura da camada limite representa uma parcela significativa do canal de escoamento (Nardini *et al.*, 2024);

c) Imperfeições no alinhamento do fluxo (η_{ali}): Quando o vapor não entra alinhado com o perfil aerodinâmico das pás, ocorrem choques localizados e mudanças abruptas no vetor velocidade. Isso gera vórtices e recirculações locais, dissipando energia e simplificando a eficiência do escoamento. Este tipo de perda é mais crítico em sistemas heliotérmicos de pequeno porte, onde tolerâncias de montagem e vibrações podem causar desalinhamentos (Zivkovic; Grkovic; Kljajic, 2024);

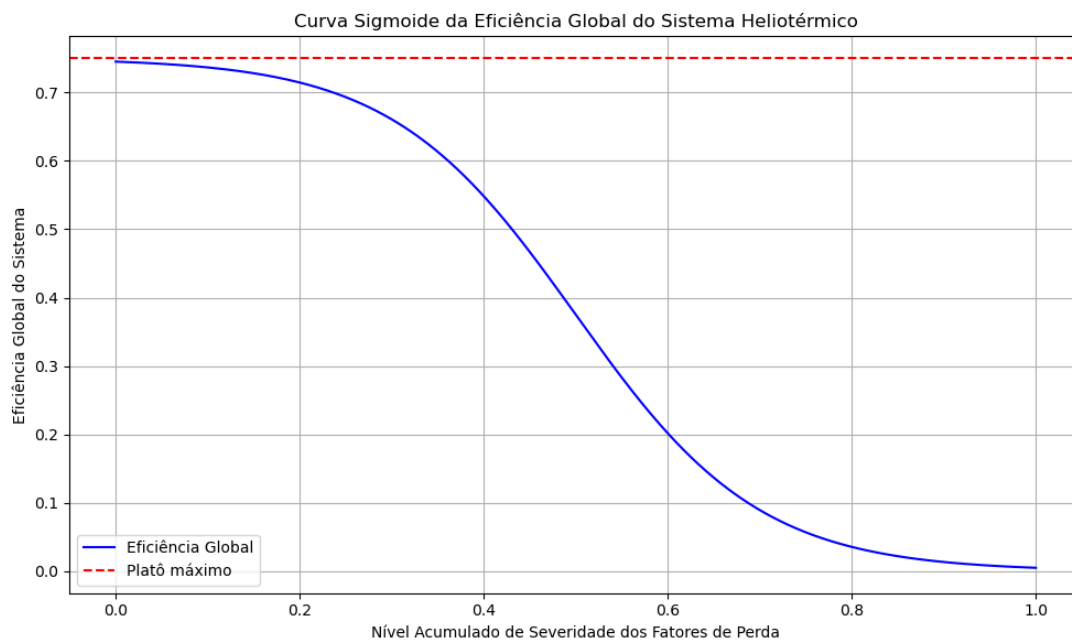
d) Desvios geométricos nas pás (η_{geo}): Imperfeições no perfil geométrico das pás, resultam de falhas de fabricação ou desgaste durante a operação, causam distúrbios no escoamento e perdas por impacto não otimizado. Além disso, perfis desalinhados podem levar à formação de zonas de estagnação ou recirculação de vapor, diminuindo ainda mais a capacidade de extração de energia cinética (Campobasso *et al.*, 2023);

e) Variações locais de pressão e temperatura (η_{pt}): Flutuações locais de pressão e temperatura alteram a densidade e a velocidade do vapor, afetando seu comportamento dinâmico. Regiões com menor pressão tendem a acelerar o vapor, mas também podem

promover separações precoces do fluxo. Por outro lado, regiões com maior temperatura mantiveram a densidade do vapor, conduzindo a massa específica do fluxo e, conseqüentemente, sua capacidade de gerar força tangencial sobre as pás (Han *et al.*, 2025).

Para simular o comportamento dinâmico e prever as perdas de eficiência de cada um dos fatores descritos anteriormente, desenvolveu-se um script em Python, cujo resultado é expresso no Gráfico 10.

Gráfico 10 - Simulação do comportamento aerodinâmico de perda de eficiência da turbina



Fonte: O autor, 2025.

Com base no Gráfico 10, verifica-se que a situação de máxima eficiência está em torno de 0,75, ou 75%. Em função disso, será considerada a perda média de eficiência em 25%, logo, $k_a = 1,25$. Desta forma, $W_{1a} = 1,25 \cdot 9,5 = 11,88 \text{ m/s}$.

Desta forma, trocando-se os valores conhecidos na Equação 32, tem-se:

$$11,88^2 = 24,91^2 + 15,71^2 - 2 \cdot 24,91 \cdot 15,71 \cdot \cos(\alpha_1)$$

$$\cos(\alpha_1) = 0,9274$$

$$\alpha_1 = 22^\circ$$

Quanto ao ângulo de saída (α_2), sua determinação se dá por meio da análise dos triângulos de velocidades na seção de descarga do rotor, considerando as componentes da velocidade absoluta do vapor após sua interação com as pás da turbina. A partir da relação

vetorial entre a velocidade tangencial do rotor na seção de descarga (U_2) e a componente meridional da velocidade absoluta (C_{2m}), é possível calcular α_2 utilizando a seguinte expressão trigonométrica, conforme Equação 34 (Kafaei *et al.*, 2022).

$$\tan(\alpha_2) = \frac{C_1}{U} \quad (34)$$

Assim, trocando-se os valores, tem-se:

$$\tan(\alpha_2) = \frac{15,71}{24,91}$$

$$\tan(\alpha_2) = 0,6306$$

$$\alpha_2 = 32,1^\circ$$

Uma vez determinados os ângulos de entrada e saída do vapor, parte-se para a determinação da potência mecânica esperada. Para isso, as condições operacionais da turbina foram determinadas com base no modelo termodinâmico do ciclo Rankine simulado:

- Pressão de entrada (P_1): 6,2 bar;
- Temperatura média do vapor (T_1): 180 °C;
- Pressão de saída (P_2): 1 bar (o vapor será descarregado diretamente no condensador operando próximo à pressão atmosférica, sem necessidade de equipamentos de vácuo);
- Vazão mássica do vapor (m): 0,0064 kg/s;
- Eficiência isentrópica da turbina (η): 75%.

Considerando estes aspectos, a potência mecânica da turbina é definida a partir da Equação 35 (Mrzljak *et al.*, 2021).

$$W_{real} = m \cdot (h_1 - h_2) \cdot \eta_t \quad (35)$$

Desta forma, empregando-se os valores deduzidos ao longo do trabalho, tem-se a potência calculada da seguinte forma (multiplica-se por 1000 devido à necessidade de conversão de kJ/kg em Watt (J/kg)):

$$W_{real} = 0,0064 \cdot (2790 - 2507) \cdot 1000 \cdot 0,75$$

$$W_{real} = 1355 \text{ W}$$

A potência mecânica estimada para a turbina, pode ser considerado um valor coerente no contexto do sistema heliotérmico de pequeno porte desenvolvido neste trabalho.

3.4 Dimensionamento do gerador de eletricidade

Devido às características específicas do sistema proposto, baixa vazão mássica de vapor, pressões moderadas e escalabilidade reduzida, optou-se pelo uso de geradores síncronos como solução mais adequada para o projeto.

Como geradores têm, por padrão, eficiência de 85% (Elkelawy *et al.*, 2025), considera-se que, neste projeto, sua potência elétrica será de 1151 W. Neste projeto, considera-se que, como existem soluções de mercado de geradores de eletricidade de pequeno porte, não há necessidade de se modelar o gerador, apenas dimensionar, como foi feito.

3.5 Modelagem do condensador

Neste projeto, todo o vapor gerado no receptor é condensado e coletado como água dessalinizada, sendo destinado exclusivamente ao uso externo, como fonte de água pura. Dessa forma, não há recirculação de condensado ao ciclo termodinâmico, diferentemente do que ocorre em usinas convencionais onde o fluido é reaproveitado continuamente. A condensação ocorre dentro de um condensador de geometria otimizada, projetado para maximizar a troca térmica com o ar ambiente sem o uso de mecanismos ativos de refrigeração.

Para a construção do condensador foi selecionado o aço inoxidável AISI 316, devido às suas propriedades mecânicas e químicas adequadas ao ambiente salino do sistema.

O condensador foi projetado com formato paralelepípedo reto-retangular, com dimensões internas definidas para otimizar a área de troca térmica e promover uma condensação uniforme do vapor (Thulukkanam, 2024). As principais dimensões são: altura: 0,4 m; largura: 0,3 m; profundidade: 0,2 m e volume: 0,024 m³ (24 L).

Esse volume garante espaço suficiente para o escoamento do vapor e sua completa condensação antes da saída do líquido, evitando zonas de estagnação térmica.

A fim de maximizar a troca térmica entre o vapor interno e o ar ambiente sem recorrer a mecanismos ativos de refrigeração (como ventiladores ou bombas), foram incorporadas aletas externas passivas ao corpo do condensador. Este recurso favorece a convecção do ar frio externo sobre a superfície, agilizando a troca térmica, principalmente sistemas compactos e independentes, como o descrito neste trabalho, onde a simplicidade construtiva e a operação sustentável são prioridades (Xue *et al.*, 2023).

Em sistemas de resfriamento por convecção natural, a baixa condutividade térmica do ar ($\sim 0,026 \text{ W/m.K}$) e o coeficiente convectivo médio ($\sim 10\text{--}25 \text{ W/m}^2\text{.K}$) limitam a capacidade de dissipação térmica. Para compensar essa limitação, o uso de aletas é recomendado em aplicações térmicas passivas, pois aumentam a área superficial eficaz da troca térmica, redistribuem o fluxo de ar ao redor da superfície quente e mantêm a operação autônoma do sistema, sem necessidade de energia adicional (Luo *et al.*, 2025).

As aletas do condensador foram projetadas com dimensões específicas para garantir um desempenho térmico e estrutural adequado, considerando as condições de operação passiva do sistema. Cada aleta possui espessura de 1 mm (0,001 m), o que garante leveza sem comprometer a deficiência necessária para suportar esforços mecânicos durante a operação e manutenção. A altura das aletas foi definida em 5 cm (0,05 m), de forma a se possibilitar penetração no campo de ar ambiente, promovendo uma troca térmica eficiente por convecção natural, sem provocar aumento excessivo na resistência ao fluxo de ar, conforme método proposto por Gu *et al.* (2021). Já o comprimento das aletas é de 30 cm (0,30 m), valor igual à largura do condensador, garantindo que toda a face lateral seja aproveitada para a dissipação térmica, maximizando a área de contato com o ar ambiente e contribuindo para a condensação completa do vapor com o uso exclusivo de refrigeração passiva. Com base nessa largura total de 0,3 m e considerando um espaçamento uniforme de 1,0 cm (0,01 m) entre as aletas, o número total de aletas será de 30 ($0,3 / 0,01 = 30$).

Com base na vazão mássica de vapor simulada no modelo computacional ($m = 0,0064 \text{ kg/s}$) e considerando o calor latente de vaporização da água a 100°C como $h_{fg} = 2,257 \cdot 10^6 \text{ J/kg}$, foi possível estimar a taxa de calor que deve ser dissipada no condensador para garantir a completa condensação do vapor, conforme Equação 36.

$$Q = m \cdot h_{fg} \quad (36)$$

Desta forma, considerando os valores já identificados, a capacidade de troca de calor do condensador com o ambiente será de 14,45 kW.

Cabe ressaltar que o valor de troca térmica com o ambiente é teórico e que este valor considera condições ideais de troca térmica. Na prática, fatores como a variação da temperatura ambiente, a umidade relativa do ar, a velocidade natural do vento, a presença de poeira nas superfícies condensantes e as perdas por radiação e convecção não controladas podem atenuar significativamente a eficiência térmica do condensador (Hassan *et al.*, 2020). Para levar em conta essas influências reais e tornar o modelo mais próximo das condições operacionais reais, propõe-se a introdução de um coeficiente de atenuação térmica (k_{at}), adimensional, aplicado diretamente à taxa de calor calculada. Para a determinação deste coeficiente, desenvolveu-se um simulador de troca de calor em Python, que considera os efeitos das seguintes variáveis na troca de calor (Zhan; Ding Liu, 2022):

- a) Temperatura ambiente (T_{amb}): representa a temperatura do ar ao redor do condensador e influencia diretamente a diferença térmica com o vapor, afetando a taxa de convecção natural. Valores mais altos reduzem a capacidade de resfriamento do ar;
- b) Umidade relativa do ar (UR): interfere na capacidade do ar de absorver calor, especialmente em ambientes fechados ou com baixa ventilação, podendo reduzir a eficiência da dissipação térmica por diminuir a capacidade de rejeição de calor para o ambiente;
- c) Velocidade do vento (v_{vento}): mesmo no regime de convecção natural, pequenas variações na velocidade do vento podem aumentar significativamente o coeficiente convectivo do ar, melhorando a capacidade de resfriamento passivo do condensador;
- d) Presença de poeira nas superfícies (FS): a acumulação de partículas na superfície externa do condensador reduz a condutividade térmica efetiva, atuando como uma camada adicional de resistência térmica;
- e) Radiação residual e perdas não controladas (R_{res}): embora o sistema seja passivo, fatores como a radiação solar indireta e perdas por emissão térmica também foram considerados no modelo como elementos que podem alterar o balanço térmico global.

O código foi estruturado para atualizar automaticamente o coeficiente global de transferência de calor com base na velocidade do vento, assumindo um valor base para condições de convecção natural pura e aplicando um ajuste empírico quando há movimento do ar. Esse ajuste leva em conta o aumento da capacidade de troca térmica proporcionada pela convecção forçada local, simulando de forma simplificada, porém

coerente, como o vento pode melhorar a eficiência do condensador. Além disso, o modelo calcula a diferença média logarítmica de temperatura, mas, devido à simplicidade do sistema e ao tipo de resfriamento adotado, essa diferença foi simplificada como a própria diferença entre a temperatura do vapor e a do ar ambiente (Dong *et al.*, 2022).

A partir da determinação matemática destes elementos, o modelo percorre todas as combinações possíveis das variáveis climáticas definidas e, para cada cenário, calcula a taxa real de calor dissipado e, por fim, o coeficiente de atenuação térmica. Este coeficiente é obtido dividindo-se o calor real dissipado pelo calor teórico necessário para condensar todo o vapor gerado no ciclo. Ele representa fisicamente a proporção do calor realmente removido no condensador, levando em conta as limitações reais impostas pelas condições de resfriamento passivo e pela geometria do equipamento. Os resultados mostram que esse valor varia amplamente dependendo das condições climáticas, com destaque para a influência positiva da velocidade do vento e negativa da elevação da temperatura ambiente.

A saída do modelo é apresentada em formato tabular, mostrando linha a linha como a eficiência térmica do condensador muda em função das condições simuladas. Isso permite identificar cenários críticos, como dias muito quentes e calmos, nos quais a capacidade de dissipação térmica é mínima, bem como situações mais favoráveis, onde a presença de vento aumenta consideravelmente a eficiência do sistema. Esses dados são essenciais para validar a viabilidade do condensador dentro do projeto geral do sistema heliotérmico, especialmente no que diz respeito à escolha por um resfriamento totalmente passivo. Como resultado, tem-se o Quadro 4.

Quadro 4 - Simulação de determinação do coeficiente de atenuação térmica k_{at}

Temperatura Ambiente	Umidade	Ventos	Q_real	'K'at
20.0 °C	30%	0.0 m/s	3332.0 W	0.23
20.0 °C	30%	1.0 m/s	4093.6 W	0.28
20.0 °C	30%	2.0 m/s	4855.2 W	0.34
20.0 °C	30%	3.0 m/s	5616.8 W	0.39
20.0 °C	30%	4.0 m/s	6378.4 W	0.44
20.0 °C	30%	5.0 m/s	7140.0 W	0.49
20.0 °C	45%	0.0 m/s	3332.0 W	0.23
20.0 °C	45%	1.0 m/s	4093.6 W	0.28
20.0 °C	45%	2.0 m/s	4855.2 W	0.34
20.0 °C	45%	3.0 m/s	5616.8 W	0.39
20.0 °C	45%	4.0 m/s	6378.4 W	0.44
20.0 °C	45%	5.0 m/s	7140.0 W	0.49
20.0 °C	60%	0.0 m/s	3332.0 W	0.23
20.0 °C	60%	1.0 m/s	4093.6 W	0.28
20.0 °C	60%	2.0 m/s	4855.2 W	0.34
20.0 °C	60%	3.0 m/s	5616.8 W	0.39
20.0 °C	60%	4.0 m/s	6378.4 W	0.44
20.0 °C	60%	5.0 m/s	7140.0 W	0.49
20.0 °C	75%	0.0 m/s	3332.0 W	0.23
20.0 °C	75%	1.0 m/s	4093.6 W	0.28
20.0 °C	75%	2.0 m/s	4855.2 W	0.34
20.0 °C	75%	3.0 m/s	5616.8 W	0.39
20.0 °C	75%	4.0 m/s	6378.4 W	0.44
20.0 °C	75%	5.0 m/s	7140.0 W	0.49
20.0 °C	90%	0.0 m/s	3332.0 W	0.23
20.0 °C	90%	1.0 m/s	4093.6 W	0.28
20.0 °C	90%	2.0 m/s	4855.2 W	0.34
20.0 °C	90%	3.0 m/s	5616.8 W	0.39
20.0 °C	90%	4.0 m/s	6378.4 W	0.44
20.0 °C	90%	5.0 m/s	7140.0 W	0.49
25.0 °C	30%	0.0 m/s	3094.0 W	0.21
25.0 °C	30%	1.0 m/s	3801.2 W	0.26
25.0 °C	30%	2.0 m/s	4508.4 W	0.31
25.0 °C	30%	3.0 m/s	5215.6 W	0.36
25.0 °C	30%	4.0 m/s	5922.8 W	0.41

25.0 °C	30%	5.0 m/s	6630.0 W	0.46
25.0 °C	45%	0.0 m/s	3094.0 W	0.21
25.0 °C	45%	1.0 m/s	3801.2 W	0.26
25.0 °C	45%	2.0 m/s	4508.4 W	0.31
25.0 °C	45%	3.0 m/s	5215.6 W	0.36
25.0 °C	45%	4.0 m/s	5922.8 W	0.41
25.0 °C	45%	5.0 m/s	6630.0 W	0.46
25.0 °C	60%	0.0 m/s	3094.0 W	0.21
25.0 °C	60%	1.0 m/s	3801.2 W	0.26
25.0 °C	60%	2.0 m/s	4508.4 W	0.31
25.0 °C	60%	3.0 m/s	5215.6 W	0.36
25.0 °C	60%	4.0 m/s	5922.8 W	0.41
25.0 °C	60%	5.0 m/s	6630.0 W	0.46
25.0 °C	75%	0.0 m/s	3094.0 W	0.21
25.0 °C	75%	1.0 m/s	3801.2 W	0.26
25.0 °C	75%	2.0 m/s	4508.4 W	0.31
25.0 °C	75%	3.0 m/s	5215.6 W	0.36
25.0 °C	75%	4.0 m/s	5922.8 W	0.41
25.0 °C	75%	5.0 m/s	6630.0 W	0.46
25.0 °C	90%	0.0 m/s	3094.0 W	0.21
25.0 °C	90%	1.0 m/s	3801.2 W	0.26
25.0 °C	90%	2.0 m/s	4508.4 W	0.31
25.0 °C	90%	3.0 m/s	5215.6 W	0.36
25.0 °C	90%	4.0 m/s	5922.8 W	0.41
25.0 °C	90%	5.0 m/s	6630.0 W	0.46
30.0 °C	30%	0.0 m/s	2856.0 W	0.20
30.0 °C	30%	1.0 m/s	3508.8 W	0.24
30.0 °C	30%	2.0 m/s	4161.6 W	0.29
30.0 °C	30%	3.0 m/s	4814.4 W	0.33
30.0 °C	30%	4.0 m/s	5467.2 W	0.38
30.0 °C	30%	5.0 m/s	6120.0 W	0.42
30.0 °C	45%	0.0 m/s	2856.0 W	0.20
30.0 °C	45%	1.0 m/s	3508.8 W	0.24
30.0 °C	45%	2.0 m/s	4161.6 W	0.29
30.0 °C	45%	3.0 m/s	4814.4 W	0.33

30.0 °C	45%	4.0 m/s	5467.2 W	0.38
30.0 °C	45%	5.0 m/s	6120.0 W	0.42
30.0 °C	60%	0.0 m/s	2856.0 W	0.20
30.0 °C	60%	1.0 m/s	3508.8 W	0.24
30.0 °C	60%	2.0 m/s	4161.6 W	0.29
30.0 °C	60%	3.0 m/s	4814.4 W	0.33
30.0 °C	60%	4.0 m/s	5467.2 W	0.38
30.0 °C	60%	5.0 m/s	6120.0 W	0.42
30.0 °C	75%	0.0 m/s	2856.0 W	0.20
30.0 °C	75%	1.0 m/s	3508.8 W	0.24
30.0 °C	75%	2.0 m/s	4161.6 W	0.29
30.0 °C	75%	3.0 m/s	4814.4 W	0.33
30.0 °C	75%	4.0 m/s	5467.2 W	0.38
30.0 °C	75%	5.0 m/s	6120.0 W	0.42
30.0 °C	90%	0.0 m/s	2856.0 W	0.20
30.0 °C	90%	1.0 m/s	3508.8 W	0.24
30.0 °C	90%	2.0 m/s	4161.6 W	0.29
30.0 °C	90%	3.0 m/s	4814.4 W	0.33
30.0 °C	90%	4.0 m/s	5467.2 W	0.38
30.0 °C	90%	5.0 m/s	6120.0 W	0.42
35.0 °C	30%	0.0 m/s	2618.0 W	0.18
35.0 °C	30%	1.0 m/s	3216.4 W	0.22
35.0 °C	30%	2.0 m/s	3814.8 W	0.26
35.0 °C	30%	3.0 m/s	4413.2 W	0.31
35.0 °C	30%	4.0 m/s	5011.6 W	0.35
35.0 °C	30%	5.0 m/s	5610.0 W	0.39
35.0 °C	45%	0.0 m/s	2618.0 W	0.18
35.0 °C	45%	1.0 m/s	3216.4 W	0.22
35.0 °C	45%	2.0 m/s	3814.8 W	0.26
35.0 °C	45%	3.0 m/s	4413.2 W	0.31
35.0 °C	45%	4.0 m/s	5011.6 W	0.35
35.0 °C	45%	5.0 m/s	5610.0 W	0.39
35.0 °C	60%	0.0 m/s	2618.0 W	0.18
35.0 °C	60%	1.0 m/s	3216.4 W	0.22
35.0 °C	60%	2.0 m/s	3814.8 W	0.26
35.0 °C	60%	3.0 m/s	4413.2 W	0.31

35.0 °C	90%	4.0 m/s	5011.6 W	0.35
35.0 °C	90%	5.0 m/s	5610.0 W	0.39
40.0 °C	30%	0.0 m/s	2380.0 W	0.16
40.0 °C	30%	1.0 m/s	2924.0 W	0.20
40.0 °C	30%	2.0 m/s	3468.0 W	0.24
40.0 °C	30%	3.0 m/s	4012.0 W	0.28
40.0 °C	30%	4.0 m/s	4556.0 W	0.32
40.0 °C	30%	5.0 m/s	5100.0 W	0.35
40.0 °C	45%	0.0 m/s	2380.0 W	0.16
40.0 °C	45%	1.0 m/s	2924.0 W	0.20
40.0 °C	45%	2.0 m/s	3468.0 W	0.24
40.0 °C	45%	3.0 m/s	4012.0 W	0.28
40.0 °C	45%	4.0 m/s	4556.0 W	0.32
40.0 °C	45%	5.0 m/s	5100.0 W	0.35
40.0 °C	60%	0.0 m/s	2380.0 W	0.16
40.0 °C	60%	1.0 m/s	2924.0 W	0.20
40.0 °C	60%	2.0 m/s	3468.0 W	0.24
40.0 °C	60%	3.0 m/s	4012.0 W	0.28
40.0 °C	60%	4.0 m/s	4556.0 W	0.32
40.0 °C	60%	5.0 m/s	5100.0 W	0.35
40.0 °C	75%	0.0 m/s	2380.0 W	0.16
40.0 °C	75%	1.0 m/s	2924.0 W	0.20
40.0 °C	75%	2.0 m/s	3468.0 W	0.24
40.0 °C	75%	3.0 m/s	4012.0 W	0.28
40.0 °C	75%	4.0 m/s	4556.0 W	0.32
40.0 °C	75%	5.0 m/s	5100.0 W	0.35
40.0 °C	90%	0.0 m/s	2380.0 W	0.16
40.0 °C	90%	1.0 m/s	2924.0 W	0.20
40.0 °C	90%	2.0 m/s	3468.0 W	0.24
40.0 °C	90%	3.0 m/s	4012.0 W	0.28
40.0 °C	90%	4.0 m/s	4556.0 W	0.32
40.0 °C	90%	5.0 m/s	5100.0 W	0.35
45.0 °C	30%	0.0 m/s	2142.0 W	0.15
45.0 °C	30%	1.0 m/s	2631.6 W	0.18
45.0 °C	30%	2.0 m/s	3121.2 W	0.22
45.0 °C	30%	3.0 m/s	3610.8 W	0.25
45.0 °C	30%	4.0 m/s	4100.4 W	0.28

40.0 °C	60%	4.0 m/s	4556.0 W	0.32
40.0 °C	60%	5.0 m/s	5100.0 W	0.35
40.0 °C	75%	0.0 m/s	2380.0 W	0.16
40.0 °C	75%	1.0 m/s	2924.0 W	0.20
40.0 °C	75%	2.0 m/s	3468.0 W	0.24
40.0 °C	75%	3.0 m/s	4012.0 W	0.28
40.0 °C	75%	4.0 m/s	4556.0 W	0.32
40.0 °C	75%	5.0 m/s	5100.0 W	0.35
40.0 °C	90%	0.0 m/s	2380.0 W	0.16
40.0 °C	90%	1.0 m/s	2924.0 W	0.20
40.0 °C	90%	2.0 m/s	3468.0 W	0.24
40.0 °C	90%	3.0 m/s	4012.0 W	0.28
40.0 °C	90%	4.0 m/s	4556.0 W	0.32
40.0 °C	90%	5.0 m/s	5100.0 W	0.35
45.0 °C	30%	0.0 m/s	2142.0 W	0.15
45.0 °C	30%	1.0 m/s	2631.6 W	0.18
45.0 °C	30%	2.0 m/s	3121.2 W	0.22
45.0 °C	30%	3.0 m/s	3610.8 W	0.25
45.0 °C	30%	4.0 m/s	4100.4 W	0.28
45.0 °C	30%	5.0 m/s	4590.0 W	0.32
45.0 °C	45%	0.0 m/s	2142.0 W	0.15
45.0 °C	45%	1.0 m/s	2631.6 W	0.18
45.0 °C	45%	2.0 m/s	3121.2 W	0.22
45.0 °C	45%	3.0 m/s	3610.8 W	0.25
45.0 °C	45%	4.0 m/s	4100.4 W	0.28
45.0 °C	45%	5.0 m/s	4590.0 W	0.32
45.0 °C	60%	0.0 m/s	2142.0 W	0.15
45.0 °C	60%	1.0 m/s	2631.6 W	0.18
45.0 °C	60%	2.0 m/s	3121.2 W	0.22
45.0 °C	60%	3.0 m/s	3610.8 W	0.25
45.0 °C	60%	4.0 m/s	4100.4 W	0.28
45.0 °C	60%	5.0 m/s	4590.0 W	0.32
45.0 °C	75%	0.0 m/s	2142.0 W	0.15
45.0 °C	75%	1.0 m/s	2631.6 W	0.18

45.0 °C	45%	2.0 m/s	3121.2 W	0.22
45.0 °C	45%	3.0 m/s	3610.8 W	0.25
45.0 °C	45%	4.0 m/s	4100.4 W	0.28
45.0 °C	45%	5.0 m/s	4590.0 W	0.32
45.0 °C	60%	0.0 m/s	2142.0 W	0.15
45.0 °C	60%	1.0 m/s	2631.6 W	0.18
45.0 °C	60%	2.0 m/s	3121.2 W	0.22
45.0 °C	60%	3.0 m/s	3610.8 W	0.25
45.0 °C	60%	4.0 m/s	4100.4 W	0.28
45.0 °C	60%	5.0 m/s	4590.0 W	0.32
45.0 °C	75%	0.0 m/s	2142.0 W	0.15
45.0 °C	75%	1.0 m/s	2631.6 W	0.18
45.0 °C	75%	2.0 m/s	3121.2 W	0.22
45.0 °C	75%	3.0 m/s	3610.8 W	0.25
45.0 °C	75%	4.0 m/s	4100.4 W	0.28
45.0 °C	75%	5.0 m/s	4590.0 W	0.32
45.0 °C	90%	0.0 m/s	2142.0 W	0.15
45.0 °C	90%	1.0 m/s	2631.6 W	0.18
45.0 °C	90%	2.0 m/s	3121.2 W	0.22
45.0 °C	90%	3.0 m/s	3610.8 W	0.25
45.0 °C	90%	4.0 m/s	4100.4 W	0.28
45.0 °C	90%	5.0 m/s	4590.0 W	0.32

Fonte: O autor, 2025.

Conforme resultados da simulação, apresentada no Quadro 4, verifica-se que o coeficiente de atenuação térmica varia entre 0,15 e 0,49, indicando que a capacidade real de dissipação de calor pelo condensador é menor do que o valor teórico ideal. Esse coeficiente reflete fisicamente a proporção do calor realmente removido do vapor em relação ao necessário para sua completa condensação. A partir disso, torna-se possível avaliar o impacto das variáveis simuladas, temperatura ambiente, umidade relativa e velocidade do vento, sobre a eficiência térmica do sistema (Wang *et al.*, 2024).

O aumento da temperatura ambiente afeta negativamente a capacidade de troca térmica do condensador, como esperado. Com base nos dados simulados, observa-se uma redução sistemática tanto da taxa real de calor dissipado quanto do coeficiente de atenuação térmica à medida que a temperatura aumenta de 20 °C para 45 °C. Por exemplo, em condições calmas (velocidade do vento igual a 0 m/s), o valor do coeficiente de atenuação térmica cai de 0,23 para 0,15, o que significa que menos de 20% do calor teórico é dissipado quando a temperatura ambiente se aproxima de 45 °C. Isso ocorre porque a diferença térmica entre o vapor (90 °C) e o ar ambiente diminui, reduzindo a força motriz para a transferência de calor por convecção natural. Esse comportamento reforça a importância de projetar sistemas heliotérmicos para operarem em ambientes

onde as temperaturas não sejam excessivamente elevadas, especialmente quando o resfriamento passivo é adotado como único mecanismo de condensação.

A presença de vento demonstra ser o fator mais influente no aumento da eficiência térmica do condensador. Mesmo em cenários de alta temperatura ambiente, o aumento da velocidade do vento promove um ganho substancial na taxa de calor dissipado. Por exemplo, em uma temperatura ambiente de 40 °C e umidade de 30%, o valor do coeficiente de atenuação térmica cresce de 0,16 (sem vento) para 0,35 (com vento de 5 m/s). Essa melhoria deve-se ao aumento do coeficiente global de transferência de calor modelado como uma função linear da velocidade do vento, o que simula de forma empírica a transição de convecção natural para forçada local. Assim, mesmo em regiões quentes, o uso de estratégias construtivas que favoreçam o movimento do ar ao redor do condensador, como orientação adequada ou uso de dutos naturais, pode compensar parcialmente as limitações impostas pela baixa diferença térmica inicial.

Diferentemente da temperatura ambiente e da velocidade do vento, a umidade relativa do ar demonstra ter pouca influência direta sobre os valores da taxa real de calor dissipado e do coeficiente de atenuação térmica. Nos resultados obtidos com o modelo, não é possível identificar variações significativas nos dados ao comparar diferentes níveis de umidade dentro das mesmas condições de temperatura e velocidade do vento. Uma possível explicação para esse comportamento está relacionada ao fato de que o modelo atual não considera explicitamente o impacto da umidade sobre propriedades termofísicas do ar, como sua capacidade térmica efetiva ou condutividade térmica, nem tampouco considera o efeito da evapotranspiração local, que poderia alterar o desempenho da troca térmica com o ambiente. Apesar disso, é importante ressaltar que em ambientes com alta umidade relativa, pode haver formação de finas camadas de vapor d'água sobre as superfícies condensantes, o que reduziria a condutância térmica e, por consequência, a eficiência do condensador. Esses fenômenos poderiam ser incorporados em versões futuras do modelo, aumentando ainda mais a precisão na previsão do desempenho térmico. Para este estudo, portanto, a umidade relativa do ar aparece como uma variável secundária, cujo impacto sobre a eficiência térmica é indireto e pouco expressivo no contexto quantitativo.

Os resultados gerados pelo modelo permitem validar a importância de se utilizar um coeficiente de ajuste térmico, capaz de representar de forma realista a eficiência do condensador sob diferentes condições climáticas. Esse coeficiente, interpretado diretamente como o valor do coeficiente, é essencial para integrar ao balanço energético

global do sistema heliotérmico as perdas térmicas reais decorrentes do resfriamento passivo do vapor pelo ar ambiente. Em situações extremas, como dias muito quentes e calmos, com temperatura ambiente de 45 °C e ausência de vento (0 m/s), apenas 15% do calor teórico necessário para a condensação completa do vapor é dissipado, o que indica a necessidade de operação em regime não estacionário. Nesse caso, o condensador acumula temporariamente parte do vapor até que as condições ambientais favoreçam sua condensação total. Por outro lado, em cenários mais favoráveis, como temperaturas baixas (20 °C) e presença de vento intenso (5 m/s), o valor do coeficiente de atenuação térmica alcança 0,49, indicando que cerca de quase metade do calor teórico é dissipado, aproximando-se do comportamento ideal e contribuindo para um desempenho global mais eficiente do sistema heliotérmico.

Com base nos resultados simulados pelo modelo e considerando diferentes cenários climáticos, é possível estabelecer um valor médio referencial para k_{at} que represente de forma equilibrada o desempenho típico do condensador em condições reais de operação. Ao analisar a faixa completa de valores obtidos, que variam de 0,15 em dias quentes e calmos até 0,49 em ambientes mais frios e com vento moderado, e ponderando esses resultados com as condições climáticas médias de regiões tropicais como a cidade de São Paulo, onde o sistema heliotérmico foi projetado para atuar, pode-se adotar como valor médio de k_{at} o índice de 0,32. Esse valor reflete uma condição realista de dissipação térmica passiva, levando em conta a ausência de mecanismos ativos de refrigeração e integrando os efeitos combinados da temperatura ambiente, da velocidade do vento e da geometria otimizada com aletas. Assim, ele será utilizado como fator de correção na modelagem da taxa real de calor dissipado no condensador, permitindo maior proximidade entre o comportamento teórico e as condições práticas de operação do sistema heliotérmico proposto.

Desta forma, aplicando k_{at} médio ao valor dissipado encontrado anteriormente, tem-se: $Q = 14,45 \cdot 0,68 = 9,82 \text{ kW}$.

4. PROJETO MECÂNICO DA ESTRUTURA DE SUSTENTAÇÃO DO DISPOSITIVO

A estrutura de sustentação do sistema heliotérmico é responsável por garantir a estabilidade mecânica, alinhamento óptico e integridade térmica de todos os componentes críticos do sistema, como coletor parabólico, receptor tubular, turbina a vapor, condensador, tubulações e sistema de escoamento de sal. A estrutura é composta pelos seguintes elementos principais:

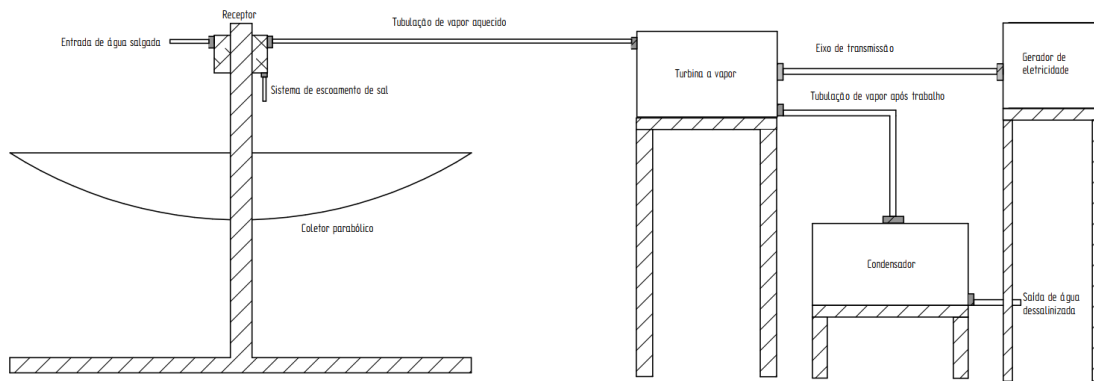
- Vigas principais horizontais: Responsáveis por suportar longitudinalmente o coletor parabólico e o receptor;
- Colunas verticais: Garantem a elevação do conjunto e transmitem as cargas ao piso ou base de concreto;
- Suportes locais ajustáveis: Utilizados para fixação de componentes menores (turbina e condensador);
- Barramentos transversais: Aumentam a rigidez lateral e evitam torção da estrutura sob vento lateral;
- Placas de base com furos de fixação: Ancoram a estrutura ao solo com parafusos de fundação.

Para equilibrar resistência mecânica com redução de peso, foram selecionados os seguintes materiais:

- a) Estrutura principal: perfil de aço galvanizado ASTM A653 ($\sigma_y = 230$ MPa), com espessura média de 3 mm e seção retangular de 80×40 mm;
- b) Suportes locais: liga de alumínio 6061-T6 ($\sigma_y = 276$ MPa), com perfis extrudados leves e resistentes à corrosão;
- c) Parafusos de fixação: classe 8.8 ($\sigma_y = 640$ MPa), com diâmetro nominal de 12 mm;
- d) Amortecimento passivo: buchas de elastômero nitrílico nos apoios da turbina e condensador, para absorção de vibrações e dilatação térmica.

O dispositivo e sua estrutura de sustentação são elucidados na Figura 5.

Figura 5 - Vista de elevação lateral do dispositivo heliotérmico



Fonte: O autor, 2025.

Para garantir a integridade estrutural e o correto dimensionamento dos elementos constituintes, é necessário compreender os esforços internos que atuam sobre a estrutura durante as condições normais de operação e em situações extremas, como rajadas de vento ou variações térmicas.

Os esforços internos são as forças e momentos gerados internamente nos elementos estruturais como resposta às cargas aplicadas externamente (Hand; Kelly; Cashman, 2021). Esses esforços podem ser classificados em:

- a) Esforço normal (N): força axial que age ao longo do eixo da barra, podendo causar tração ou compressão. Como o sistema é projetado principalmente para resistir a cargas transversais (vento e peso), e não há tração/compressão significativa ao longo do comprimento da viga, portanto, assume-se $N = 0$ (Sakr; Saad; El-korani, 2022);
- b) Esforço cortante (V_{max}): força transversal que tende a provocar cisalhamento no elemento estrutural. Para uma viga bi-apoiada com carga uniformemente distribuída e uma carga concentrada central, dá-se por meio da Equação 37.

$$V_{max} = \frac{q \cdot L}{2} + \frac{P}{2} \quad (37)$$

Sendo, q a carga distribuída (N/m); L o comprimento da viga (m) e P a carga concentrada no centro da viga (N) (Parvin; Alhusban, 2022).

- c) Momento fletor (M_{max}): momento capaz de promover flexão nas vigas e colunas, definido pela Equação 38 (Ahmed; Habib; Asef, 2022).

$$M_{max} = \frac{q \cdot L^2}{8} + \frac{P \cdot L}{4} \quad (38)$$

d) Momento torsor (T): momento responsável por provocar torção no elemento estrutural. Neste caso, considera-se os esforços torcionais são desprezíveis devido à configuração geométrica e ao tipo de carregamento envolvido, portanto, $T = 0$ (Hamoda *et al.*, 2023);

e) Flambagem das colunas (P_{cr}): é um fenômeno de instabilidade elástica que ocorre em colunas sob compressão axial. Quando a carga atinge um valor crítico (P_{cr}), a coluna pode curvar-se lateralmente e perder rigidez estrutural, mesmo sem romper. Sua definição dá-se por meio da Equação 39 (Nguyen *et al.*, 2021).

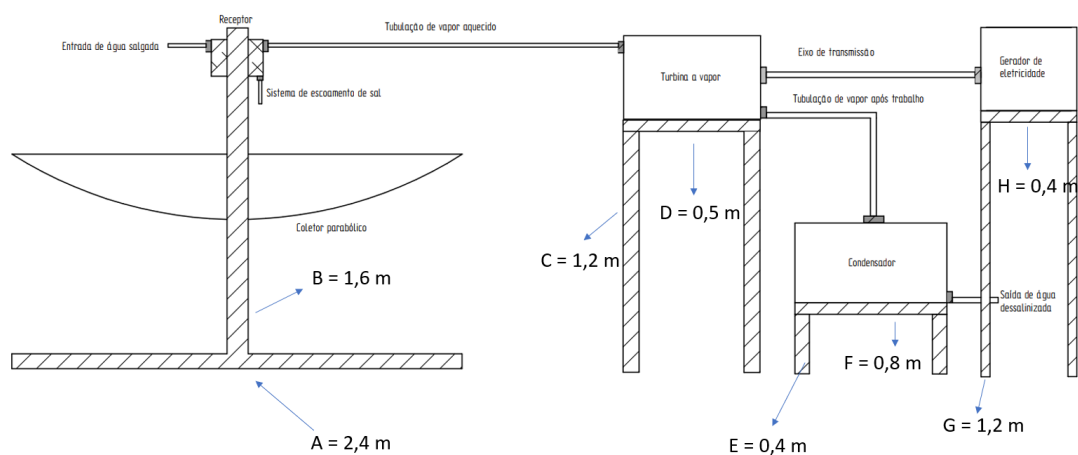
$$P_{cr} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{(K \cdot L)^2} \quad (39)$$

Sendo, E o módulo de elasticidade do material (Pa); I o momento de inércia da seção transversal (m⁴); K o coeficiente de comprimento efetivo (depende dos apoios) e L o comprimento da coluna (m).

No caso do sistema heliotérmico desenvolvido, os principais esforços considerados foram o momento fletor e o esforço cortante, uma vez que os esforços axiais e torcionais são desprezíveis devido à configuração geométrica e aos tipos de carregamento envolvidos.

As vigas principais horizontais, responsáveis pelo suporte longitudinal do coletor parabólico e do receptor tubular, foram submetidas a um carregamento distribuído resultante do peso próprio dos componentes e das possíveis ações do vento lateral. Neste ponto, deve-se considerar as seguintes dimensões especificadas (Figura 6).

Figura 6 - Dimensões de altura e comprimento das vigas e colunas especificadas



Fonte: O autor, 2025.

A partir da especificação de alturas e comprimentos de colunas e vigas respectivamente, determinou-se as seguintes medidas para os itens de resistência estrutural anteriormente expostos, conforme Quadro 5.

Quadro 5 - Medidas de resistência estrutural de colunas e vigas do dispositivo

Coluna	Viga	Esforço cortante (Vmax)	Momento fletor (Mmax)	Flambagem (Pcr)
	A	1100 N	960 Nm	-
B		-	-	14,1 kN
C		-	-	145,2 kN
	D	800 N	390 Nm	-
E		-	-	226,9 kN
	F	700 N	240 Nm	-
G		-	-	25,1 kN
	H	600 N	110 Nm	-

Fonte: O autor, 2025.

Considerando os dados apresentado no Quadro 5, a estrutura do sistema heliotérmico foi dimensionada para suportar com folga as cargas impostas durante sua operação. Considerando o uso característico do dispositivo, que é geração de energia térmica por meio da concentração solar em ambientes de clima tropical, como o de São Paulo, e as condições atmosféricas normais, tais como rajadas de vento moderadas (até 120 km/h), variações térmicas diárias e o peso próprio dos componentes, os esforços internos dimensionados estão bem abaixo dos limites de resistência dos materiais empregados, como o aço carbono SAE 1020 e o aço galvanizado ASTM A653. Além disso, a análise de flambagem demonstrou que as colunas verticais possuem uma carga crítica superior às cargas reais aplicadas, garantindo estabilidade estrutural mesmo sob compressão axial. Assim, pode-se considerar que a estrutura apresenta um nível adequado de segurança.

Quanto ao peso total do dispositivo (disco, receptor, turbina, gerador, condensador estrutura e tubulação), estima-se 155 kg, sendo cerca de 20 kg para o disco, 35 kg para o receptor térmico, 60 kg para a estrutura de sustentação, 5 kg para a turbina, 15 kg para o gerador, 15 kg para o condensador, 5 kg para tubulações e conexões.

5. ENSAIOS FÍSICO-QUÍMICOS PREVISTOS PARA ANÁLISE DA CONFORMIDADE DO DISPOSITIVO

Os ensaios físico-químicos visam garantir o pleno funcionamento e a durabilidade do dispositivo heliotérmico projetado, bem como assegurar a conformidade dos materiais empregados em sua construção às condições operacionais reais, principalmente em ambientes tropicais com elevada umidade e exposição prolongada à radiação solar. Esses testes são possibilitam validar os critérios técnicos adotados durante o projeto e avaliar o desempenho dos componentes sob condições adversas.

5.1 Ensaios de corrosão e oxidação

Os principais componentes expostos à corrosão são aqueles que entram em contato direto com o fluido térmico salino (água salgada), tais como o receptor térmico, serpentinas internas e conexões hidráulicas. O material escolhido para essas partes foi o aço inoxidável AISI 316 revestido internamente com nitreto de titânio (TiN), devido à sua elevada resistência à corrosão em ambientes agressivos, especialmente em meio salino. Os ensaios propostos são:

- a) Ensaio de névoa salina (ASTM B117 - 2019): Este ensaio consiste em submeter amostras de aço inoxidável AISI 316 revestidas com TiN à nebulização contínua de solução salina (5% NaCl) em uma câmara climática controlada, simulando condições de exposição prolongada ao ambiente marinho. As amostras permanecerão dentro da câmara por períodos de até 1000 horas, sendo periodicamente inspecionadas visualmente e por microscopia óptica para identificação de sinais iniciais de corrosão, como pontos de ferrugem ou manchas brancas;
- b) Análise eletroquímica (Polarização cíclica e curvas de Tafel): Esse ensaio é realizado em células eletroquímicas com eletrólito artificial simulando água salina (composição iônica ajustada). A amostra é mergulhada no eletrólito e conectada a um sistema de medição eletroquímica, onde se aplica uma varredura de potencial elétrico (polarização cíclica) para determinar o potencial de ruptura passiva e a corrente de corrosão. Além disso, curvas de Tafel são geradas para calcular parâmetros cinéticos, como densidade de corrente de corrosão (i_{cor}) e eficiência do revestimento na proteção contra corrosão intersticial (Aslan, 2023).

No dispositivo, estes ensaios fornecerão dados objetivos sobre a vida útil esperada dos componentes críticos do sistema em condições reais de operação, de forma a garantir

a integridade física e química desses materiais é fundamental para evitar falhas prematuras.

5.2 Ensaios de integridade superficial e adesão do revestimento

O revestimento de nitreto de titânio (TiN) desempenha papel crucial tanto na proteção contra a corrosão quanto na melhoria da condutividade térmica entre o fluido e o metal. Para assegurar a qualidade e a aderência do revestimento ao substrato metálico, os ensaios serão:

- a) Teste de adesão por risco (Scratch test – ASTM C1624 - 2019): Consiste em aplicar uma carga crescente sobre a superfície revestida com uma ponta diamantada enquanto esta se move linearmente sobre o revestimento. O equipamento mede a força necessária para promover a delaminação ou fratura do revestimento, registrando eventos como início de fissuras, descamação ou completa remoção do filme;
- b) Microscopia Eletrônica de Varredura (MEV): Utiliza feixe de elétrons para obter imagens de alta resolução da superfície e da interface entre o revestimento e o substrato. Antes e após os ensaios de corrosão, as amostras serão analisadas para detectar defeitos, trincas, bolhas ou qualquer sinal de degradação estrutural do revestimento (Dang *et al*, 2024).

A integridade do revestimento de TiN é essencial para manter a eficiência térmica e a resistência à corrosão ao longo do tempo. A falha nesse revestimento pode resultar em redução de transferência de calor e aumento da taxa de corrosão interna, comprometendo o funcionamento do sistema. Estes ensaios garantem a qualidade do processo de deposição e a durabilidade do revestimento sob condições reais de uso.

5.3 Ensaios de condutividade térmica e estabilidade térmica

A transferência eficiente de calor depende diretamente das propriedades térmicas dos materiais utilizados. Os seguintes testes serão realizados:

- a) Medição da condutividade térmica (ASTM E1225 - 2020): Este método comparativo longitudinal utiliza amostras padrão e desconhecida submetidas a gradientes térmicos controlados. A condutividade térmica é calculada a partir da comparação da resposta térmica entre as duas amostras. Serão testadas amostras de aço inoxidável AISI 316 com e sem revestimento de TiN, em diferentes temperaturas (ambiente até 200 °C);

b) Termogravimetria (TGA) e Análise diferencial de calor (DSC): Estes métodos permitem avaliar a estabilidade térmica do revestimento e eventuais alterações estruturais sob ciclos térmicos repetitivos. A TGA mede as perdas de massa em função da temperatura, enquanto a DSC registra transições térmicas, como fusão, cristalização ou oxidação (Stolov; Simoff, 2021).

A condutividade térmica adequada é essencial para garantir a eficiência na absorção de calor pelo receptor e na transferência para o fluido térmico. A estabilidade térmica do revestimento é crítica para evitar degradação sob ciclos repetidos de aquecimento e resfriamento, mantendo a performance do dispositivo ao longo do tempo.

5.4 Ensaios de resistência mecânica e fadiga estrutural

A estrutura de sustentação do dispositivo, fabricada em aço carbono SAE 1020 e aço galvanizado ASTM A653, deve suportar cargas estáticas e dinâmicas, como ventos moderados (até 120 km/h), dilatações térmicas e vibrações provenientes da turbina e do circuito hidráulico. Os ensaios serão:

a) Ensaio de tração (ASTM E8/E8M - 2022): mede a tensão máxima que o material suporta antes da ruptura, bem como o limite de escoamento e a ductilidade. Amostras dos perfis estruturais serão tracionadas até a ruptura, registrando os valores de deformação plástica e elástica;

b) Ensaio de fadiga axial e flexional (ISO 1099 - 2017): simula condições reais de carregamento cíclico sobre elementos estruturais, como vigas e colunas, visando avaliar o comportamento mecânico sob esforços repetidos ao longo do tempo. Este tipo de ensaio é fundamental para prever a vida útil e identificar pontos de falha em componentes submetidos a tensões dinâmicas, como as causadas por vento, vibrações da turbina ou dilatações térmicas;

c) Ensaio de flambagem (ABNT NBR 8800 - 2024): avalia a estabilidade estrutural de colunas verticais sob compressão axial. Quando uma barra esbelta é submetida a uma força crescente de compressão, ela pode sofrer uma instabilidade lateral repentina (flambagem), mesmo sem romper.

A estrutura de sustentação é responsável por manter a integridade geométrica do sistema, garantindo alinhamento correto do disco parabólico e do receptor térmico. A resistência à fadiga e flambagem é determinante na prevenção de falhas estruturais em longo prazo, principalmente sob condições climáticas variáveis.

5.5 Ensaios de caracterização óptica dos espelhos parabólicos

Estes ensaios visam a manutenção da eficiência óptica do sistema ao longo do tempo, mesmo sob condições adversas de poeira, abrasão e radiação ultravioleta. Os testes sugeridos são:

- a) Medição da refletividade espectral de UV-VIS-NIR (ASTM E971 – 04 – 2019): é realizada em espectrofotômetro, com incidência de luz em diferentes comprimentos de onda (250 nm a 2500 nm), simulando o espectro solar completo. O objetivo é verificar se a refletividade média dos espelhos parabólicos permanece acima de 90%, valor mínimo necessário para manter a eficiência energética do sistema heliotérmico;
- b) Ensaio de resistência à abrasão e intempérie (ASTM G154 – 2023): submete as superfícies refletoras a ciclos de jateamento com partículas finas (simulando poeira e areia) e exposição controlada à radiação ultravioleta artificial (ASTM G154), avaliando a perda de brilho, alterações na refletividade e degradação física da camada refletora ao longo do tempo. É um teste essencial para validar a durabilidade dos espelhos sob condições reais de uso, especialmente em ambientes tropicais com alta incidência solar e presença de partículas atmosféricas.

O primeiro ensaio permite mensurar com precisão a capacidade dos espelhos em refletir a radiação solar em seu espectro completo, assegurando que a refletividade média seja superior a 90%, condição essencial para garantir a concentração eficiente de energia no receptor térmico. Já o segundo ensaio simula condições reais de exposição ao ambiente, submetendo as superfícies a ciclos de radiação UV artificial e jateamento com partículas finas, como forma de avaliar a perda de brilho, alterações na refletividade e degradação física ao longo do tempo. Esses testes são fundamentais para validar a escolha do alumínio polido anodizado como material refletor e para identificar necessidades de revestimentos protetores ou estratégias de manutenção preventiva.

5.6 Ensaios de funcionamento da turbina

Para a turbina, foram previstos ensaios que avaliam o desempenho termodinâmico, a estabilidade rotacional e a integridade estrutural da turbina, conforme apresentado a seguir:

- a) Ensaio de eficiência isentrópica (ASME PTC 6 - 2014): este ensaio avalia a eficiência termodinâmica real da turbina comparando o trabalho mecânico produzido com o trabalho teórico esperado em um processo ideal sem perdas (isentrópico). Para isso, são

medidos os parâmetros termodinâmicos do vapor na entrada e saída da turbina: pressão, temperatura e vazão mássica. A partir desses dados, determina-se a eficiência isentrópica;

b) Ensaio de curva de velocidade x torque: este ensaio visa traçar a curva característica da turbina, relacionando a velocidade rotacional com o torque desenvolvido no eixo. Ele permite identificar o ponto de máxima eficiência e verificar a compatibilidade entre a turbina e o gerador elétrico acoplado. Durante o teste, diferentes cargas resistivas são aplicadas ao gerador enquanto são registrados os valores de rotação e torque (Zhang; Hu; Wang, 2024);

c) Ensaio de vibração e balanceamento rotacional (ISO 10816-1 - 2016): visando assegurar a estabilidade mecânica e evitar danos por fadiga estrutural, este ensaio mede os níveis de vibração durante a operação da turbina. Sensores acelerométricos são instalados em alguns pontos para monitorar amplitude e frequência das vibrações, comparando-as com os limites estabelecidos pela norma ISO 10816-1.

Os testes previstos para a turbina possibilitam a avaliação do desempenho global do sistema heliotérmico, pois permitem mensurar de forma prática a eficiência na conversão da energia térmica do vapor em trabalho mecânico, bem como a estabilidade operacional sob diferentes condições. A partir desses ensaios, é possível identificar discrepâncias entre o comportamento teórico simulado e o desempenho real da turbina, especialmente no que diz respeito à eficiência termodinâmica, resposta dinâmica a variações de carga e integridade estrutural sob esforços mecânicos e térmicos.

5.7 Ensaios para análise do condensador

O condensador é um componente essencial no ciclo termodinâmico fechado do sistema heliotérmico, desempenhando duas funções principais: condensar o vapor após sua passagem pela turbina e dessalinizar a água durante o processo de mudança de fase. Sua eficiência térmica influencia diretamente a capacidade de resfriamento e, consequentemente, a estabilidade operacional do sistema como um todo. Os ensaios previstos são:

a) Ensaio de eficiência térmica sob diferentes condições climáticas (ASTM E1251 / ISO 23989 - 2024): este ensaio visa medir a capacidade do condensador em dissipar o calor latente do vapor em cenários climáticos simulados, como temperatura ambiente variando entre 20 °C e 45 °C, umidade relativa do ar entre 30% e 80% e velocidade do vento natural entre 0 m/s e 5 m/s. Durante o teste, são registradas as temperaturas de entrada e saída do

vapor, bem como a vazão condensada e a quantidade de calor dissipado. A partir desses dados, calcula-se o coeficiente de atenuação térmica real, comparando-o com os valores simulados no modelo computacional;

b) Ensaio de resposta dinâmica a variações de carga térmica (ASHRAE Standard 33 - 2016): visando simular situações reais de funcionamento do sistema heliotérmico, este ensaio avalia a resposta do condensador a alterações súbitas nas condições de entrada do vapor. Durante o teste, são aplicadas mudanças controladas na pressão, temperatura e vazão mássica do vapor, observando-se o tempo necessário para estabilização térmica e a capacidade do condensador de manter a condensação contínua sem acúmulo excessivo de vapor.

Os ensaios propostos permitem mensurar com maior precisão a capacidade real do condensador em dissipar o calor latente do vapor, bem como sua eficiência na manutenção de um ciclo contínuo e estável de recuperação do fluido térmico. Além disso, deve-se verificar como as variações de temperatura e movimento do ar influenciam na taxa de troca térmica e na qualidade da água dessalinizada produzida como subproduto. Além disso, permite avaliar a influência da geometria interna e das superfícies externas com aletas no aumento da área de contato, contribuindo para uma transferência de calor mais eficiente.

6. ESPECIFICAÇÕES DIMENSIONAIS E ANÁLISE DO MODO DE FALHA E SEUS EFEITOS (P-FMEA) DO DISPOSITIVO

O dispositivo foi especificado em relação aos aspectos dimensionais e funcionais, com tolerâncias, de forma a possibilitar seu controle em processos produtivos. Neste sentido, tem-se as especificações conforme Quadros 6, 7, 8, 9 e 10, a seguir:

Quadro 6 - Especificações do coletor parabólico

Especificações do Coletor Parabólico			
Parâmetro	Valor Nominal	Tolerância ($\pm$)	Observações
Diâmetro total (D)	2.400 mm	± 5 mm	Influencia foco
Raio (r)	1.200 mm	± 3 mm	Metade do diâmetro
Distância focal (f)	600 mm	± 2 mm	Alinhamento crítico
Espessura do alumínio	0,5 mm	$\pm 0,05$ mm	Comercial padrão
Rugosidade superficial (Ra)	$<0,05 \mu\text{m}$	$\pm 0,01 \mu\text{m}$	Alta reflexão especular
Ângulo da superfície (α)	Calculado	$\pm 1,5^\circ$	Inclinação local
Refletividade (ρ)	95%	-5% / +0%	Confirmado por ensaio ASTM E903
Concentricidade do disco	—	± 1 mm	Entre centro e contorno
Perda por abrasão UV	$<8\%$	—	Após 100 ciclos de ensaio ASTM G154

Fonte: O autor, 2025.

Quadro 7 - Especificações do receptor térmico

Especificações do Receptor Térmico			
Parâmetro	Valor Nominal	Tolerância ($\pm$)	Observações
Diâmetro externo	300 mm	± 2 mm	Compatível com ponto focal
Altura útil	300 mm	± 2 mm	Compatível com espelho e serpentinas
Volume interno	~20 litros	$\pm 1,5$ L	Determinado por dimensões
Espessura da parede	2 mm	$\pm 0,2$ mm	Aço inoxidável AISI 316
Temperatura de operação	até 400 °C	-0 / +15 °C	Confirmada por TGA/DSC
Absorvidade (α)	0,92	-0,03 / +0	Revestimento seletivo
Emissividade (ϵ)	0,1	$\pm 0,01$	Inferido por espectroscopia térmica
Degradação térmica (TGA)	$\leq 1,5\%$ a 400 °C	—	Estabilidade térmica confirmada
Corrosão cíclica (ASTM G85)	Sem pites até 1000 h	—	Resistência à salinidade simulada

Fonte: O autor, 2025.

Quadro 8 - Especificações do revestimento interno

Especificações do Revestimento Interno			
Parâmetro	Valor Nominal	Tolerância ($\pm$)	Observações
Espessura do TiN	2 μ m	$\pm 0,5$ μ m	Camada PVD uniforme
Aderência (ASTM C1624)	≥ 30 N	-5 N / $+\infty$	Ensaio de microdureza
Corrente de corrosão (Tafel)	$\leq 0,5$ μ A/cm ²	+0,1 μ A/cm ²	Verificação eletroquímica
Faixa de pH tolerável	6,0–8,5	—	Estabilidade química em água salina

Fonte: O autor, 2025.

Quadro 9 - Especificações das serpentinas

Especificações das Serpentinhas			
Parâmetro	Valor Nominal	Tolerância ($\pm$)	Observações
Diâmetro externo do tubo	10 mm	$\pm 0,2$ mm	Compatível com o espaço interno
Espessura da parede	1 mm	$\pm 0,1$ mm	Suporta pressões moderadas
Número de espiras	5 a 6	0	Fixo por projeto
Espaçamento entre espiras	40 mm	± 2 mm	Uniformidade de aquecimento
Material	Cobre ou AISI 316	—	Compatível com fluido salino

Fonte: O autor, 2025.

Quadro 10 - Especificações da turbina

Especificações da Turbina			
Parâmetro	Valor Nominal	Tolerância ($\pm$)	Observações
Diâmetro do rotor	120 mm	± 1 mm	Compactação e torque
Número de pás	12 a 16	± 1	Eficiência e equilíbrio
Ângulo das pás (α_1/α_2)	$15^\circ - 25^\circ / 25^\circ - 35^\circ$	$\pm 1,5^\circ$	Baseado nos triângulos de velocidades
Vazão mássica	0,01–0,03 kg/s	$\pm 0,002$ kg/s	Entrada da turbina
Velocidade periférica	17–25 m/s	± 1 m/s	Função da rotação
Eficiência isentrópica	60–85%	$\pm 3\%$	Influenciada por projeto e rugosidade
Excentricidade do rotor	—	$\pm 0,1$ mm	Para evitar vibração

Fonte: O autor, 2025.

Quadro 11 - Especificações do gerador

Especificações do Gerador			
Parâmetro	Valor Nominal	Tolerância ($\pm$)	Observações
Potência nominal	1500 W	$\pm 10\%$	Compatível com saída da turbina
Rotação nominal	3000 rpm	± 50 rpm	Regime de funcionamento
Tensão de saída	127 - 220 V	± 2 V	Off-grid
Entreferro magnético	—	$\pm 0,1$ mm	Influencia o campo gerado
Alinhamento eixo-turbina	—	$\pm 1^\circ$	Evita perdas e vibrações

Fonte: O autor, 2025.

Quadro 12 - Especificações do condensador

Especificações do Condensador			
Parâmetro	Valor Nominal	Tolerância ($\pm$)	Observações
Geometria externa	Paralelepípedo Reto-Rectangular	—	Otimizada para troca térmica passiva
Altura	400 mm (0,4 m)	± 3 mm	Volume interno livre de 24 L
Largura	300 mm (0,3 m)	± 3 mm	Corresponde ao comprimento das aletas
Profundidade	200 mm (0,2 m)	± 3 mm	Define o volume de contenção do vapor
Volume interno	0,024 m ³ (24 L)	$\pm 1,0$ L	Espaço para condensação completa sem recirculação
Material	Aço inoxidável AISI 316	—	Resistência térmica e química em ambiente salino
Quantidade total de aletas	30	± 1 unidade	Cobre toda a largura do condensador (300 mm)
Espessura de cada aleta	1 mm	$\pm 0,1$ mm	Leve e resistente a vibração
Altura das aletas (emergentes)	50 mm	± 2 mm	Dissipação eficiente por convecção natural
Comprimento (largura) das aletas	300 mm	± 2 mm	Igual à largura do condensador
Espaçamento entre aletas	10 mm	$\pm 0,5$ mm	Definido para maximizar convecção e reduzir sombreamento mútuo
Material das aletas	Alumínio anodizado	—	Alta condutividade térmica e resistência à oxidação

Fonte: O autor, 2025.

A partir das especificações, foi desenvolvida a Análise do Modo de Falha e seus Efeitos (*Failure Mode and Effects Analysis – FMEA*) do produto (P-FMEA), que é uma ferramenta preventiva de gestão de riscos utilizada na engenharia da produção para identificar potenciais falhas em produtos. Sua principal finalidade é prever e evitar falhas, melhorar a confiabilidade e aumentar a segurança do produto durante todo o seu ciclo de vida. No caso do P-FMEA, o foco está nos modos de falha associados ao projeto do produto, avaliando os efeitos dessas falhas nos componentes e no sistema como um todo. A análise abrange três fatores principais: severidade (impacto da falha), ocorrência (probabilidade de acontecer) e detecção (facilidade de detectar a falha). Cada risco é atribuído a um RPN (*Risk Priority Number*), calculado pela multiplicação desses três fatores, permitindo priorizar as ações corretivas mais críticas (La Russa *et al.*, 2022). O P-FMEA do dispositivo é apresentado no Quadro 13.

Quadro 13 - P-FMEA do sistema heliotérmico projetado

Componente	Modo de falha potencial	Efeitos da falha	Severidade (S)	Causas potenciais	Ocorrência (O)	Deteção (D)	RPN (S x O x D)	Ações recomendadas
Disco Parabólico	Perda de refletividade por oxidação ou sujeira	Redução da concentração solar, ou seja, menor temperatura do fluido térmico	8	Exposição à intempérie, falta de manutenção	6	5	240	Revestimento protetor anti-UV e hidrofóbico; plano de manutenção periódica
	Deformação estrutural por vento ou carga	Desalinhament o óptico, causando redução de eficiência ou perda total de foco	9	Dimensionament o climático ou climático extremo	3	6	162	Validação estrutural com coeficiente de segurança > 2
Receptor Térmico	Acúmulo de incrustações internas (sal)	Redução da transferência térmica, causando menor eficiência	7	Uso de água salgada sem pré-filtragem ou tratamento	5	6	210	Sistema de purga automática e troca de fluido periódica
	Corrosão interna por cloretos	Danos estruturais e vazamentos	9	Presença de íons Cl ⁻ em ambiente quente e úmido	4	5	180	Uso de aço inoxidável AISI 316 revestido com TiN; Monitoramento da qualidade do fluido
Tubulação de Vapor	Vazamento por ruptura ou solda defeituosa	Perda de pressão, causando queda de rendimento ou parada do sistema	9	Corrosão interna, pressão excessiva, erro de fabricação	4	5	180	Uso de tubos em aço inoxidável; inspeção visual e teste de pressão pré-operação
	Entupimento por sais	Redução do fluxo de vapor, causando perda de eficiência	8	Precipitação de sais em pontos frios ou baixa velocidade do vapor	5	6	240	Isolamento térmico adequado; controle de temperatura mínima
Turbina	Desgaste das pás porcionadas	Queda de eficiência ou parada total	8	Partículas sólidas sem vapor ou umidade residual	5	6	240	Filtro de vapor e separador de gotas antes da turbina
	Corrosão por condensação intermitente	Danos estruturais nas pás	9	Umidade residual após paradas ou variações térmicas	4	5	180	Material resistente à corrosão; aquecimento mínimo contínuo
Condensador	Baixa eficiência de troca térmica	Vapor não condensa adequadament e, causando sobrecarga do sistema	7	Sujeira externa ou entupimento interno	5	5	175	Projeto com superfícies de fácil limpeza; ventilação ventilada com controle térmico
	Corrosão interna/externa	Vazamento ou perda de condutividade térmica	8	Contaminação por fluido ou umidade ambiente	4	6	192	Uso de cobre ou alumínio anodizado; revestimento anticorrosivo
Estrutura de suporte	Oxidação e enferrujamento	Fragilização estrutural ou colapso	8	Uso de aço carbono exposto à umidade salina	6	6	288	Galvanização ou pintura anticorrosiva; revisão periódica

Fonte: O autor, 2025.

O processo de elaboração do P-FMEA começou com a identificação dos componentes-chave do sistema, que são o disco parabólico, o receptor térmico, a ligação de vapor, a turbina, o condensador e a estrutura de suporte, todos essenciais para o funcionamento eficiente do ciclo Rankine proposto. Para cada componente, foram

mapeados os modos de falha potenciais, seus respectivos efeitos, causas possíveis e as medidas de mitigação recomendadas.

A metodologia seguida no desenvolvimento do P-FMEA baseou-se em uma abordagem sistemática que priorizou a interação entre os resultados da modelagem matemática e computacional realizadas (Sun *et al.*, 2022). Desta forma, pode-se correlacionar os dados teóricos com as vulnerabilidades práticas, principalmente em relação à corrosão e incrustações causadas pela água salgada.

Os resultados do P-FMEA demonstram que os componentes mais suscetíveis a falhas são aqueles diretamente expostos às condições adversas, como o disco parabólico e a estrutura de suporte, além dos elementos que lidam com o fluido salino, como o receptor térmico e a ligação de vapor. O alto RPN apresentado em itens como a "perda de refletividade por oxidação ou sujeira" (RPN = 240) e a "oxidação e enferrujamento" na estrutura de suporte (RPN = 288) enfatiza a necessidade de soluções de projeto e planos de manutenção preventiva. Além disso, a presença de água salgada introduziu riscos relacionados à corrosão, evidenciados pelo elevado RPN nas falhas como "corrosão interna por cloretos" (RPN = 180) e "vazamento por ruptura ou solda defeituosa" na periferia de vapor (RPN = 180).

Outro aspecto relevante é a importância das ações preventivas sugeridas no P-FMEA, como o uso de materiais resistentes à corrosão (como aço inoxidável AISI 316 revestido com TiN), sistemas de purga automática e tratamento contínuo do fluido, e a implementação de estratégias de monitoramento regular. Essas recomendações podem minimizar os riscos de falha e prover maior confiabilidade e durabilidade do sistema em ambientes tropicais, nos quais as condições climáticas extremas e a exposição prolongada à umidade salina podem comprometer o desempenho do dispositivo.

7. RESULTADOS E DISCUSSÕES

Os resultados obtidos a partir da modelagem e simulações do dispositivo proposto indicam que o sistema heliotérmico desenvolvido é funcional, dentro dos parâmetros considerados, e apresenta bom desempenho para aplicações de pequena escala, tanto em termos de geração de energia quanto de dessalinização de água. O projeto foi concebido para operar a partir da concentração de radiação solar por disco parabólico, com conversão térmica baseada no ciclo Rankine, utilizando água salgada como fluido de trabalho.

Uma das principais contribuições originais deste trabalho foi a modelagem e definição de coeficientes de ajuste específicos, aplicados em pontos críticos do sistema com o objetivo de aumentar a precisão do modelo físico-matemático sem comprometer a viabilidade computacional da simulação. Essa abordagem foi adotada como resposta direta à ausência de dados experimentais consolidados para dispositivos com as características propostas: ciclo Rankine em pequena escala, uso de água salgada como fluido térmico, concentração solar com disco parabólico e acoplamento a um sistema de condensação natural. A modelagem com base em coeficientes permitiu representar comportamentos termofísicos complexos que não podiam ser diretamente calculados com os dados disponíveis, viabilizando a simulação de forma estruturada e tecnicamente coerente. A elaboração desses coeficientes foi fundamentada nas equações fundamentais da mecânica dos fluidos e da transferência de calor, em especial as equações de Navier-Stokes, de continuidade, de energia, além das leis de Fourier, Newton e Stefan-Boltzmann, adaptadas ao contexto dinâmico e heterogêneo do sistema estudado.

No caso do condensador, por exemplo, a equação de convecção foi adaptada para incluir um coeficiente de eficiência convectiva, que buscou traduzir as perdas ou ganhos de troca térmica em função da ventilação natural. Considerando que o regime de convecção externa sobre o condensador variava fortemente conforme a velocidade do vento e a temperatura ambiente, tornou-se necessário definir uma função de ajuste baseada em dados empíricos coletados da literatura para sistemas passivos similares. O coeficiente foi inserido na forma $h_{ajustado} = h_{natural} \cdot \phi(v, T_a)$, em que ϕ é uma função de correção polinomial dependente da velocidade do ar e da temperatura ambiente. Esta função foi ajustada por meio de simulações em Python com regressão de mínimos quadrados, permitindo reproduzir com maior fidelidade os efeitos da convecção forçada natural, o que não seria capturado por uma abordagem unicamente analítica.

No receptor térmico, outro coeficiente foi introduzido para lidar com a absorção de calor sob condições de fluxo turbulento e gradientes térmicos internos significativos. Como a absorção de radiação solar se dá sobre a superfície externa do tubo, enquanto o fluido térmico circula internamente, observou-se que a distribuição da temperatura ao longo da seção transversal não era homogênea, principalmente em regimes de transição entre laminar e turbulento. Para isso, foi incluído um coeficiente de dissipação térmica interna, que modulou a capacidade efetiva de transferência de calor entre a parede e o núcleo do fluido. Este coeficiente foi derivado empiricamente com base em parâmetros adimensionais (Nusselt, Reynolds e Prandtl), adaptando modelos clássicos de correlações empíricas de convecção interna, como o de Dittus-Boelter, mas com ajustes em faixas de transição que os modelos tradicionais não cobrem com precisão. A função foi testada por meio de scripts iterativos desenvolvidos em Python, possibilitando o refinamento de curvas de gradiente térmico e, com isso, a obtenção de uma previsão mais robusta da eficiência do receptor.

Já para a turbina, a definição de um coeficiente de eficiência volumétrica foi essencial para simular o desempenho do rotor frente à compressibilidade e viscosidade variável do vapor gerado a partir da água salgada. Tais propriedades mudam consideravelmente com a temperatura e a salinidade, e os dados disponíveis em tabelas-padrão de propriedades termodinâmicas não cobrem a composição específica deste fluido. Para contornar essa limitação, foi desenvolvido um coeficiente dependente da temperatura, pressão e concentração salina, incorporado diretamente na equação de rendimento isentrópico da turbina. Esse coeficiente permitiu a compensação de efeitos como perdas por arraste nas pás, refluxo parcial e descompressão não ideal. Os valores foram ajustados por meio de simulações iterativas e validações cruzadas com modelos de turbinas radiais operando com outros fluidos orgânicos e inorgânicos, adaptados ao contexto do sistema proposto.

A opção por utilizar coeficientes de ajuste no lugar de modelagens completas por CFD ou métodos de elementos finitos se justifica tanto por razões práticas quanto teóricas. Em termos práticos, a complexidade computacional de uma simulação tridimensional completa com acoplamento térmico, fluido e estrutural seria inviável no escopo deste projeto, dada a ausência de parâmetros físicos de referência consolidados. Já do ponto de vista teórico, a utilização de coeficientes permitiu o controle modular do comportamento de cada subsistema, tornando possível realizar testes de sensibilidade e ajustar o modelo progressivamente com base em lógica física e regressão matemática. A

modularidade desses coeficientes facilita futuras reavaliações, refinamentos ou adaptações do modelo a outras configurações, contribuindo para a flexibilidade e escalabilidade do sistema proposto.

Com relação à simulação da refletividade da superfície parabólica, verificou-se que o revestimento em alumínio polido proporciona refletividade superior a 90% nas regiões centrais do disco, com queda gradual até valores próximos de 79,6% nas bordas externas. Ainda assim, a maior parte da radiação solar incidente foi direcionada com sucesso para a cavidade receptora, mantendo-se concentrada em uma área de até 5 cm, o que valida a geometria adotada e confirma a adequação dos parâmetros de razão D/f utilizados. Os dados simulados alinham-se aos valores esperados em sistemas de disco parabólico de pequeno porte, conforme discutido por Zayed *et al.* (2021) e Maurya *et al.* (2022).

A análise térmica do receptor revelou que o aquecimento da água salgada promove a transição do regime de escoamento laminar para o turbulento a partir de aproximadamente 85 °C, com aumento do número de Reynolds e redução da espessura da camada limite viscosa. Este comportamento é desejável em sistemas de geração térmica, pois intensifica a troca de calor convectiva e eleva a eficiência global da transferência térmica. Os resultados obtidos estão em conformidade com os estudos de Boumari *et al.* (2023) e Oberrecht (2021), que tratam da relação entre regime de escoamento e desempenho térmico em coletores solares.

O condensador apresentou variações no desempenho térmico de acordo com a velocidade do ar ambiente. Em condições de calmaria, o coeficiente de atenuação térmica foi inferior a 0,2, limitando a condensação do vapor. Em contrapartida, a presença de ventos com velocidade média de 5 m/s elevou o coeficiente para valores entre 0,35 e 0,49, evidenciando a importância de se considerar mecanismos passivos de aumento da troca de calor, como aletas e geometria ampliada. Estes achados confirmam os apontamentos de Hughes e Garimella (2024), que ressaltam a influência direta da convecção forçada no desempenho de condensadores em sistemas compactos.

A turbina de reação radial projetada, por sua vez, foi dimensionada para operar com vapor gerado a partir da ebulição da água salgada no interior do receptor. Os parâmetros consideraram a velocidade periférica ideal, a geometria das pás, o número de estágios e a vazão mássica estimada. A velocidade periférica foi ajustada com base na razão ótima de velocidade (ϕ), adotando-se valor de 0,7, o que resultou em uma rotação compatível com a faixa de torque esperada para a carga acoplada ao gerador síncrono.

Com base nas simulações, a turbina apresentou desempenho isentrópico estimado entre 68% e 74%, o que está dentro do intervalo médio reportado para turbinas radiais compactas em condições operacionais similares (Wang *et al.*, 2025; Langat *et al.*, 2025). A geometria das pás foi definida a partir dos triângulos de velocidade do vapor, considerando ângulos de entrada e saída otimizados para maximização do torque. A vazão mássica de vapor aquecido gerado pelo sistema variou entre 0,005 kg/s e 0,012 kg/s, a depender da intensidade da radiação solar simulada.

Cabe ressaltar que a principal limitação da turbina projetada está associada à ausência de dados experimentais para validação dos ângulos reais de ataque e saída, bem como das perdas por atrito e turbulência nas pás. Adicionalmente, não foi possível validar a durabilidade dos materiais submetidos à água salgada superaquecida, o que pode comprometer o desempenho mecânico da turbina em operação contínua. Tais lacunas apontam para a necessidade de estudos experimentais subsequentes, bem como ensaios de fadiga, resistência mecânica e corrosão em ambiente controlado.

Outro aspecto relevante diz respeito à ausência de dispositivos descritos na literatura técnica que combinem, em um único sistema de pequeno porte, geração heliotérmica de eletricidade com dessalinização de água por meio do ciclo Rankine utilizando água salgada como fluido térmico. A originalidade do projeto exigiu a adaptação de metodologias de diferentes áreas correlatas, como sistemas de resfriamento industrial, usinas térmicas convencionais e estudos experimentais com coletores solares de médio porte. Esta condição impôs um desafio metodológico relevante, já que não foi possível comparar diretamente os resultados simulados com benchmarks consolidados. Mesmo assim, o modelo físico-matemático proposto seguiu rigor técnico compatível com os fundamentos termodinâmicos da engenharia térmica, o que confere credibilidade aos dados apresentados.

As limitações da pesquisa estão centradas em três aspectos principais: (a) o modelo opera com base em condições médias e isotérmicas, o que pode não refletir adequadamente a realidade dinâmica de operação ao ar livre; (b) a ausência de construção de protótipo impediu a verificação prática dos resultados e validação experimental dos componentes projetados; e (c) a abordagem não considerou aspectos econômicos ou de integração energética com redes ou sistemas híbridos, limitando sua aplicação prática a um contexto técnico conceitual.

Apesar disso, os resultados obtidos oferecem uma base sólida para continuidade do desenvolvimento, seja por meio da construção física do protótipo, seja pela exploração

de soluções complementares como armazenamento térmico, uso de materiais cerâmicos de maior resistência e acoplamento a módulos fotovoltaicos híbridos. Além disso, o dispositivo proposto tem potencial para contribuir com soluções energéticas e hídricas em regiões isoladas ou semiáridas, alinhando-se às diretrizes dos Objetivos do Desenvolvimento Sustentável (ODS 6 e 7).

Como sugestão para trabalhos futuros, recomenda-se o desenvolvimento de um estudo voltado ao projeto da linha de produção deste dispositivo, considerando desde a fabricação modular dos componentes principais (espelho parabólico, receptor, turbina e condensador) até a montagem final, com ênfase na automação, logística e racionalização dos processos de manufatura. Esta abordagem permitiria a viabilização comercial do sistema e a ampliação do seu impacto socioeconômico, sobretudo em regiões que demandam soluções descentralizadas e sustentáveis para geração de energia e acesso à água potável.

REFERÊNCIAS

ABED, A. A.; EL-MARGHANY, M. R.; EL-AWADY, W. M.; HAMED, A. M. Recent advances in parabolic dish solar concentrators: receiver design, heat loss reduction, and nanofluid optimization for enhanced efficiency and applications. *Solar Energy Materials and Solar Cells*. Volume 273, p. 112930, 2024.

AGHDASI, M. R.; TEYMOURTASH, A. R.; LAKZIAN, E. Optimization of the pitch to chord ratio for a cascade turbine blade in wet steam flow. *Applied Thermal Engineering*. Volume 211, p. 118445, 2022.

AHMED, K. S.; HABIB, M. A.; ASEF, M. F. Flexural response of stainless steel reinforced concrete beam. *Structures*. Volume 34, p. 589–603, 2021.

ALBDOUR, S. A.; ADDAD, Y.; ALYAMMAHI, N.; AFGAN, I. Steam condensation heat transfer in the presence of noncondensable gases (NCGs) in nuclear power plants (NPPs): A comprehensive review of fundamentals, current status, and prospects for future research. *International Journal of Energy Research*. Volume 2024, Issue 1, p. 2880812, 2024.

ALHELOU, H. H.; GOLSHAN, M. E. H.; SIANO, P. Frequency response models and control in smart power systems with high penetration of renewable energy sources. *Computers & Electrical Engineering*. Volume 96, p. 107477, 2021.

ALI, A. S.; BOUNAHMIDI, T. Dynamic performance analysis of a photovoltaic thermal (PVT) collector with an extruded absorber using Python optimization modeling object (Pyomo). *Applied Thermal Engineering*. Volume 247, p. 123028, 2024.

ALI, K.; JIFENG, S. Research and optimization of CSP system efficiency based on effects of wind. *Applied Solar Energy*. Volume 59, Issue 4, p. 525–541, 2023.

ALI, M.; UL-HAMID, A.; KHAN, T.; BAKE, A.; BUTT, H.; BAMIDELE, O. E.; SAEED, A. Corrosion-related failures in heat exchangers. *Corrosion Reviews*. Volume 39, Issue 6, p. 519–546, 2021.

ALKHALAF, Q.; SURI, A. R. S.; ALI, H. M.; KALIAPPAN, S.; KUMAR, K.; SINGH, S.; THAPA, S. Performance of reflector materials based on dust and corrosion for concentrator solar technology – A review study. *Materials Today: Proceedings*. 2024.

ALMESHAAL, M. A.; CHOUBANI, K. Using the log mean temperature difference (LMTD) and ε -NTU methods to analyze heat and mass transfer in direct contact membrane distillation. *Membranes*. Volume 13, Issue 6, p. 588, 2023.

AL-MOUSAWEL, F. N.; DH AidAN, N. S.; HOMOD, R. Z.; AL-DADAH, R.; MAHMOUD, S.; AL JUBORI, A. M.; CHALOK, K. H. An efficient small-scale radial inflow turbine for an adsorption system for cooling and electricity: A comprehensive CFD analysis. *International Communications in Heat and Mass Transfer*. Volume 162, p. 108662, 2025.

AL-JUAID, J. G.; KHAN, Z.; ALI, A.; RIAZ, M. B.; MUHAMMAD, T.; SHAFI, J.; ISLAM, S. The significance of radiative heat and mass transfer through a vertical sheet with chemical reaction: designing by artificial approach Levenberg-Marquardt. *Case Studies in Thermal Engineering*. Volume 56, p. 104208, 2024.

ARTEAGA, O. Fresnel–Arago fifth law of interference: the first description of a geometric phase in optics. *Journal of Modern Optics*. Volume 68, Issue 6, p. 350–356, 2021.

AYGÜN, H. Effects of isentropic efficiency of turbomachinery components on entropy production for small turbojet engine. *Aircraft Engineering and Aerospace Technology*. Volume 93, Issue 4, p. 711–722, 2021.

BABU, M.; BABU, P. S.; RAJ, S. S.; SARAVANAN, S. Theoretical design, material study and material selection for compact linear Fresnel reflector concentrating system. *Materials Today: Proceedings*. Volume 45, p. 1671–1678, 2021.

BALAJI, H. Design and analysis of a three-phase axial flux permanent magnet generator in wind energy conversion systems. McGill University (Canada), 2021.

BANO, T. An overview of recent progress in condensation heat transfer enhancement across horizontal tubes and the tube bundle. *Journal of Thermal Engineering*. Volume 7, Issue 1, p. 1–36, 2021.

BARBIER, E. B. The economics of managing water crises. *Philosophical Transactions of the Royal Society A*. Volume 380, Issue 2238, p. 20210295, 2022.

BELTAGY, H. A secondary reflector geometry optimization of a Fresnel type solar concentrator. *Energy Conversion and Management*. Volume 284, p. 116974, 2023.

BENTOUMI, L.; MILES, A.; KOREI, Z. Green hydrogen production by integrating a solar power plant with a combined cycle in the desert climate of Algeria. *Solar Energy*. Volume 268, p. 112311, 2024.

BOUMARI, E.; AMIRI, M. M.; KHADANG, A.; MADDAH, H.; AHMADI, M. H.; SHARIFPUR, M. Numerical investigation of heat transfer in helical tubes modified with aluminum oxide nanofluid and modeling of data obtained by artificial neural network. *Numerical Heat Transfer, Part A: Applications*. Volume 83, Issue 3, p. 265–284, 2023.

CAMPOBASSO, M. S.; CASTORRINI, A.; ORTOLANI, A.; MINISCI, E. Probabilistic analysis of wind turbine performance degradation due to blade erosion accounting for uncertainty of damage geometry. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. Volume 178, p. 113254, 2023.

CANNETO, G.; BALOG, I.; DI ASCENZI, P.; CAPUTO, G. Analysis of experimental data from a concentrating parabolic solar plant and comparison with simulation model results. *Energies*. Volume 18, Issue 12, p. 3161, 2025.

CARRILLO, G. E.; CÁRDENAS, Y. Exergetic analysis of a parabolic trough collector system operating with different heat transfer fluids. In: *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. Volume 1154, Issue 1, p. 012023, 2021.

CASEY, M.; ROBINSON, C. Some properties of the exit velocity triangle of a radial compressor impeller. *Journal of Turbomachinery*. Volume 145, Issue 5, p. 051007, 2023.

CHANG, H.; HAN, Z.; LI, X.; MA, T.; WANG, Q. Experimental study on heat transfer performance of sCO₂ near pseudo-critical point in airfoil-fin PCHE from viewpoint of average thermal-resistance ratio. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. Volume 196, p. 123257, 2022.

CHEKIFI, T.; BOUKRAA, M. Thermal efficiency enhancement of parabolic trough collectors: a review. *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*. Volume 147, Issue 20, p. 10923–10942, 2022.

CHEN, C.; LIU, M.; LI, M.; WANG, Y.; WANG, C.; YAN, J. Digital twin modeling and operation optimization of the steam turbine system of thermal power plants. *Energy*. Volume 290, p. 129969, 2024.

CHEN, H.; LI, X.; ZHAO, F.; CHEN, J.; LÉONCE, M. A.; KAN, K. Multi-objective optimization of hydraulic performance of an ultra-low head axial-flow turbine with improved blade camber line configuration. *Renewable Energy*. Volume 123432, 2025.

CHINWEZE, A. E.; ACHEBE, C. H.; IGWE, C. I. Simulation and analysis of Fresnel lens solar furnace for aluminium can recycling in Nigeria. *UNIZIK Journal of Engineering and Applied Sciences*. Volume 1, Issue 1, 2023.

CHO, H. H.; STREZOV, V. A comparative review on the environmental impacts of combustion-based electricity generation technologies. *Energy & Fuels*. Volume 34, Issue 9, p. 10486–10502, 2020.

DANIARTA, S.; NEMS, M.; KOLASINSKI, P. A review on thermal energy storage applicable for low- and medium-temperature organic Rankine cycle. *Energy*. Volume 278, p. 127931, 2023.

DONG, C.; LU, G.; CHEN, R.; ZHANG, K.; LIU, C.; TIAN, W.; SU, G. H. Heat transfer of air turbulent mixed convection in the passive containment air-cooling system of a

modular small nuclear reactor. *International Journal of Thermal Sciences*. Volume 182, p. 107793, 2022.

DUAN, W.; QIAO, W.; CHEN, W.; ZHAO, X. Effects of freestream turbulence, Reynolds number and Mach number on the boundary layer in a low pressure turbine. *Journal of Thermal Science*. Volume 32, Issue 4, p. 1393–1406, 2023.

ELKELAWY, M.; DRAZ, A. M.; ANTAR, A. M.; SELEEM, H. E. Enhancing diesel generator efficiency and emissions with CNG and green hydrogen: a sustainable solution for power plants. *Pharos Engineering Science Journal*. Volume 2, Issue 1, p. 47–57, 2025.

ELSAYED, M. L.; WU, W.; CHOW, L. C. High salinity seawater boiling point elevation: experimental verification. *Desalination*. Volume 504, p. 114955, 2021.

ERBAS, O. Investigation of factors affecting thermal performance in a coal-fired boiler and determination of thermal losses by energy balance method. *Case Studies in Thermal Engineering*. Volume 26, p. 101047, 2021.

FAN, M.; BAO, Z.; LIU, S.; HUANG, W. Flow and heat transfer in the eccentric annulus of the helically coiled tube-in-tube heat exchanger used in an aero-engine. *International Journal of Thermal Sciences*. Volume 179, p. 107636, 2022.

FARHAT, M. H.; MAZLOUM, Y.; WAKIM, S.; NADER, W. B.; ALEBRAHIM, M.; GHAREEB, N. Energy optimization of parabolic dish solar concentrator coupled to organic Rankine cycle: Experimental and analytical investigation of cavity receiver design and covering effects. *International Journal of Thermofluids*. Volume 23, p. 100730, 2024.

FARUQUE, M. W. Design and thermodynamic analysis of steam power plant with regenerator. *Applied Thermodynamics*. 2021.

FERNÁNDEZ-GARCÍA, A.; CANTOS-SOTO, M. E.; RÖGER, M.; WIECKERT, C.; HUTTER, C.; MARTINEZ-ARCOS, L. Durability of solar reflector materials for

secondary concentrators used in CSP systems. *Solar Energy Materials and Solar Cells*. Volume 130, p. 51–63, 2014.

FOUSTOUKOS, D. I.; SEYFRIED JR, W. E. Fluid phase separation processes in submarine hydrothermal systems. *Reviews in Mineralogy and Geochemistry*. Volume 65, Issue 1, p. 213–239, 2007.

FÜRST, J.; HALAMA, J.; HRIC, V. A pressure-based solver for simulation of non-equilibrium wet steam flows. *Journal of Computational and Applied Mathematics*. Volume 398, p. 113653, 2021.

GENG, J.; LUO, Y.; FU, H.; DOU, Q.; HE, H.; YE, G.; LI, Q. Temperature and pressure effect on evaporation behavior of chloride salts using low pressure distillation. *Progress in Nuclear Energy*. Volume 147, p. 104212, 2022.

GHAFOORIAN, F.; WAN, H.; CHEGINI, S. A systematic analysis of a small-scale HAWT configuration and aerodynamic performance optimization through Kriging, factorial, and RSM methods. *Journal of Applied and Computational Mechanics*. Volume 10, Issue 3, p. 2024.

GLUCH, S. J.; ZIÓŁKOWSKI, P.; WITANOWSKI, Ł.; BADUR, J. Design and computational fluid dynamics analysis of the last stage of innovative gas-steam turbine. *Archives of Thermodynamics*. p. 255–278, 2021.

GU, Y. H.; Liao, Q.; Ding, Y. D.; Cheng, M.; Wang, H.; Zhu, X. Experimental study of moist air condensation outside three-dimensional finned tubes with different fin parameters. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 168, 12085, 2021.

HAGHIGHAT, M.; ENTEZARIAN, M. M.; SALIMI, M.; AMIDPOUR, M. Exploring interfacial solar evaporation heat transfer mechanisms of photothermal solar still systems. *Case Studies in Thermal Engineering*. Volume 105883, 2025.

HAMODA, A.; EL-SAMAK, G.; EMARA, M.; AHMED, M.; LIANG, Q. Q. Experimental and numerical studies of reinforced concrete beam-to-steel column

composite joints subjected to torsional moment. *Engineering Structures*. Volume 275, p. 115219, 2023.

HAN, X.; LI, Q.; LI, M.; YAO, B.; HAN, Z. Flow characteristics and backpressure optimization of low-pressure stages in steam turbines under low flow rate conditions. *Applied Thermal Engineering*. Volume 127415, 2025.

HAND, B.; KELLY, G.; CASHMAN, A. Structural analysis of an offshore vertical axis wind turbine composite blade experiencing an extreme wind load. *Marine Structures*. Volume 75, p. 102858, 2021.

HASAN, H.; YOUSEF, M. S.; FATHY, M.; AHMED, M. S. Impact of condenser heat transfer on energy and exergy performance of active single slope solar still under hot climate conditions. *Solar Energy*. Volume 204, p. 79–89, 2020.

HASHMI, A. W.; MALI, H. S.; MEENA, A.; SAXENA, K. K.; PUERTA, A. P. V.; PRAKASH, C.; ABDUL-ZAHRA, D. S. Understanding the mechanism of abrasive-based finishing processes using mathematical modeling and numerical simulation. *Metals*. Volume 12, Issue 8, p. 1328, 2022.

HOUCINE, A.; MAATALLAH, T.; SAEED, F. Steam and electrical power generation by a hybrid photovoltaic/parabolic dish concentrator using beam splitter technology. *International Journal of Energy Research*. Volume 46, Issue 9, p. 12341–12361, 2022.

HOWLADER, S.; MOHARANA, S.; DAS, M. K. Aspects of two-phase flow boiling heat transfer inside tube of water tube boiler – A numerical study. *Journal of Engineering Thermophysics*. Volume 32, Issue 2, p. 340–359, 2023.

HU, E. T.; ZANG, K. Y.; ZHANG, J. R.; JIANG, A. Q.; ZHAO, H. B.; ZHENG, Y. X.; CHEN, L. Y. Optical properties of solar absorber materials and structures. *Optical Properties of Solar Absorber Materials and Structures*, p. 1–165, 2021.

HUANG, Z. In-situ Far Ultraviolet Optical Characterization of Atomic Layer Deposited Oxides and Fluorides. *Dissertação (Doutorado) – Arizona State University*, 2021.

HUGHES, M. T.; GARIMELLA, S. Practical design guidelines for heat transfer enhancement of condensers. *Applied Thermal Engineering*. Volume 236, p. 121623, 2024.

IPCC. Global warming of 1.5°C. An IPCC Special Report on the impacts of global warming of 1.5°C above pre-industrial levels and related global greenhouse gas emission pathways, in the context of strengthening the global response to the threat of climate change. Geneva, Switzerland: Intergovernmental Panel on Climate Change (IPCC), 2018.

JING, R.; ZHANG, L.; BIAN, H.; SHEN, X.; ZHOU, S.; DING, M. Numerical investigations on steam-air condensation heat transfer enhancement outside helical coiled tube. *Progress in Nuclear Energy*. Volume 173, p. 105273, 2024.

KADAM, G. Dynamic density correlations in baryon rich fluid using Mori–Zwanzig–Nakajima projection operator method. *The European Physical Journal C*. Volume 82, Issue 7, p. 644, 2022.

KAFAEI, A.; SALMANI, F.; LAKZIAN, E.; WRÓBLEWSKI, W.; VLASKIN, M. S.; DENG, Q. The best angle of hot steam injection holes in the 3D steam turbine blade cascade. *International Journal of Thermal Sciences*. Volume 173, p. 107387, 2022.

KALANTARI, H.; GHOREISHI-MADISEH, S. A.; KURNIA, J. C.; SASMITO, A. P. An analytical correlation for conjugate heat transfer in fin and tube heat exchangers. *International Journal of Thermal Sciences*. Volume 164, p. 106915, 2021.

KHALIL, M. Analysis and optimization of heat transfer in receiver on line focusing concentrating solar thermal system. Technische Universität Berlin (Germany), 2023.

KHATOD, K. J.; KATEKAR, V. P.; DESHMUKH, S. S. An evaluation for the optimal sensible heat storage material for maximizing solar still productivity: A state-of-the-art review. *Journal of Energy Storage*. Volume 50, p. 104622, 2022.

KORLEPARA, N. K.; PATEL, N.; DILLEY, C.; DEYSARKAR, A. K.; GORE, K. R.; KULKARNI, S. D. Understanding effect of fluid salinity on polymeric drag reduction in turbulent flows of slickwater fluids. *Journal of Petroleum Science and Engineering*. Volume 216, p. 110747, 2022.

KUMAR, M.; CHOUDHARY, A.; KHAN, D. A. Nanofinishing of metallic mirrors. In: *Nanofinishing of Materials for Advanced Industrial Applications*. CRC Press. Capítulo 3, p. 34–58, 2024.

KUNDU, A.; KUMAR, A.; DUTT, N.; SINGH, V. P.; MEENA, C. S. Modelling and simulation of thermal energy system for design optimization. In: *Thermal Energy Systems*. CRC Press. Capítulo 5, p. 103–140, 2023.

LANGAT, K. P.; VOLKOVA, M.; SIRO, R. F. Strength analysis of steam turbine blades for a nuclear power plant. *International Journal for Computational Civil and Structural Engineering*. Volume 21, Issue 1, p. 188–201, 2025.

LAUTH, J. S. Solutions. In: *Physical Chemistry in a Nutshell: Basics for Engineers and Scientists*. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg. Capítulo 5, p. 99–109, 2023.

LI, L.; SMITH, C. B.; ROSS, K. A. Constitutive model development of aluminum alloy 1100 for elevated temperature forming process. *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*. Volume 133, Issue 3, p. 1201–1216, 2024.

LI, X.; BAI, F. A review on the thermal modeling method for molten salt receivers of concentrating solar power tower plants. *Energies*. Volume 18, Issue 2, 2025.

LI, W.; LI, Z.; HAN, W.; TAN, S.; YAN, S.; WANG, D.; YANG, S. Time-mean equation and multi-field coupling numerical method for low-Reynolds-number turbulent flow in ferrofluid. *Physics of Fluids*. Volume 35, Issue 12, 2023.

LI, W.; LIN, K.; YAN, Y.; YU, C.; CAO, Y.; CHEN, X.; XING, X. A seawater-corrosion-resistant and isotropic zero thermal expansion (Zr, Ta)(Fe, Co)₂ alloy. *Advanced Materials*. Volume 34, Issue 34, p. 2109592, 2022.

LI, Y.; SUN, Y.; ZHANG, Y.; LI, Y.; VERDUZCO, R. High-performance hybrid luminescent-scattering solar concentrators based on a luminescent conjugated polymer. *Polymer International*. Volume 70, Issue 4, p. 475–482, 2021.

LIU, G.; HUANG, Q.; SONG, K.; PAN, Y.; ZHANG, H. Improved method for calculating CO₂ emission from industrial solid wastes combustion system based on fossil and biogenic carbon fraction. *Waste Management*. Volume 174, p. 164–173, 2024.

LIU, J.; MA, H.; ZHANG, Q.; ZHANG, L.; CAI, B. Design and optimization of a magnetic levitation load reduction device for a hydropower unit. *IEEE Access*. Volume 9, p. 32019–32029, 2021.

LIU, X.; HUANG, Z.; WANG, J. In-situ Far Ultraviolet Optical Characterization of Atomic Layer Deposited Oxides and Fluorides. *Dissertação (Doutorado) – Arizona State University*, 2021.

LUDWIG, H. Seawater: composition and properties. In: *Reverse Osmosis Seawater Desalination Volume 1: Planning, Process Design and Engineering – A Manual for Study and Practice*. Cham: Springer International Publishing. Capítulo 3, p. 73–203, 2022.

LUNKENHEIMER, P.; LOIDL, A.; RIECHERS, B.; ZACCONE, A.; SAMWER, K. Thermal expansion and the glass transition. *Nature Physics*. Volume 19, Issue 5, p. 694–699, 2023.

LUO, D.; WU, Z.; ZHANG, Z.; CHEN, H.; GENG, L.; JI, Z.; ZHANG, P. Transient thermal analysis of a thermoelectric-based battery thermal management system at high temperatures. *Energy*. Volume 318, p. 134833, 2025.

MALWAD, D.; TUNGIKAR, V. Development and performance testing of reflector materials for concentrated solar power: A review. *Materials Today: Proceedings*. Volume 46, p. 539–544, 2021.

MAMBRO, A.; CONGIU, F.; GALLONI, E. Influence of stage design parameters on ventilation power produced by steam turbine last stage blades during low load operation. *Thermal Science and Engineering Progress*. Volume 28, p. 101054, 2022.

MANISCALCO, M. P.; LONGO, S.; MICCICHÈ, G.; CELLURA, M.; FERRARO, M. A critical review of the environmental performance of bifacial photovoltaic panels. *Energies*. Volume 17, Issue 1, p. 226, 2023.

MARTELLI, E.; ALOBAID, F.; ELSIDO, C. Design optimization and dynamic simulation of steam cycle power plants: a review. *Frontiers in Energy Research*. Volume 9, p. 676969, 2021.

MATE-KOLE, E. M.; MARGOT, D.; DEWJI, S. A. Mathematical solutions in internal dose assessment: a comparison of python-based differential equation solvers in biokinetic modeling. *Journal of Radiological Protection*. Volume 43, Issue 4, p. 041507, 2023.

MAURYA, A.; KUMAR, A.; SHARMA, D. A comprehensive review on performance assessment of solar cavity receiver with parabolic dish collector. *Energy Sources, Part A: Recovery, Utilization, and Environmental Effects*. Volume 44, Issue 2, p. 4808–4845, 2022.

MAZZUCA, J. W.; SEYMOUR, S. R.; KAMP, K. R. Raoult's law comparison of liquid mixtures using UV–vis spectroscopy: A physical chemistry laboratory experiment. *Journal of Chemical Education*. Volume 102, Issue 5, p. 2057–2062, 2025.

MO, H.; LIU, F.; LIAO, C.; ZHANG, Y. Design, modeling and solar tracking control for a novel parabolic dish solar concentrator. *Robotica*. Volume 41, Issue 10, p. 2985–3003, 2023.

MOHITE, S. J.; REDDY, K. S. Optical and thermal analysis of solar parabolic dish cavity receiver system for hydrogen production using deep learning. *Energy Conversion and Management*. Volume 292, p. 117415, 2023.

MRZLJAK, V.; ANĐELIĆ, N.; LORENCIN, I.; SANDI BARESSI ŠEGOTA, S. The influence of various optimization algorithms on nuclear power plant steam turbine exergy efficiency and destruction. *Pomorstvo*. Volume 35, Issue 1, p. 69–86, 2021.

NARDINI, M.; JELLY, T. O.; KOZUL, M.; SANDBERG, R. D.; VITT, P.; SLUYTER, G. Direct numerical simulation of transitional and turbulent flows over multi-scale surface roughness – Part II: The effect of roughness on the performance of a high-pressure turbine blade. *Journal of Turbomachinery*. Volume 146, Issue 3, p. 031009, 2024.

NEIL, A.; RAO, N.; SMITH, P. Optimization of a steam turbine for mechanical drive applications. In: *Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air*. American Society of Mechanical Engineers (ASME). Volume 88018, p. V009T20A003, 2024.

NGUYEN, T. A.; LY, H. B.; MAI, H. V. T.; TRAN, V. Q. Using ANN to estimate the critical

NIAZI, S.; PELES, Y. Two-phase choked flow of trans-critical carbon dioxide at the micro scale. *Physics of Fluids*. Volume 37, Issue 1, 2025.

NUKULWAR, M. R.; TUNGIKAR, V. B. Drying kinetics and thermal analysis of turmeric blanching and drying using solar thermal system. *Sustainable Energy Technologies and Assessments*. Volume 45, p. 101120, 2021.

OBERRECHT, D. Development of a numerical modeling approach for large-scale fluid mud flow in estuarine environments. Hannover: Institutional Repository of Leibniz Universität Hannover, 2021.

PARVIN, A.; ALHUSBAN, M. Finite-element analysis of textile-reinforced mortar strengthening of shear-deficient reinforced concrete beams. *Journal of Composites for Construction*. Volume 26, Issue 4, p. 04022037, 2022.

PATIL, K.; REUR, S.; VANAGERI, A. K. Sustainable And Green Prototyping: Optimizing Virtual Prototyping For Reduced Material Waste And Energy Consumption. *Rare Metal Materials and Engineering*, 54(1), 1-12., 2025.

PATTANAYAK, L.; PADHI, B. N. Liquefied natural gas re-gasification cold energy hybrid system integration in gas-steam combined cycle power plant model: Enhancement in power generation and performance. *Applied Thermal Engineering*. Volume 193, p. 116985, 2021.

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.

PLATZER, W. J.; HILDEBRANDT, C. Absorber materials for solar thermal receivers in concentrating solar power systems. In: *Concentrating Solar Power Technology*. Woodhead Publishing. Capítulo 19, p. 511–544, 2021.

PRATIK, N. A.; ALI, M. H.; LUBABA, N.; HASAN, N.; ASADUZZAMAN, M.; MIYARA, A. Numerical investigation to optimize the modified cavity receiver for enhancement of thermal performance of solar parabolic dish collector system. *Energy*. Volume 290, p. 130133, 2024.

QASEM, N. A.; GENEROUS, M. M.; QURESHI, B. A.; ZUBAIR, S. M. A comprehensive review of saline water correlations and data: part II – thermophysical properties. *Arabian Journal for Science and Engineering*. Volume 46, p. 1941–1979, 2021.

QU, Y.; LIANG, J.; YAN, W.; WU, Q.; ZHU, J.; ZHOU, L. Low-loss plasmonics based on alkali metals: from fundamentals to applications: tutorial. *Advances in Optics and Photonics*. Volume 17, Issue 1, p. 1–44, 2025.

REDDY, T. A.; HENZE, G. P. Mathematical models and data analysis. In: *Applied Data Analysis and Modeling for Energy Engineers and Scientists*. Cham: Springer International Publishing. Capítulo 1, p. 1–30, 2023.

RIZK, F.; GELIN, S.; BIANCE, A. L.; JOLY, L. Microscopic origins of the viscosity of a Lennard-Jones liquid. *Physical Review Letters*. Volume 129, Issue 7, p. 074503, 2022.

ROQUET, F.; FERREIRA, D.; CANEILL, R.; SCHLESINGER, D.; MADEC, G. Unique thermal expansion properties of water key to the formation of sea ice on Earth. *Science Advances*. Volume 8, Issue 46, p. eabq0793, 2022.

SAJJAD, M.; QURESHI, S. S.; RAY, S.; HARRISON, A.; AL-GAHTANI, S. F.; ELBARBARY, Z. M. S. Thermal and structural optimization of parabolic trough systems for enhanced energy conversion efficiency. *IEEE Access*. 2025.

SAKR, M. A.; SAAD, A. G.; EL-KORANY, T. M. Analysis of exterior beam-column joints under varying column axial load and code comparisons. *Advances in Structural Engineering*. Volume 25, Issue 4, p. 837–863, 2022.

SALEH, N. S.; ALAQEL, S.; DJAJADIWINATA, E.; SAEED, R. S.; AL-SUHAIBANI, Z.; ZEITOUN, O.; MOON, D. Experimental investigation of a moving packed-bed heat exchanger suitable for concentrating solar power applications. *Applied Sciences*. Volume 12, Issue 8, p. 4055, 2022.

SEMENOVA, M.; VASILYEVA, A.; LUKINA, G.; POPOVA, U.; ZAGOLILO, S.; YAKUSHEV, I. Y. Mathematical modeling of differential equations as applied to problems of physics and electrical engineering. In: *International Conference on Control Systems, Mathematical Modeling, Automation and Energy Efficiency (SUMMA)*, 3rd, 2021, November. p. 161–166. IEEE.

SERAFIN, L. Y.; MEYERS, J. K.; BRYAN, A. C.; BROUN, K. G.; CAHOON, J. F. Identifying a “Raoult’s Law” relationship to modulate the stoichiometry of hybrid perovskite films by amino-deliqescence/efflorescence in mixed amine vapors. *The Journal of Physical Chemistry C*. Volume 127, Issue 22, p. 10845–10852, 2023.

SHEN, W.; WANG, S.; WANG, M.; DONG, W.; ZHANG, K. Transient response and volume model of steam cooling in a rotor–stator disk cavity of gas turbines. *Thermal Science and Engineering Progress*. Volume 53, p. 102701, 2024.

SHI, B.; LIAO, R.; DUAN, Y.; YUAN, J.; MA, Z. Mathematical modeling of cooling curve of one component phase transition system. *Journal of Chemical Education*. Volume 101, Issue 10, p. 4517–4522, 2024.

SHINDE, T. U.; DALVI, V. H.; PATIL, R. G.; MATHPATI, C. S.; PANSE, S. V.; JOSHI, J. B. Thermal performance analysis of novel receiver for parabolic trough solar collector. *Energy*. Volume 254, p. 124343, 2022.

SONI, N.; SHARMA, D.; RAHMAN, M. M.; HANMIAHGORI, P. R.; REDDY, V. M. Mathematical modeling of solar energy based thermal energy storage for house heating in winter. *Journal of Energy Storage*. Volume 34, p. 102203, 2021.

TANUMA, T. Design and analysis for aerodynamic efficiency enhancement of steam turbines. In: *Advances in Steam Turbines for Modern Power Plants*. Woodhead Publishing. Capítulo 6, p. 119–137, 2022.

TAO, X.; ZHANG, S.; XIN, J.; XU, Z.; CHEN, B. Security region mathematical modeling and analysis of renewable energy synchronous stability control and static voltage support. *International Journal of Electrical Power & Energy Systems*. Volume 167, p. 110626, 2025.

TAUVERON, N.; LHERMET, G.; PAYEBIEN, B.; CANEY, N.; MORIN, F. An experimental study of an autonomous heat removal system based on an organic Rankine cycle for an advanced nuclear power plant. *Energies*. Volume 17, Issue 20, p. 5069, 2024.

TERHAAR, J.; BURGER, F. A.; VOGT, L.; FRÖLICHER, T. L.; STOCKER, T. F. Record sea surface temperature jump in 2023–2024 unlikely but not unexpected. *Nature*. Volume 639, Issue 8056, p. 942–946, 2025.

THULUKKANAM, K. *Heat exchangers: classification, selection, and thermal design*. CRC Press, 2024.

TOPGÜL, T. Design, manufacturing, and thermodynamic analysis of a gamma-type Stirling engine powered by solar energy. *Strojniski Vestnik - Journal of Mechanical Engineering*. Volume 68, Issue 12, 2022.

VAFERI, K.; VAJDI, M.; NEKAHI, S.; HEYDARI, A.; MOGHANLOU, F. S.; NAMI, H.; JAFARZADEH, H. Thermo-hydraulic performance optimization of a disk-shaped microchannel heat sink applying computational fluid dynamics, artificial neural network, and response surface methodology. *Heliyon*. Volume 9, Issue 10, 2023.

WAGNER, P. H.; VAN HERLE, J.; SCHIFFMANN, J. Theoretical and experimental investigation of a 34 Watt radial-inflow steam turbine with partial admission. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*. Volume 143, Issue 8, p. 081002, 2021.

WALTERS, D. K. A proposed universal wall function for velocity and temperature in turbulent near-wall flows of low and high Prandtl number fluids. *ASME Journal of Heat and Mass Transfer*. Volume 147, Issue 7, p. 074501, 2025.

WANG, W.; PENG, S.; LYU, J.; KE, X.; MA, Q. The performance degradation mechanism and improving techniques of the last stage of a steam turbine in deep load regulation scenario. *Energy*. Volume 136390, 2025.

WANG, Z.; ZHONG, W.; MIN, W.; CAO, X.; YUAN, Y. Heat transfer characteristics in vertical tube condensers: Experimental investigation and numerical validation. *Applied Thermal Engineering*. Volume 242, p. 122435, 2024.

WASANKAR, K. S.; GULHANE, N. P. Review of various solar cavity receivers of parabolic dish concentrators with design aspects and heat loss analysis. *Journal of Thermal Engineering*. Volume 10, Issue 3, p. 756–772, 2021.

WEICKGENYNT, A.; KANTOR, I.; MARÉCHAL, F.; SCHIFFMANN, J. On the application of small-scale turbines in industrial steam networks. *Energies*. Volume 14, Issue 11, p. 3149, 2021.

XIONG, L.; LIU, X.; LIU, H.; LIU, Y. Performance comparison of typical frequency response strategies for power systems with high penetration of renewable energy sources. *IEEE Journal on Emerging and Selected Topics in Circuits and Systems*. Volume 12, Issue 1, p. 41–47, 2022.

XU, S.; TORRES, J. F. All-liquid thermal desalination and brine concentration via multichannel thermodiffusion. *Nature Water*. p. 1–15, 2025.

XUE, H. L.; CHENG, J. J.; JI, W. H.; LI, W. J.; TAO, H. Z.; LI, W. Decoupled thermal–hydraulic analysis of an air-cooled separated heat pipe for spent fuel pools under natural convection. *Nuclear Science and Techniques*. Volume 34, Issue 6, p. 86, 2023.

YAGHOUBI, S.; BABAPOOR, A.; SEYAFEE, A. Thermal energy optimization using salt-based phase change materials obtained from the desalination of saline water. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. Volume 183, p. 113463, 2023.

YUAN, Z.; DING, J.; WANG, W.; LIU, S.; WEI, X.; LU, J. Exploration of chloride ion impurities on solid-liquid-vapor phase diagram and thermal performance of nitrate molten salts. *Journal of Energy Storage*. Volume 104, p. 114585, 2024.

YU, J.; YANG, J.; YAN, W. Thermodynamic simulation and experiment research of the solar air evaporating separation system for saline wastewater treatment with thermal collector–evaporator integrated unit. *Energy Reports*. Volume 8, p. 6707–6728, 2022.

ZAYED, M. E.; ZHAO, J.; ELSHEIKH, A. H.; LI, W.; SADEK, S.; ABOELMAAREF, M. M. A comprehensive review on Dish/Stirling concentrated solar power systems: design, optical and geometrical analyses, thermal performance assessment, and applications. *Journal of Cleaner Production*. Volume 283, p. 124664, 2021.

ZHA, X.; MAO, X.; LI, C.; ZHANG, X.; YE, J. Combined effects of temperature, salinity and viscosity changes on groundwater flow in the Xinzhou geothermal field, South China. *Natural Resources Research*. Volume 32, Issue 6, p. 2567–2581, 2023.

ZHAN, F.; DING, G.; LIU, L. Experimental investigation on water vapor permeability in porous dust layers on cold fin surface of heat exchanger. *International Journal of Refrigeration*. Volume 141, p. 43–53, 2022.

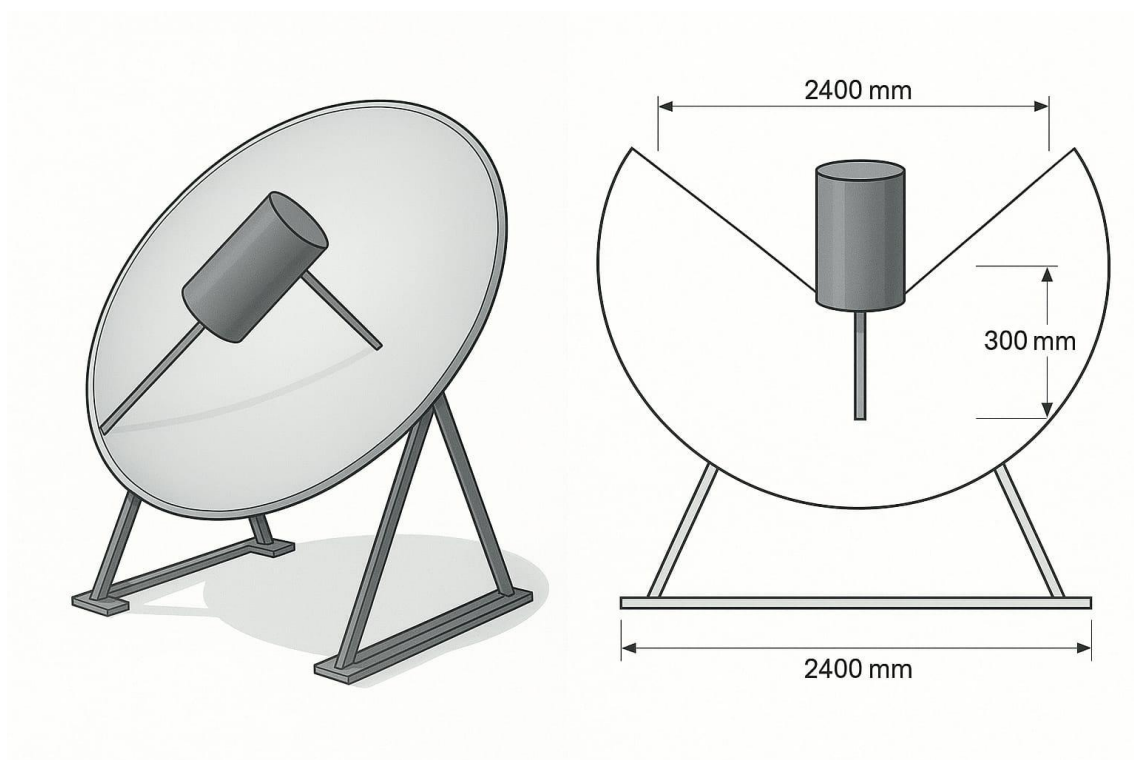
ZHANG, T. Y.; MOU, L. W.; FAN, L. W. Enhanced steam condensation heat transfer on a scalable honeycomb-like microporous superhydrophobic surface under various pressures. *Applied Thermal Engineering*. Volume 185, p. 116453, 2021.

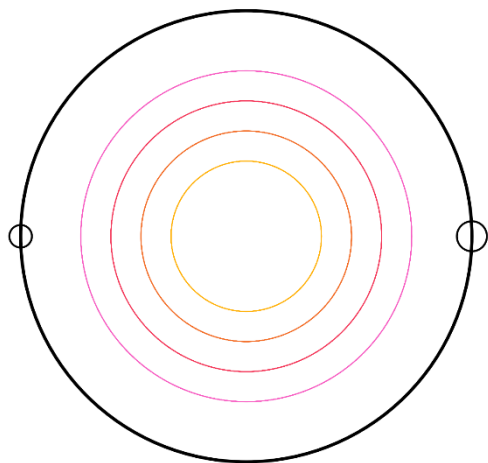
ZHANG, Y.; LI, Q.; QIU, Y. Optical-thermal-stress analysis of a multiscale solar receiver for ultra-high-temperature concentrating solar power. *Journal of Cleaner Production*. Volume 433, p. 139791, 2023.

ZHU, Z.; LUO, L.; HE, Y.; MUSHTAQ, M.; LI, J.; YANG, H.; BALOGUN, M. S. High-performance alkaline freshwater and seawater hydrogen catalysis by sword-head structured $\text{Mo}_2\text{N-Ni}_3\text{Mo}_3\text{N}$ tunable interstitial compound electrocatalysts. *Advanced Functional Materials*. Volume 34, Issue 8, p. 2306061, 2024.

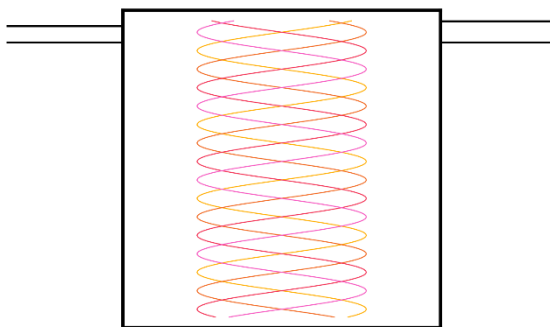
ZIVKOVIĆ, V. B.; GRKOVIC, V. R.; KLJAJIC, M. V. The instigating factors behind the occurrence of vibration in steam turbines: A review analysis. *Thermal Science*. Volume 28, Issue 6 Part A, p. 4451–4471, 2024.

ZOKIRZODA, A. R.; TSGOEV, R. S.; SHOHZODA, B. T.; KARIMZODA, J. H.; RAHIMZODA, J. B.; SAFAROV, M. I. Design of an integrated helio-thermal plant scheme and methodology for assessing its performance. In: *International Youth Conference on Radio Electronics, Electrical and Power Engineering (REEPE)*, 7th, 2025, April. p. 1–8. IEEE.

APÊNDICE A – PROJETO DO COLETOR COM RECEPTOR

APENDICE B – PROJETO DO RECEPTOR TÉRMICO EM 2D

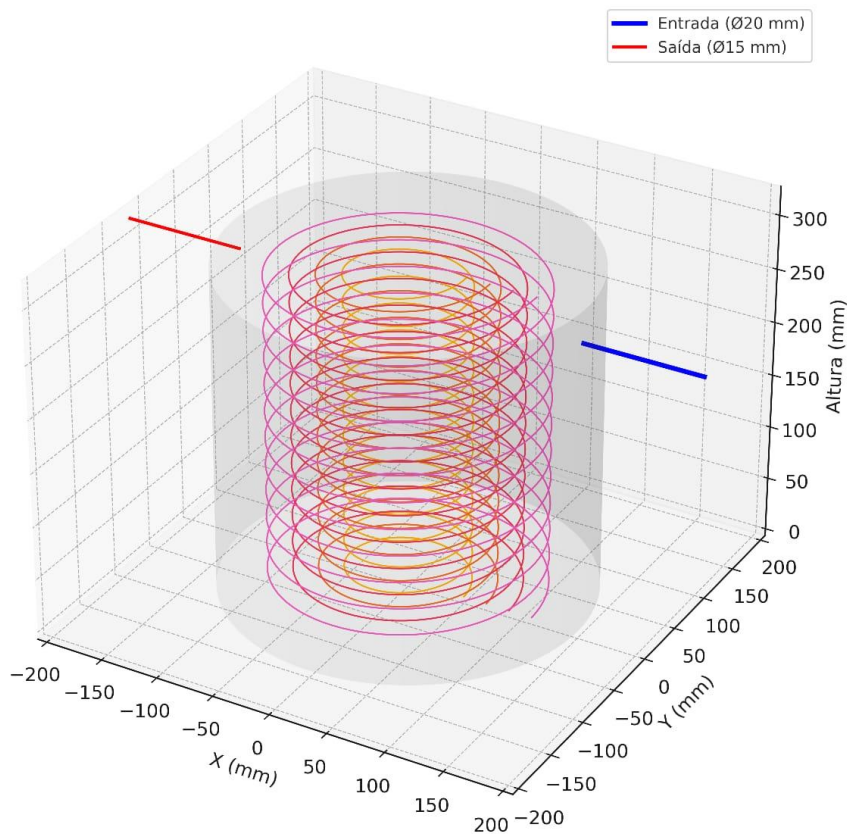
Visão Superior (Ø 300 mm)

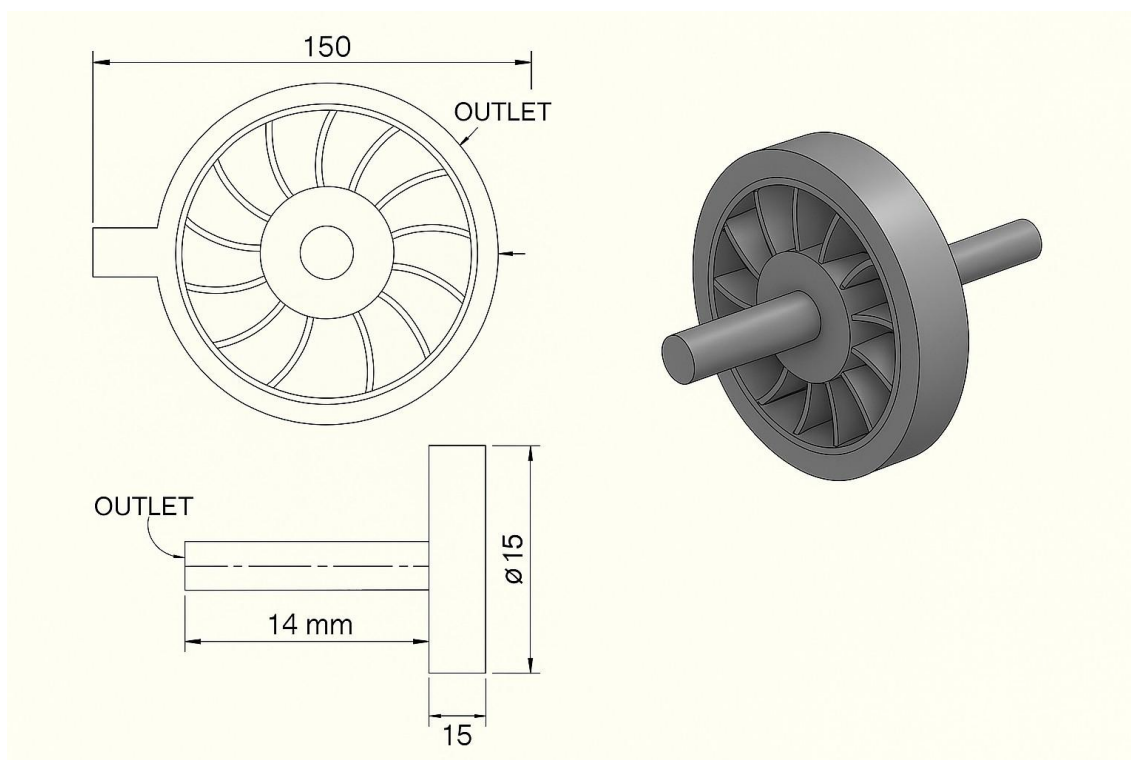


Corte AA (H 300 mm)

APÊNDICE C – PROJETO DO RECEPTOR TÉRMICO EM 3D

Projeção 3D do Receptor com Serpentinhas Internas



APÊNDICE D – PROJETO DA TURBINA

**APÊNDICE E – FRAGMENTO DO PEDIDO DE REGISTRO DE PEDIDO DE
PROPRIEDADE INTELECTUAL**



28/10/2025 870250098532
16:23

29409232347257510

Pedido de registro de desenho industrial

Número do Processo: BR 30 2025 007274 3

Tipo do pedido de registro de desenho industrial

Tipo de pedido: Depósito de pedido de registro