

MICHAEL DE OLIVEIRA RESENDE

**SECAGEM DE BIOMASSA DE MICROALGA *Scenedesmus obliquus* COM ENERGIA
SOLAR CONCENTRADA**

Tese apresentada à Universidade Federal de Viçosa, como parte das exigências do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Agrícola, para obtenção do título de *Doctor Scientiae*.

Orientador: Marcio Arêdes Martins

**VIÇOSA - MINAS GERAIS
2021**

**Ficha catalográfica elaborada pela Biblioteca Central da Universidade
Federal de Viçosa - Campus Viçosa**

T

R433s
2021 Resende, Michael de Oliveira, 1989-
Secagem de biomassa de microalga *Scenedesmus obliquus*
com energia solar concentrada / Michael de Oliveira Resende. –
Viçosa, MG, 2021.
1 tese eletrônica (173 f.): il. (algumas color.).

Orientador: Marcio Arêdes Martins.
Tese (doutorado) - Universidade Federal de Viçosa,
Departamento de Engenharia Agrícola, 2021.

Inclui bibliografia.

DOI: <https://doi.org/10.47328/ufvbbt.2022.056>

Modo de acesso: World Wide Web.

1. Energia - Fontes alternativas. 2. Microalga - Secagem.
3. Energia solar. 4. Dinâmica dos fluídos - Simulação por
computador. 5. Óptica - Análise. 6. Análise térmica. I. Martins,
Marcio Arêdes, 1972-. II. Universidade Federal de Viçosa.
Departamento de Engenharia Agrícola. Programa de
Pós-Graduação em Engenharia Agrícola. III. Título.

CDD 22. ed. 662.88

Bibliotecário(a) responsável: Alice Regina Pinto CRB6 2523

MICHAEL DE OLIVEIRA RESENDE

**SECAGEM DE BIOMASSA DE MICROALGA *Scenedesmus obliquus* COM ENERGIA
SOLAR CONCENTRADA**

Tese apresentada à Universidade Federal de Viçosa, como parte das exigências do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Agrícola, para obtenção do título de *Doctor Scientiae*.

APROVADA: 15 de dezembro de 2021

Assentimento:


Michael de Oliveira Resende
Autor


Marcio Arêdes Martins
Orientador

Dedico,

Aos meus amados pais, Gilma e Eli,

e aos irmãos, David e Belíria,

pelo amor e apoio incondicional.

A minha futura esposa e

Companheira de vida

Monique.

E todos que torceram por mim.

AGRADECIMENTOS

A Deus, por ser sempre meu guia e minha fonte de forças e esperanças em todos os momentos da minha vida.

Aos meus amados pais, pelo exemplo de força e perseverança, apoio, amor e presença constante na minha vida. Pela educação por eles prestada, princípios e valores transmitidos e por terem feito de mim o que sou hoje, tudo que conquistei na vida é pelas oportunidades e confiança que vocês me proporcionaram.

Aos meus irmãos, Belíria e David, pela amizade, apoio, incentivo e carinho em todos os momentos.

A Monique, que me deu à luz necessária para finalizar essa etapa da minha vida. Que possamos ainda compartilhar muitas etapas das nossas vidas juntas.

Ao meu orientador Márcio Arêdes Martins, por todas as oportunidades, desafios, orientação, esclarecimentos, por ter acreditado e confiado em meu trabalho, agradeço imensamente.

A todos os meus professores, que tive oportunidade de aprender durante essa trajetória do doutorado, pelo incentivo, pelas sugestões, correções, esclarecimentos e por todo conhecimento transmitido.

Ao mestre Jean, especialista em soldagem, que não só nos ajudou, mas transmitiu seu conhecimento sobre essa arte.

Ao Lucas, bolsistas de iniciação científica, por toda cooperação, apoio e torcida. Por sempre estar disposta a ajudar em todos os momentos necessários.

Aos amigos Augusto, Gerson, Victor pelo companheirismo, conversas no laboratório e por toda ajuda nessa trajetória.

Aos técnicos altamente competentes do Laboratório de Biocombustíveis, Dilson e Maurício, pelo exemplo de profissionais e amizade durante esse tempo que estive no laboratório.

Ao IF SUDESTE MG, pela oportunidade de me aperfeiçoar e desempenhar cada vez melhor o ofício da docência.

A CAPES pelo apoio financeiro e a UFV pelo espaço concedido.

Enfim, a todos que, de alguma forma, participaram, torceram, acreditaram e me incentivaram a lutar por meus objetivos.

“Não tentes ser bem-sucedido, tente antes ser um homem de valor”

(Albert Einstein)

BIOGRAFIA

MICHAEL DE OLIVEIRA RESENDE, filho de Eli Ribeiro de Resende e Gilma Riguete de Oliveira Resende, nasceu em Astolfo Dutra no estado de Minas Gerais, em 31 de julho de 1989.

Em julho de 2009, iniciou o Curso de Engenharia Elétrica na Universidade Federal de Viçosa, graduando-se em março de 2014.

Em julho de 2012, ingressou no quadro de funcionários da Universidade Federal de Viçosa, ocupando o cargo de Técnico em Eletricidade no Departamento de Engenharia elétrica, onde permaneceu até julho de 2016.

Em março de 2014, iniciou no programa de pós-graduação (Mestrado) em Engenharia Agrícola na Universidade Federal de Viçosa, concentrando seus estudos na área de Energia, trabalhando principalmente com energia da biomassa, concluindo-o em março de 2016.

Em maio de 2016, ingressou como professor de Ensino Básico Técnico e Tecnológico no núcleo de eletricidade do Instituto Federal do Sudeste de Minas Gerais campus Juiz de Fora, no qual ministra, até o presente momento, disciplinas para os cursos técnicos e superior.

Em julho de 2017, ingressou no programa de pós-graduação interinstitucional a nível de doutorado (DINTER) em Engenharia Agrícola da Universidade Federal de Viçosa em parceria com o Instituto Federal do Sudeste de Minas Gerais, concentrando seus estudos na área de energia, submetendo-se à defesa de tese dezembro de 2021.

RESUMO

RESENDE, Michael de Oliveira, D.Sc., Universidade Federal de Viçosa, dezembro de 2021.
Secagem de biomassa de microalga *Scenedesmus obliquus* com energia solar concentrada.
Orientador: Marcio Arêdes Martins

A necessidade por novas fontes de energia renováveis e sustentável são um dos maiores desafios e interesse de pesquisa na área de energia. Dentre essas, as microalgas são uma fonte de matéria-prima promissora de lipídios para produção de biodiesel, de carboidratos para etanol, proteínas para a alimentação. Em menores quantidades, as microalgas também contêm pigmentos e antioxidantes que podem ser utilizados em diversos setores. Durante seu crescimento, as microalgas realizam fotossíntese, absorvendo CO₂ da atmosfera. Além disso, é uma cultura que não compete diretamente com a produção de alimentos e não utiliza espaço de outras culturas agrícolas. Na utilização da biomassa de microalgas, uma etapa muito importante e com elevada demanda de calor é a secagem. Essa etapa é considerada crítica, pois pode inviabilizar a produção em larga escala, sobretudo para produtos de baixo valor como o biodiesel. Assim, o uso da energia solar como fonte de calor para secagem de produtos com grande quantidade de água é considerado pela literatura como a mais promissora. Porém, a secagem por exposição direta ao sol acarreta muitas perdas de qualidade da biomassa. Por ser possível controlar as condições de secagem, a coleta e armazenamento da energia solar para uso em câmaras de secagem torna-se imprescindível. Logo, este trabalho objetivou desenvolver e avaliar um sistema fechado de secagem de biomassa de microalgas, usando a coleta de energia solar por captação em calha parabólica com armazenamento térmico. Inicialmente, diferentes configurações de geometrias absorvedoras foram investigadas utilizando a dinâmica de fluidos computacional visando a alocação da geometria de melhor desempenho no interior de tubos a vácuo de aquecedores residenciais. Foram propostas três geometrias distintas, as quais apresentaram rendimentos térmicos de 97 %, 33,4 % e 98 % de, respectivamente. De posse da geometria com eficiência de 97 % e considerada tecnicamente mais simples de ser confeccionada, foi construído um sistema de calha parabólica com rastreamento solar e sistema de armazenamento térmico. Esse protótipo foi testado usando rastreamento solar e totalmente estático, durante o inverno e o verão para se verificar sua eficiência e capacidade de armazenamento térmico. Os resultados demonstraram eficiências ópticas e térmicas muito baixas para os sistemas sem rastreamento. Os sistemas com rastreamento obtiveram ganhos de energia úteis de até 123,5% no inverno e até 110,15% no verão em comparação ao sistema sem

rastreamento. A análise econômica indica um custo nivelado de energia (LCOH) de 0,56 e 2,26 US\$ kWh⁻¹ para os sistemas com e sem rastreamento, respectivamente. Com os dados referente ao sistema de coleta e armazenamento solar, foi desenvolvido uma câmara de secagem para *Scenedesmus obliquus* em bandejas (camada fina, 5 mm). Foram avaliadas a cinética de secagem, a energia específica necessária e as características do produto seco, como cor, teor de pigmentos, análise centesimal e perfil de ácidos graxos. Os resultados da secagem foram comparados com três outros métodos de secagem: por exposição direta ao sol, por estufa de secagem e por liofilização, sendo esse último o tratamento controle quanto a qualidade da biomassa seca. A umidade final (base seca) para a secagem por exposição ao sol, secador de bandeja, estufa de secagem e liofilização foram 0,131±0,03 (p/p), 0,115±0,01 (p/p), 0,123±0,02 (p/p) e 0,026±0,01 (p/p), respectivamente. As difusividades efetivas obtidas nos ensaios cinéticos para a secagem por exposição direta ao sol, secador de bandeja, estufa de secagem foram $1,5 \times 10^{-8} \text{ m}^2 \text{ s}^{-1}$, $1,52 \times 10^{-8} \text{ m}^2 \text{ s}^{-1}$, $1,27 \times 10^{-8} \text{ m}^2 \text{ s}^{-1}$, respectivamente. As energias específicas necessárias para a secagem por exposição direta ao sol, secador de bandeja, estufa de secagem e liofilização foram 244,61MJ kg⁻¹ de água, 20,4 MJ kg⁻¹ de água, 202,83 MJ kg⁻¹ de água, 737,64 MJ kg⁻¹ de água, respectivamente. Além disso, a biomassa seca no secador de bandeja desenvolvido, não apresentou diferença significativa em relação ao método padrão (liofilização) em relação a qualidade final do produto analisado. Diante disso, foi possível verificar a viabilidade da utilização de sistema de concentração de energia solar como fonte promissora para a secagem de biomassa de microalgas.

Palavras-chave: Concentração Solar. Dinâmica de fluidos computacional. Cinética de secagem. Análise óptica. Análise térmica. Energias renováveis.

ABSTRACT

RESENDE, Michael de Oliveira, D.Sc., Universidade Federal de Viçosa, December, 2021. ***Scenedesmus obliquus* microalgae biomass drying with concentrated solar energy.** Adviser: Marcio Arêdes Martins.

The necessity for new renewable and sustainable energy sources is one of the biggest challenges and research interest in the energy field. Among these sources, microalgae are a promising raw material source for lipids for biodiesel production, from carbohydrates to ethanol and proteins for food. In smaller amounts, microalgae also contain pigments and antioxidants that can be used in different sectors. During growth, microalgae photosynthesize, absorbing CO₂ from the atmosphere. This, it is a crop that does not compete directly with food production and does not use space from other agricultural crops. In the use of microalgae biomass, a very important step with a high demand for heat is drying. This step is considered critical, as it can make large-scale production unfeasible, especially for low-value products such as biodiesel. Thus, the use of solar energy as a heat source for drying products with a large amount of water is considered by the literature as the most promising. However, drying by direct exposure to the sun causes many losses in the quality of the biomass. As it is possible to control the drying conditions, the collection and storage of solar energy for use in drying chambers becomes essential. Therefore, this work aimed to develop and evaluate a closed system for drying microalgae biomass, using solar energy collection by parabolic trough with thermal storage. Initially, different configurations of absorber geometries were investigated using computational fluid dynamics to allocate the best performing geometry inside vacuum tubes of residential heaters. Three distinct geometries were proposed, which presented thermal efficiencies of 97%, 33.4% and 98% of, respectively. With a geometry with an efficiency of 97% and considered technically simpler to be made, a parabolic trough system with solar tracking and thermal storage system was built. This prototype was tested using solar tracking and fully static, during winter and summer to verify its efficiency and thermal storage capacity. The results demonstrated very low optical and thermal efficiencies for non-tracking systems. Systems with tracking achieved useful energy gains of up to 123.5% in winter and up to 110.15% in summer compared to system without tracking. The economic analysis indicates a leveled cost of energy (LCOH) of 0.56 and 2.26 US\$ kWh⁻¹ for the systems with and without tracking, respectively. With the data referring to the solar collection and storage system, a drying chamber for *Scenedesmus obliquus* in trays (thin layer, 5 mm) was developed. The drying kinetics, the specific energy required and the

characteristics of the dry product, such as color, pigment content, proximate analysis, and fatty acid profile, were evaluated. The drying results were compared with three other drying methods: by direct exposure to the sun, by drying oven and by lyophilization, the latter being the control treatment for the quality of dry biomass. The final moisture (dry basis) for drying by sun exposure, tray dryer, drying oven and lyophilization were $0,131\pm 0,03$ (w/w), $0,115\pm 0,01$ (w/w), $0,123\pm 0,02$ (w/w) and $0,026\pm 0,01$ (w/w), respectively. The effective diffusivities obtained in the kinetic tests for open drying in the sun, tray dryer, drying oven were $1.5 \times 10^{-8} \text{ m}^2 \text{ s}^{-1}$, $1.52 \times 10^{-8} \text{ m}^2 \text{ s}^{-1}$, $1.27 \times 10^{-8} \text{ m}^2 \text{ s}^{-1}$, respectively. The specific energies required for open drying in the sun, tray dryer, drying oven and freeze drying were $244.61 \text{ MJ kg}^{-1}$ of water, 20.4 MJ kg^{-1} of water, $202.83 \text{ MJ kg}^{-1}$ of water, $737.64 \text{ MJ kg}^{-1}$ of water, respectively. In addition, the dry biomass in the developed tray dryer did not show significant difference compared to the standard method (lyophilization) in relation to the final quality of the analyzed product. Therefore, it was possible to verify the feasibility of using a solar energy concentration system as a promising source for the drying of microalgae biomass.

Keywords: Solar Concentration. Computational Fluid Dynamics. Drying kinetics. Optical Analysis. Thermal Analysis. Renewable Energy.

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO GERAL	13
2 OBJETIVO GERAL E ESPECÍFICOS.....	15
2.1 Objetivo geral	15
2.2 Objetivos específicos.....	15
3 REFERÊNCIAS	16
CAPÍTULO 1	17
Etapas de processamento de biomassa de microalgas: desafios a serem superados	17
RESUMO	18
1 INTRODUÇÃO.....	19
2 Etapas de processamento da biomassa de microalgas.....	22
3 Cultivo de microalgas.....	24
4 Colheita de microalgas	25
5 Métodos de secagem de biomassa de microalgas.....	26
6 CONCLUSÕES	29
REFERÊNCIAS	30
CAPÍTULO 2	34
Análise de diferentes geometrias de transferência de calor utilizando CFD para alocação em tubo absorvedor solar a vácuo alternativo em sistema de calha parabólica	34
RESUMO	35
1. INTRODUÇÃO.....	36
2. MATERIAIS E MÉTODOS.....	38
2.1. Modelo.....	38
2.1.1 CASO I – Tubo único.....	40
2.1.2 CASO II – Trocador de calor de alumínio	41
2.1.3 CASO III – Circuito térmico imerso em água.....	42
2.2 Equações Governantes.....	43
2.3 Condições de contorno	44
2.4 Discretização das geometrias.....	45
2.5 Pós-processamento e validação	46
3. RESULTADOS E DISCUSSÕES.....	48
3.1. Validação do modelo	48
3.2. Distribuição do fluxo de calor	50
3.3. CASO I.....	51
3.4 CASO II.....	53
3.5. CASO III	55
4 CONCLUSÕES	60
REFERÊNCIAS	61
CAPÍTULO 3	63
Desempenho óptico e térmico de um sistema de calha parabólica, com e sem rastreamento solar, em diferentes estações climáticas	63
RESUMO	64
1 INTRODUÇÃO.....	65
2. MATERIAL E MÉTODOS.....	68

2.1. Concentrador solar e armazenamento térmico	69
2.2. Análise do desempenho óptico	76
2.3. Análise do desempenho térmico	77
2.4. Sistema de aquisição de dados	79
2.5 Sistema de rastreamento solar	83
2.6. Estimativa de incertezas nas medições	86
2.7. Análise econômica.....	86
3. RESULTADOS E DISCUSSÕES	88
3.1. EXPERIMENTO I: Inverno Com Rastreamento (ICR)	89
3.2 EXPERIMENTO II: Inverno Sem Rastreamento (ISR).....	92
3.3. EXPERIMENTO III: Verão Sem Rastreamento (VSR).....	95
3.4 EXPERIMENTO IV: Verão Com Rastreamento (VCR)	97
3.5. Análise óptica: EXPERIMENTO I, II, III e IV	100
3.6. Análise térmica: EXPERIMENTO I, II, III e IV	104
4 ANÁLISE ECONÔMICA	119
5 CONCLUSÃO	123
REFERÊNCIAS	124
CAPÍTULO 4	128
Secagem da biomassa da microalga <i>Scenedesmus obliquus</i> em camada fina: Análise energética, modelagem e características físicas e químicas do produto seco.....	128
RESUMO	129
1 INTRODUÇÃO.....	130
2 MATERIAL E MÉTODOS	132
2.1 Cultivo, colheita e concentração da biomassa de <i>Scenedesmus obliquus</i>	132
2.2 Procedimentos de secagem	133
2.3 Teor de umidade, razão de umidade, taxa de secagem e difusividade efetiva	139
2.4 Energia total e específica dos métodos de secagem	141
2.5 Cinética de secagem	143
2.6 Composição centesimal da biomassa de microalgas	145
2.7 Análise de cor e pigmentos.....	145
2.8 Perfil de ácidos graxos.....	146
2.9 Estimativa de incertezas nas medições e análise estatística	147
3 RESULTADOS E DISCUSSÃO	148
3.1 Secador de bandeja	148
3.2 Estufa de secagem	152
3.3 Secagem por exposição direta ao sol.....	155
3.4 Liofilizador	161
3.5 Composição centesimal.....	162
3.6 Análise de cor e pigmento	163
3.5 Perfil de ácidos graxos.....	167
4 CONCLUSÕES	168
REFERÊNCIAS	169
CONCLUSÕES GERAIS	173

1 INTRODUÇÃO GERAL

O consumo de energia no mundo tem crescido a cada ano. Segundo dados da IEA - International Energy Agency (2020), o fornecimento de energia primária *per capita* no mundo em 2017 foi de 1,9 toe. Entre os anos de 2007 e 2017, apenas o consumo de energia elétrica cresceu 5465 TWh, contabilizando um aumento de 30 % nesse período. Essa demanda foi atendida principalmente pelo uso de combustíveis fósseis não renováveis, em maior uso, o petróleo, o carvão e o gás natural representando respectivamente 32 %, 27 % e 22 % da matriz energética mundial em 2017. A queima dos combustíveis fósseis nos modais de transporte, na produção de eletricidade e geração de energia térmica é fonte de emissão de gases que intensificam o efeito estufa e prejudicam o meio ambiente. Além disso, a segurança energética dos países e o esgotamento desses recursos naturais representam outra grande preocupação (WELFLE; THORNLEY; RODER, 2020).

Diante do cenário atual, o desenvolvimento sustentável da sociedade, exige a criação e aperfeiçoamento de novas tecnologias alternativas baseadas em recursos naturais renováveis e sustentáveis, tais como, energia solar, energia eólica e derivadas de biomassa como os biocombustíveis, para suprir a demanda por energia e produção de alimentos (BAMATI; RAOOFI, 2020; BEN SLIMANE; ROUSSEAU, 2020).

O setor de transporte demanda uma quantidade muito grande de energia, atualmente baseada em combustíveis não-renováveis de origem fóssil. Assim, os biocombustíveis são importantes para a substituição dos insumos não renováveis no setor de transporte, desde que seja realizada de forma sustentável. Várias culturas já são utilizadas tradicionalmente para produção de biocombustíveis, como a soja para produção do biodiesel, a cana-de-açúcar e o milho para produção do etanol. Porém, a utilização de extensas áreas agricultáveis e a concorrência com a produção de gêneros alimentícios, gera um impasse para a produção dos biocombustíveis provenientes dessas matérias-primas.

Com isso, as pesquisas têm se concentrado em fontes de matérias-primas que possam mitigar esses impasses causados pela produção de biocombustíveis de primeira geração. Logo, as microalgas despontam como uma atrativa fonte de matéria-prima para compostos de interesse em vários setores da indústria, como de alimentos, farmacêutico, cosmético, nutrição animal e biodiesel. As microalgas são organismos fotossintéticos muito eficientes, em relação a outras culturas tradicionais, apresentando uma taxa de crescimento superior à das plantas. Outro grande atrativo, é o fato de poderem ser cultivadas em áreas não agricultáveis e em águas

impróprias ao consumo humano, não ocupando locais e recursos para produção de alimentos. Aliado a isso, as microalgas são importantes agentes de absorção de gás carbônico (CO₂) da atmosfera.

Para a produção de biodiesel de microalgas, a biomassa deve passar por várias etapas, a partir de sua coleta nos sistemas de cultivo. A remoção de água é uma das mais importantes e deve ser realizada dentro de algumas horas para preservação dos conteúdos celulares e evitar perdas de qualidade, principalmente em locais de clima quente. O processamento específico pós-colheita depende fortemente do produto desejado. A secagem da biomassa é normalmente usada para prolongar a vida útil da biomassa, evitando sua deterioração, proliferação de microrganismos e mantendo a qualidade do produto. Os métodos de secagem mais comuns usados para a biomassa de microalgas são secagem por pulverização (Spray drying), secagem por tambor rotativo, secagem convectiva, liofilização e secagem ao sol. Apesar de a secagem ao sol estar entre os métodos mais lentos, é a forma mais econômica em comparação com as outras técnicas, principalmente para a produção em larga escala. A preocupação da secagem por exposição direta ao sol da produção de biomassa seca é o alto teor de água da biomassa de microalgas depois da coleta e a qualidade final desse material, visto que as taxas de secagem por esta técnica são menores quando comparada aos demais processos. Portanto, a secagem por exposição ao sol necessita de um longo período de secagem, apresenta muitos riscos de contaminação e perda de material, o que pode ser uma barreira para produtos de baixo valor como biocombustíveis.

A secagem de microalgas antes da conversão em biocombustíveis, como biodiesel e o etanol, é um assunto que deve ser bem estudado devido à grande quantidade de energia exigida por esta operação unitária. É importante ressaltar que a energia térmica é muito importante em outras etapas da produção de biodiesel de microalga, pois, além da secagem, outros processos como a evaporação de solventes e alguns tratamentos térmicos exigem grande quantidade de calor. Dessa forma, a fonte de energia para suprir essa demanda por esse tipo de energia é uma preocupação, pois, pode interferir no balanço energético e na sustentabilidade da produção de biocombustíveis.

Mediante o exposto, estudar formas alternativas de aproveitar e armazenar a energia térmica do sol de modo a proporcionar quantidades significativas de energia para uma secagem contínua durante períodos sem sol. Além disso, o uso da energia armazenada para utilização em secadores fechados que operem em condições controladas de secagem é um aspecto importante para viabilizar o processamento em larga escala de microalgas. Uma dessas

alternativas é a captação de energia solar térmica por meio de sistemas heliotérmico, que utilizam sistemas de concentração solar para captar grandes quantidades de energia em um curto espaço de tempo.

2 OBJETIVO GERAL E ESPECÍFICOS

2.1 Objetivo geral

Construir e testar um sistema de calha parabólica para ser acoplado a um secador de bandeja para análise de secagem da microalga *Scenedesmus obliquus*.

2.2 Objetivos específicos

- Avaliar o desempenho de diferentes sistemas absorvedores de invólucro a vácuo para ser alocado no sistema de calha parabólica, por meio de modelagem e simulação computacional;
- Dimensionar e projetar um sistema de calha parabólica para o sistema absorvedor de calor disponível no mercado;
- Construir o sistema de calha parabólica com possibilidade de inserção de um sistema de rastreamento solar automático e armazenamento térmico;
- Avaliar o funcionamento do sistema de calha parabólico construído em condições adversas de clima;
- Quantificar o aumento no armazenamento de calor pelo sistema de calha parabólica com uso de rastreamento automático em relação ao sistema estacionário, para validar o sistema de rastreamento solar;
- Avaliar a capacidade de armazenamento de energia e o rendimento térmico do sistema para a configuração ótima;
- Dimensionar, projetar e construir uma câmara de secagem, com possibilidade de acoplamento do sistema de armazenamento de energia da calha parabólica;
- Analisar a câmara de secagem em comparação a métodos tradicionais de secagem disponíveis, levantando sua demanda de energia total e específica;
- Avaliar a cinética de secagem do material dos métodos de secagem analisados;
- Avaliar a qualidade da biomassa seca (Cor, pigmentos, perfil de ácidos graxos e composição centesimal) pelos métodos de secagem utilizados.
- Avaliar os custos de geração de energia pelo sistema proposto;

3 REFERÊNCIAS

BAMATI, N.; RAOOFI, A. Development level and the impact of technological factor on renewable energy production. **Renewable Energy**, 2020.

BEN SLIMANE, F.; ROUSSEAU, A. Crowdfunding campaigns for renewable energy: Success factors. **Journal of Cleaner Production**, 2020.

IEA, (INTERNATIONAL ENERGY AGENCY). **Data and statistics**. Disponível em: <www.iea.org/data-and-statistics>. Acesso em: 17 abr. 2020.

WELFLE, A.; THORNLEY, P.; RODER, M. A review of the role of bioenergy modelling in renewable energy research & policy development. **Biomass and Bioenergy**, v. 136, 2020.

CAPÍTULO 1

Etapas de processamento de biomassa de microalgas: desafios a serem superados

Etapas de processamento de biomassa de microalga: Desafios a serem superados

RESUMO

A biomassa de microalgas como matéria-prima para obtenção de biodiesel é uma excelente alternativa, pois, pode conter uma fração considerável de lipídios, e assim, utilizando processos adequados de conversão serem utilizados para produção de biocombustíveis. Além desse fato, é possível extrair diversos outros compostos com grande valor agregado úteis para aplicação em diversas áreas. O interesse em pesquisas de utilização de microalgas como matéria-prima de biocombustíveis está atrelado, principalmente, na substituição de combustíveis fósseis. Pelo fato de suas características renováveis e sustentáveis, e pela sua credibilidade econômica frente a demanda global por combustíveis para o setor de transporte. O cultivo da microalga é simples e requer pouca supervisão ou nenhuma, podendo ser realizado em águas residuais que não são próprias ao consumo humano e, durante seu crescimento, absorve CO₂ da atmosfera. Devido a grande quantidade desses microrganismos, sendo muito superior a outras culturas existentes, o potencial de aplicações dessa matéria-prima ainda tem muito a ser e explorado. Desde aplicações de microalgas para utilização produtos alimentícios, não-alimentos, combustíveis e energia. Os Biocombustíveis provenientes das microalgas têm pequeno impacto sobre o meio ambiente e a sobre a oferta de alimentos, o que não acontece nos biocombustíveis produzidos a partir de culturas tradicionalmente utilizadas. Portanto, ainda existem desafios energéticos e econômicos a serem superados para a utilização em larga escala das microalgas. Com isso, o escopo deste artigo é revisar o estado atual da utilização das microalgas e suas principais etapas de processamento, identificando os gargalos a serem superados.

Palavras-chave: Cultivo; colheita; secagem; biocombustíveis; biodiesel.

1 INTRODUÇÃO

Os biocombustíveis consistem em combustíveis líquidos, gasosos e sólidos derivados de biomassa renovável e são uma aposta para o futuro suprimento da demanda por energia (ANP, 2020). No suprimento de combustíveis de origem biológica renovável, o biodiesel e o etanol se destacam em quantidade de produção. O biodiesel apresenta uma alternativa bem-sucedida no mundo, sendo comercializado já há algumas décadas como substituto total ou parcialmente adicionado ao diesel proveniente do petróleo. O diesel é usado principalmente nas frotas de veículos e em motores estacionários para geração de eletricidade. Essa grande aceitação se deve principalmente pelo biodiesel ser um produto quimicamente não-tóxico, sendo praticamente isento de enxofre, além de ser um combustível renovável e biodegradável (FASAEI et al., 2018).

O biodiesel é a associação de ésteres metílicos de ácidos gordos, encontrados em várias fontes renováveis de origem vegetal ou animal. O processo de transesterificação do óleo dessas fontes é o mais usado na produção do biodiesel (ZHU et al., 2017). Os biocombustíveis produzidos a partir das diversas fontes de matéria-prima são divididos em gerações, sendo que cada uma delas tem como objetivo mitigar a desvantagem da geração anterior (BALDEV et al., 2018).

Atualmente, a maior parte do biocombustível utilizado, principalmente para o setor de transporte, é produzido a partir das matérias-primas de primeira geração. Essas culturas, geralmente são utilizadas para a alimentação humana como soja, milho, amendoim, cana-de-açúcar etc. Logo, a concorrência com a produção de alimentos é um grande paradigma para a primeira geração de biocombustíveis, principalmente pela ameaça à segurança alimentar global (FEI; ABUDUREHEMAN; VESSEY, 2017; YAN et al., 2020). Diante disso, pesquisas tem sido feitas para encontrar uma alternativa sustentável de biocombustíveis, produzidas a partir de biomassa lignocelulósica e outras substâncias tradicionalmente não comestíveis, como resíduos florestais, pinhão manso, jatropha, macaúba, entre outros (MAHJOUB et al., 2020). Essas matérias-primas são utilizadas nos biocombustíveis denominados de segunda geração e seu uso reduz a concorrência com a produção de alimentos. No entanto, poderia aumentar a competição pelas matérias-primas florestais e por terras agricultáveis de alta qualidade. Outro grande problema da segunda geração, é que ainda são consideradas com alto custo, pois, necessitam de tecnologias sofisticadas e algumas barreiras técnicas ainda devem ser superadas para produção em larga escala (BRYNGEMARK, 2019).

Segundo Klein, Bonomi e Filho (2018), outro fato importante a ser discutido é que o potencial de uso dessas culturas convencionais, como cana-de-açúcar, milho, soja, palmito e colza, na produção de etanol e biodiesel é limitada. A principal dificuldade está em aumentar as produtividades de carboidratos e lipídios dessas espécies, que já são consideradas baixas, são obstáculos frente ao aumento da demanda por combustíveis.

A terceira geração de biocombustíveis está concentrada no desenvolvimento de tecnologias baseadas principalmente em biomassa de microalgas, que consiste em uma das principais apostas de matéria-prima para produção sustentável de biocombustíveis, superando os desafios da biomassa de primeira e segunda geração (BEN SLIMANE; ROUSSEAU, 2020; KLEIN; BONOMI; FILHO, 2018; RICHMOND; HU, 2013). Com a biomassa de microalgas pode-se produzir vários tipos de biocombustíveis sustentáveis, dentre eles o bioetanol e biodiesel (CANCELA et al., 2019; MILANO et al., 2016). Dessa forma, considerando uma mesma área de cultivo para a produção de biocombustíveis, a microalga pode produzir até 20 vezes mais bio-óleo do que as culturas convencionais da primeira e segunda geração (CHOWDHURY et al., 2019; SHUBA; KIFLE, 2018). Outro ponto a ser destacado é o ciclo de colheita, que devido a alta taxa de crescimento das microalgas é relativamente curto (CHEN et al., 2018; FASAEI et al., 2018). Além disso, terras agricultáveis de alta qualidade não são necessárias para a produção de biomassa de microalgas. Pois, algumas cepas de microalgas podem ser cultivadas com águas salinas e águas residuárias, racionalizando assim recursos hídricos e reduzindo a utilização de fertilizantes (CHOWDHURY et al., 2019). O processo de colheita é simples, pois as microalgas não têm embriões, folhas, caules e raízes (ZHU et al., 2017).

O biodiesel de microalga apresenta características físicas semelhantes ao biodiesel de outras culturas e ao diesel do petróleo. Também apresentam uma saída para a captura de CO₂ lançado na atmosfera. Com isso, pode-se compreender a importância das microalgas como alternativa para o sequestro de carbono e produção de biocombustíveis (SCHNEIDER et al., 2018; SHUBA; KIFLE, 2018).

As microalgas como matéria-prima de biocompostos tem motivado estudos para utilização em indústrias cosmética, fertilizante, ração animal, alimentos, farmacêuticas e produção de biocombustíveis (SILVA et al., 2020). Esses microorganismos são também uma fonte promissora de proteínas, carboidratos e pigmentos. Quando valorizados corretamente viabilizam a utilização de vários outros subprodutos de origem algal (ALAVIJEH et al., 2020).

Apesar dos inúmeros atrativos e avanços significativos no processo, a produção em larga escala de biocombustíveis de microalgas ainda apresenta muitas barreiras a serem vencidas. Segundo Huntley et al. (2015), o uso das microalgas para produção de biocombustíveis e alimentos ainda não consiste em uma produção rentável de biomassa rica em lipídios, sendo a produtividade e custo, as duas principais barreiras à comercialização desses produtos. Com isso, o avanço da tecnologia que melhore o desempenho desses produtos derivados das microalgas em escala comercial é de fundamental importância.

De acordo com o estudo desenvolvido por Beal et al. (2015), os potenciais meios de melhoria da produção de biodiesel utilizando como fonte as microalgas incluem:

- 1) Gerar coprodutos adicionais que apresentem alto valor agregado, tais como, suplementos de ômega-3, produtos farmacêuticos ou cosméticos;
- 2) Melhorar a produtividade de biomassa acima de $25 \text{ g m}^{-2} \text{ dia}^{-1}$ ($91,3 \text{ t ha}^{-1} \text{ ano}^{-1}$);
- 3) Redução de mão de obra com emprego de automação dos processos;
- 4) Criação de materiais avançados para tanques e projetos de tanques para reduzir custos de capital abaixo de US\$ $2,00 \text{ m}^{-2}$;
- 5) Integrar sistemas de produção de energia elétrica com fontes renováveis e de baixo custo ao processo de produção de microalgas e biocombustíveis;
- 6) Utilizar carbono atmosférico e/ou formas residuais de carbono, nitrogênio e fósforo;
- 7) Reduzir os custos de tubulação usando canais ou materiais de baixo custo.

Na produção de biomassa de microalgas são necessárias algumas etapas como: Cultivo, colheita e a secagem (KLEIN; BONOMI; FILHO, 2018). Dentre esses estágios, a secagem necessita de um consumo intensivo de energia, e que ainda representa um grande obstáculo no balanço energético para produção de coprodutos de baixo valor agregado, como o biodiesel e ração para animais (SAHOO et al., 2017). A secagem da biomassa é fundamental para melhorar várias etapas do processamento posterior. Diminuir o teor de água de forma adequada e rápida da biomassa de microalga é fundamental para evitar a proliferação microbiana, mantendo-se a alta qualidade do produto (PANAHI et al., 2019).

Os métodos tradicionais de secagem empregados na biomassa de microalgas são a liofilização, por pulverização, tambor rotativo e aberta direta ao sol (SAHOO et al., 2017). Dentre os métodos, o que se apresenta uma maior atratividade econômica é a secagem solar, devido à abundância desse tipo de energia renovável e gratuita (GOUVEIA et al., 2016). Adicionalmente, destaca-se que os locais mais adequados para os cultivos de microalgas possuem necessariamente elevada intensidade de radiação, estando, portanto, alinhada a

tecnologias de aproveitamento de radiação solar. Porém, ao secar-se diretamente pela exposição solar, tem-se algumas desvantagens como necessidades de períodos longos de operação para secagem adequada, perda considerável de material e alta dependência das condições climáticas (BARSANTI; GUALTIERI, 2018).

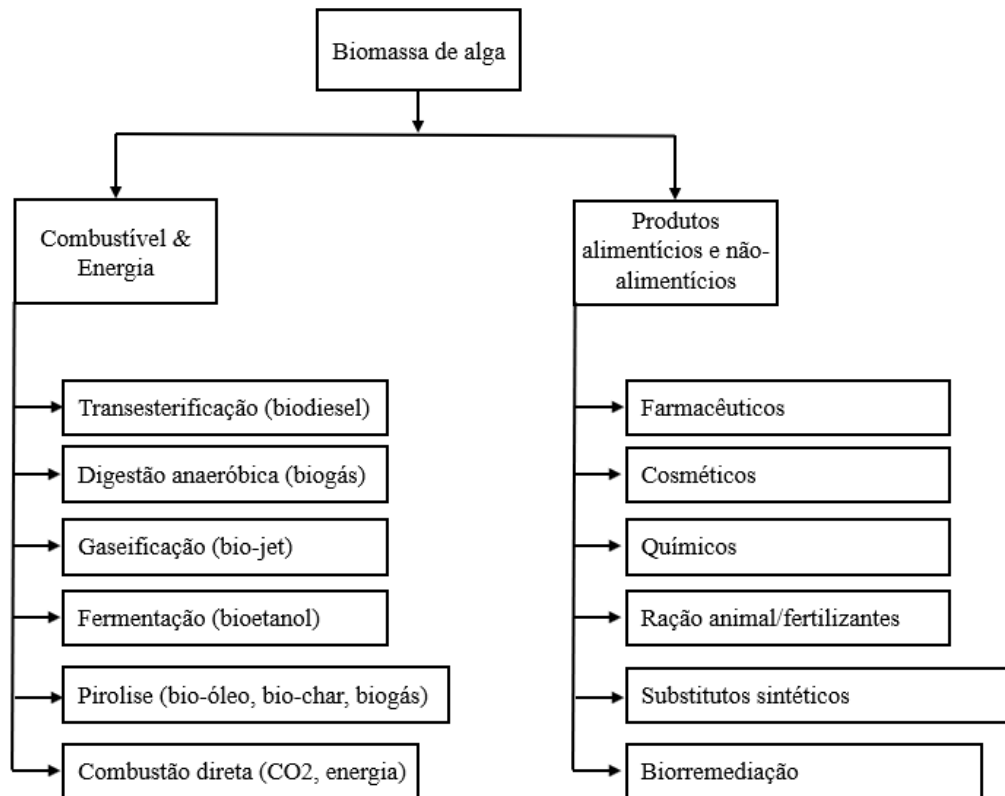
Diante do exposto, o presente trabalho objetivou desenvolver a revisão bibliográfica as etapas de processamento da biomassa de microalgas levantando os principais gargalos de cada etapa.

2 Etapas de processamento da biomassa de microalgas.

A biomassa de microalga é uma matéria-prima de grande potencial para a produção de biocombustíveis e bioprodutos diversos, quando aplicados métodos de processamento pertinentes (ADENIYI; AZIMOV; BURLUKA, 2018). As microalgas são fontes ricas em carboidratos, lipídios e proteínas sendo que todos esses compostos apresentam diversas aplicações para o ser humano. Os lipídios podem ser convertidos em biocombustíveis e a proteína é um produto de alto valor agregado para alimentação humana ou animal (MATHIMANI; PUGAZHENDHI, 2019). O grande desafio que é encontrado ainda para muitos subprodutos de microalgas é o alto custo de produção (ROCHA et al., 2019). Na Figura 1 é ilustrado as possíveis aplicações da biomassa de microalgas.

A aplicação da microalga não se restringe na utilização como matéria-prima na produção de bioenergia e alimentação, as algas têm sido utilizadas também no tratamento de águas residuais para remoção de metais pesados tóxicos e pesticidas. Além disso, as microalgas podem ser aplicadas na fixação de gás carbônico ajudando a diminuir a concentração desse gás na atmosfera.

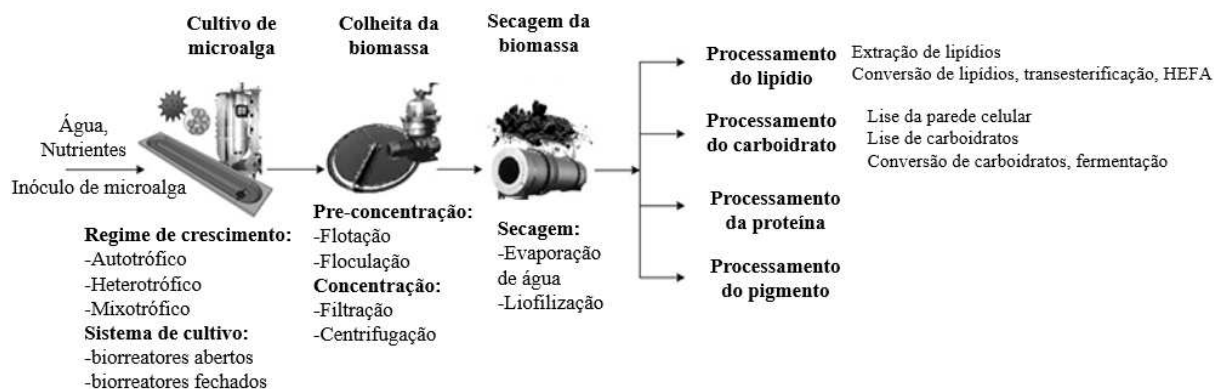
Figura 1 – Aplicações de biomassa de microalgas



Fonte: Traduzido de (ADENIYI; AZIMOV; BURLUKA, 2018).

As principais etapas de processamento da biomassa de microalgas são divididas em: 1) cultivo de biomassa, 2) colheita, 3) remoção de água e a 4) extração dos compostos e fracionamento para conversão (FASAEI et al., 2018). Para se extrair esses produtos é necessário o beneficiamento dessa matéria-prima, na Figura 2 é ilustrado um fluxograma do processo de cultivo e beneficiamento dessa biomassa.

Figura 2 - Produção de biomassa e processamento de biocombustíveis e bioprodutos.



Fonte: Traduzido de (KLEIN; BONOMI; FILHO, 2018).

3 Cultivo de microalgas

A escolha do método de cultivo está relacionada, principalmente, ao valor agregado do produto pretendido com a microalga. Além de ser uma etapa importante que pode simplificar o processo de colheita. As condições gerais que interferem nessa fase são: temperatura, salinidade, concentração de nutrientes, intensidade de luz, pH e o fotoperíodo. Para melhorar os custos de cultivo, são sugeridos o uso de tanques abertos e a redução da inatividade desse sistema (ROCHA et al., 2019).

Existem dois principais modelos de cultivo de microalgas, os sistemas de cultivo aberto (Figura 3 - A e B) e o fechado (Figura 3 – C e D). As lagoas abertas em formato de loop são geralmente as mais utilizadas, feitas comumente com pistas retas com dimensões variando de 2 a 10 m de largura e 15 a 30 cm de profundidade. Os sistemas de turbulência para revolvimento das células são feitos por pás rotativas ou ar comprimido. A vantagem desse sistema para a produção em larga escala é o custo operacional e de investimento que é relativamente baixo. Proporcionam também, uma fácil expansão caso necessário. Porém, como desvantagens, cultivo em sistemas abertos apresentam dificuldades de controle nas condições operacionais e devem trabalhar em regime descontínuo ou semi-contínuo. Outros fatores como, baixa eficiência na utilização da luz e densidade celular de microalgas são problemas encontrados. O controle de contaminação nesse modelo de cultivo não é possível, o que dificulta a utilização como dessa matéria-prima, para produção de alimentos (LAFARGA, 2019).

Já os sistemas fechados, diferentemente das lagoas abertas são adequados para o controle das condições de cultivo, proporcionando um menor risco de contaminação por outros microrganismos e produzem alta densidade de microalgas. Os fotobiorreatores apresentam como principal impecílio o custo de cultivo da biomassa algal, que varia entre 20 a \$200 por quilo de biomassa, representativamente maiores em relação a culturas terrestres tradicionais. Chegando em casos extremos até 1000 vezes maiores (GARBOWSKI et al., 2020).

Figura 3 - Sistemas de cultivo. A e B: Aberto; C e D: Fechado



Fonte: (LAFARGA, 2019).

Outra característica importante do cultivo de microalgas é o esquema de crescimento de cada espécie, relacionado as vias metabólicas desempenha por cada um desses microrganismos. As formas de crescimento mais comuns das microalgas são autotróficas, mixotróficas e heterotróficas. Dentre os mecanismos citados, as cepas mixotrófico ganham destaque, pois metabolizam ao mesmo tempo carbono orgânico e inorgânico. Apresentam uma aplicação mais eficiente na remediação ambiental, podendo ser aplicadas para tratar gases de combustão e águas residuais. As microalgas mixotróficas otimizam os recursos, não tem problemas com limitação da luz e atingem uma maior taxa de crescimento e maior conteúdo lipídico, segundo pesquisas é a forma mais adequada para produção em larga escala de biomassa de microalgas. Já o cultivo heterotrófico apresenta um alto custo de implementação e operacional e o cultivo autotrófico tem um baixo rendimento de biomassa, aumentando custos de extração (CHOI et al., 2019; PATEL; CHOI; SIM, 2020; ROOSTAEI et al., 2018).

4 Colheita de microalgas

Existem várias técnicas físicas, químicas e biológicas utilizadas na etapa de coleta da biomassa de microalgas. Processos como centrifugação, coagulação-floculação química,

filtração, sedimentação por gravidade e flotação representam técnicas de colheita frequentemente aplicadas (BI; HE, 2020).

Dentre essas técnicas, a centrifugação é conhecida como o método com maior eficiência de tempo e a com maior gasto energético quando utilizado como primeira etapa de colheita de microalgas. Comparado à centrifugação, a floculação química requer menos energia. Entretanto, o método apresenta várias desvantagens importantes, como contaminação do produto com sais metálicos, altos custos de aquisição de floclulantes (especialmente em escala industrial), bem como a sensibilidade do procedimento para os seguintes fatores: pH, morfologia das células de microalgas. A sedimentação por gravidade é aplicada para recuperação de lodo ativado, sendo o método de colheita mais econômico. No entanto, no caso do processo de algas ativadas, esse deve ser aplicado a espécies de algas maiores que 70 µm, caso contrário, torna-se um método muito demorado, que compromete a integridade das células. Em comparação com a sedimentação, a técnica de flotação é considerada mais eficaz. A biofloculação representa uma técnica de colheita ecológica que compreende a agregação de células de microalgas com diferentes microrganismos, como bactérias, microalgas autofloculadas e fungos filamentosos (TIRON et al., 2017).

5 Métodos de secagem de biomassa de microalgas

Para a produção de biodiesel, depois de colhida a biomassa de microalgas as operações de pré-processamento são fundamentais para aumentar a qualidade e o rendimento da extração de lipídios. Os métodos de secagem dessa biomassa, os métodos de rompimento celular e tipo de extração são etapas do processamento que necessitam ser otimizadas para permitir a produção em larga escala de biodiesel proveniente da biomassa de microalgas. Minimizando assim, os custos de energia em biorrefinarias, viabilizando o uso dessa matéria-prima algal como fonte renovável e sustentável de energia limpa (POHNDORF et al., 2016). Segundo Lafarga (2019), a secagem pode representar até 70% dos custos totais de produção.

A remoção da grande quantidade de água presente na biomassa de microalga, pode ser realizada com a operação de secagem. Pois, devido a sua natureza perecível torna-se necessário secar as microalgas após a colheita para evitar sua deterioração, principalmente em locais de clima quente (KLEIN; BONOMI; FILHO, 2018). As condições de secagem determinada pelo método utilizado, podem interferir significativamente na qualidade do produto, causando oxidação lipídica e assim resultando em alterações nos perfis de ácidos graxos das microalgas.

As propriedades físico-químicas da biomassa são afetadas pelos parâmetros de secagem adotados, sendo que um alto teor de água interfere diretamente no processamento do biodiesel, reduzindo o seu rendimento (TAN et al., 2018).

Dentre as estratégias de secagem mais utilizadas para o processamento da biomassa de microalgas temos a liofilização, secadores rotativos, secagem por pulverização (spray drying), secagem solar e secadores que usam métodos convectivos. Com exceção da secagem ao sol, que é um método simples e economicamente eficiente, essas operações afetam de forma significativa o consumo geral de energia e o custo de produção das microalgas (JIMÉNEZ CALLEJÓN et al., 2020).

Secador rotativo

O secador rotativo é composto por um cilindro rotativo inclinado o qual tem suas paredes aquecidas, movendo a biomassa de microalgas que estão sendo secas de uma extremidade à outra por gravidade. Esse tipo de processo de secagem das algas tem como vantagem a esterilização das amostras e a quebra da parede celular. Porém, apresenta um alto custo energético e de operação (SHOW et al., 2015).

Um modelo de secador rotativo com leito inerte foi apresentado no trabalho de (SILVA et al., 2019) para secagem de Spirulina, apresentando bons resultados para essa microalga.

Secagem solar

A secagem solar é o método mais barato, mas requer longos tempos de secagem e uma grande superfície para exposição do material a ser seco. Além disso, quando se usa a secagem por exposição direta ao sol é difícil controlar a qualidade do produto seco final, devido a possíveis contaminações provenientes do ambiente externo. Outro fator é a lenta taxa de secagem devido a baixa temperatura, que pode causar uma degradação da biomassa e, portanto, um aumento na proliferação de microrganismos (CHEN; CHANG; LEE, 2015)..

Alguns dispositivos de secagem solar fechados podem proporcionar ao ar de secagem temperaturas variando de 34 °C a 42 °C e eficiência térmica média de 62% e secagem adequada em até 3,5 h (SILVA et al., 2021) .

Secagem Convectiva

A secagem por convecção, que também é um processo popular para a retirada de água da biomassa de microalgas, é geralmente realizada por secadores que utilizam ar quente

convectivo, como nas estufas de secagem. Além disso, a composição de ácidos graxos da biomassa seca resultante não é significativamente diferente daquela da biomassa fresca (ALIYU; LEE; HARVEY, 2021).

No trabalho de Behera; Balasubramanian (2021), foi relatado que o processo de secagem convectivo influenciou ligeiramente o rendimento total de lipídios. Observou-se que com um aumento na temperatura de secagem de 40 °C a 60 °C, o rendimento de lipídios foi de 21,61±0,59% para 24,78±0,20%. Quando se aumentou a temperatura a 100°C o teor de lipídios diminuiu para 19,14±0,50%.

Spray Drying

Esse método de secagem é um dos preferidos para secagem de produtos alto valor agregado de microalgas, produzindo um pó verde escuro de microalgas secas, com o aspecto e a cor do pó altamente dependentes do processo e da temperatura de secagem por pulverização. Quando comparados com a secagem por convecção, a biomassa seca por spray pode conter uma maior quantidade de nutrientes. Sendo que, com os processos convectivos as perdas podem atingir de 10 a 20% em proteínas (ALIYU; LEE; HARVEY, 2021).

Liofilização

A liofilização como método de secagem é amplamente utilizada na indústria de alimentos e em pesquisas, pois é um processo conservativo em que todos os constituintes celulares são preservados sem romper a parede celular. No método de liofilização a vácuo o produto é pré-congelado por 2 a 3 h a -80 °C, e depois seco em uma câmara de vácuo com temperaturas abaixo de -50 °C. Comparada aos outros métodos de secagem, a liofilização mantém a maior quantidade de proteínas na biomassa seca das microalgas, com a perda de proteínas abaixo de 10% (SUN et al., 2020).

6 CONCLUSÕES

De acordo com o levantamento bibliográfico feito sobre o processamento da biomassa de microalgas para a produção de biodiesel é possível notar vários desafios que devem ser superados para uma aplicação industrial dessa matéria-prima, principalmente, no que se refere ao balanço energético das etapas.

REFERÊNCIAS

ADENIYI, O. M.; AZIMOV, U.; BURLUKA, A. Algae biofuel: Current status and future applications. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, 2018.

ALAVIJEH, R. S. et al. Combined bead milling and enzymatic hydrolysis for efficient fractionation of lipids, proteins, and carbohydrates of *Chlorella vulgaris* microalgae. **Bioresource Technology**, v. 309, p. 123321, ago. 2020.

ALIYU, A.; LEE, J. G. M.; HARVEY, A. P. Microalgae for biofuels via thermochemical conversion processes: A review of cultivation, harvesting and drying processes, and the associated opportunities for integrated production. **Bioresource Technology Reports**, v. 14, p. 100676, jun. 2021.

ANP, (AGENCIA NACIONAL DO PETROLE GÁS NATURAL E BIOCOSMUTÍVEIS). **Biocombustíveis**. Disponível em: <<http://www.anp.gov.br/biocombustiveis>>. Acesso em: 23 abr. 2020.

BALDEV, E. et al. Unveiling algal cultivation using raceway ponds for biodiesel production and its quality assessment. **Renewable Energy**, 2018.

BAMATI, N.; RAOOFI, A. Development level and the impact of technological factor on renewable energy production. **Renewable Energy**, 2020.

BARSANTI, L.; GUALTIERI, P. Is exploitation of microalgae economically and energetically sustainable? **Algal Research**, 2018.

BEAL, C. M. et al. Algal biofuel production for fuels and feed in a 100-ha facility: A comprehensive techno-economic analysis and life cycle assessment. **Algal Research**, 2015.

BEHERA, B.; BALASUBRAMANIAN, P. Experimental and modelling studies of convective and microwave drying kinetics for microalgae. **Bioresource Technology**, v. 340, p. 125721, nov. 2021.

BEN SLIMANE, F.; ROUSSEAU, A. Crowdfunding campaigns for renewable energy: Success factors. **Journal of Cleaner Production**, 2020.

BI, Z.; HE, B. Biodiesel from microalgae. In: **Handbook of Microalgae-Based Processes and Products**. [s.l.] Elsevier, 2020. p. 329–371.

BRYNGEMARK, E. Second generation biofuels and the competition for forest raw materials: A partial equilibrium analysis of Sweden. **Forest Policy and Economics**, 2019.

CANCELA, Á. et al. Microalgae cultivation and harvesting for bioenergy production. **Bioresource Technology Reports**, v. 8, p. 100333, dez. 2019.

CHEN, C.-L.; CHANG, J.-S.; LEE, D.-J. Dewatering and Drying Methods for Microalgae. **Drying Technology**, v. 33, n. 4, p. 443–454, 12 mar. 2015.

CHEN, J. et al. The potential of microalgae in biodiesel production. **Renewable and**

Sustainable Energy Reviews, v. 90, n. March, p. 336–346, 2018.

CHOI, Y. Y. et al. Microalgae Bioenergy with Carbon Capture and Storage (BECCS): An emerging sustainable bioprocess for reduced CO₂ emission and biofuel production. **Bioresource Technology Reports**, v. 7, p. 100270, set. 2019.

CHOWDHURY, H. et al. Algae for biofuels: The third generation of feedstock. In: BASILE, A.; DALENA, F. (Eds.). . **Second and Third Generation of Feedstocks The Evolution of Biofuels**. [s.l.] Elsevier, 2019. p. 654.

FASAEI, F. et al. Techno-economic evaluation of microalgae harvesting and dewatering systems. **Algal Research**, 2018.

FEI, H.; ABUDUREHEMAN, A.; VESSEY, J. K. Improving a “Generation 1.5” biofuel feedstock crop: Colonization and growth enhancement of energy beet (*Beta vulgaris* L. Beta 5833R) by inoculation with *Gluconacetobacter* spp. **Biocatalysis and Agricultural Biotechnology**, 2017.

GARBOWSKI, T. et al. The use of a natural substrate for immobilization of microalgae cultivated in wastewater. **Scientific Reports**, v. 10, n. 1, p. 7915, 13 dez. 2020.

GOUVEIA, L. et al. Microalgae biomass production using wastewater: Treatment and costs. **Algal Research**, v. 16, p. 167–176, jun. 2016.

GULDHE, A. et al. Efficacy of drying and cell disruption techniques on lipid recovery from microalgae for biodiesel production. **Fuel**, 2014.

HUNTLEY, M. E. et al. Demonstrated large-scale production of marine microalgae for fuels and feed. **Algal Research**, 2015.

IEA, (INTERNATIONAL ENERGY AGENCY). **Data and statistics**. Disponível em: <www.iea.org/data-and-statistics>. Acesso em: 17 abr. 2020.

JIMÉNEZ CALLEJÓN, M. J. et al. Obtaining highly pure EPA-rich lipids from dry and wet *Nannochloropsis gaditana* microalgal biomass using ethanol, hexane and acetone. **Algal Research**, 2020.

KLEIN, B. C.; BONOMI, A.; FILHO, R. M. Integration of microalgae production with industrial biofuel facilities: A critical review. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, 2018.

LAFARGA, T. Cultured Microalgae and Compounds Derived Thereof for Food Applications: Strain Selection and Cultivation, Drying, and Processing Strategies. **Food Reviews International**, p. 1–26, 19 ago. 2019.

MAHJOUR, N. et al. Optimal design of the second and third generation biofuel supply network by a multi-objective model. **Journal of Cleaner Production**, v. 20, n. 256, 2020.

MANI RATHNAM, V.; MODAK, J. M.; MADRAS, G. Non-catalytic transesterification of dry microalgae to fatty acid ethyl esters using supercritical ethanol and ethyl acetate. **Fuel**, v. 275, p. 117998, set. 2020.

- MATHIMANI, T.; PUGAZHENDHI, A. Utilization of algae for biofuel, bio-products and bio-remediation. **Biocatalysis and Agricultural Biotechnology**, 2019.
- MILANO, J. et al. Microalgae biofuels as an alternative to fossil fuel for power generation. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, 2016.
- PANAHI, Y. et al. Impact of cultivation condition and media content on *Chlorella vulgaris* composition. **Advanced Pharmaceutical Bulletin**, 2019.
- PATEL, A. K.; CHOI, Y. Y.; SIM, S. J. Emerging prospects of mixotrophic microalgae: Way forward to sustainable bioprocess for environmental remediation and cost-effective biofuels. **Bioresource Technology**, 2020.
- POHNDORF, R. S. et al. Production of lipids from microalgae *Spirulina* sp.: Influence of drying, cell disruption and extraction methods. **Biomass and Bioenergy**, 2016.
- RICHMOND, A.; HU, Q. **Handbook of Microalgal Culture: Applied Phycology and Biotechnology: Second Edition**. Second ed. Hoboken: John Wiley & Sons Ltd, 2013.
- ROCHA, D. N. et al. Combination of trace elements and salt stress in different cultivation modes improves the lipid productivity of *Scenedesmus* spp. **Bioresource Technology**, 2019.
- ROOSTAEI, J. et al. Mixotrophic Microalgae Biofilm: A Novel Algae Cultivation Strategy for Improved Productivity and Cost-efficiency of Biofuel Feedstock Production. **Scientific Reports**, v. 8, n. 1, p. 12528, 21 dez. 2018.
- SAHOO, N. K. et al. Sustainable dewatering and drying of self-flocculating microalgae and study of cake properties. **Journal of Cleaner Production**, 2017.
- SCHNEIDER, R. DE C. DE S. et al. Life cycle assessment of microalgae production in a raceway pond with alternative culture media. **Algal Research**, 2018.
- SHOW, K.-Y. et al. Microalgal drying and cell disruption – Recent advances. **Bioresource Technology**, v. 184, p. 258–266, maio 2015.
- SHUBA, E. S.; KIFLE, D. Microalgae to biofuels: ‘Promising’ alternative and renewable energy, review. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, 2018.
- SILVA, M. E. T. DA et al. Food safety, hypolipidemic and hypoglycemic activities, and in vivo protein quality of microalga *Scenedesmus obliquus* in Wistar rats. **Journal of Functional Foods**, 2020.
- SILVA, J. P. S. et al. Indirect solar drying of *Spirulina platensis* and the effect of operating conditions on product quality. **Algal Research**, v. 60, p. 102521, dez. 2021.
- SILVA, N. C. et al. Dehydration of microalgae *Spirulina platensis* in a rotary drum with inert bed. **Powder Technology**, v. 351, p. 178–185, jun. 2019.
- SUN, X. et al. Adsorption of Pb²⁺ onto freeze-dried microalgae and environmental risk assessment. **Journal of Environmental Management**, v. 265, p. 110472, jul. 2020.
- TAN, X. B. et al. Cultivation of microalgae for biodiesel production: A review on upstream

and downstream processing. **Chinese Journal of Chemical Engineering**, v. 26, n. 1, p. 17–30, jan. 2018.

TIRON, O. et al. Overcoming Microalgae Harvesting Barrier by Activated Algae Granules. **Scientific Reports**, v. 7, n. 1, p. 4646, 5 dez. 2017.

WELFLE, A.; THORNLEY, P.; RODER, M. A review of the role of bioenergy modelling in renewable energy research & policy development. **Biomass and Bioenergy**, v. 136, 2020.

YAN, X. et al. Agave: A promising feedstock for biofuels in the water-energy-food-environment (WEFE) nexus. **Journal of Cleaner Production**, 2020.

ZHU, L. et al. Using microalgae to produce liquid transportation biodiesel: What is next? **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 78, n. January, p. 391–400, 2017.

CAPÍTULO 2

Análise de diferentes geometrias de transferência de calor utilizando CFD para alocação em tubo absorvedor solar a vácuo alternativo em sistema de calha parabólica

Análise de diferentes geometrias de transferência de calor utilizando CFD para alocação em tubo absorvedor solar a vácuo alternativo em sistema de calha parabólica

RESUMO

Os sistemas de concentração solar são constituídos de uma superfície reflexiva que concentra a energia solar incidente em um tubo absorvedor de calor. O absorvedor de calor é colocado no foco geométrico da superfície reflexiva dos sistemas que utilizam concentração solar. Portanto, é um dos principais interesses de pesquisas quando se trata de sistemas de concentração solar. Os concentradores de grandes usinas utilizam tubos com uma entrada e saída distintas, em lados opostos o que facilita o escoamento do fluido de trabalho e a transferência de calor. Esses tubos têm em média 4 metros de comprimento. Para pequenas aplicações e em países como o Brasil, que não possui produção desses componentes a importação inviabiliza a sua utilização. Pois devido sua fragilidade, temos um elevado custo logístico. Além disso, os custos aduaneiros aumentam demasiadamente seu custo final. Porém, nesses países existem tubos com proteção a vácuo de baixo custo e fácil acesso que são utilizados em aquecedores residenciais que apresentam apenas um orifício de entrada e saída do fluido, pois trabalham por convecção natural. Com isso, é necessário estudar geometrias de circuitos térmicos que devem ser colocados dentro do tubo a vácuo para permitir a convecção forçada e melhorar a absorção de energia incidente. Logo, o objetivo principal desse trabalho foi desenvolver modelos CFD com diferentes geometrias, para analisar a transferência de calor e o escoamento do fluido térmico. Foram propostas três geometrias, o CASO I, composto por um circuito térmico com apenas um tubo de cobre, em fluxo de passe único, onde o fluido de trabalho entra perpendicular a uma seção transversal sai pelo lado oposto, no fundo do invólucro a vácuo de mesmo. O CASO II, composto por um tubo de cobre em formato de U, sendo que o calor da radiação na parede do tubo chega ao circuito térmico por meio de um corpo de alumínio. O CASO III é composto pelo mesmo tubo em U, porém, o espaço entre o circuito térmico e a parede que recebe radiação é preenchido por água. Para as geometrias estudadas nos CASOS I, II e III foi encontrado rendimentos térmicos de 97%, 33,4% e 98% de, respectivamente. Em relação a parte construtiva o CASO I é indicado, para o desenvolvimento de um protótipo real, devido a sua simplicidade geométrica.

Palavras-chave: Energia Solar; Sistema Heliotérmico; eficiência térmica.

1. INTRODUÇÃO

A demanda energética global tem crescido constantemente nas últimas décadas, segundo dados da *International Energy Agency* (IEA, 2019) a produção mundial de energia em 2017 teve um aumento de 2,2% em relação a 2016. O carvão e o gás natural foram responsáveis por um aumento de mais de 120 Mtep (Mega toneladas equivalentes de petróleo) nesse período. Por outro lado, as fontes renováveis excluindo-se hidrelétricas e biocombustíveis, cresceram acima de 30 Mtep. Juntos os combustíveis fósseis representaram 81,3% da produção energética mundial em 2017 (IEA, 2019). Nesse cenário, o Brasil apresenta uma matriz energética com aproximadamente 45% de fontes renováveis, muito acima da média mundial (EPE, 2019). Porém, quando se analisa a geração de eletricidade, o Brasil apresenta uma grande dependência das hidroelétricas que representam mais de 65% de toda a eletricidade gerada no país (EPE, 2019). Diante do exposto o desenvolvimento de fontes renováveis e alternativas são de fundamental importância para mitigar os impactos ambientais dos combustíveis fósseis e aumentar a segurança energética diminuindo a dependências de apenas algumas fontes de energia.

Dentre as fontes de energia renováveis e alternativas com grande potencial no Brasil, destaca-se a energia solar concentrada ou heliotérmica (SORIA et al., 2016). A disponibilidade de energia solar no Brasil se deve a sua localização geográfica, o qual está situado no cinturão solar do planeta com latitudes variando de 0 ° a - 30 °, e radiação solar normal direta anual variando entre 1,6 a 2,4 MWhm⁻².ano, apresentando condições excelentes para aplicação dessa tecnologia em várias localidades do país (NETO et al., 2019). Os sistemas de concentração solar tem como principais componentes o tubo absorvedor de calor e a superfície reflexiva que direciona a radiação solar e a concentra no absorvedor (KALOGIROU, 2004). A Característica principal de interesse nesses sistemas é a eficiência térmica, que representa a quantidade de energia térmica que o fluido de transferência de calor consegue absorver em relação a radiação solar que incide na superfície reflexiva. Pesquisas visando melhorar essa eficiência e reduzir o custo desses dispositivos, utilizam estudos experimentais e técnicas de análise numéricas por meio de simulações (ABDULHAMED et al., 2018; SANDÁ; MOYA; VALENZUELA, 2019a; YILMAZ; MWESIGYE, 2018).

Entre as diferentes opções para diminuir o custo da tecnologia de concentração solar, os estudos têm se direcionado em grande parte para a proposição de novas geometrias de tubos

absorvedores de calor, visando principalmente melhorar o rendimento e a eficiência térmica deles. No trabalho reportado por Bitam et al. (2018) foi estudado por meio análise da Dinâmica dos Fluidos Computacional (CFD) um tubo com formato S-curvado sinusoidal, que aumentou o número de Nusselt do sistema de 45% para 63% em relação a tubos absorvedores lineares comerciais. Outros estudos numéricos foram realizados com a utilização de tubos cilíndricos convencionais e a inserção de componentes adicionais dentro deste receptor. No trabalho de Gong et al. (2017) foi inserido uma matriz de aletas que elevou o número médio de Nusselt em até 9,0 % e o fator de desempenho geral da transferência de calor foi aumentado em até 12,0 %, comparando-se com um sistema sem as aletas. Os autores Huang et al. (2017) utilizaram a inserção de um cilindro com pequenas cavidades internas alcançando até 34 % no aumento do fator de atrito e número de Nusselt do sistema em comparação a geometrias tradicionais. O estudo realizado por Mwesigye; Bello-Ochende; Meyer (2014) foi realizado em um absorvedor para um coletor solar de calha parabólica com a inserção de placas perfuradas, nesse estudo a eficiência térmica aumentou entre 1,2 % e 8 %, sendo que esses componentes diminuíram o gradiente de temperatura radial do fluido de trabalho.

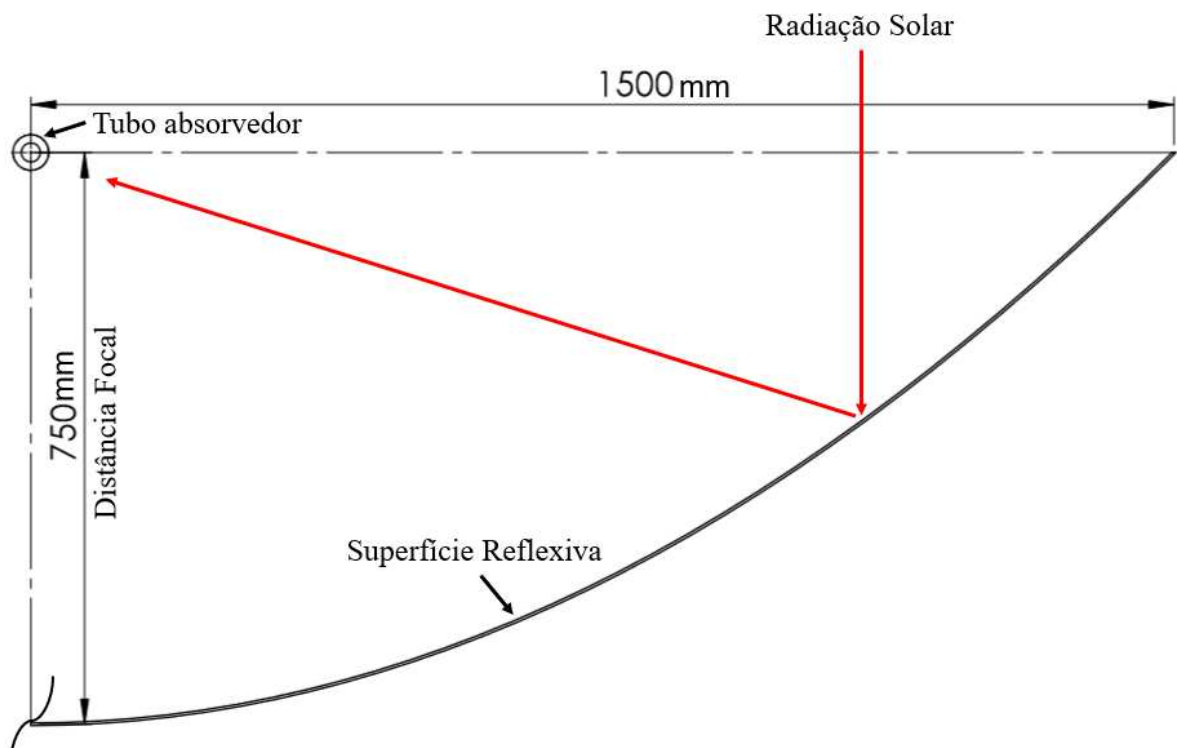
Em países como o Brasil, onde os principais componentes de um sistema de concentração solar não são fabricados, existe uma grande dificuldade de adquiri-los, devido aos preços de importação, taxas de envio e tributos alfandegários. Porém, aquecedores residenciais de água com tubos a vácuo são amplamente utilizados e de fácil aquisição no mercado nacional. Os tubos de uso residencial são acoplados a reservatórios térmicos e trabalham geralmente com convecção natural, apresentando uma única abertura usada como entrada e saída de fluido. Os tubos de concentração trabalham com convecção forçada e apresentam uma entrada e uma saída em lados opostos do tubo. Portanto, para ser possível o uso de convecção forçada nesses tubos é necessário a criação de um circuito para o fluido de transferência de calor entrar e sair do invólucro a vácuo, sendo necessário o estudo de geometrias para melhorar essa captação de energia e adaptação desse tipo de tubo aos sistemas heliotérmicos de pequeno porte (ZOU et al., 2016). Assim, este trabalho tem por objetivo estudar geometrias alternativas de transferência de calor em tubos a vácuo com apenas uma abertura, que são utilizados em aquecedores de água de uso residencial. Com o intuito de determinar o modelo com maior eficiência térmica e de fácil construção. Para isso, foram utilizados modelos em CFD, com o qual foram analisados diferentes geometrias e sistemas de transferência de calor para o fluido de trabalho. Os critérios de desempenho das geometrias propostas são a eficiência térmica do sistema e menor gradiente de temperatura radial do fluido.

2. MATERIAIS E MÉTODOS

2.1. Modelo

O sistema de calha parabólica utilizado neste trabalho é apresentado na Figura 1, onde se observa as suas características construtivas que são essenciais na concentração da radiação solar incidente no tubo absorvedor. A geometria representativa da superfície reflexiva não é utilizada na simulação computacional, apenas seu efeito de concentração de radiação solar no tubo absorvedor. Com base nas características dessa superfície foi calculada a taxa de radiação térmica que incide sobre o tubo absorvedor.

Figura 1 – Sistema de concentração solar.



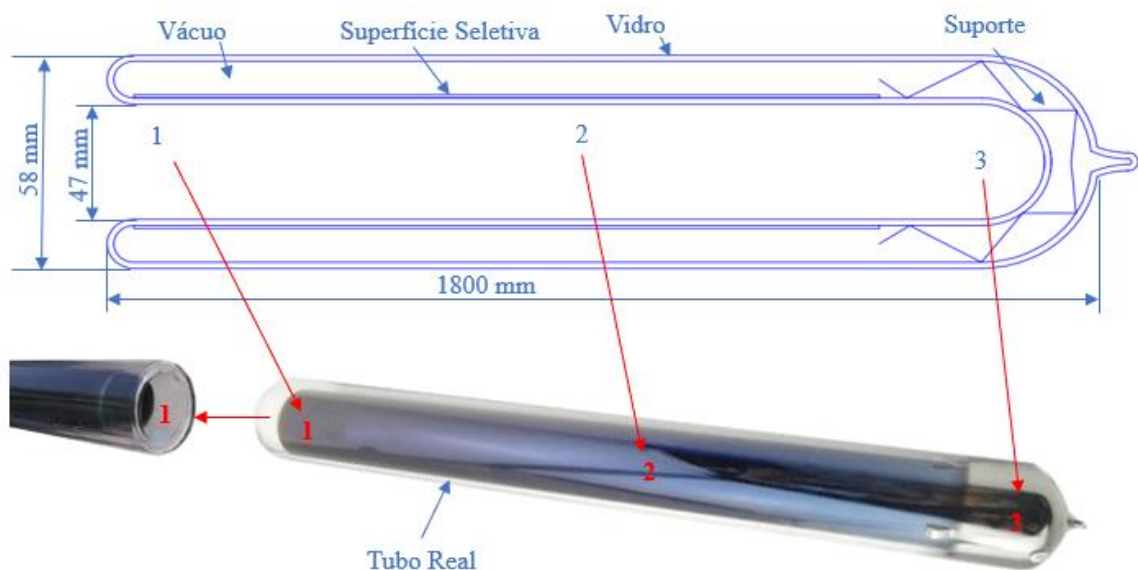
As características físicas da calha parabólica e tubo absorvedor necessários para a implementação da simulação são apresentadas na Tabela 1.

Tabela 1 – Características físicas do sistema de concentração solar

Especificações	Símbolo	Valor
Comprimento (mm)	L	1700
Abertura da parábola (mm)	W_a	1500
Distância focal (mm)	f	750
Comprimento do arco (mm)	S	3440
Ângulo de aro (°)	φ_r	90
Razão de Concentração	C	20,4
Diâmetro interno do receptor (mm)	D_i	47
Absorbância do receptor	α_o	0,930 – 0,960
Transmitância do receptor	τ_o	0,95
Refletância da superfície reflexiva	ρ	0,96
Radiação Direta ($W \cdot m^{-2}$)	I_D	950
Rendimento óptico da superfície	η_o	0,6
Emissividade do cobre	ε	0,07

O tubo absorvedor objeto de estudo deste trabalho (Figura 2), apresenta apenas uma abertura para a entrada e a saída do fluido, sendo composto por uma superfície seletiva interna revestido por um invólucro a vácuo e uma camada de vidro. Foi proposto a inserção de alguns formatos de circuitos térmicos (CASOS I a III) no interior do tubo, a fim de aumentar a taxa de transferência de calor para o fluido de trabalho. As geometrias propostas serão avaliadas para o aquecimento de água.

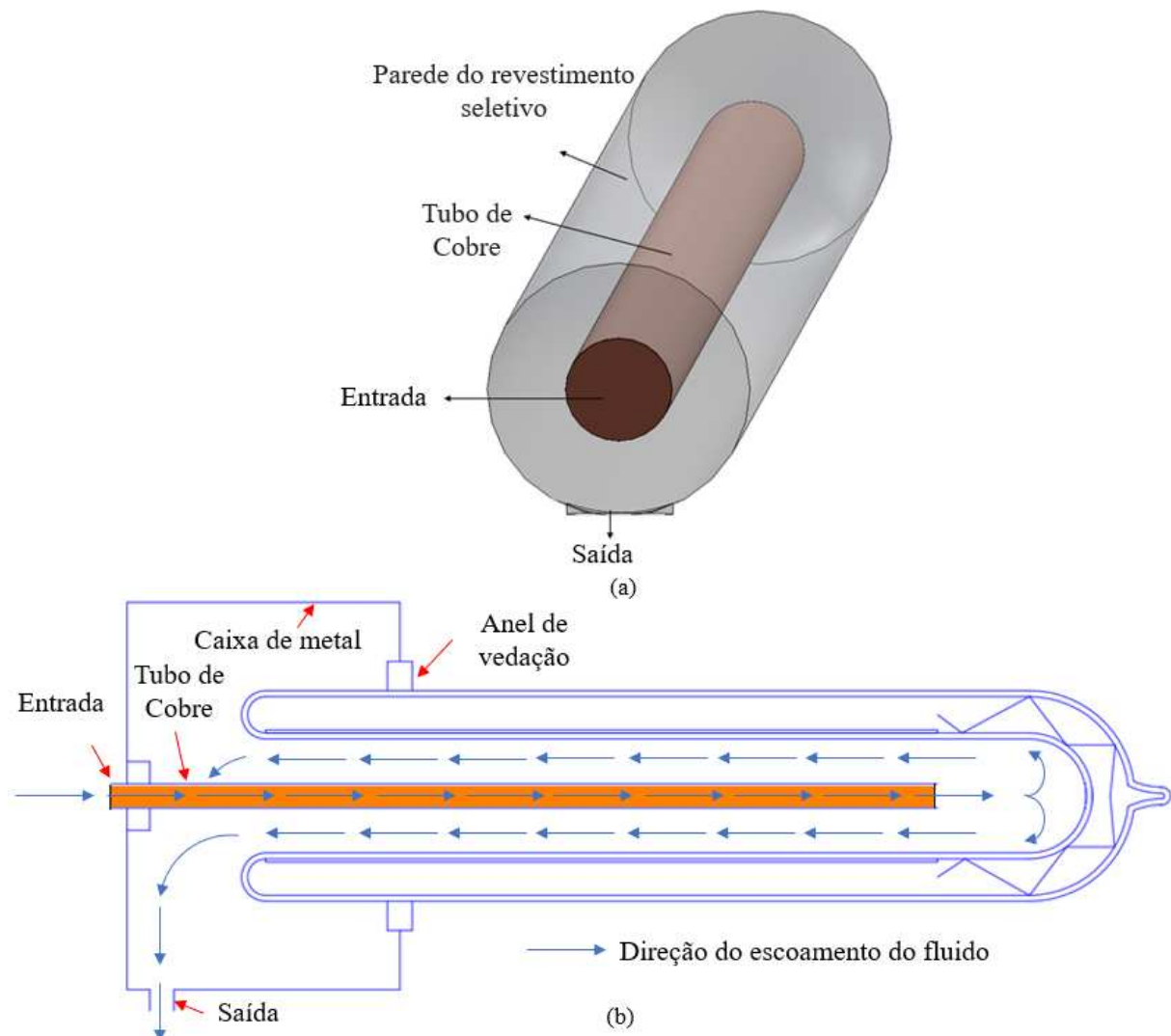
Figura 2 – Tubo absorvedor



2.1.1 CASO I – Tubo único

A geometria usada na simulação em CFD pode ser vista na Figura 3.a. Conforme a Figura 3.b, o circuito térmico interno é composto por um tubo interno de 19,05 mm através do qual o fluido entra no circuito. Ao sair pela outra extremidade do tubo, o fluido escoar na seção anular, de 47 mm de diâmetro interno. Essa composição tem o intuito de conduzir o fluido de uma extremidade a outra do tubo receptor, retornando-o em contato com uma superfície que recebe o fluxo de calor concentrado. Dessa forma, uma maior quantidade de energia será traduzida em uma maior variação de temperatura.

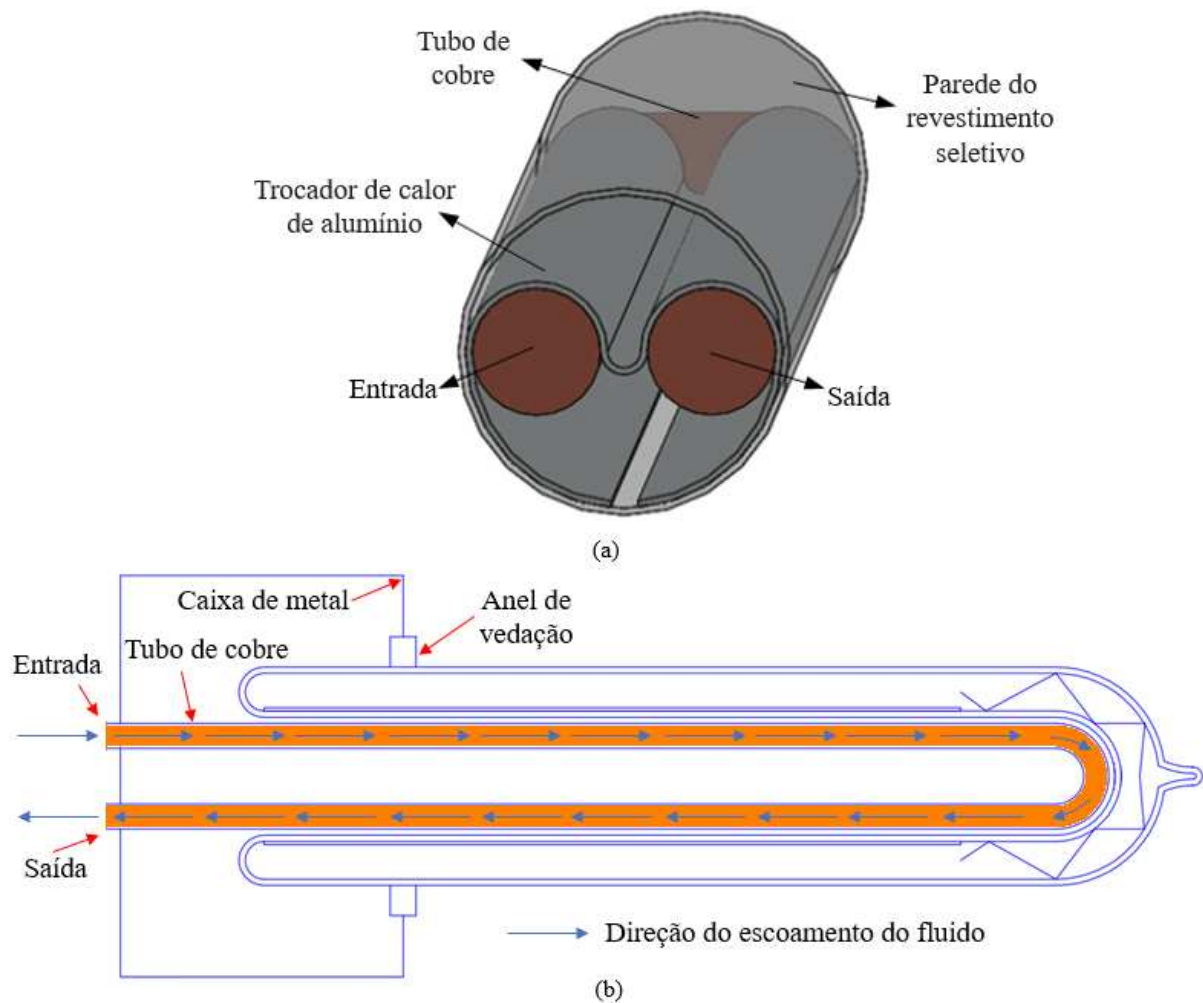
Figura 3 – Tubo único: (a) Geometria simulação e (b) Representação do escoamento.



2.1.2 CASO II – Trocador de calor de alumínio

Nesta alternativa o fluxo de calor distribuído a partir da parede do tubo receptor chega ao fluido de trabalho por meio da transferência de calor por condução. Para isso, foi elaborado um domínio sólido de alumínio que envolve o tubo de cobre do circuito térmico e com uma maior área de contato com o tubo de cobre externo que recebe o fluxo de energia solar (Figura 4.a). Sendo, portanto, esse domínio sólido o meio condutor entre a superfície de cobre do tubo receptor e o circuito térmico. A Figura 4.b, mostra uma representação do escoamento do fluido dentro da geometria proposta.

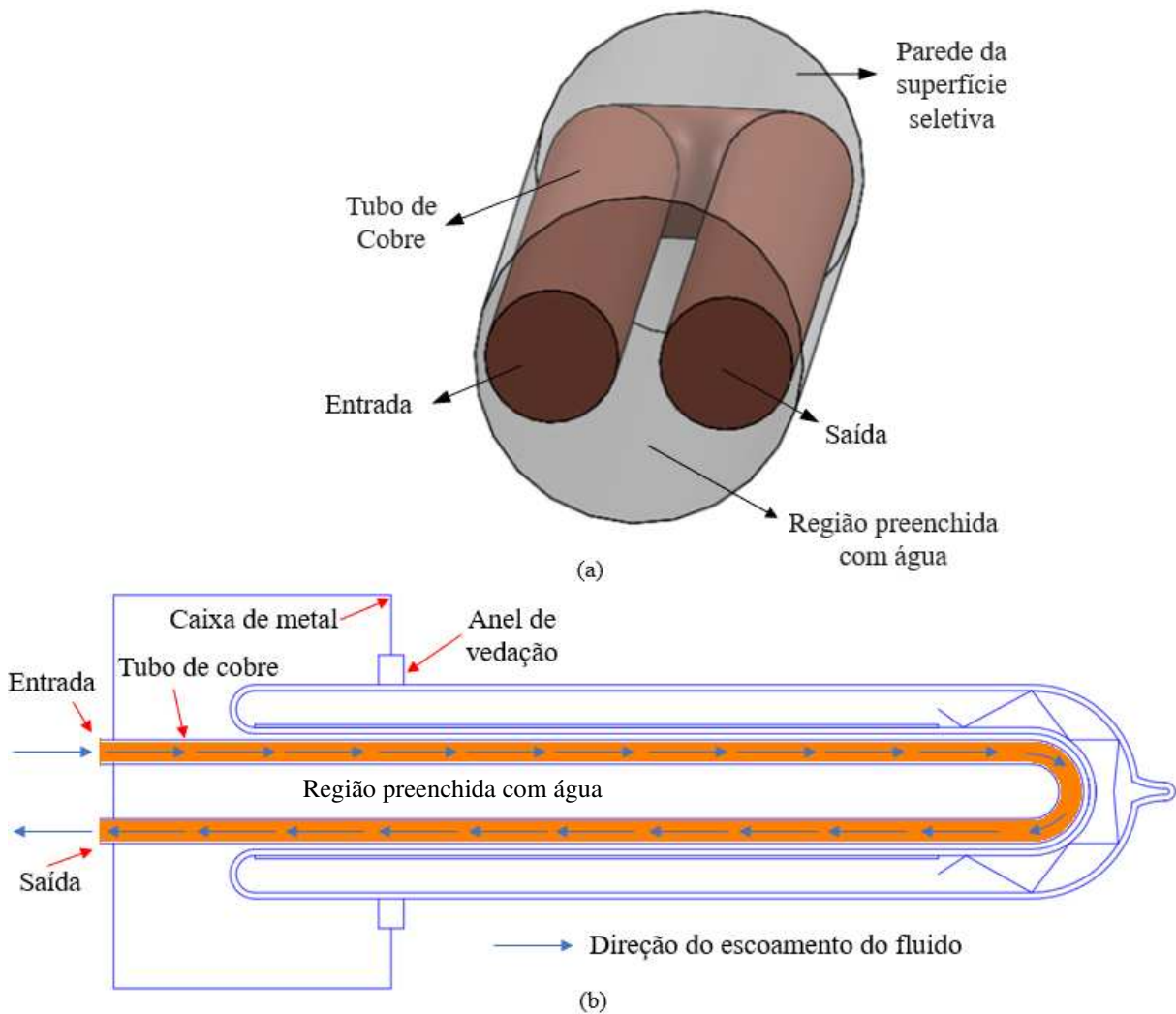
Figura 4 – Tubo com trocador de calor: (a) Geometria simulação e (b) Representação do escoamento.



2.1.3 CASO III – Circuito térmico imerso em água

Essa geometria é constituída de um tubo de cobre de 19,05 mm no formato de U que percorre todo o tubo receptor. O espaço entre o tubo receptor e o tubo em U é preenchido com água. Enquanto isso, o tubo de cobre representa o domínio de fluido dinâmico, visto que consiste na região onde o fluido de trabalho circula para receber a energia concentrada no tubo absorvedor (Figura 5.a). O modelo de escoamento para esse caso segue na Figura 5.b.

Figura 5 – Circuito térmico imerso em água: (a) Geometria simulação e (b) Representação do escoamento.



2.2 Equações Governantes

As equações governantes utilizadas para essa simulação são descritas pelas equações (1) a (3). Os escoamentos nessas aplicações apresentam velocidades típicas que os caracterizam como turbulentos (BITAM et al., 2018). Essas equações consistem na conversão da massa (equação 1), conservação da quantidade de movimento (Equação 2) escritas em termos da equação de Navier-Stokes em quantidade médias de Reynolds (RANS – *Reynolds Averaged Navier-Stokes*), e conservação da energia (Equação 3).

Conservação da massa

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

Conservação do momento

$$\frac{\partial(\rho u_i u_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left((\mu + \mu_t) \left(\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \right) \right) - (\rho - \rho_o) \vec{g} \quad (2)$$

Conservação de energia

$$\frac{\partial(\rho u_i c_p T)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\left(\lambda + \frac{c_p \mu_t}{Pr_t} \right) \frac{\partial T}{\partial x_i} \right) + S_T \quad (3)$$

A viscosidade de turbulência (μ_t) foi calculada pelo modelo de turbulência de duas equações ($k - \varepsilon$), que consistem nas equações transporte de energia cinética de turbulência (k) e a taxa de dissipação (ε) (Equações 4 e 5).

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j k) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + P_k - \rho \varepsilon + P_{kb} \quad (4)$$

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j \varepsilon) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \frac{\varepsilon}{k} (C_{\varepsilon 1} P_k - C_{\varepsilon 2} \rho \varepsilon + C_{\varepsilon 1} P_{\varepsilon b}) \quad (5)$$

Os parâmetros utilizados no modelo são $C_{\varepsilon 1} = 1,45$; $C_{\varepsilon 2} = 1,9$; $\sigma_k = 1,0$ e $\sigma_\varepsilon = 1,3$ conforme (ANSYS, 2019). A Tabela 2, apresenta as nomenclaturas utilizadas nas equações desse trabalho.

Tabela 2 - Nomenclaturas utilizadas nas equações

Nomenclatura			
u_i	Velocidade em x ($m \cdot s^{-1}$)	ρ	Massa específica ($kg \cdot m^{-3}$)
x_i	Deslocamento em x (m)	c_p	Calor específico ($J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$)
u_j	Velocidade em y ($m \cdot s^{-1}$)	T	Temperatura (K)
x_j	Deslocamento em y (m)	λ	Condutividade térmica ($W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$)
u_k	Velocidade em z ($m \cdot s^{-1}$)	Pr_t	Número de Prandtl Turbulento (0,85)
x_k	Deslocamento em z (m)	S_T	Termo fonte de perda ($W \cdot m^{-2}$)
p	Pressão (Pa)	q''_{abs}	Fluxo absorvido ($W \cdot m^{-2}$)
μ	Viscosidade dinâmica (Pa·s)	q''_i	Radiação incidente ($W \cdot m^{-2}$)
μ_t	Viscosidade turbulenta (Pa·s)	q''_p	Radiação perdida ($W \cdot m^{-2}$)
x, y, z	Coordenadas cartesianas (m)	R	Raio do tubo receptor (m)
\dot{m}_{in}	Vazão mássica de entrada ($kg \cdot s^{-1}$)	A_{cs}	Área de cisalhamento (m^2)
Σ	Constante de Stefan-Boltzmann	T_{viz}	Temperatura da vizinhança (K)
$\bar{T}_{in,out}$	Temperatura média entrada/saída (K)	\bar{T}_{mf}	Temperatura média do fluido (K)
A_i	Área de entrada (m^2)	\bar{T}_w	Temperatura média na parede (K)
$\bar{\tau}_w$	Tensão média de cisalhamento (Pa)	u_{in}	Velocidade de entrada ($m \cdot s^{-1}$)
$P_{\varepsilon b}$	Turbulência gerada (ε) ($kg \cdot m^{-1} \cdot K^{-3}$)	P_{kb}	Turbulência gerada (k) ($kg \cdot m^{-1} \cdot K^{-3}$)
C_ε	Constante do modelo de Reynolds	C_k	Constante do modelo de Reynolds
σ_ε	Constante do modelo de turbulência	σ_k	Constante do modelo de turbulência
ρ_o	ρ de referência ($kg \cdot m^{-3}$)	\vec{g}	Vetor gravidade ($m \cdot s^{-2}$)

2.3 Condições de contorno

A condição de contorno que se aplica a maior extensão do tubo absorvedor é utilizada na parede externa do tubo. Esta condição foi definida pelo balanço de energia na superfície do tubo usando os dados da Tabela 1. Nesse balanço, foi considerado a perda por radiação para a

vizinhança pois, devido a proteção do invólucro de vácuo a perda por convecção para o ambiente pode ser desprezada (Equação 6).

$$q''_{abs} = q''_i - q''_p \quad (6)$$

O termo referente a radiação incidente na Equação 6 (q''_i) é dividida em duas partes, no semicírculo inferior há radiação direta concentrada pela calha parabólica (q''_{conc}) e no semicírculo superior há apenas radiação incidente do sol, sem concentração (q''_{dir}). Para essa distribuição foi utilizada uma função degrau. Na Equação (7), é apresentada a parte do fluxo de calor concentrado no tubo absorvedor, sendo consideradas as características da geometria do tubo. A parte da radiação recebida diretamente é apresentada na Equação (8).

$$q''_{conc} = \begin{cases} C \cdot \eta_o \cdot I_D, y \leq 0 \\ 0, y > 0 \end{cases} \quad (7)$$

$$q''_{dir} = \begin{cases} I_D \cdot \left(\frac{y}{R}\right), y \leq 0 \\ 0, y > 0 \end{cases} \quad (8)$$

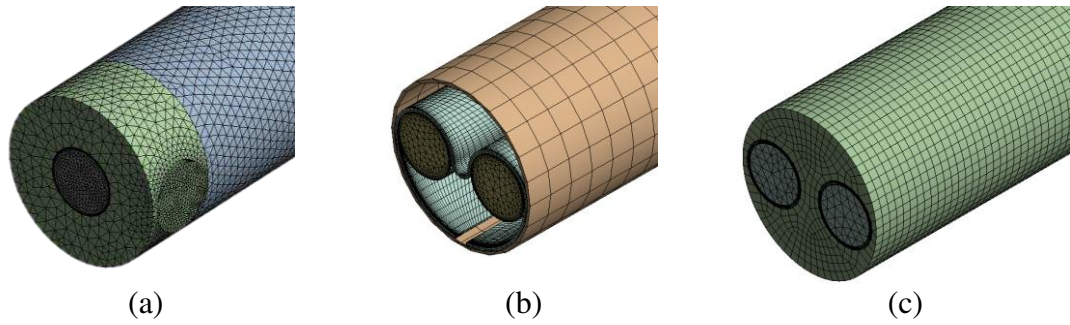
A perda de calor por radiação do tubo absorvedor foi modelada com um termo fonte S_T dado pela Equação (9).

$$S_T = -\sigma \cdot \varepsilon \cdot (T^4 - T_{viz}^4) \quad (9)$$

2.4 Discretização das geometrias

As geometrias correspondentes aos casos I a III foram discretizadas em malhas computacionais (Figura 6). No Caso I (Figura 6.a) foi utilizada uma malha de 913.552 elementos. Na Figura 6.b se pode observar a malha para o Caso II no qual foi gerado 659.182 elementos. No Caso III (Figura 6.c) a malha adotada apresentou 710.966 elementos. O critério de convergência adotado nas simulações foi de resíduo quadrático médio (RMS) de 10^{-4} para todas as equações governantes, exceto para a equação de energia foi de 10^{-6} .

Figura 6 – Malhas utilizadas: (a) Caso I, (b) Caso II e (c) Caso III.



2.5 Pós-processamento e validação

Para análise e validação foram calculadas grandezas referentes ao escoamento e transferência de calor para geometrias estudadas, conforme equações (10), (11), (12), (13), (14) e (15) c.

Número de Reynolds do Escoamento (Re)

$$Re = \frac{\dot{m}_{in} D_i}{\mu A_{cs}} \quad (10)$$

Taxa média de transferência de calor (Q)

$$q = \dot{m}_{in} (c_{p,out} \bar{T}_{out} - c_{p,in} \bar{T}_{in}) \quad (11)$$

Coefficiente de transferência de calor (h)

$$h = \frac{q}{A_i (\bar{T}_w - \bar{T}_{mf})} \quad (12)$$

Número de Nusselt (Nu)

$$Nu = \frac{h D_i}{\lambda} \quad (13)$$

Fator de atrito Darcy (Moody) (f)

$$f = \frac{8 \bar{\tau}_w}{\rho u_{in}^2} \quad (14)$$

Número de Prandtl (Pr)

$$Pr = \mu C_p \lambda \quad (15)$$

Outro importante parâmetro analisado em cada uma das geometrias é o rendimento térmico, ou seja, o quociente entre a taxa calor q recebido pelo fluido de trabalho e a energia incidente pela componente direta da radiação concentrada no receptor Q_{dir} (Equação 16).

$$\eta_t = \frac{q}{q''_{abs}} 100 \quad (16)$$

Para comparação com os valores numéricos encontrados, foram utilizadas as correlações de Petukhov (Equação 17) e Gnielinski (Equação 18), com essas equações foram calculados o fator de atrito (f) e o número de Nusselt (Nu), respectivamente (BITAM et al., 2018; KURŞUN, 2019; SANDÁ; MOYA; VALENZUELA, 2019b), válidas para $3 \times 10^3 \leq Re \leq 5 \times 10^6$.

Correlação de Petukhov

$$f = (0,790 \ln(Re) - 1,64)^{-2} \quad (17)$$

Correlação de Gnielinski

$$Nu = \frac{\left(\frac{f}{8}\right) (Re - 1000) Pr}{1 + 12,7 \left(\frac{f}{8}\right)^{0,5} \left(Pr^{\frac{2}{3}} - 1\right)} \quad (18)$$

3. RESULTADOS E DISCUSSÕES

3.1. Validação do modelo

Devido à natureza do escoamento turbulento, é relatado que diferenças de 20% são aceitáveis entre as correlações empíricas reportadas na literatura (CHENG; HE; CUI, 2012; HUANG et al., 2017; KURŞUN, 2019). No trabalho de Bitam et al., 2018, os desvios entre a simulação e as correlações ficaram entre 3,91% e 11,82%. Para esse trabalho, foram encontrados no CASO I, para o fator de atrito o desvio mínimo foi de 2,73% e o máximo de 12,98%, para o número de Nusselt os valores mínimos e máximos dos desvios foram de 1,33% e 7,51%, respectivamente (Figura 7). Para o CASO II, o desvio mínimo foi de 0,43% e o máximo de 12,74% para o fator de atrito, e para o número de Nusselt os valores mínimos e máximos dos desvios foram de 2,57% e 7,29%, respectivamente (Figura 8) e para o CASO III, o fator de atrito apresentou desvio mínimo de 8,41% e máximo de 12,74%, para o número de Nusselt os valores mínimos e máximos dos desvios foram de 5,07% e 11,60%, respectivamente (Figura 9). Portanto, os resultados obtidos com a simulação do problema físico de escoamento com transferência de calor são consistentes com aqueles apresentados na literatura.

Figura 7 - Validação da simulação para os campos hidrodinâmicos e térmicos - CASO I

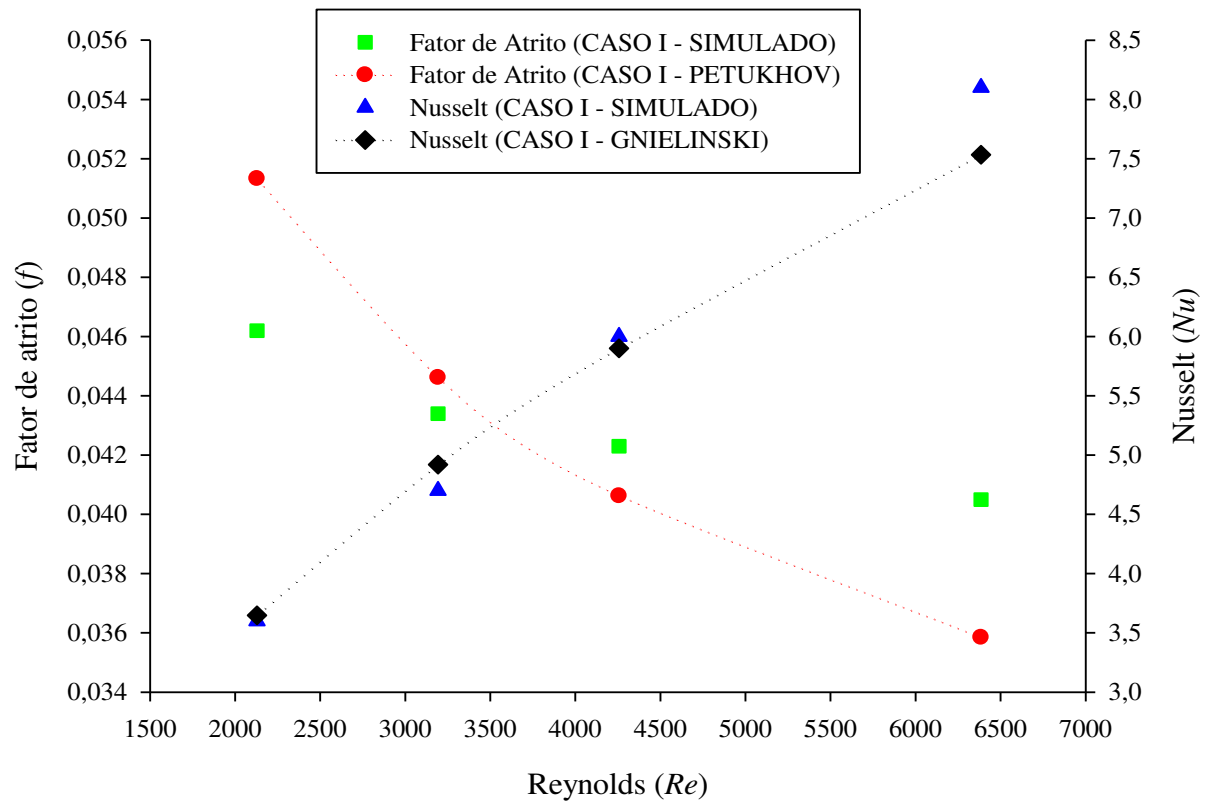


Figura 8 - Validação da simulação para os campos hidrodinâmicos e térmicos - CASO II

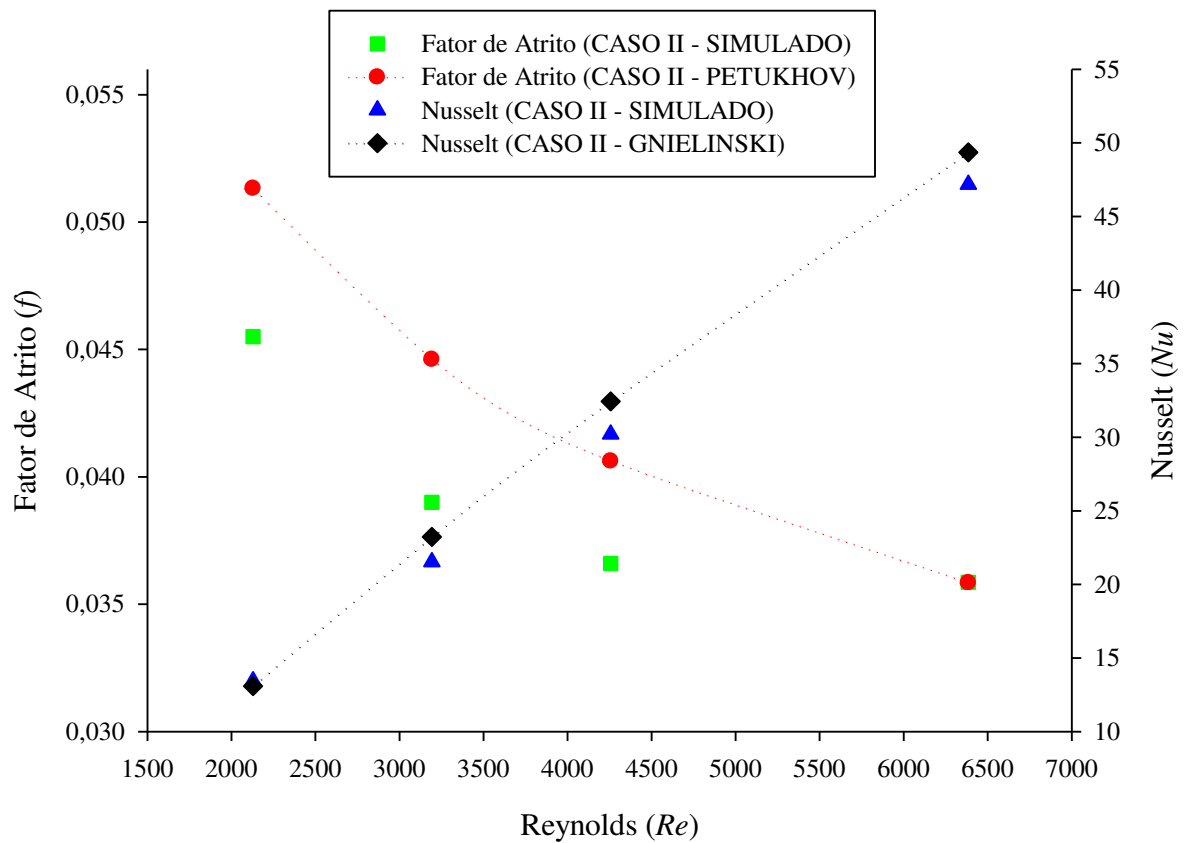
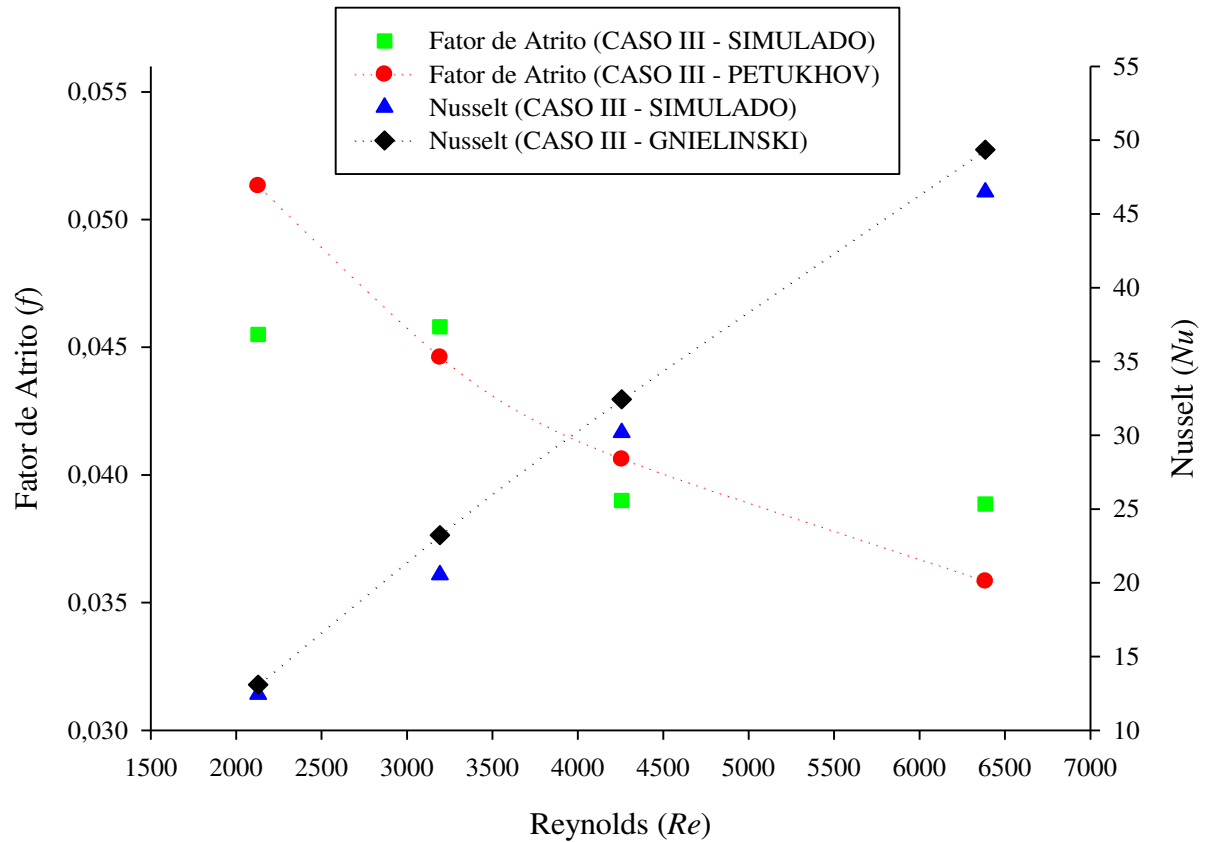


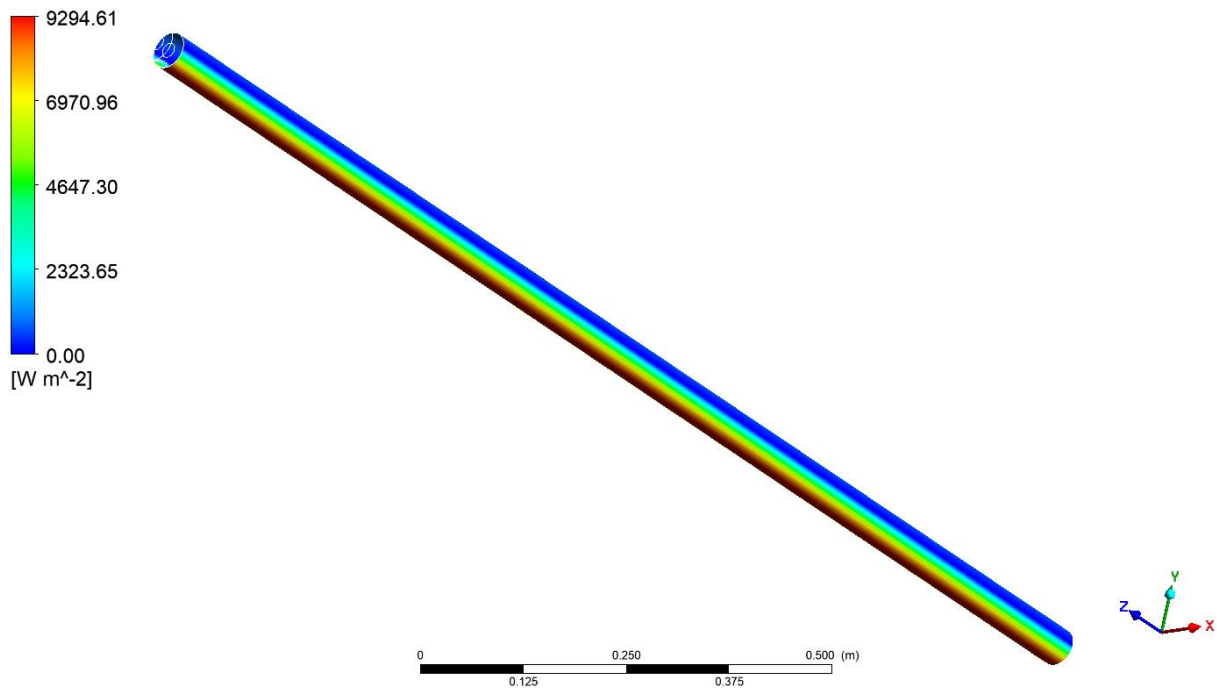
Figura 9 - Validação da simulação para os campos hidrodinâmicos e térmicos - CASO III



3.2. Distribuição do fluxo de calor

A primeira análise feita no tubo absorvedor é a quanto à distribuição do fluxo de radiação solar ao longo de sua superfície, como pode ser observado na Figura . Essa radiação é intensa na parte inferior, devido a concentração solar (Figura 10), onde o fluxo de calor na parte de baixo do tubo variou entre 2323,65 e 9294,61 $W \cdot m^{-2}$. Essa distribuição foi utilizada em todos os casos estudados.

Figura 10 – Fluxo de calor na superfície do tubo absorvedor devido a concentração.

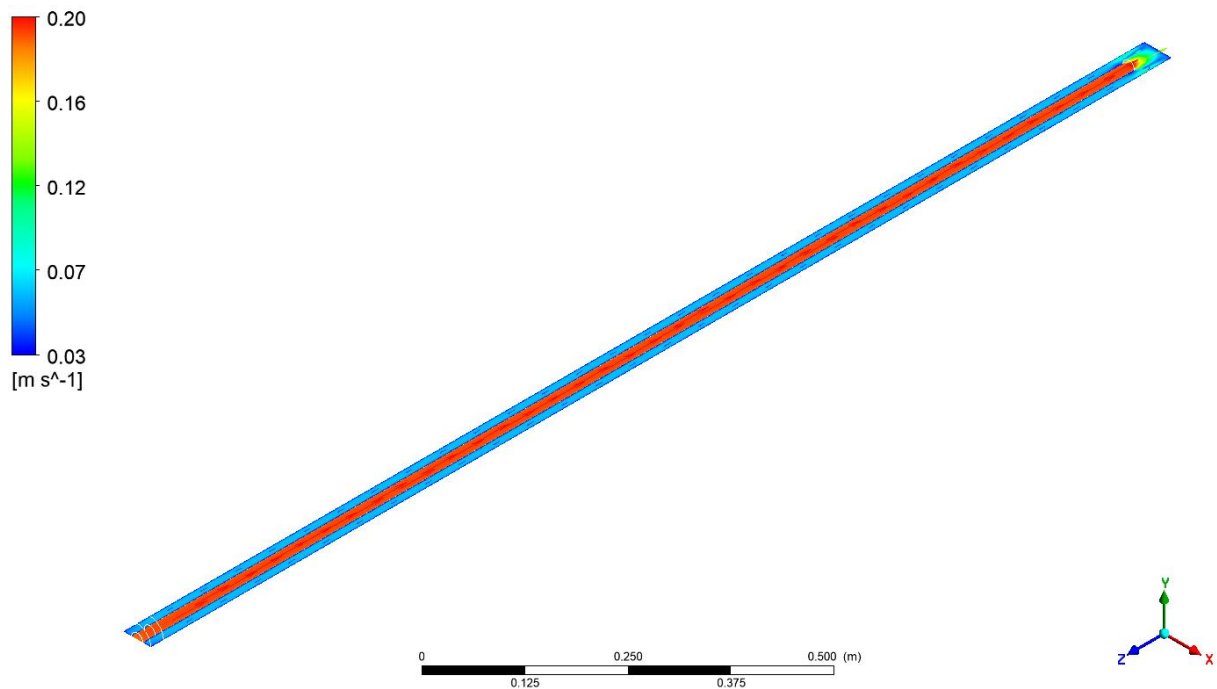


Com base nessa energia incidente na parede do tubo absorvedor, serão analisados caso a caso os sistemas propostos, para identificar o que melhor transfere a energia incidente ao fluido de trabalho, e qual desses apresenta uma forma mais simplificada para ser construído no protótipo real.

3.3. CASO I

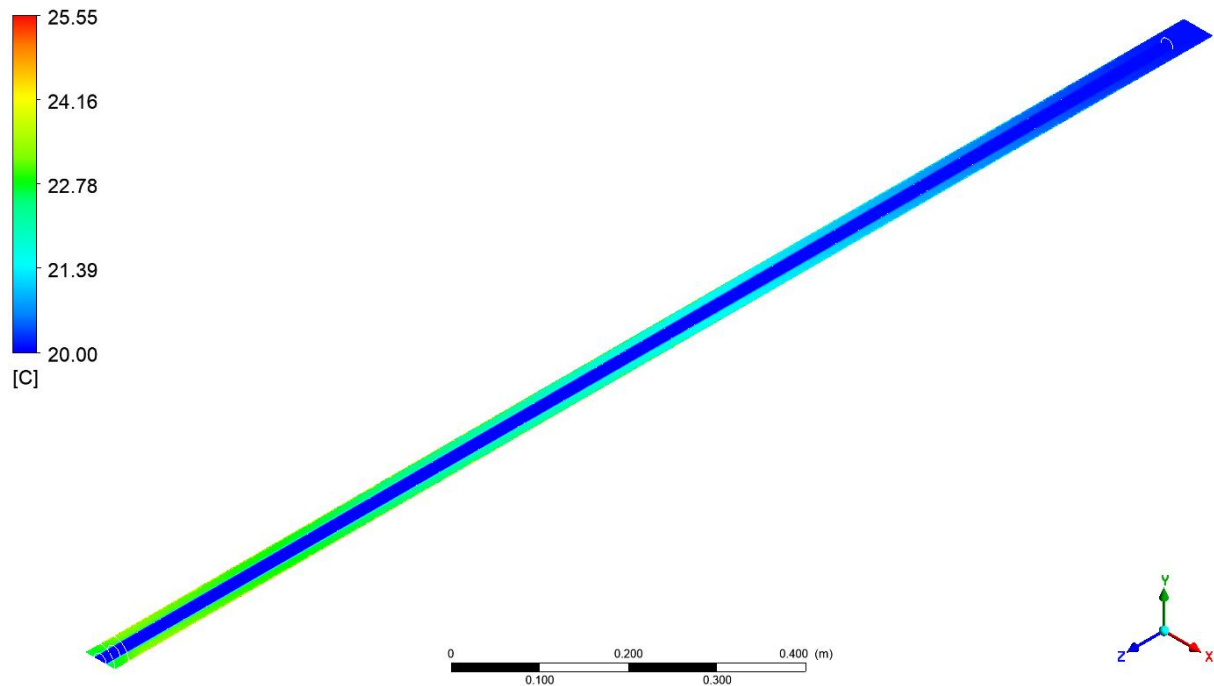
Neste caso tem-se o escoamento do fluido de trabalho em um tubo de 19,05 mm de diâmetro para o interior do tubo absorvedor que possui 47 mm de diâmetro. Dessa forma, verifica-se na Figura 11 a redução da velocidade do fluido de $0,2 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ para valores próximos a $0,07 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ no escoamento de retorno, concordante com a lei da conservação da massa, devido ao aumento da área da seção transversal do tubo.

Figura 11 – Distribuição da velocidade de escoamento ao longo da geometria – Caso I.



No que se refere a transferência de calor, devido ao escoamento forçado do fluido ao longo da geometria, o principal mecanismo neste caso é a convecção forçada. A distribuição de temperatura no fluido de trabalho pode ser observada na Figura 12. O ganho de temperatura avaliado foi de 3,4 °C entre a entrada e a saída e a taxa de calor recebida foi de 804,6 W com apenas uma passagem dentro do tubo absorvedor. O número de Nusselt calculado para velocidade de entrada de $0,2 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ foi de 5,9. Outras características para este caso podem ser analisadas na Tabela 3. Em relação a energia transferida ao fluido, utilizando a Equação 16, se observou uma eficiência de 97%. Porém, vale salientar que esse alto valor encontrado, na prática, pode não ser observado devido a várias outras fontes de perdas térmicas que não foram modeladas nesses problemas.

Figura 12 – Distribuição de temperaturas no fluido – Caso I.



3.4 CASO II

Como o fluido percorre um tubo em U e não há variação de diâmetro no decorrer do escoamento, percebe-se uma conservação da velocidade, sendo essa igual a condição de contorno imposta de $0,2 \text{ m s}^{-1}$, ao longo de todo percurso, como pode ser observado na Figura 13. Mantendo-se uma vazão constante ao longo do circuito térmico.

Pelo fato de o circuito térmico não possuir contato direto com a parede que recebe radiação solar foi utilizado como meio condutor uma geometria de alumínio, caracterizando um meio de transferência de calor por condução. Na Figura 14, verifica-se a distribuição de temperatura nesse condutor de calor, sendo sua temperatura média de $398,75 \text{ }^\circ\text{C}$. Essas temperaturas elevadas e homogêneas ao longo da geometria resultam em um mecanismo onde um elevado potencial térmico é observado, resultante da diferença de temperaturas entre a superfície condutora e o fluido.

Figura 13 – Distribuição de velocidades no escoamento no interior do tubo – Caso II.

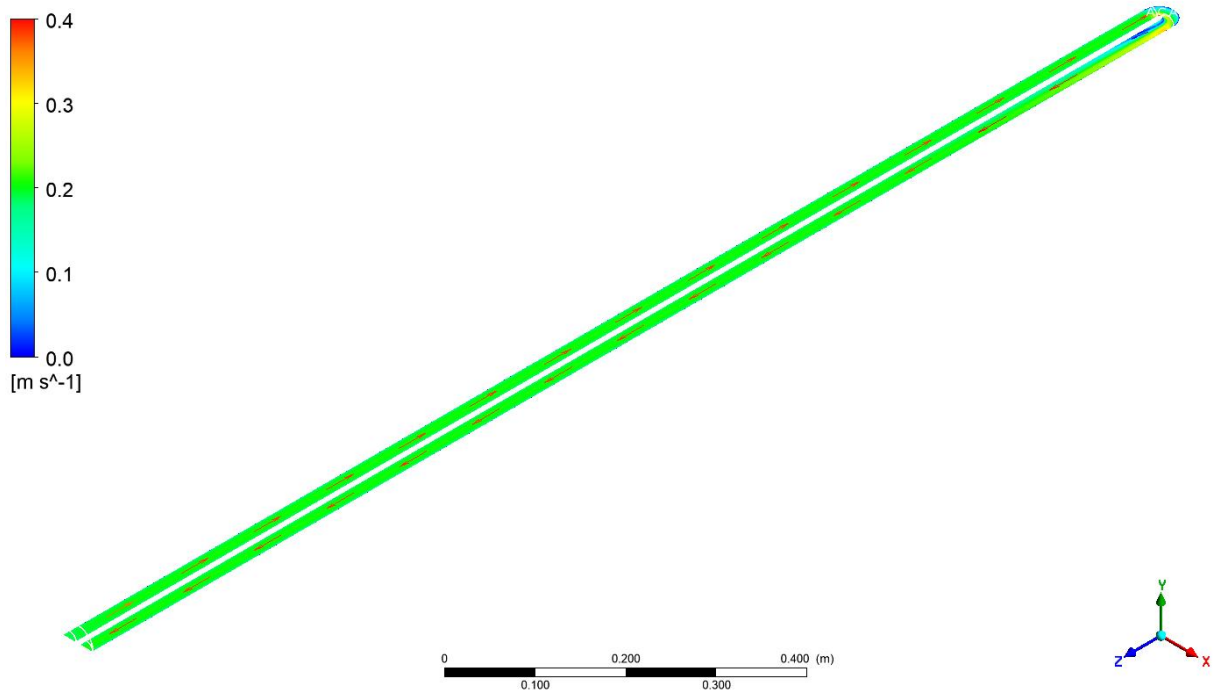
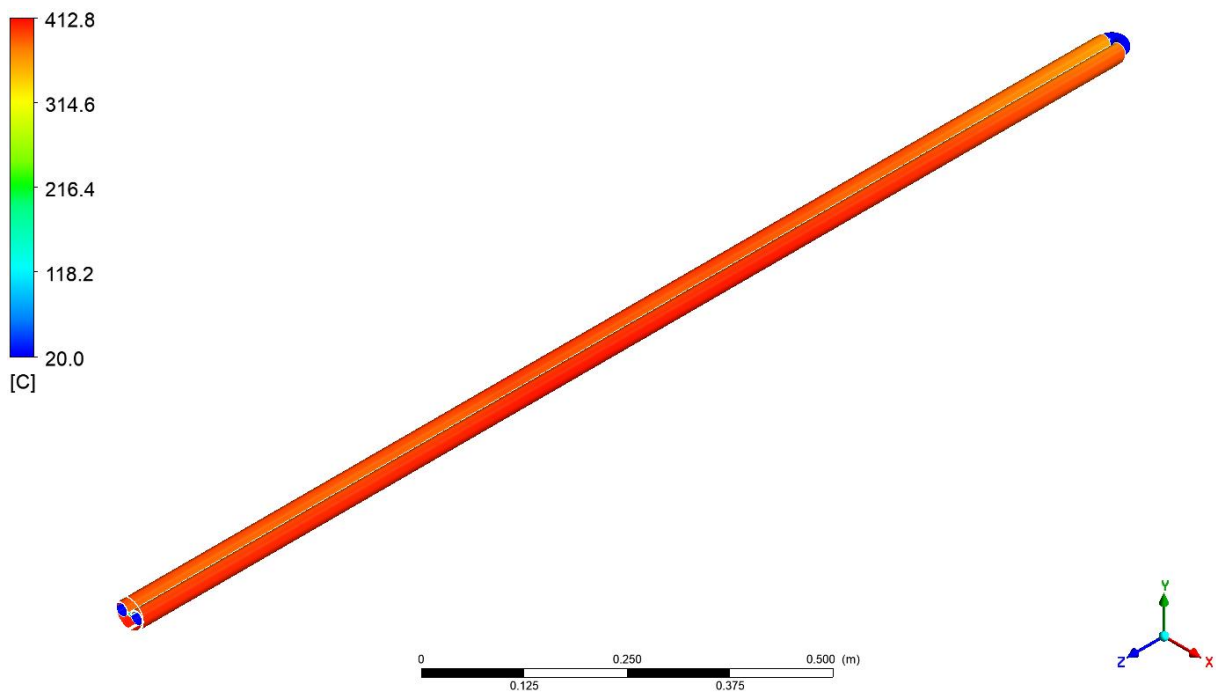


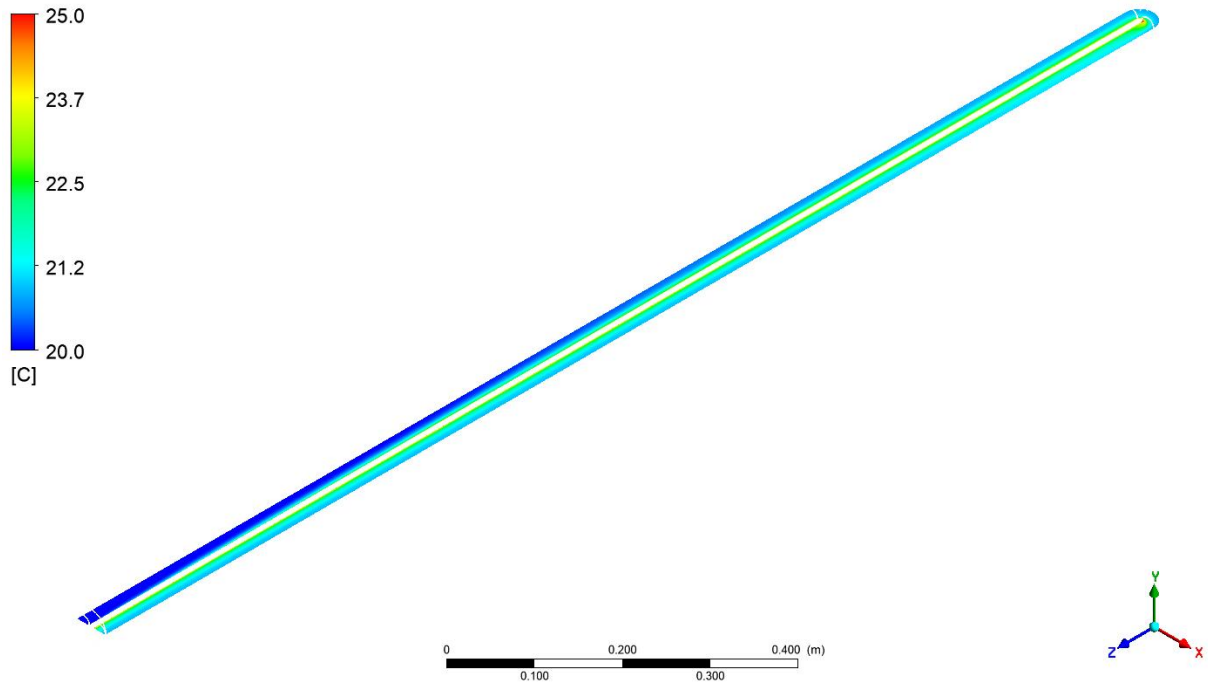
Figura 14 – Distribuição de temperaturas no meio condutor – Caso II.



Em relação ao calor absorvido pelo fluido de trabalho foi encontrada uma taxa de 262,4 W, refletindo em um ganho de temperatura de 1,2 $^{\circ}\text{C}$ entre as seções de entrada e saída (Figura 15). A eficiência térmica desse sistema foi de 33,4%. Comparando com o Caso I verifica-se uma menor taxa de calor absorvida, um menor ganho de temperatura e, conseqüentemente, uma

menor eficiência térmica. Isso pode ser justificado pela menor área de contato entre o meio condutor e o tubo de cobre do circuito térmico.

Figura 15 – Distribuição de temperaturas no fluido – Caso II.



3.5. CASO III

Neste estudo numérico, devido a existência de um fluido estático de preenchimento entre o circuito térmico e a superfície receptora de radiação solar, ocorreu a transferência de calor por convecção natural. Linhas de corrente foram traçadas nessa região (Figura 16), em que é possível verificar a presença de circulação do fluido na direção transversal ao tubo, em decorrência da diferença de temperatura entre superfícies do tubo externo.

Assim como no Caso II, a velocidade média de escoamento permaneceu constante ao longo da geometria ($0,2 \text{ m s}^{-1}$), conforme Figura 17. É importante salientar que a principal diferença entre esses casos é o mecanismo de transferência de calor para o fluido de trabalho (escoamento interno).

Figura 16 – Linhas de corrente na convecção natural para o fluido externo – Caso III.

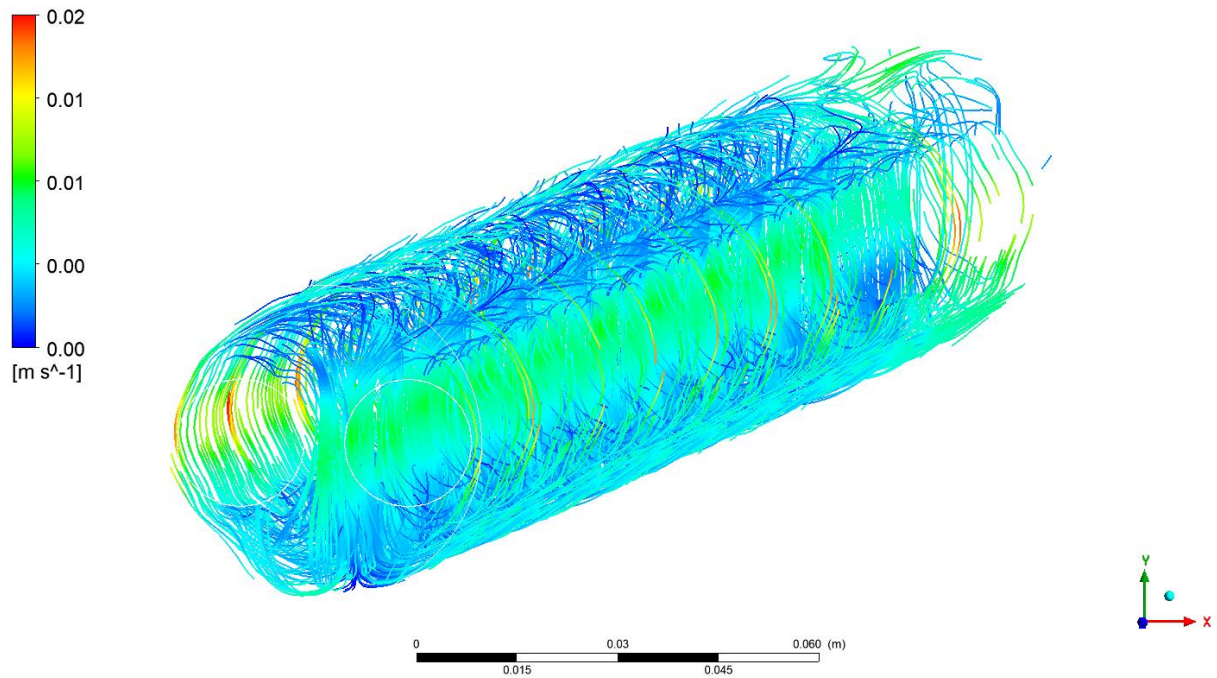
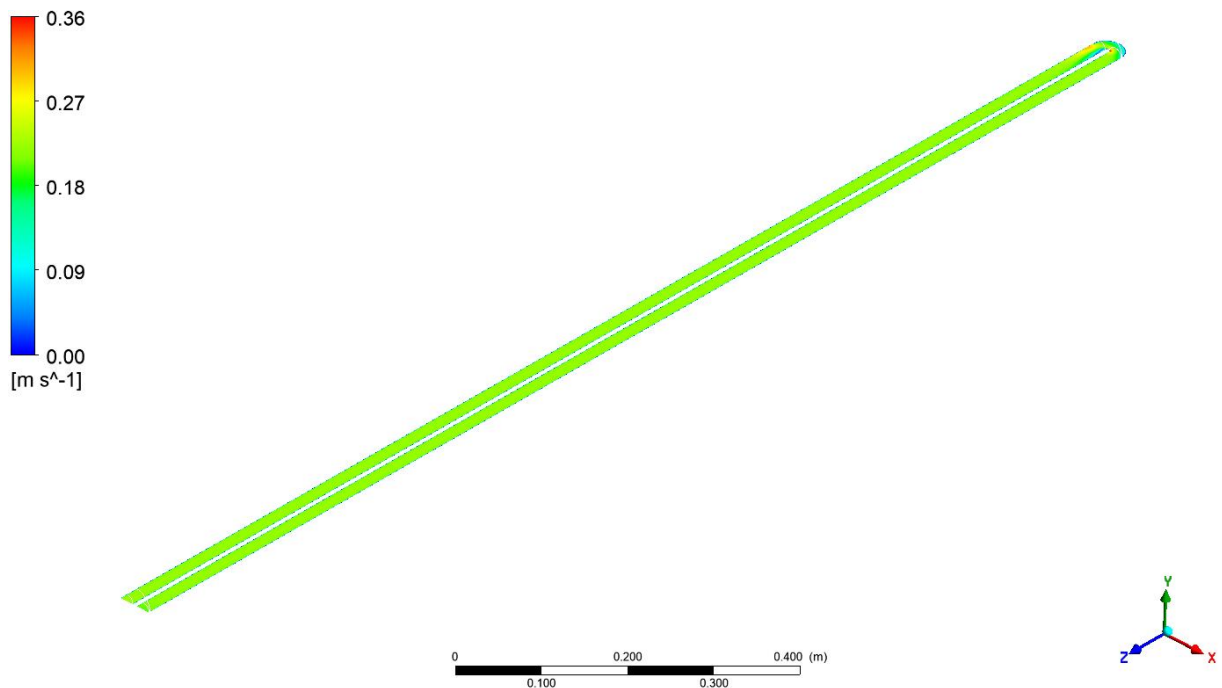


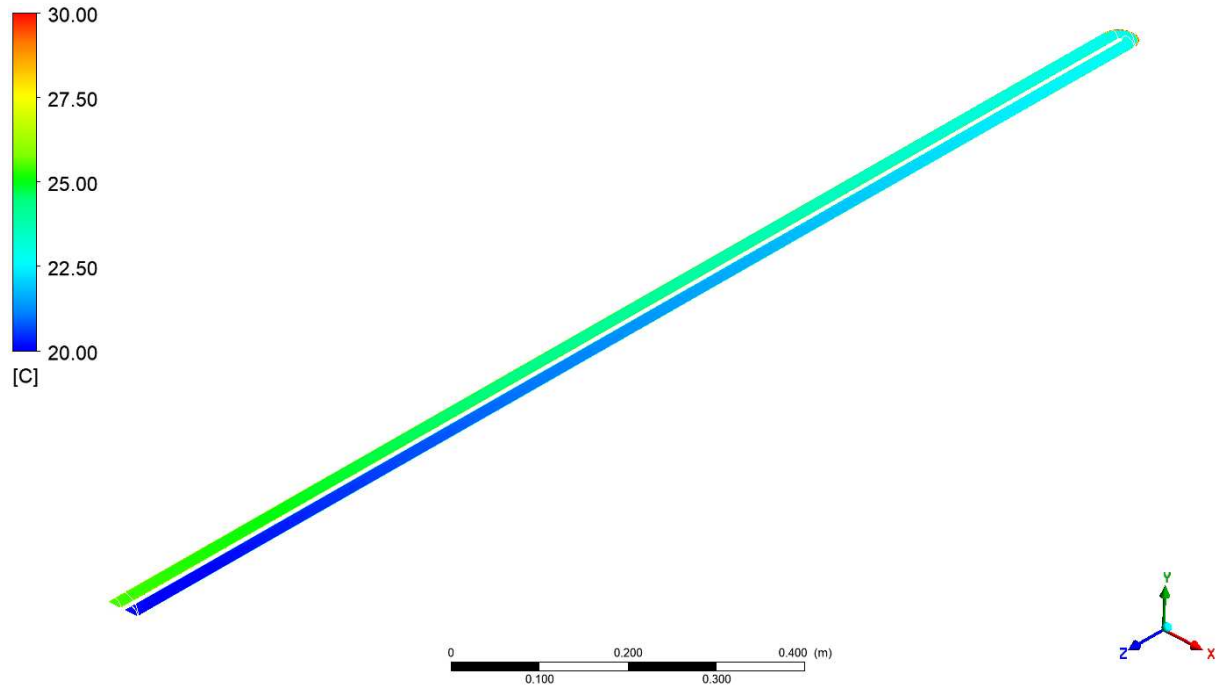
Figura 17 – Distribuição de velocidades no fluido interno – Caso III.



O ganho de temperatura no Caso III foi de 3,6 °C (Figura 18), com uma taxa de calor absorvida de 849,5 W, e uma eficiência térmica de 98%. Portanto, esse sistema de transferência de calor apresentou desempenho semelhante ao Caso I e eficiência superior ao Caso II,

considerando as mesmas condições de operação. O número de Nusselt obtido foi de 31,11 para esse caso.

Figura 18 – Distribuição de temperaturas no escoamento interno ao tubo em U – Caso III.



Temperatura média do fluido externa em regime de convecção natural foi de 65,15 °C, verificando-se extremos de temperaturas nas superfícies entre 137,8 e 54,59 °C. Nesse caso, a convecção natural ocorre de forma não estratificada possivelmente devido a diferença de temperatura entre a parte superior do tubo (Figura 19) e a parte inferior que recebe a taxa de calor por radiação de forma concentrada (Figura 20).

Figura 19 - Temperatura do volume de água preenchendo o tubo

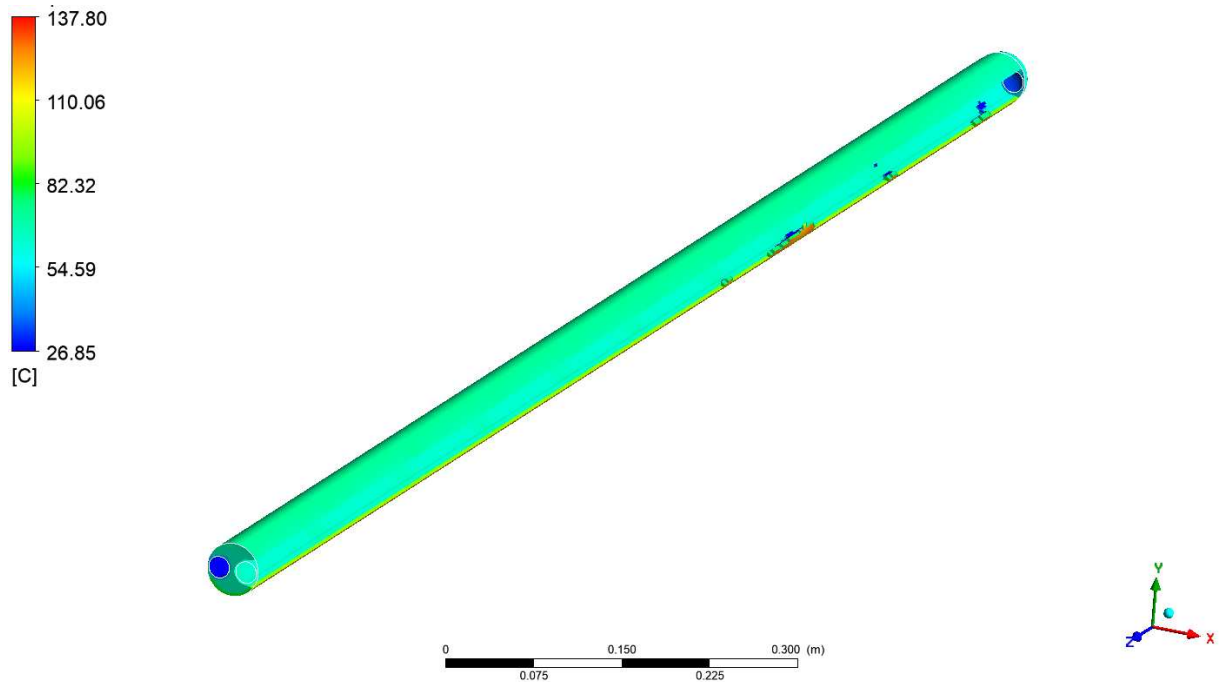
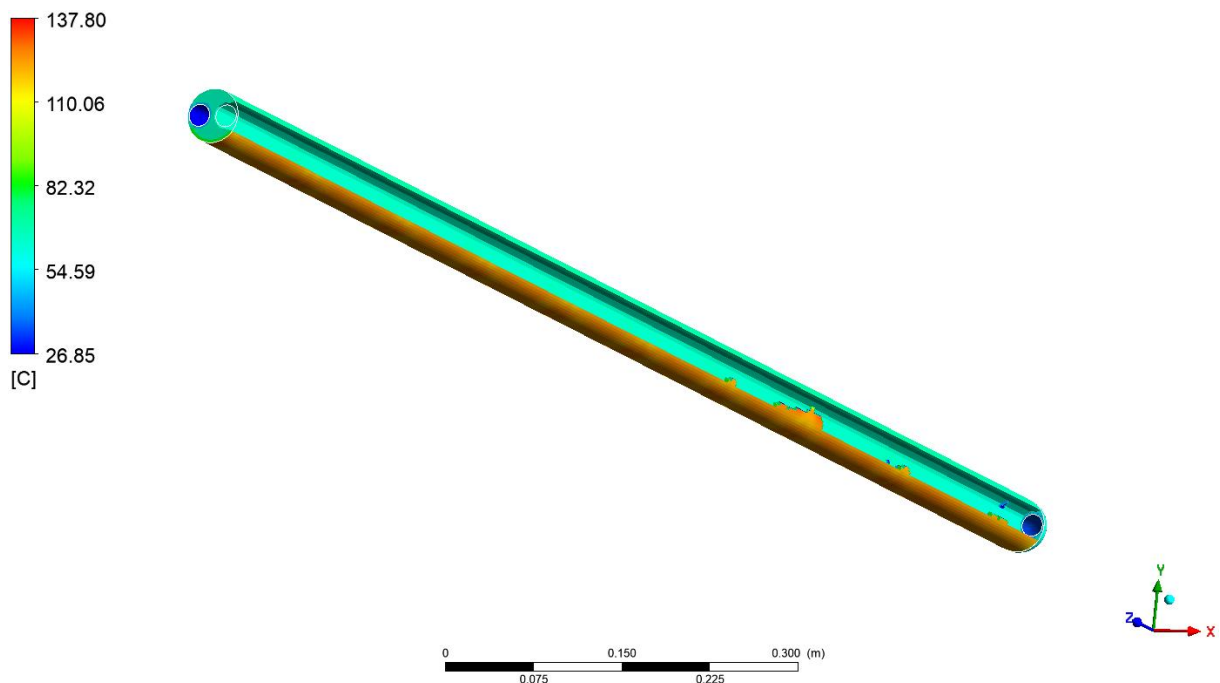


Figura 20 - Temperatura volume de água (Parte inferior)



As grandezas importantes para as análises comparativas dos fenômenos de escoamento e transferência de calor foram sumarizadas na Tabela 3. Verifica-se que o menor fator de atrito foi verificado para o Caso I e isto está diretamente relacionado a hidrodinâmica, visto que o

fluido retorna por uma seção anular com menor gradiente de velocidade radial e, conseqüente, resulta uma menor tensão de cisalhamento. Assim como o número de Nusselt, o fator de atrito obtido na simulação também foi utilizando para validação do modelo implementado, conforme metodologia proposta por Bitam et al. (2018).

Tabela 3 – Grandezas avaliadas.

Grandezas	Caso I	Caso II	Caso III
Temperatura na saída (K)	296,5	294,3	296,8
Temperatura na entrada (K)	293,1	293,1	293,2
Ganho de temperatura (K)	3,400	1,200	3,600
Vazão mássica entrada ($\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$)	5,671e-2	5,666e-2	5,583e-2
Vazão mássica saída ($\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$)	5,894e-2	5,665e-2	5,583e-2
Calor específico na entrada ($\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$)	4182	4182	4182
Calor específico na saída ($\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$)	4182	4182	4182
Taxa de calor absorvido (W)	804,6	262,4	839,4
Radiação total recebida na parede (W)	829,0	877,3	849,5
Temperatura média na parede (K)	296e	653,3	297,0
Área de entrada (m^2)	2,804e-4	2,804e-4	2,804e-4
Área da parede (m^2)	0,255	0,261	0,251
Coefficiente de transferência de calor ($\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$)	349	390,1	2082
Viscosidade dinâmica (Pa·s)	8,899e-4		
Condutividade térmica ($\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$)	0,607		
Reynolds	4256	4256	4256
Nusselt	5,900	30,20	31,10
Massa específica ($\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$)	997,0		
Velocidade de Entrada ($\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$)	0,200		
Fator de Atrito	0,0406	0,0337	0,0458

4 CONCLUSÕES

A partir das análises realizadas e dos resultados obtidos para os casos estudados é possível concluir que:

- Em relação a parte construtiva, a geometria mais simples é a referente ao Caso I, visto que apresenta apenas um seguimento de tubo e uma menor demanda de material para confecção do circuito térmico;
- Apesar das simulações terem sido realizadas para apenas uma velocidade ($0,2 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$), a geometria que melhor se adequaria a uma condição de operação em maior velocidade seria a descrita no Caso I, devido a uma maior área de contato entre o fluido de trabalho e a superfície absorvedora de energia;
- O Caso III apresentou um maior ganho de temperatura entre a entrada e a saída ($3,6 \text{ }^\circ\text{C}$), no entanto é uma geometria mais complexa em termos construtivos. Existe ainda o fato de o líquido estático pressurizar o interior do tubo causando assim uma condição que pode ocasionar em danos a estrutura de vidro do tubo a vácuo.
- Uma maior eficiência no Caso II poderá ser atingida com o aumento da espessura no meio condutor, uma vez que a transferência de calor ocorre de forma perpendicular à sua área de seção transversal;
- A maior taxa de calor absorvido foi verificada para o Caso III, atingindo $839,4 \text{ W}$. Os Casos I e II apresentaram taxas correspondentes a $95,9 \%$ e $31,3 \%$ em relação ao valor máximo encontrado no Caso III, respectivamente.
- De forma conjunta, é possível concluir que a geometria I (Caso I) seria a mais indicada para uma aplicação, pois apresentou elevada eficiência térmica (97%) e é de fácil construção, quando comparada as demais analisadas.

REFERÊNCIAS

- ABDULHAMED, A. J. et al. Review of solar parabolic-trough collector geometrical and thermal analyses, performance, and applications. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, 2018.
- ANSYS, I. ANSYS® Academic Research. **ANSYS CFX-Solver Modeling Guide**, 2019.
- BITAM, E. W. et al. Numerical investigation of a novel sinusoidal tube receiver for parabolic trough technology. **Applied Energy**, 2018.
- CHENG, Z. D.; HE, Y. L.; CUI, F. Q. Numerical study of heat transfer enhancement by unilateral longitudinal vortex generators inside parabolic trough solar receivers. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 55, n. 21–22, p. 5631–5641, out. 2012.
- EPE. **Balanco Energético Nacional 2019 - Relatório Síntese / Ano Base 2018**. Rio de Janeiro: Empresa de Pesquisa Energética/ Ministério de Minas e Energia, 2019.
- GONG, X. et al. Heat transfer enhancement analysis of tube receiver for parabolic trough solar collector with pin fin arrays inserting. **Solar Energy**, 2017.
- HUANG, Z. et al. Numerical investigations on fully-developed mixed turbulent convection in dimpled parabolic trough receiver tubes. **Applied Thermal Engineering**, 2017.
- IEA. **Agency International Energy - World Energy Balances**. Disponível em: <<https://www.iea.org/statistics/balances/>>. Acesso em: 20 out. 2019.
- KALOGIROU, S. A. **Solar thermal collectors and applications** *Progress in Energy and Combustion Science*, 2004.
- KURŞUN, B. Thermal performance assessment of internal longitudinal fins with sinusoidal lateral surfaces in parabolic trough receiver tubes. **Renewable Energy**, v. 140, p. 816–827, set. 2019.
- MWESIGYE, A.; BELLO-OCHEDE, T.; MEYER, J. P. Heat transfer and thermodynamic performance of a parabolic trough receiver with centrally placed perforated plate inserts. **Applied Energy**, 2014.
- NETO, J. H. M. et al. Experimental test of the parabolic trough solar collectors of the first demonstration testing facility of Brazil using the QDT model. **Applied Thermal Engineering**, 2019.
- SANDÁ, A.; MOYA, S. L.; VALENZUELA, L. Modelling and simulation tools for direct steam generation in parabolic-trough solar collectors: A review. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, 2019a.
- SANDÁ, A.; MOYA, S. L.; VALENZUELA, L. Modelling and simulation tools for direct steam generation in parabolic-trough solar collectors: A review. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 113, p. 109226, out. 2019b.
- SORIA, R. et al. Modelling concentrated solar power (CSP) in the Brazilian energy system: A

soft-linked model coupling approach. **Energy**, 2016.

YILMAZ, İ. H.; MWESIGYE, A. Modeling, simulation and performance analysis of parabolic trough solar collectors: A comprehensive review. **Applied Energy**, 2018.

ZOU, B. et al. An experimental investigation on a small-sized parabolic trough solar collector for water heating in cold areas. **Applied Energy**, 2016.

CAPÍTULO 3

Desempenho óptico e térmico de um sistema de calha parabólica, com e sem rastreamento solar, em diferentes estações climáticas

Desempenho óptico e térmico de um sistema de calha parabólica, com e sem rastreamento solar, em diferentes estações climáticas

RESUMO

O coletor solar parabólico (PTC) tem sido aplicado em todo o mundo como a tecnologia mais econômica e desenvolvida na área de concentração de energia solar (CSP). Sendo assim, o objetivo do trabalho foi avaliar as eficiências óptica, térmica e analisar economicamente a produção e armazenamento de energia térmica por um coletor parabólico, com e sem o rastreamento solar. Foi desenvolvido um protótipo de uma calha parabólica, sendo avaliado durante o inverno e o verão. A estimativa de rendimento óptico do sistema foi realizado com o algoritmo de traçado de raios de Monte Carlo e validados com a literatura científica disponível. O rendimento térmico instantâneo foi calculado a partir da medição experimental do ganho de temperatura do sistema de armazenamento de energia térmica e da componente de radiação solar direta, sendo adotado o padrão ASHARAE. Os resultados demonstraram eficiências ópticas e térmicas muito baixas para os sistemas sem rastreamento. Os sistemas com rastreamento obtiveram ganhos de energia úteis de até 123,5% no inverno e até 110,15% no verão em comparação ao sistema sem rastreamento. A análise econômica indica um custo nivelado de energia (LCOH), para o sistema com rastreamento solar de 0,56 US\$ kWh⁻¹ e para o sistema sem rastreamento de 2,26 US\$ kWh⁻¹. Com isso, do ponto de vista técnico e econômico, o PTC com rastreamento apresenta grandes atrativos quando comparado ao sistema sem rastreamento que utiliza sistema de bombeamento de fluido térmico.

Palavras-chave: Coletor parabólico, inverno, verão, energia solar, concentrador solar, traçado de raios de Monte Carlo

1 INTRODUÇÃO

Os coletores de calha parabólica (em inglês: *Parabolic Trough Collectors* - PTC) são a tecnologia mais madura de sistemas solares concentrados (CSP), considerando a operação em média a altas temperaturas. Segundo Zhang et al. (2020), o uso dos PTC representam mais de 80% de toda a capacidade instalada dentre os sistemas CSP.

O PTC é um concentrador solar com foco linear, que consiste em um refletor parabólico (superfície reflexiva) e um tubo receptor, composto por um envelope de vidro e um tubo absorvedor de metal com superfície seletiva, que melhora a absorção de energia. Para o fornecimento de fluidos a altas temperaturas e visando minimizar perdas de calor e oxidações desse revestimento, a região compreendida entre o envelope de vidro e o tubo absorvedor é conservado a vácuo. A radiação solar que incide na superfície reflexiva parabólica é concentrada no absorvedor, fixado no foco da parábola, absorvidas pelo revestimento seletivo e transferidas para o fluido térmico (HTF) que escoar dentro do tubo (ZOU et al., 2019). Logo, o calor obtido pelo HTF pode ser usado de forma direta ou indireta, como por exemplo para a geração de energia elétrica (KALUBA; MOHAMAD; FERRER, 2020)

Além das condições operacionais, ambientais, robustez estrutural e confiabilidade, o desempenho de um coletor parabólico, dependente particularmente da qualidade óptica do refletor e da tecnologia empregada na construção do receptor, principalmente de suas características para diminuir perdas térmicas. Portanto, a eficiência global desses sistemas depende da eficiência óptica, definida como a fração da energia solar que chega no receptor, e da eficiência térmica, que é a fração da energia recebida utilizada para aumentar a temperatura do fluido de transferência de calor (VOUROS et al., 2020).

A análise das eficiências ópticas e térmicas do PTC tem sido objeto de pesquisa de uma série de estudos. Expressões analíticas foram desenvolvidas, para a estimar a irradiância no receptor (JETER, 1987). Dessa forma, essas equações são utilizadas em pesquisas recentes, com a intenção de validar suas análises (YANG et al., 2020). Outra metodologia empregada para a previsão da eficiência óptica do PTC são algoritmos de *Monte Carlo Ray Tracing* (MCRT) (FAN et al., 2018). Este algoritmo tem sido amplamente adotado para estudar as características ópticas de CSP (HOSEINZADEH; KASAEIAN; BEHSHAD SHAFII, 2018; ZOU et al., 2017) e tem demonstrado ser muito eficiente, preciso e flexível (ZOU et al., 2019). Existem diversos programas computacionais disponíveis na literatura que utilizam a técnica MCRT, por exemplo SolTrace, ASAP, Opticad, SimulTrough e TracePro. A metodologia de

Monte Carlo, pode ser aplicada escrevendo seus próprios códigos ou utilizando os *softwares* de rastreamento de raios mencionadas (YILMAZ; MWESIGYE, 2018). Dentre essas ferramentas o programa Soltrace se destaca por ser desenvolvido e distribuído gratuitamente pelo Laboratório Nacional de Energia Renovável do Departamento de Energia dos Estados Unidos da América e operado pela *Alliance for Sustainable Energy*, sendo usado para modelar sistemas de concentração de energia solar (CSP) e analisar seu desempenho óptico (NREL, 2020). No trabalho de Kincaid et al. (2018), o programa Soltrace foi empregado em um estudo comparativo do desempenho óptico de três projetos de coletores CSP (Fresnel, calha parabólico e torre central). O trabalho de Yang et al. (2020), também foi utilizado o programa Soltrace para determinar a eficiência óptica e investigar a viabilidade de um novo coletor solar para ser instalado em telhados de edifícios para geração de calor e usado em aplicação em processos industriais.

Para a avaliação do desempenho térmico, além de equações obtidas de balanços de energia, muitos trabalhos utilizam o padrão ASHARAE para teste dos coletores concentradores. Em trabalho realizado por Jaramillo et al. (2013), foram avaliados três PTC com ângulo de arco de 90° e dois com ângulo de arco de 45°, utilizando o padrão ASHRAE 93–1986. Em outros trabalhos, a metodologia de teste do PTC também seguiram a mesma norma (CHAFIE et al., 2016; COCCIA; DI NICOLA; SOTTE, 2015; REDDY; ANANTHSORNARAJ, 2020).

Uma das vantagens da tecnologia PTC é a possibilidade do armazenamento de energia térmica em grande escala e de baixo custo quando comparado à outras formas de energia (KUMARESAN; SRIDHAR; VELRAJ, 2012). Em relação a escalas dos sistemas investigados, trabalhos relatam sistema PTC de grande porte (VALENZUELA; LÓPEZ-MARTÍN; ZARZA, 2014; YUANJING et al., 2020) e de pequeno porte (CHAFIE et al., 2016; YANG et al., 2020).

Um ponto muito importante para os sistemas que trabalham com concentração de energia solar, são os sistemas de rastreamento. Segundo Yao et al. (2014) sistemas de rastreamento solar de baixa precisão não devem ser usados em CSP, pois sua precisão pode levar a uma grande perda de energia solar interceptada pelo receptor.

Os métodos de rastreamento relatados na literatura são comparados em relação a radiação solar direta coletada (KALOGIROU, 2014). Essa comparação é realizada utilizando como padrão o rastreamento de dois eixos, por apresentar maior captação de radiação, devido ao fato de minimizar o ângulo de incidência solar ao máximo. Na Tabela 1, pode-se verificar que dentre os rastreadores de único eixo, os de eixo polar e o de eixo horizontal N-S são os mais adequados, devido ao desempenho de captação de radiação solar próximo ao de dois eixos (KALOGIROU,

2014). A maioria dos coletores parabólicos adota o eixo focal Norte-Sul e somente rastreia o ângulo do azimute solar ao invés do ângulo de elevação solar. Estes dois ângulos determinam o ângulo de incidência dos raios solares que representa o ângulo entre os raios de sol e o vetor normal para a abertura da superfície do coletor (QU et al., 2017).

Tabela 1 – Comparação da energia recebida de métodos de rastreamento.

Modo de rastreamento	Energia solar recebida (kWh.m ⁻²)			Porcentagem do rastreamento completo (%)		
	E	SV	SI	E	SV	SI
Dois eixos	8,43	10,60	5,70	100	100	100
L-O polares	8,43	9,73	5,23	100	91,7	91,7
N-S horizontais	7,51	10,36	4,47	89,1	97,7	60,9
L-O horizontais	6,22	7,85	4,91	73,8	74	86,2

E = equinócios, SV = solstício de verão, SI = solstício de inverno

Fonte: (KALOGIROU, 2014)

No trabalho desenvolvido por Qu et al. (2017) foi utilizado um sistema de calha parabólica com uma estratégia de rastreamento de eixo rotativo obtendo uma redução de perda de cosseno experimental de 10.3%, e a eficiência do sistema foi aumentada de 41,4% para 49,6%.

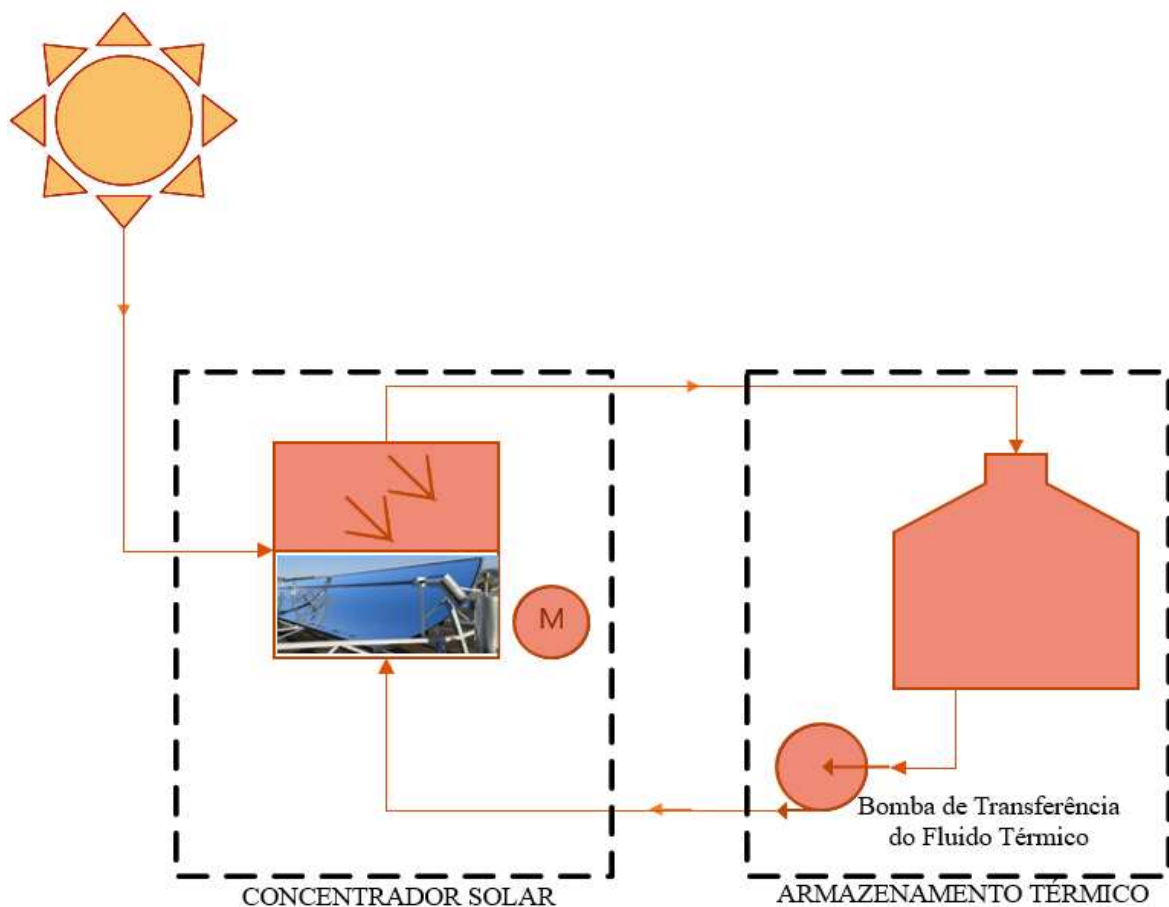
Em pesquisa realizada por Peng et al. (2013), foram comparadas duas estratégias de rastreamento de um PTC, de eixo único e de eixo rotativo. Os resultados mostraram que com o sistema de eixo rotativo, o campo solar poderia diminuir em 4% o seu tamanho. A eficiência anual no campo solar do sistema de rastreamento de eixo rotativo pode chegar a cerca de 59%, o que é cerca de 4% maior do que o sistema de rastreamento de eixo único.

Devido as vantagens da utilização dos PTC, o presente trabalho teve por objetivo avaliar as eficiências óptica e térmica, e analisar economicamente a produção e armazenamento de energia térmica por um coletor parabólico, com e sem o rastreamento solar, durante o verão e o inverno. Adicionalmente, este trabalho visa comparar o sistema PTC nessas duas condições de operação, visto que existem poucos relatos acerca da relação custo-benefício desses sistemas, sobretudo visando aplicações em pequena escala.

2. MATERIAL E MÉTODOS

O experimento foi realizado no Laboratório de Biocombustíveis do Departamento de Engenharia Agrícola da Universidade Federal de Viçosa. As estruturas físicas do sistema foram projetadas e construídas pelo autor do trabalho, no Laboratório de Prototipagem da mesma instituição. O protótipo construído é composto por uma calha parabólica e um sistema de armazenamento térmico, como esquematizado na Figura .

Figura 1 - Partes constituintes do protótipo



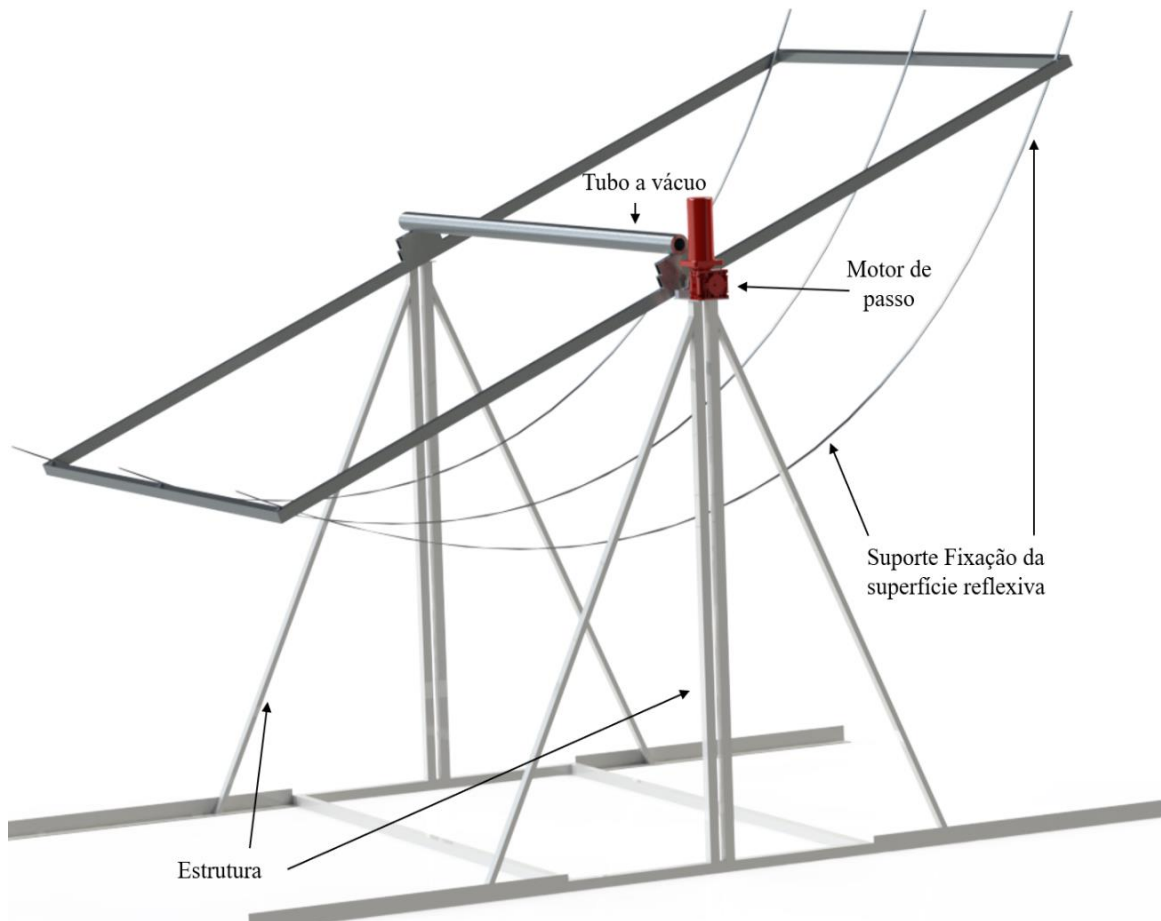
A validação e testes do protótipo foram realizados durante o inverno de 2020 e o verão de 2021. A escolha dessas estações se justifica por apresentarem condições climáticas bem opostas em relação a temperatura ambiente e radiação solar.

A avaliação do sistema de rastreamento solar foi realizada com a comparação entre um rastreamento de único eixo (Leste-Oeste) e a calha totalmente estática no ângulo de incidência solar de meio dia, onde se observa a maior radiação solar diária.

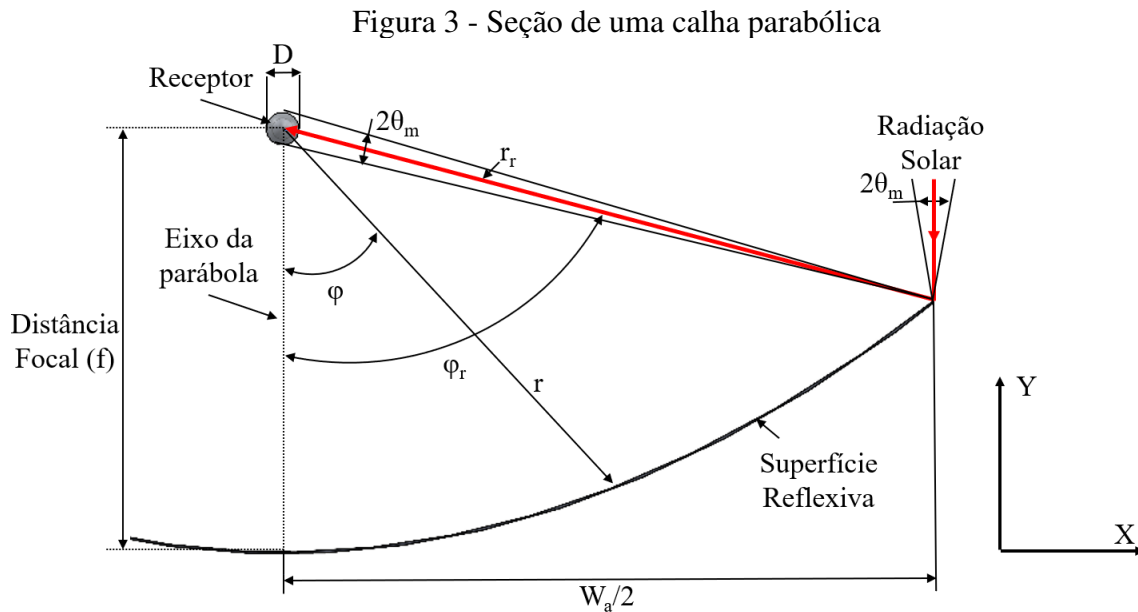
2.1. Concentrador solar e armazenamento térmico

A estrutura de suporte da calha parabólica foi construída com tubo quadrado de aço carbono (30x30 mm), 1,25 mm de espessura e cantoneiras (35x35 mm) com 2,65 mm de espessura. Toda a estrutura foi soldada com eletrodo revestido E6013 de 2,5 mm. Para se obter uma estrutura com menor massa, o suporte de fixação da superfície reflexiva (coletor de energia) foi construído com perfil retangular de alumínio 35 x 25 mm (CG-012) e barras chatas de alumínio 15,87 x 3,18 mm, para criação da geometria parabólica pretendida. Para fixação das peças de alumínio utilizou-se rebites de empuxo 310 de alumínio. Para a movimentação do sistema de rastreamento da calha, foi empregado um motor de passo NEMA 23 de 30 kgf de torque máximo acoplado a um caixa de engrenagem NMRV030 com relação de redução de 1:50. Como receptor de calor, foi utilizado um tubo a vácuo para aquecedor solar residencial de 1800 mm de comprimento e 58 mm de diâmetro externo e 47 mm de diâmetro interno, sendo este alocado na linha focal da parábola. Os componentes descritos, podem ser visualizados na Figura 2.

Figura 2 – Estrutura do concentrador solar



A seção transversal contendo a calha parabólica e o tubo receptor é apresentada na Figura 3, destacando-se as variáveis de projeto da geometria da superfície reflexiva (KALOGIROU, 2014).



A equação da parábola pode ser escrita em função das coordenadas cartesianas x e y e a distância focal f (Equação 1).

$$y=4fx \quad (1)$$

O diâmetro do receptor (D), necessário para interceptar toda a radiação solar concentrada pode ser calculado pela Equação 2.

$$D = 2r_r \sin(\theta_m) \quad (2)$$

Em que θ_m é o semiângulo de aceitação em graus.

Para a superfície parabólica, o raio r , pode ser descrito pela Equação 3.

$$r = \frac{2f}{1 + \cos(\varphi)} \quad (3)$$

Em que φ é o ângulo entre o eixo da parábola e o feixe refletido no foco. Esse ângulo pode variar de 0 a φ_r .

O arco de abertura da parábola (W_a), é um outro parâmetro importante para a construção da geometria. Este parâmetro pode ser calculado utilizando o ângulo de arco (φ_r), que

representa o ângulo formado entre o eixo da parábola e seu raio máximo, e o valor da distância focal f (Equação 4).

$$W_a = 4f \tan\left(\frac{\varphi_r}{2}\right) \quad (4)$$

A razão de concentração para um receptor com formato tubular (C), é calculada pela Equação 5.

$$C = \frac{W_a}{\pi D} \quad (5)$$

Para o cálculo do material necessário para construção da superfície parabólica, é essencial se calcular o comprimento da curva da parábola (S), que pode ser obtida pela Equação 6.

$$S = \frac{W_a}{2} \left\{ \sec\left(\frac{\varphi_r}{2}\right) \tan\left(\frac{\varphi_r}{2}\right) + \ln \left[\sec\left(\frac{\varphi_r}{2}\right) + \tan\left(\frac{\varphi_r}{2}\right) \right] \right\} \quad (6)$$

Para a construção da superfície reflexiva, utilizou-se chapas lisas de alumínio de 2 m x 1 m e de 0,5 mm de espessura. Essas chapas foram fixadas a estrutura da calha utilizando rebites de empuxo 310 (Figura 4a). Nessas chapas, foram coladas películas reflexivas com reflexividade maior que 0,95 (Figura 4b). Formando assim, a superfície reflexiva do concentrador parabólico.

Figura 4 – Superfície da calha (coletor): (a) chapas de alumínio liso, e (b) película reflexiva instalada.



(a)



(b)

Na Tabela 2 estão organizadas as grandezas características da geometria parabólica construída no protótipo, bem como as informações sobre as características da película reflexiva e as do tubo a vácuo (absorvedor de calor).

Tabela 2 - Características geométricas do sistema de calha parabólica e tubo absorvedor

Especificações	Símbolo	Valor
Comprimento (mm)	L	1700
Abertura da parábola (mm)	W_a	3000
Distância focal (mm)	f	750
Comprimento do arco (mm)	S	3440
Ângulo de aro (°)	φ_r	90
Razão de Concentração	C	20,4
Diâmetro interno do receptor (mm)	D_i	47
Diâmetro externo do receptor (mm)	D_e	58

Para o armazenamento do calor absorvido do sol, foi construído um reservatório como sistema de armazenamento térmico (SAT) e uma estrutura em altura compatível com a calha. Na montagem do reservatório, utilizou-se um tambor metálico de 200 litros de capacidade, sendo isolado termicamente, com uma manta cerâmica com espessura de 25 mm e densidade 64 (Figura 5.a). O SAT foi impermeabilizado pelo seu recobrimento com uma manta asfáltica aluminizada (Figura 5.b). A estrutura de sustentação do SAT, foi construída com tubo quadrado de aço carbono (30x30 mm) com 1,25 mm de espessura e barras chatas de aço carbono 15,87 x 3,18 mm. Toda a estrutura é soldada com eletrodo revestido E6013 de 2,5 mm. O reservatório, apresenta dois pares de entrada e saída em faces opostas, para se conectar a calha para o aquecimento do fluido térmico e para o acoplamento de possível aplicação desse calor armazenado. Na Figura 6, se pode ver o projeto do sistema de armazenamento térmico completo.

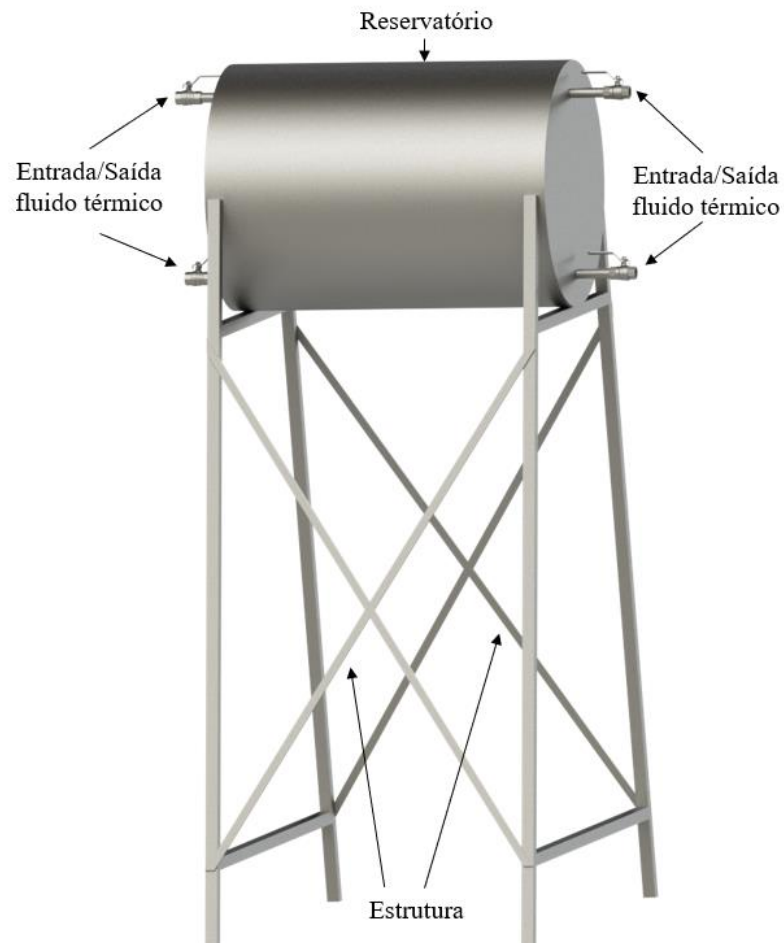
Figura 5 - Revestimento do reservatório: (a) Manta cerâmica; (b) Manta asfáltica.



(a)

(b)

Figura 6 - Armazenamento térmico



O sistema de armazenamento foi caracterizado utilizando o coeficiente global de transferência de calor U_s (Equação 7) (BARBOSA et al., 2020).

$$U_s = \left[\left(\frac{mC_p}{\Delta t} \right) \ln \left(\frac{T_{i,m} - T_{a,m}}{T_{f,m} - T_{a,m}} \right) \right] \quad (7)$$

Em que:

- m Massa de fluido térmico em kg;
- C_p Calor específico à pressão constante do fluido em $\text{kJ kg}^{-1} \text{K}^{-1}$;
- Δt Intervalo de tempo observado em s;
- $T_{i,m}$ Temperatura inicial média do fluido durante o tempo observado em K;
- $T_{f,m}$ Temperatura final média do fluido durante o tempo observado em K;
- $T_{a,m}$ Temperatura média ambiente durante o tempo observado em K.

O fluido térmico adotado foi o óleo lubrificante SAE15W40 usado, para 100 °C e suas propriedades físicas são organizadas na Tabela 3 (AGARWAL; GOYAL; SRIVASTAVA, 2011; INCROPERA et al., 2008). Antes de ser colocado no sistema, o óleo teve sua massa medida.

Tabela 3 – Propriedades físicas do fluido térmico

Calor específico ($\text{kJ kg}^{-1} \text{K}^{-1}$)	Condutividade térmica ($\text{W m}^{-1} \text{K}^{-1}$)	Densidade (kg m^{-3})	Viscosidade Cinética ($\text{m}^2 \text{s}^{-1}$)
2,219	0,137	847	$14,1 \times 10^{-6}$

Para conexão entre o sistema de armazenamento térmico e o receptor, foi criado um suporte em aço carbono para encaixe da base do tubo a vácuo, no qual possui uma entrada e uma saída roscáveis de $\frac{3}{4}$ polegadas (Figura 7a). Esse suporte é composto internamente por um tubo de cobre de $\frac{3}{4}$ de polegadas, para direcionar o fluido até o final do receptor (Figura 7b). Para a conexão com o suporte do tubo a vácuo foi utilizado juntas giratórias em Z com diâmetro de $\frac{3}{4}$ de polegadas e mangueiras flexíveis de inox 304 com diâmetro de $\frac{3}{4}$ de polegadas e 1500 mm de comprimento. Essa conexão flexível é fundamental para que o sistema de rastreamento solar da calha possa se mover livremente, mantendo uma conexão segura para passagem do fluido térmico. Na Figura 8 é possível observar o esquema de acoplamento utilizado.

Figura 7 - Suporte de conexão do tubo a vácuo (Receptor): (a) parte interna e (b) esquema

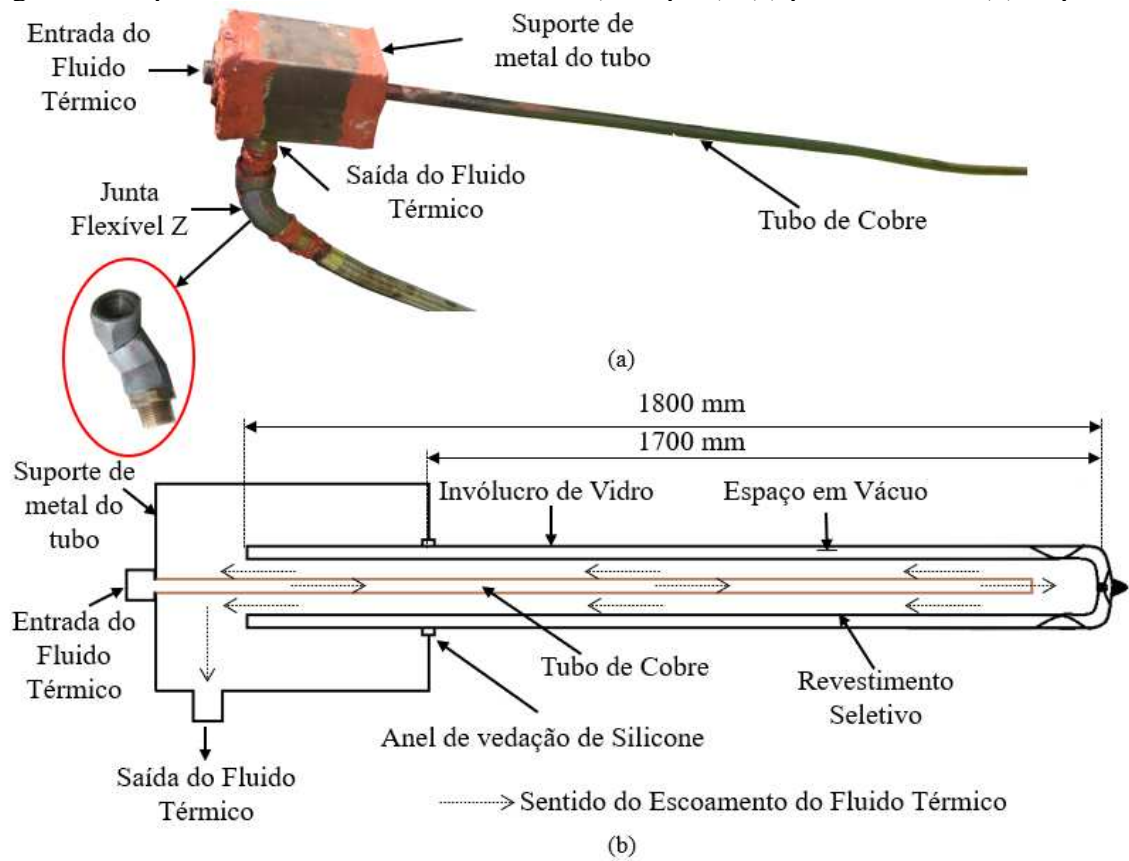
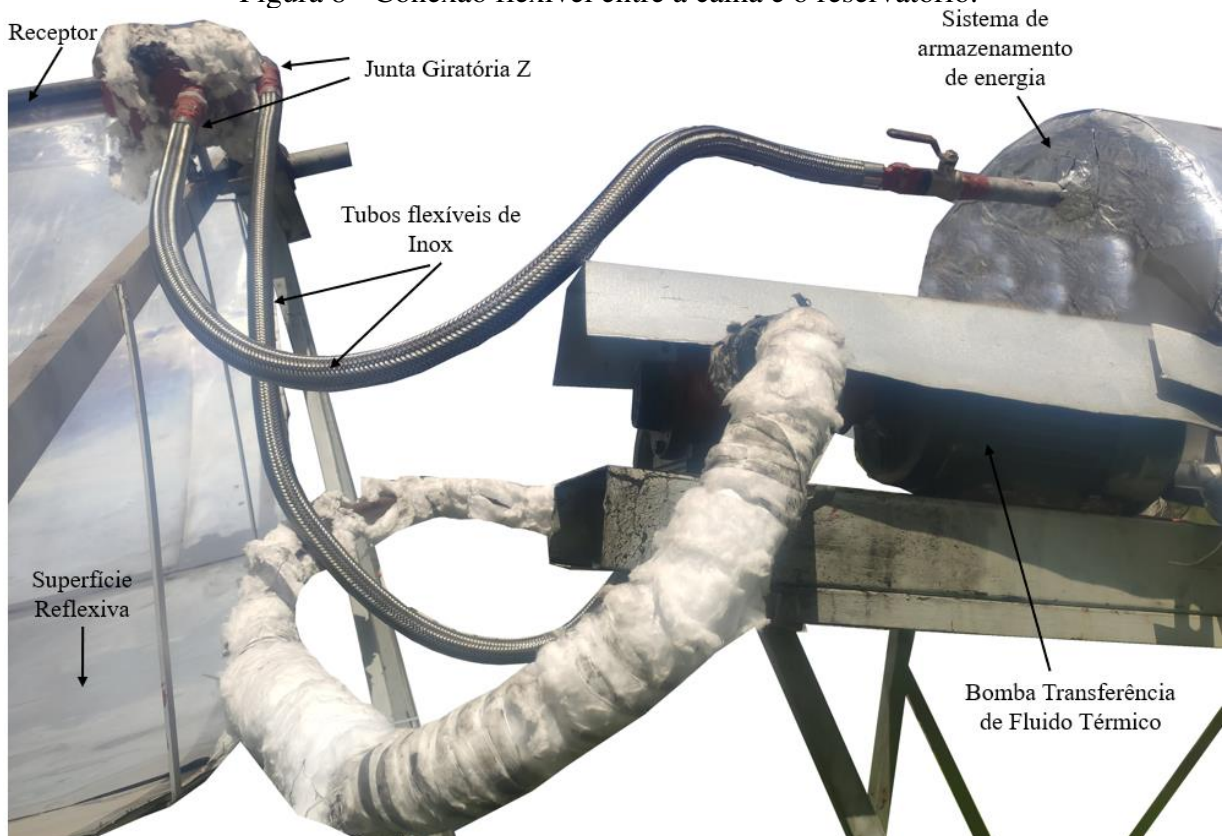


Figura 8 - Conexão flexível entre a calha e o reservatório.



2.2. Análise do desempenho óptico

A eficiência óptica (η_o , Equação 8) é a razão entre a energia absorvida no receptor (tubo a vácuo) pela energia incidente na abertura reflexiva do coletor. Esse parâmetro depende das propriedades ópticas dos materiais utilizados, da geometria da calha, e das imperfeições acarretadas pelo processo de fabricação (KALOGIROU, 2014).

$$\eta_o = \rho_o \tau_o \alpha_o \gamma_o \left\{ \left[1 - \left(\frac{A_l}{A_g} \right) \tan(\theta) \right] \cos(\theta) \right\} \quad (8)$$

Em que,

- ρ_o Refletância da superfície espelhada da calha;
- τ_o Transmitância da cobertura de vidro;
- α_o Absorbância do receptor;
- γ_o Fator de interceptação;
- θ Ângulo de incidência em graus;
- A_l Área sombreada do coletor em m^2 ;
- A_g Área externa de cobertura de vidro em m^2 .

Os erros associados a geometria parabólica da superfície reflexiva, são divididos em dois grupos erros aleatórios e não aleatórios. Estes erros são fundamentais para definir com precisão o desempenho óptico dos coletores parabólicos. No grupo dos erros aleatórios, que podem ser representados por distribuições normais de probabilidade (Equação 9), estão incluídos efeito de espalhamento devido a pequenos erros de inclinação (distorções causadas por ventos) e da superfície refletora, alterações aparentes na largura do sol e pequenos erros ocasionais de rastreamento. Já os erros não aleatórios ocorrem durante a fabricação, montagem e operação da calha. Podem ser definidos como erros no perfil do refletor, desalinhamento do receptor com o foco efetivo do refletor e desalinhamento da calha com o sol (posicionamento da calha) (GÜVEN; BANNEROT, 1986).

$$\sigma_{tot}^2 = \sigma_{sun}^2 + 4\sigma_{slope}^2 + \sigma_{track}^2 + \sigma_{mirror}^2 \quad (9)$$

Em que,

σ_{sun}	Desvio padrão da distribuição de energia do sol;
σ_{slope}	Distribuição de erros de inclinação;
σ_{track}	Distribuição de erros de rastreamento;
σ_{mirror}	Distribuição de erros por especulação;

Como alguns parâmetros teóricos são de difícil determinação (KALOGIROU, 2014). Nesse trabalho para investigar a eficiência óptica do sistema foi utilizado o algoritmo de Monte Carlo para traçar os raios solares, sendo implementada no programa computacional de modelagem óptica SolTrace.

2.3. Análise do desempenho térmico

A eficiência instantânea (η , Equação 12), de um sistema com concentração, é definida como a razão entre a energia útil (Q_u) recebida pelo fluido térmico (Equação 10), e a energia incidente contida na componente direta da radiação solar (Q_{sun}) (Equação 11) que atinge a área de abertura do concentrador (BARBOSA et al., 2020; KALOGIROU, 2014).

$$Q_u = m C_p (T_f - T_i) \quad (10)$$

$$Q_{sun} = G_B A_a t \quad (11)$$

$$\eta = \frac{Q_u}{Q_{sun}} = \frac{m C_p (T_f - T_i)}{A_a G_B t} \quad (12)$$

Em que:

m	Massa de fluido térmico em kg;
C_p	Calor específico à pressão constante do fluido em $\text{kJ kg}^{-1} \text{K}^{-1}$;
A_a	Área de abertura do concentrador em m^2 ;
T_f	Temperatura final do fluido térmico em K;
T_i	Temperatura inicial do fluido térmico em K;
G_B	Componente direta da radiação solar em W m^{-2} ;
t	Tempo em s.

Aplicando um balanço de energia no receptor é possível se calcular a energia térmica útil absorvida (Q_{u_abs} , Equação 13). Para calcular o fator de remoção (F_R) é utilizada a Equação 14 e o fator de eficiência do coletor (F') é calculado pela Equação 15. Para estimar as perdas térmicas do receptor, foi utilizado o coeficiente de perdas U_L (Equação 16), e o coeficiente global de transferência de calor (U_o) calculado na Equação 17. (KALOGIROU, 2014).

$$Q_{u_abs} = F_R [G_B \eta_o A_a - A_r U_L (T_{fluid} - T_{amb})] \quad (13)$$

$$F_R = \frac{m C_p}{A_r U_L} \left[1 - \exp \left(- \frac{U_L F' A_r}{m C_p} \right) \right] \quad (14)$$

$$F' = \frac{U_L}{U_o} \quad (15)$$

$$U_L = \left[\frac{A_r}{(h_w + h_{r,c-a}) A_g} + \frac{1}{h_{r,r-c}} \right]^{-1} \quad (15)$$

$$U_o = \left[\frac{1}{U_L} + \frac{D_o}{h_{htf} D_i} + \frac{D_o \ln(D_o / D_i)}{2k} \right]^{-1} \quad (17)$$

Em que:

- A_r Área do receptor em m²;
- A_g Área externa da cobertura de vidro em m²;
- η_o Rendimento óptico do concentrador;
- T_{fluid} Temperatura média do fluido em K;
- T_{amb} Temperatura média ambiente em K;
- h_w Coeficiente convectivo de transferência de calor do ar em W m⁻² K⁻¹;
- $h_{r,c-a}$ Coeficiente de radiação linearizado do vidro para o ambiente em W m⁻² K⁻¹;
- $h_{r,r-c}$ Coeficiente de radiação linearizado do receptor para o vidro em W m⁻² K⁻¹;
- h_{htf} Coeficiente convectivo de transferência de calor dentro do tubo receptor em W m⁻² K⁻¹;
- D_o Diâmetro externo do tubo receptor em m;
- D_i Diâmetro interno do tubo receptor em m;
- k Condutividade térmica do tubo (W m⁻¹ K⁻¹).

A eficiência térmica do coletor (η_{abs}) pode ser calculada dividindo-se a energia térmica útil absorvida ($Q_{u_{abs}}$) pela energia incidente (Q_{sun}) (Equação 18). Quando o coletor está operando sob condições fixas de radiação solar, velocidade do vento e temperatura pode-se escrever a Equação 18, como um modelo linear expressado nas Equações de 19 a 22 (BARBOSA et al., 2020). Isso é possível, pois, nessas condições, os fatores F_R e U_L são constantes (KALOGIROU, 2014).

$$\eta_{abs} = F_R \left[\eta_o - \frac{U_L}{C} \left(\frac{T_{fluid} - T_{amb}}{G_B} \right) \right] \quad (18)$$

$$\eta_{abs} = a + bT^* \quad (19)$$

$$a = F_R \eta_o \quad (20)$$

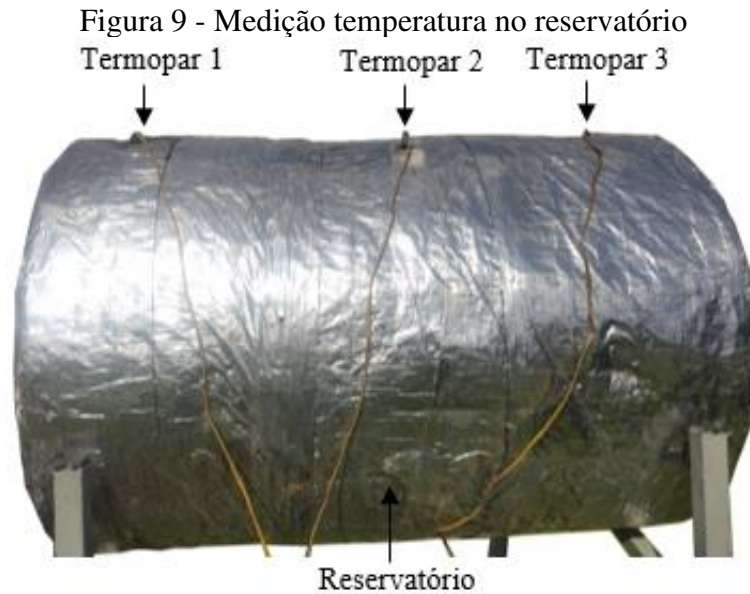
$$b = \left(-\frac{F_R U_L}{C} \right) \quad (21)$$

$$T^* = \left(\frac{T_{fluid} - T_{amb}}{G_B} \right) \quad (22)$$

Os testes de eficiência térmica do coletor solar, foram realizados seguindo a norma ASHARAE 93-1986, que fornece métodos de teste para determinar o desempenho térmico de coletores de energia solar que usam fluidos monofásicos. A norma se aplica a coletores solares não concentrados e concentradores. Com os valores encontrados nos testes, foram calculados os parâmetros F_R e U_L , por meio de uma regressão linear entre os valores da eficiência térmica do coletor e o parâmetro T^* .

2.4. Sistema de aquisição de dados

Para medição de temperatura foram utilizados quatro termopares (OMEGA Engineering, Tipo k, Brasil) com erros máximos obedecendo a norma ASTM E-230 (+/- 1,1°C ou +/- 0,4%). Três termopares, foram alocados em diferentes profundidades no fluido e ao longo do reservatório, para se medir a temperatura em pontos distintos da massa de óleo (Figura 9). Um termopar foi utilizado para medida da temperatura ambiente, fixada na estrutura do reservatório onde não havia incidência solar.



Para o condicionamento do sinal dos termopares foi utilizado um módulo de aquisição de dados com precisão de 0,1% do valor máximo da escala (ICP DAS CO. LTD., I-7018, China). Para comunicação entre o computador e o módulo de aquisição de dados foi utilizado um conversor RS485 para RS232 (ICP DAS CO. LTD., I-7520, China).

Os dados referentes a velocidade do vento nos dias do experimento, foram extraídos da estação meteorológica do Instituto Nacional de Meteorologia – INMET, localizada no campus da Universidade Federal de Viçosa, em Viçosa-MG.

A radiação global incidente em uma superfície é a soma das componentes difusa e direta da radiação solar. Essas componentes de radiação solar são usadas para se calcular a energia recebida por unidade de área superficial (fluxo) (DAL PAI et al., 2016). Para medição da radiação global foi utilizado um piranômetro de silício (Figura 10) com precisão de $\pm 10 \text{ Wm}^{-2}$ e resolução de $1,25 \text{ Wm}^{-2}$ (Onset Computer Corporation, S-LIB-M003, USA) (Figura 10). Para leitura do sensor foi utilizado um sistema de aquisição de dados compatível (Onset Computer Corporation, HOBO[®] Micro Station H21-USB, USA).

Figura 10 - Piranômetro para medição da radiação global.



Para medição da radiação difusa foi utilizado o método *Movable detector device* (MDD)(DE OLIVEIRA; MACHADO; ESCOBEDO, 2002). No método MDD é usado um suporte contendo um anel fixo, inclinado para o norte em um ângulo igual à latitude local, e uma área para o deslocado horizontal do sensor de radiação na direção norte-sul (Figura 11). Neste dispositivo, o deslocamento do piranômetro é realizado manualmente, e a posição do detector em relação à sombra é verificada visualmente. O piranômetro sombreado foi do tipo termopilha de primeira classe com sensibilidade de $14,61 \mu\text{V}(\text{Wm}^{-2})^{-1}$ e precisão de $\pm 5 \text{ Wm}^{-2}$ (Kipp & Zonen, CMP 6, The Netherlands) (Figura 11). Para o condicionamento do sinal do piranômetro foi utilizado um módulo de aquisição de dados com precisão de 0,1% do valor máximo da escala (ICP DAS CO. LTD., I-7018, China). A comunicação com o computador foi estabelecida utilizando um conversor RS485 para RS232 (ICP DAS CO. LTD., I-7520, China).

Figura 11 - Piranômetro sombreado para medição da radiação difusa.



A aplicação do método MDD necessita de uma correção nas medições feitas da componente difusa da radiação. Essa compensação se deve ao efeito de bloqueio causado pela faixa do anel de sombra. Para isso, o valor observado é multiplicado pelo fator de correção ($FC > 1$), definido pela equação 23 (DE OLIVEIRA; MACHADO; ESCOBEDO, 2002).

$$F_C = \left\{ 1 - \left[\frac{2r}{\pi R} \right] \cos \delta \left[\frac{\cos(\varphi + \delta)}{\cos \varphi} \right]^2 L \right\}^{-1} \quad (23)$$

O parâmetro L , e os ângulos da hora do pôr do sol (w_{SS}), de declinação solar (δ), zenital (φ_z) e horário (h) pode ser calculados pelas Equações 24 a 28 (KALOGIROU, 2014).

$$L = [w_{SS} \sin \varphi \sin \delta + \cos \varphi \cos \delta \sin w_{SS}] \quad (24)$$

$$w_{ss} = \cos^{-1}(-\tan \varphi \tan \delta) \quad (25)$$

$$\delta = 23,45 \sin \left[\frac{360}{365} (284 + N) \right] \quad (26)$$

$$\cos \varphi_z = \sin \varphi \sin \delta + \cos \varphi \cos \delta \cos h \quad (27)$$

$$h = (AST - 12) 15^\circ \quad (28)$$

Em que,

r	Largura do anel em m;
R	Distância do sensor ao anel em m;
N	Número de dias corridos do ano (dia);
φ	latitude local em graus;
AST	Hora solar local corrigida (h).

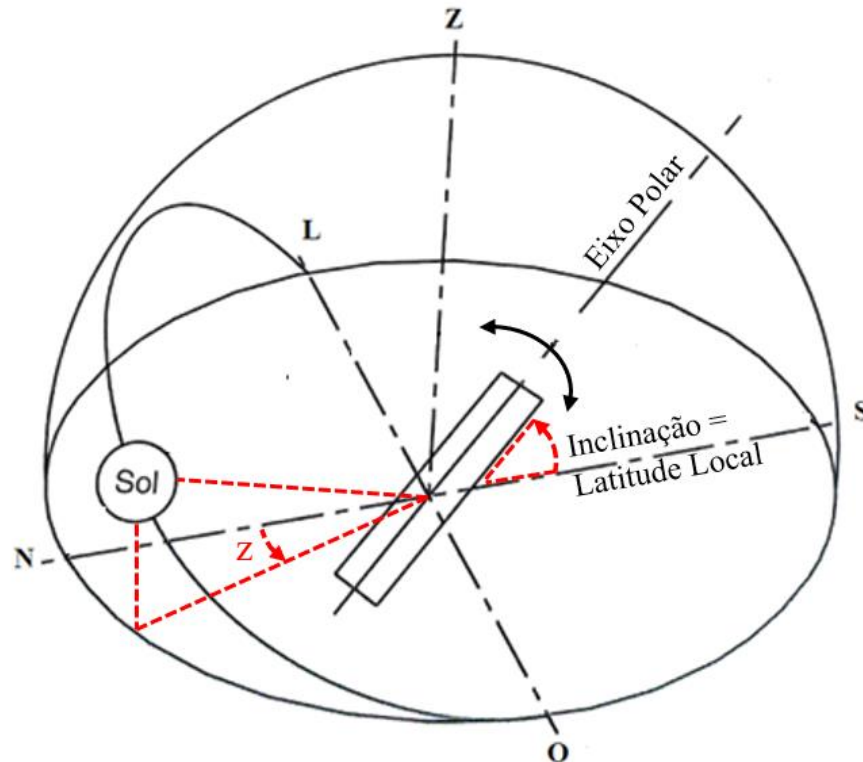
Os valores de r e R do dispositivo utilizado foram de 10 cm e 40 cm, respectivamente, e o FC varia de um máximo de 1,236 em janeiro, quando a faixa sombra está mais próxima do piranômetro, a um mínimo de 1,053 em junho, quando essa distância é maior e o bloqueio é mínimo.

A componente direta do fluxo da radiação solar foi calculada como a diferença entre os fluxos de radiação global e a radiação difusa medidas (MARQUES FILHO et al., 2016).

2.5 Sistema de rastreamento solar

O sistema de rastreamento solar utilizado nesse trabalho foi do tipo Eixo polar Norte – Sul com rastreamento Leste – Oeste. Nessa estratégia de rastreamento a calha é inclinada em ângulo igual a latitude local, e o sistema segue o sol ao longo do ângulo de azimute (TINA; GAGLIANO, 2011). Na Figura 12, se pode observar um esquema do posicionamento utilizado.

Figura 12 - Estratégia de rastreamento polar



Fonte: Adaptado de (KALOGIROU, 2014).

O ângulo azimutal (Z) é o ângulo dos raios solares medido no plano horizontal, a partir do Norte (Hemisfério Sul) (Equação 29). Esse ângulo varia, na parte da manhã de -90° à 0° (meio-dia solar) e de 0° a 90° , na parte da tarde (KALOGIROU, 2014).

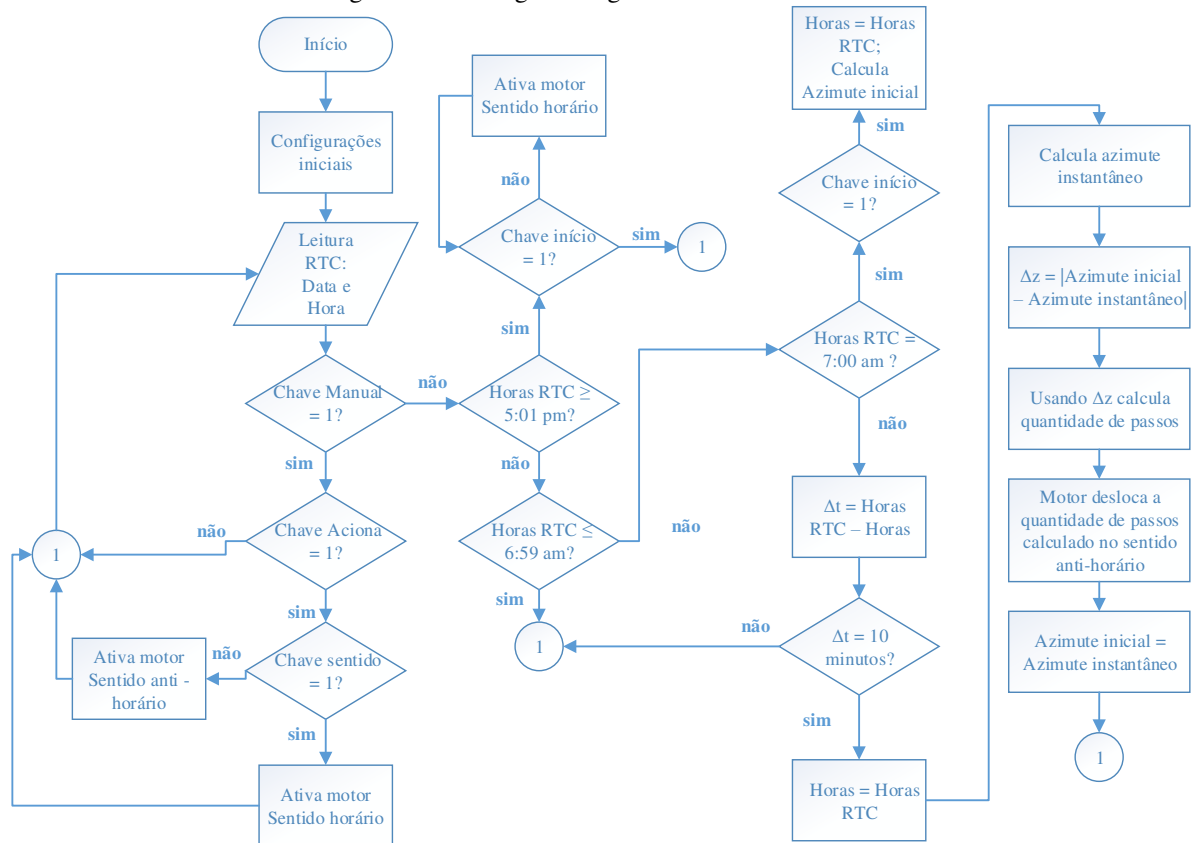
$$\text{sen}(Z) = \frac{\cos(\delta) \text{sen}(h)}{\cos(\alpha)} \quad (29)$$

O ângulo de altitude solar (α), pode ser calculado de acordo com a Equação 30.

$$\text{sen}(\alpha) = \cos(\varphi_z) - \text{sen}(\varphi) \text{sen}(\delta) + \cos(\varphi) \cos(\delta) \cos(h) \quad (30)$$

A lógica do algoritmo de rastreamento solar (Figura 13) foi baseada na variação do ângulo azimutal durante o dia. Para isso adotou-se um intervalo de tempo de 10 minutos para a atuação na posição da calha. Esse tempo foi determinado por experimentação em campo, durante esse período o tubo absorvedor se mantém no foco da calha. Não foram utilizados sensores de luminosidade, para diminuição de custos e maior precisão do equipamento.

Figura 13 - Fluxograma algoritmo de rastreamento



A posição inicial, horário de início do rastreamento (7:00 da manhã), foi determinado manualmente e uma chave fim de curso (Chave início) foi colocada nessa posição para indicar ao sistema de rastreamento o ângulo azimute desse horário. Com isso, o rastreamento começa a partir desse ponto e se movimenta de acordo com a variação azimutal diária. A precisão do motor de passo é de $1,8^\circ$ por passo, como este está acoplado a uma caixa de redução de 1:50, cada passo corresponde a um ângulo de $0,035^\circ$, com base nessa informação e a variação do azimute a cada 10 min, o sistema calcula o número de passos necessários que deve executar no sentido Leste-Oeste, o que representa a sua rotação no sentido anti-horário. Quando necessário, foram feitos ajustes finos na posição de forma manual. Quando o horário ultrapassava as 17:00, fim do rastreamento, o sistema movimentava o PTC novamente até a posição inicial.

2.6. Estimativa de incertezas nas medições

Erros e incertezas nas medições dos instrumentos utilizados dependem de muitos fatores. Essas incertezas estão relacionadas a precisão dos instrumentos selecionados, planejamento de condições de teste, calibração dos equipamentos, leitura e dos sistemas de condicionamento de sinais dos sensores. Para avaliar os resultados experimentais, a análise da incerteza é indicada (JIANG; HU; IBRAHIM, 2020). Os valores de incerteza total (W_R) são calculados usando a Equação 31 (AĞBULUT, 2018).

$$W_R = \left[\left(\frac{\partial R}{\partial X_1} w_1 \right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial X_2} w_2 \right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial R}{\partial X_n} w_n \right)^2 \right]^{1/2} \quad (31)$$

Em que,

w_1, w_2 e w_n	Incetezas das variáveis independentes;
R	Função incerteza;
X_1, X_2 e X_n	Variáveis independentes.

2.7. Análise econômica

Foi calculado o custo nivelado de energia térmica (LCOH) para análise do sistema com e sem rastreamento (Equação 32). Nessa equação são contabilizados o custo de capital (CC) de todo o sistema, o custo operacional e de manutenção anual (AOC) e a energia térmica média anual produzida (E_H). O fator de recuperação de capital (CRF) foi calculado pela Equação 33 (YANG et al., 2020).

$$LCOH = \frac{CC \ CRF + AOC}{E_H} \quad (32)$$

$$CRF = \frac{(1+i)^N i}{(1+i)^N - i} \quad (33)$$

Para calcula a energia produzida anualmente pelos dois casos estudados, foi utilizada a Equação 34 (BARBOSA et al., 2020).

$$CRF = 300 \bar{\eta} I_d A_g \quad (34)$$

Em que,

i	Taxa de juros médio anual do país;
N	Tempo de vida útil (anos);
300	Número médio de dias de sol no ano;
$\bar{\eta}$	Rendimento médio anual dos sistemas;
I_d	Média da irradiação direta ($\text{kWh m}^{-2} \text{ dia}^{-1}$);
A_g	Área de abertura do coletor parabólico (m^2).

3. RESULTADOS E DISCUSSÕES

Os experimentos realizados durante o inverno de 2020 foram divididos em dois:

EXPERIMENTO I: Experimento realizado no inverno com rastreamento solar.

EXPERIMENTO II: Experimento realizado no inverno sem rastreamento solar.

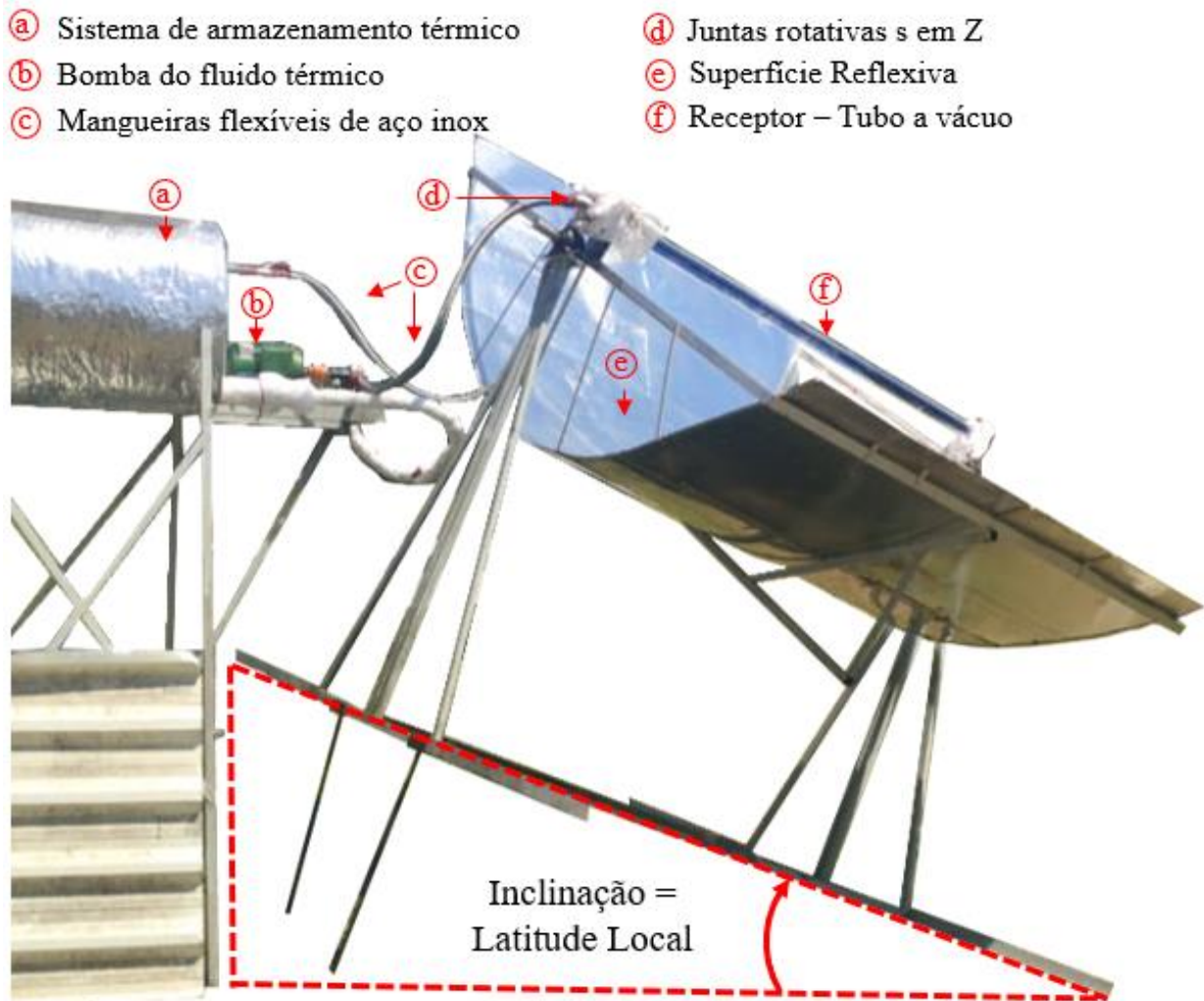
Os experimentos realizados no verão de 2021 também foram divididos em:

EXPERIMENTO III: Experimento realizado no verão com rastreamento solar.

EXPERIMENTO IV: Experimento realizado no verão sem rastreamento solar.

Em todos os testes realizados, o protótipo desenvolvido teve sua direção focal orientada para o norte verdadeiro e inclinada em uma angulação igual a latitude local ($20,75^\circ$). Na Figura 14 é possível ver o protótipo completo utilizado.

Figura 14 - Protótipo completo



Na análise de incertezas realizada, a função de incertezas R foi considerada uma soma linear de grandezas. Sendo assim, a incerteza-padrão combinada (em valor absoluto) é a raiz quadrada da soma dos quadrados das incertezas-padrão de cada equipamento, tomando como base os dados dos fabricantes (JIANG; HU; IBRAHIM, 2020). Com isso, obteve-se incertezas de $\pm 0,4\%$ para medições de temperaturas, $\pm 2,9\%$ para medição da radiação global e $\pm 3\%$ para radiação difusa.

3.1. EXPERIMENTO I: Inverno Com Rastreamento (ICR)

Na parte inicial, a investigação se concentrou no funcionamento do sistema usando o rastreamento solar Leste-Oeste. Os dados foram coletados durante o inverno de 2020. Para esse período, os valores da temperatura ambiente e da velocidade do vento ao longo de todas as horas do dia foram medidos e podem ser vistos na Figura 15. Como é um período de inverno é possível notar temperaturas amenas durante o dia, com média de $24,5\text{ }^{\circ}\text{C}$, e são mais baixas a noite, com média de $15,8\text{ }^{\circ}\text{C}$. A velocidade média do vento apresenta perfil semelhante ao da temperatura, nos horários de maior temperatura temos as maiores velocidades médias e durante a madrugada, em baixas temperaturas, temos uma velocidade do vento próximas a 0 ms^{-1} .

Nas Figuras de 16 a 19, podemos observar a radiação global e sua componente direta nos dias avaliados. Pode-se perceber a grande influência nos perfis de radiação devido as nuvens em determinados momentos. Importante observar, que retirando os efeitos da diminuição de radiação pelo sombreamento das nuvens, o horário de meio dia é onde ocorrem os picos de incidência, tanto da radiação global quanto da sua componente direta. Os valores máximos de radiação direta para esses dias ficaram na faixa de $786,02\text{ Wm}^{-2}$ a $925,86\text{ Wm}^{-2}$.

Figura 15 - Temperatura ambiente e velocidade do vento - ICR

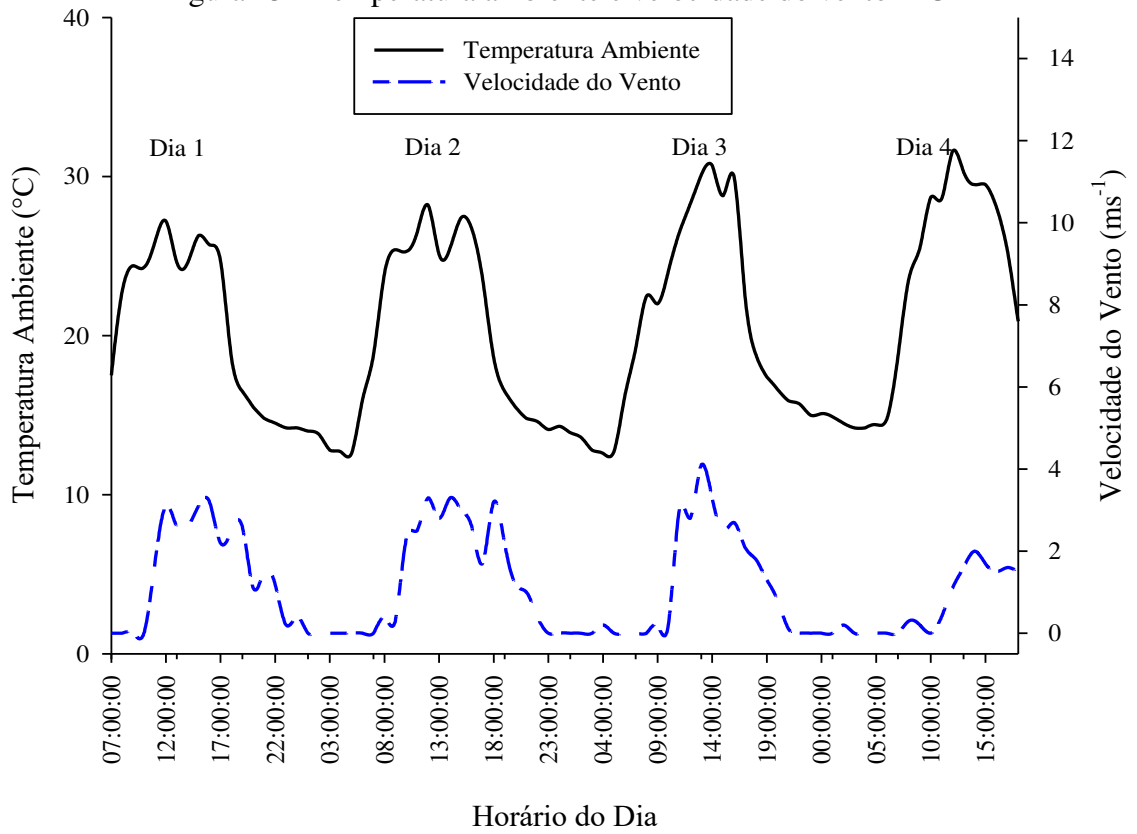


Figura 16 - Radiação Solar (Dia 1) - ICR

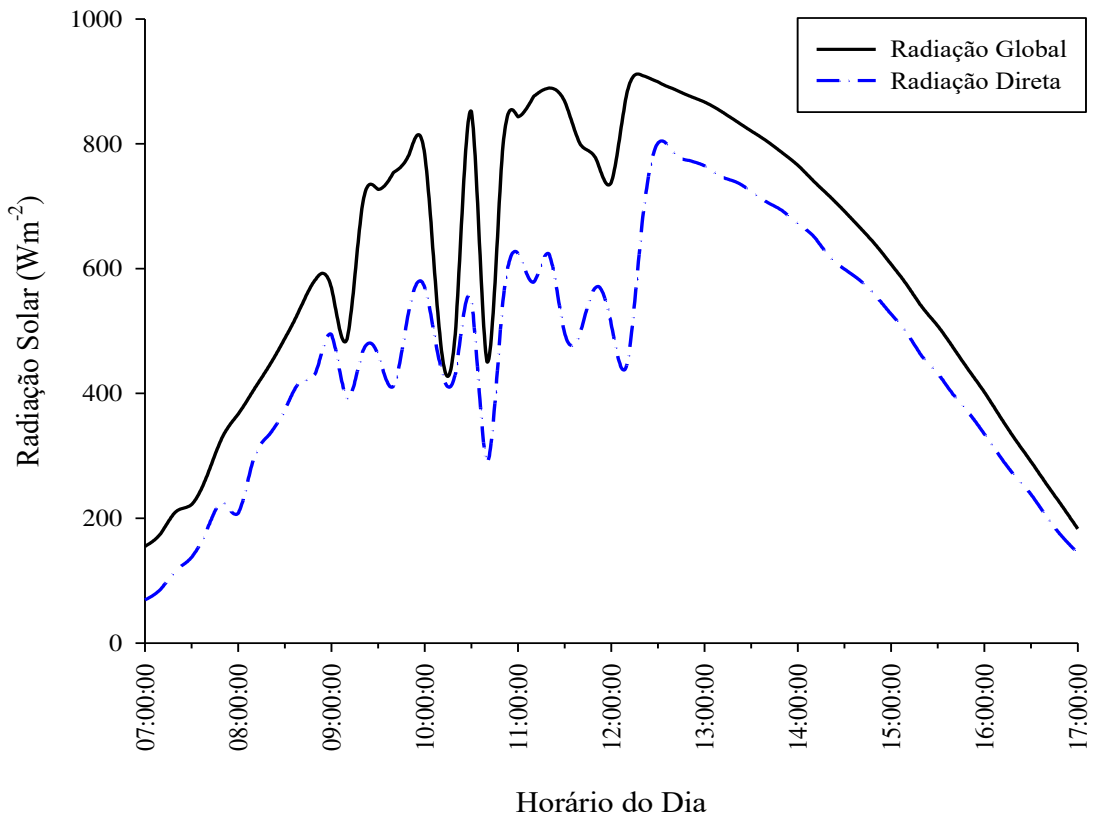


Figura 17 - Radiação Solar (Dia 2) - ICR

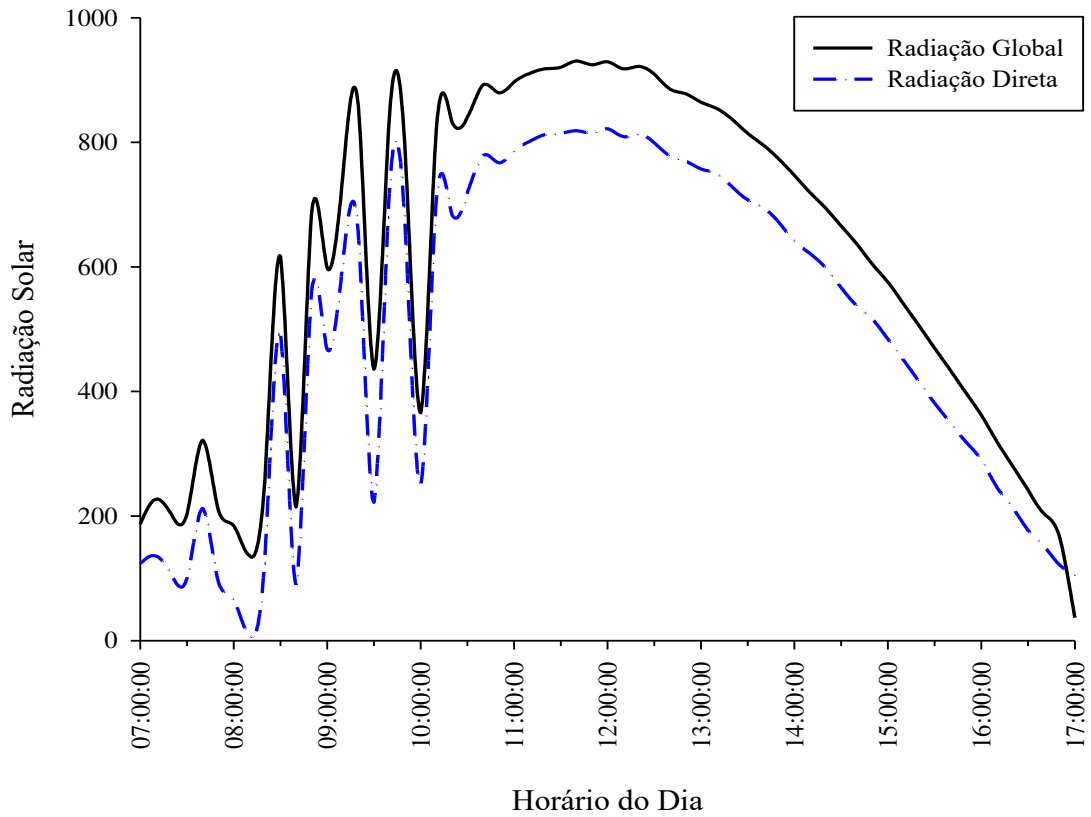
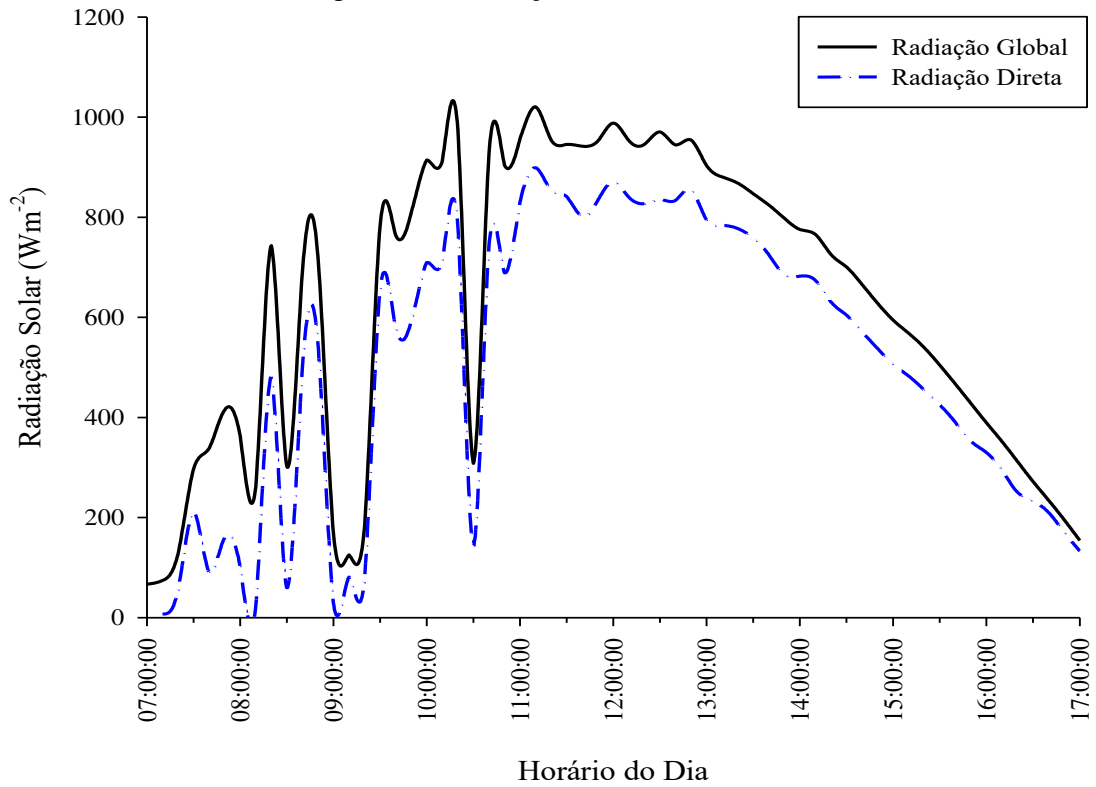
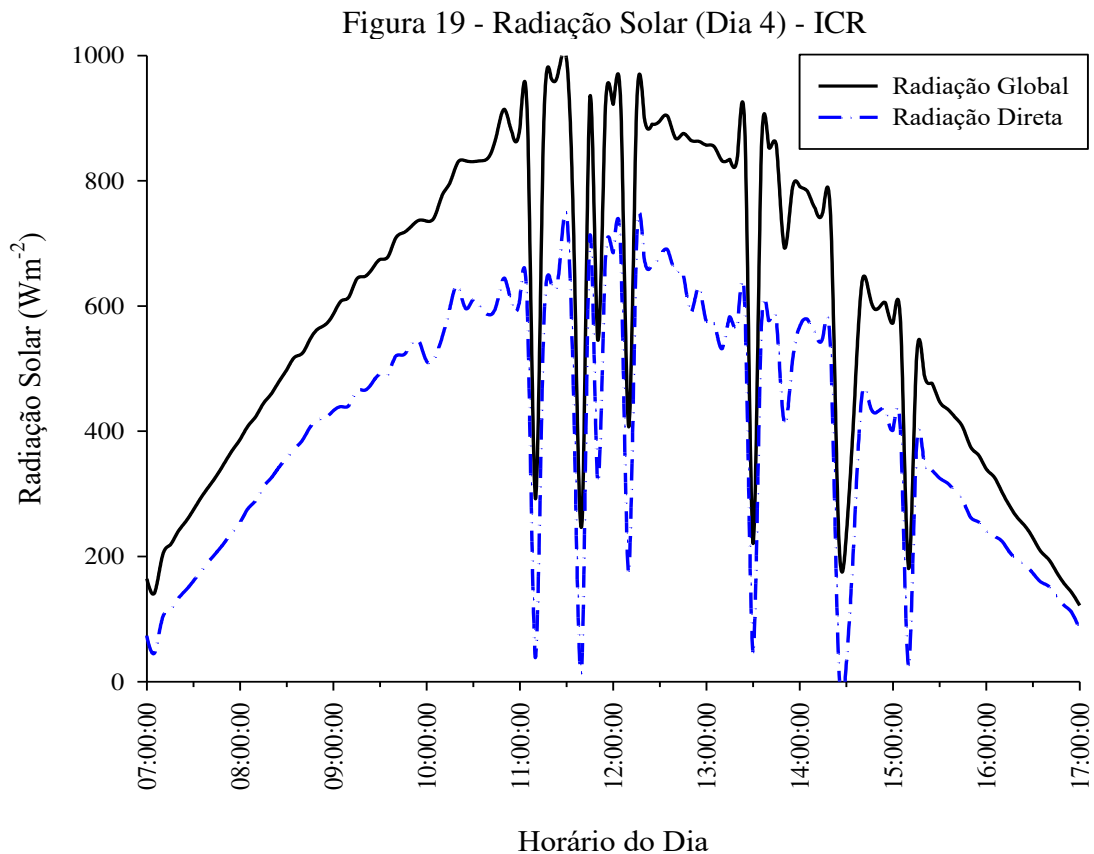


Figura 18 - Radiação Solar (Dia 3) - ICR





3.2 EXPERIMENTO II: Inverno Sem Rastreamento (ISR)

Nessa etapa, a calha teve sua superfície fixada na posição de meio dia, pois, pelos dados apresentados é o horário de maior incidência solar. Para essa fase, os dados foram coletados durante o mês de setembro de 2020. Os dias ainda apresentaram uma temperatura amena durante o dia, com média de $26,5\text{ }^{\circ}\text{C}$, e temperaturas mais baixas a noite, com média de $16,27\text{ }^{\circ}\text{C}$. E a velocidade média dos ventos seguiram as mesmas tendências, atingindo velocidades maiores nas temperaturas mais altas e velocidade próximos de zero na madrugada 0 m s^{-1} (Figura 20).

A radiação global e a sua componente direta estão apresentadas nas Figuras de 21 a 23. Nelas, é notável a influência das nuvens nos valores de fluxo de radiação. A única exceção foi o dia 3 do experimento, que por ter sido um dia sem nuvens não houve interrupções abruptas no fluxo de radiação (Figura 23). Os picos de radiação direta para esses dias ficaram entre $775,35\text{ W m}^{-2}$ a $856,63\text{ W m}^{-2}$.

Figura 20 - Temperatura ambiente e velocidade do vento - ISR

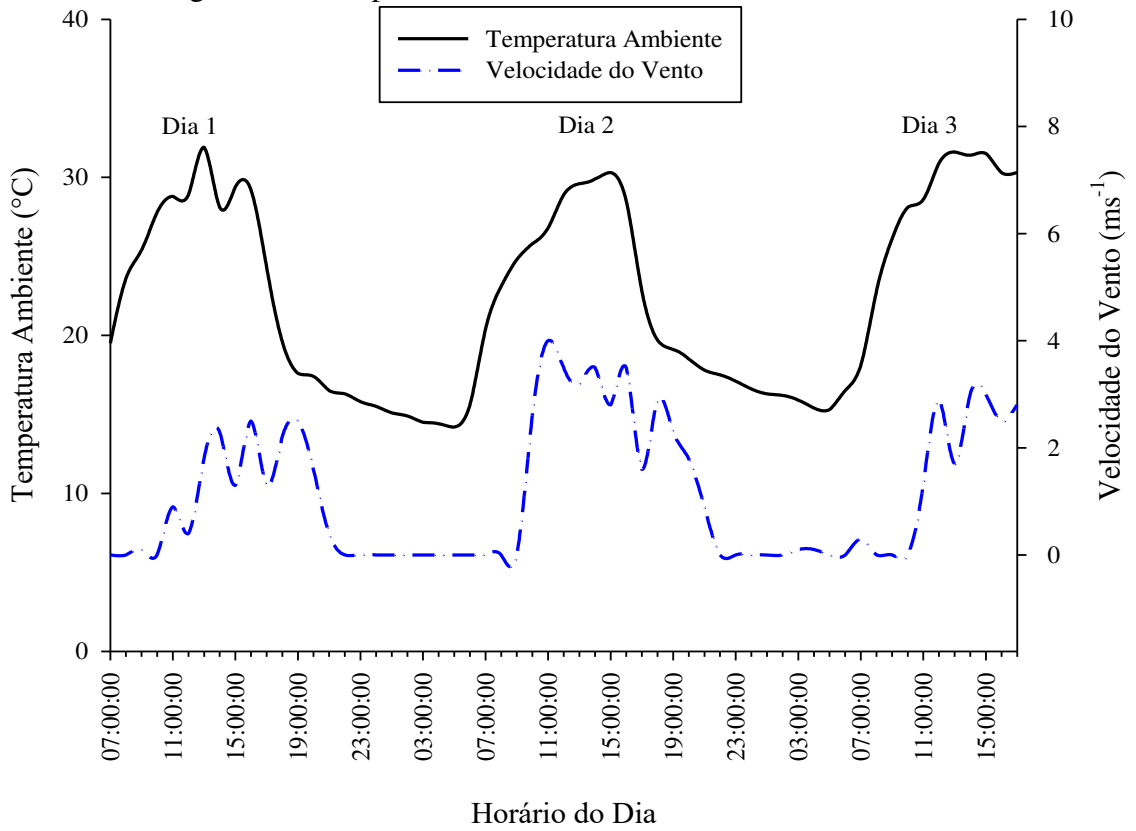


Figura 21 - Radiação Solar (Dia 1) - ISR

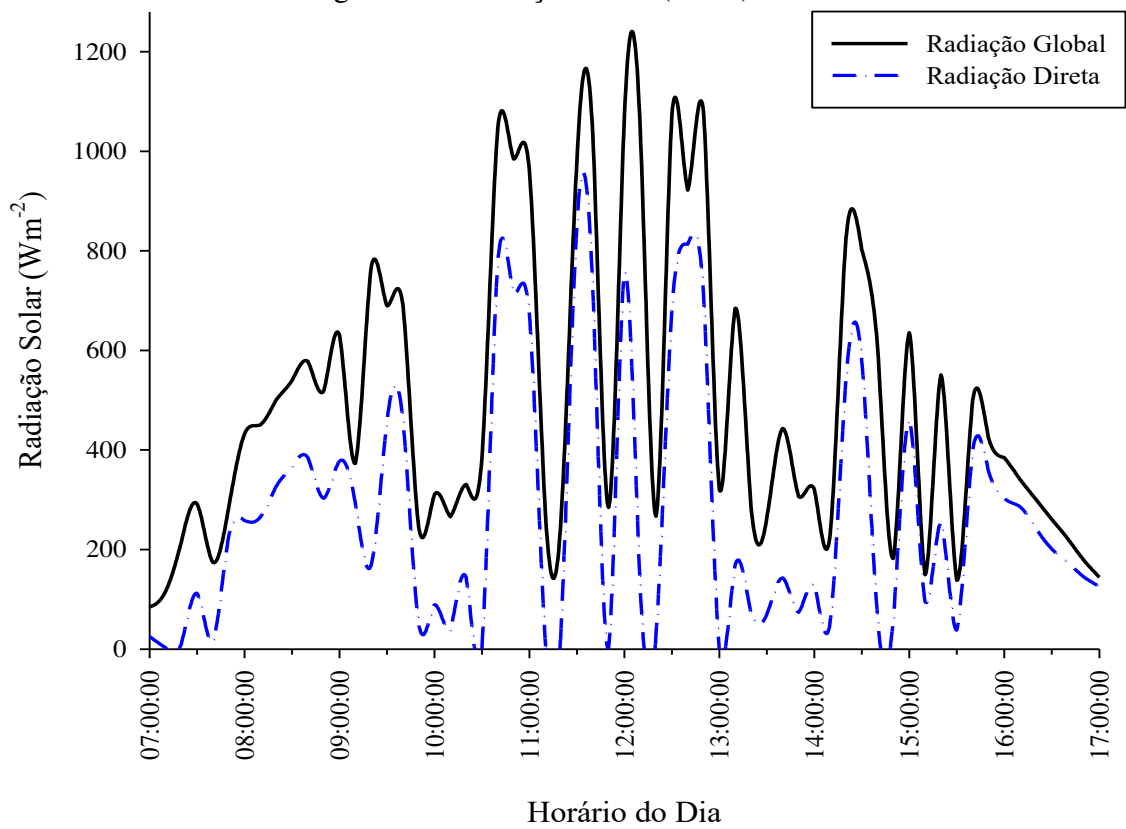


Figura 22 - Radiação Solar (Dia 2) - ISR

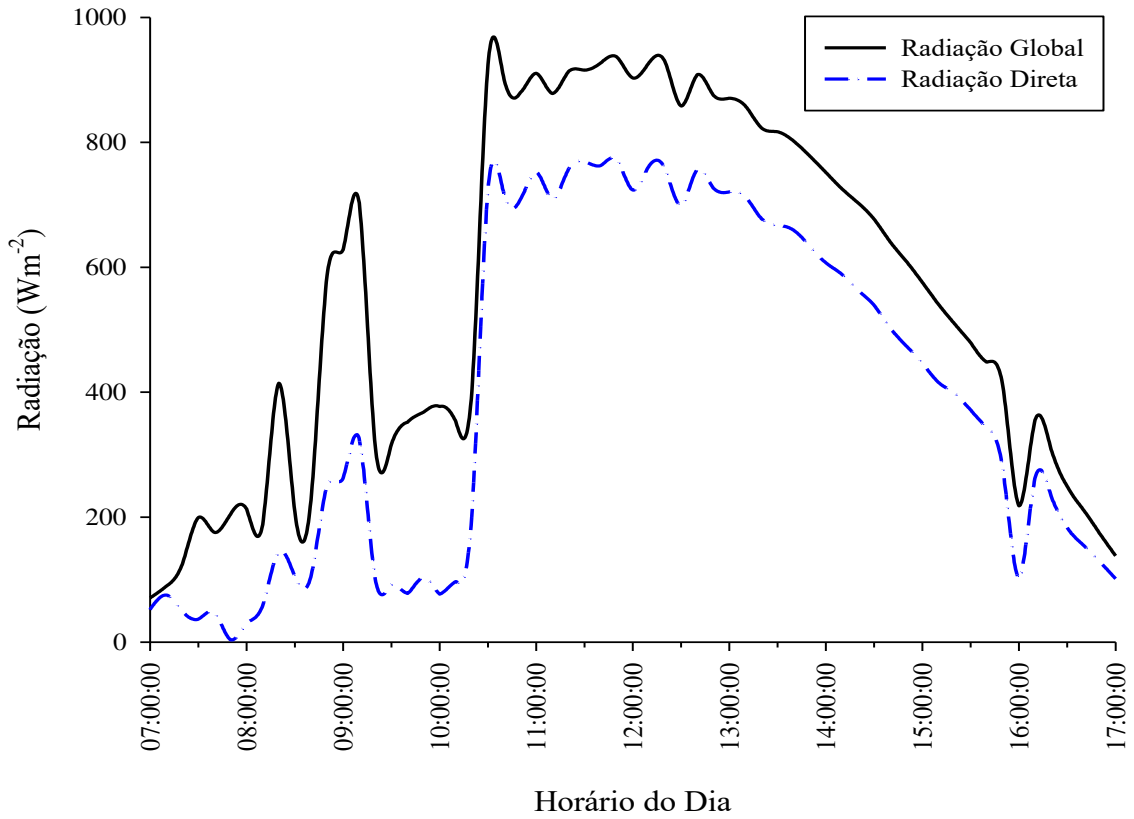
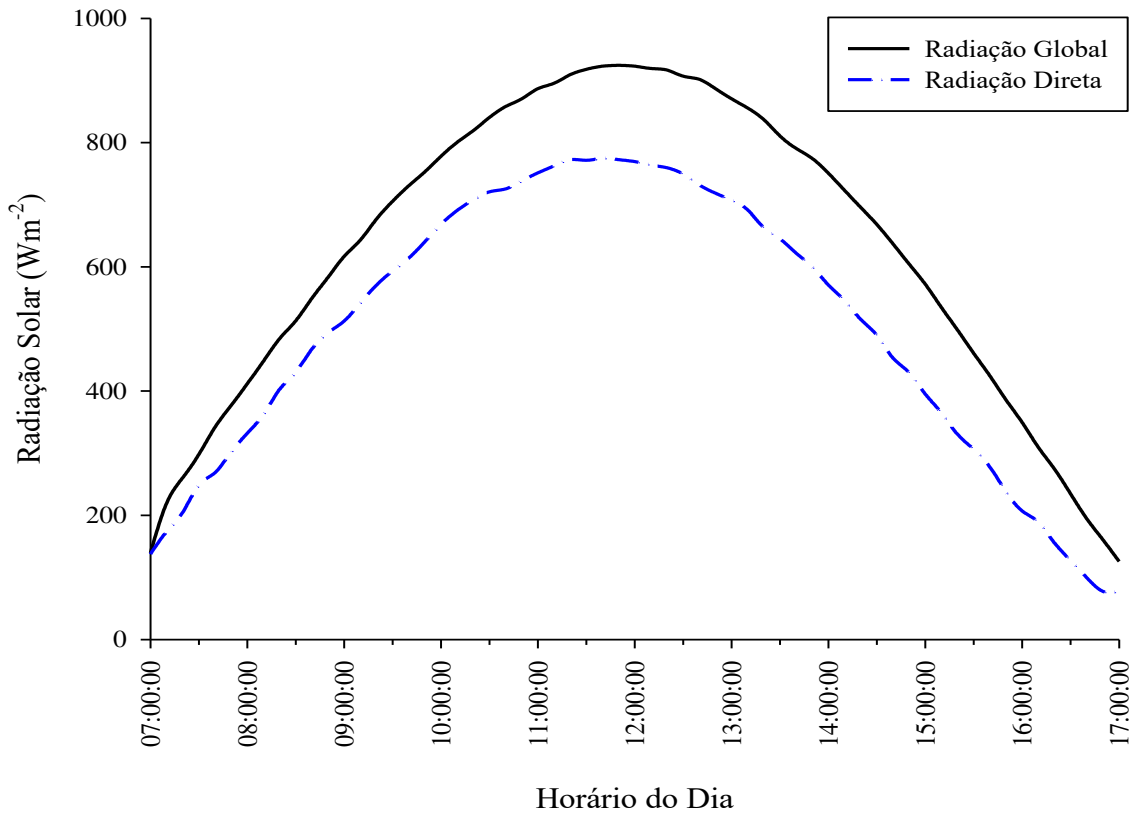


Figura 23 - Radiação Solar (Dia 3) - ISR



3.3. EXPERIMENTO III: Verão Sem Rastreamento (VSR)

Durante o verão, foi feito novamente o teste do sistema concentrador de energia solar, iniciando agora com o posicionamento estático, fixo no alinhamento do meio-dia solar. Nessa época do ano, verificou-se temperatura média durante o dia na faixa de $30,5^{\circ}\text{C}$ e durante a noite de $22,9^{\circ}\text{C}$. Os ventos seguiram a mesma tendência da temperatura (Figura 24), apresentando médias de velocidade maiores durante o dia de $1,28\text{ m s}^{-1}$ no dia 1 do experimento, $0,6\text{ m s}^{-1}$ no dia 2 e $1,93\text{ m s}^{-1}$ no dia 3. A noite, o vento apresentou médias de velocidades para os dias 1, 2 e 3 do experimento de $0,4\text{ m s}^{-1}$; $0,6\text{ m s}^{-1}$ e $1,35\text{ m s}^{-1}$, respectivamente. Vale observar, que o dia 3 do experimento, não foi feito em sequência aos dias 1 e 2.

Nessa época do ano, como se trata do período chuvoso para região da pesquisa, verificou-se muitas nuvens durante todos os dias do experimento. Como pode ser observado pelo perfil de fluxo de radiação dos dias do experimento (Figura 25 a 27). Apesar de dias com muitas nuvens, os picos de fluxo de radiação direta alcançaram faixas de $1031,52\text{ Wm}^{-2}$ a $1132,37\text{ Wm}^{-2}$.

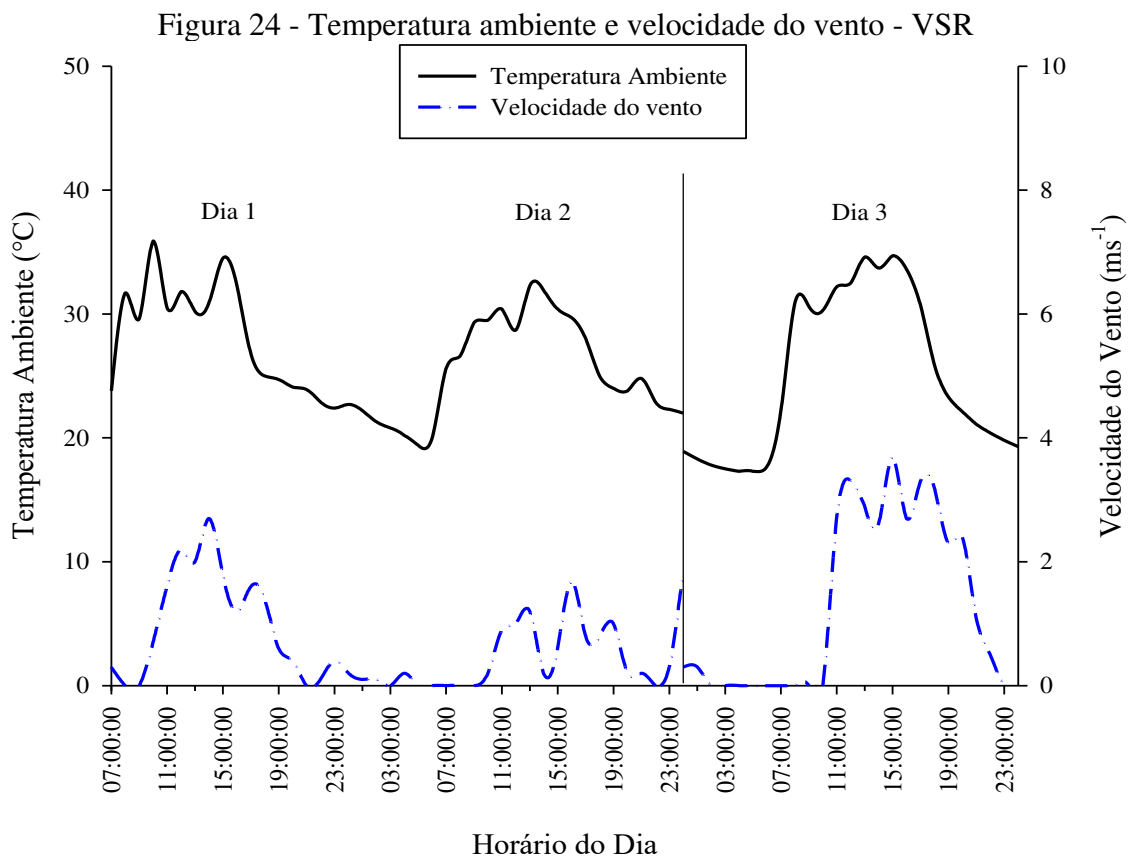


Figura 25 - Radiação Solar (Dia 1) - VSR

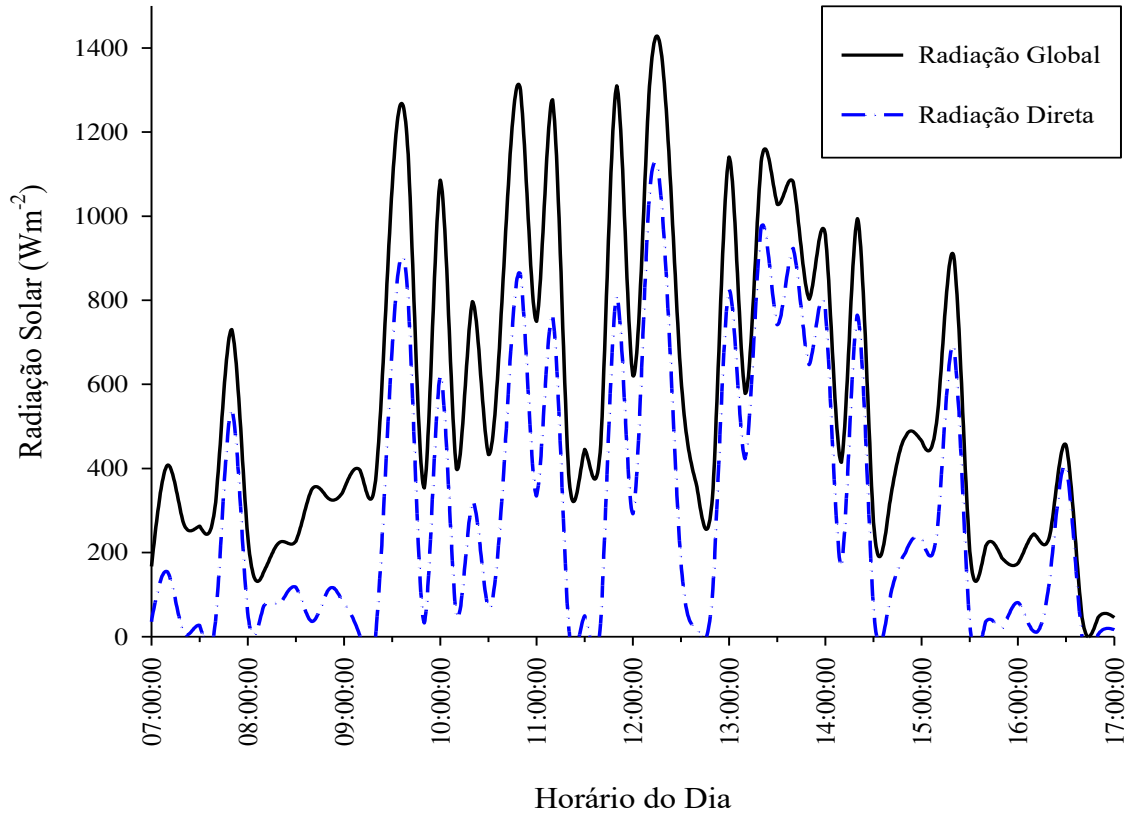


Figura 26 - Radiação Solar (Dia 2) - VSR

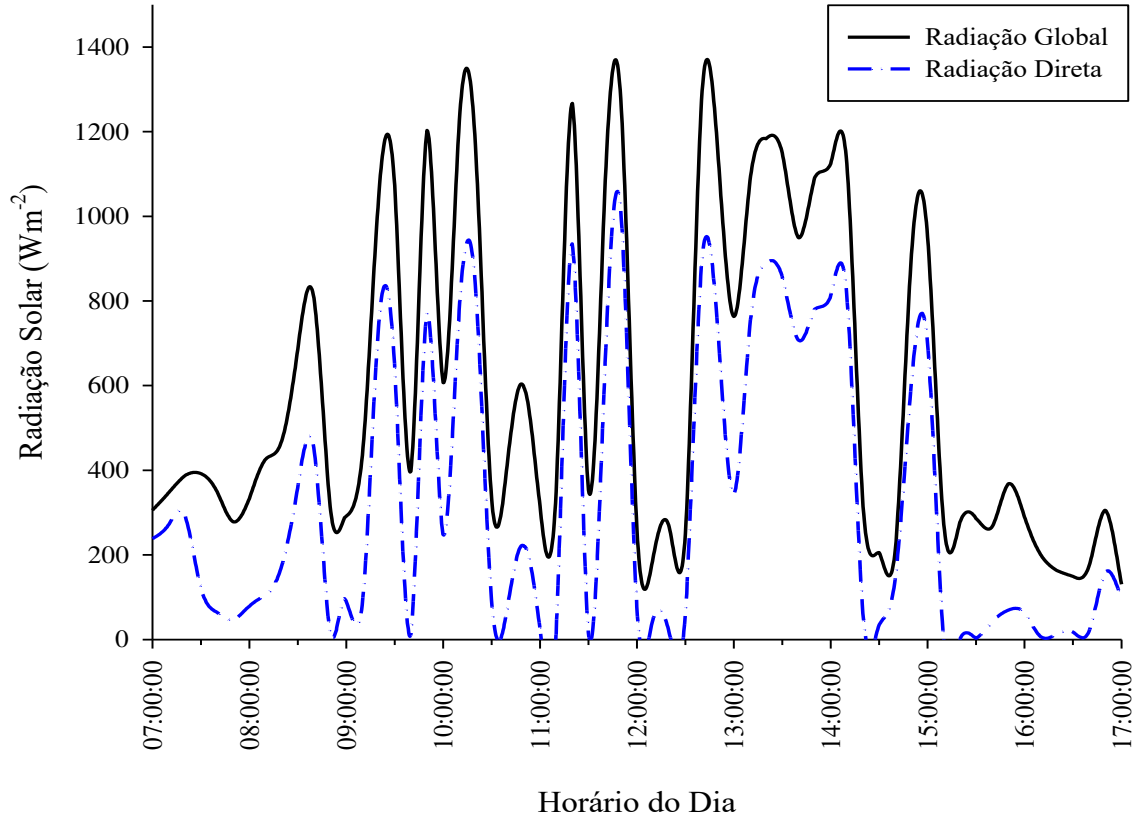
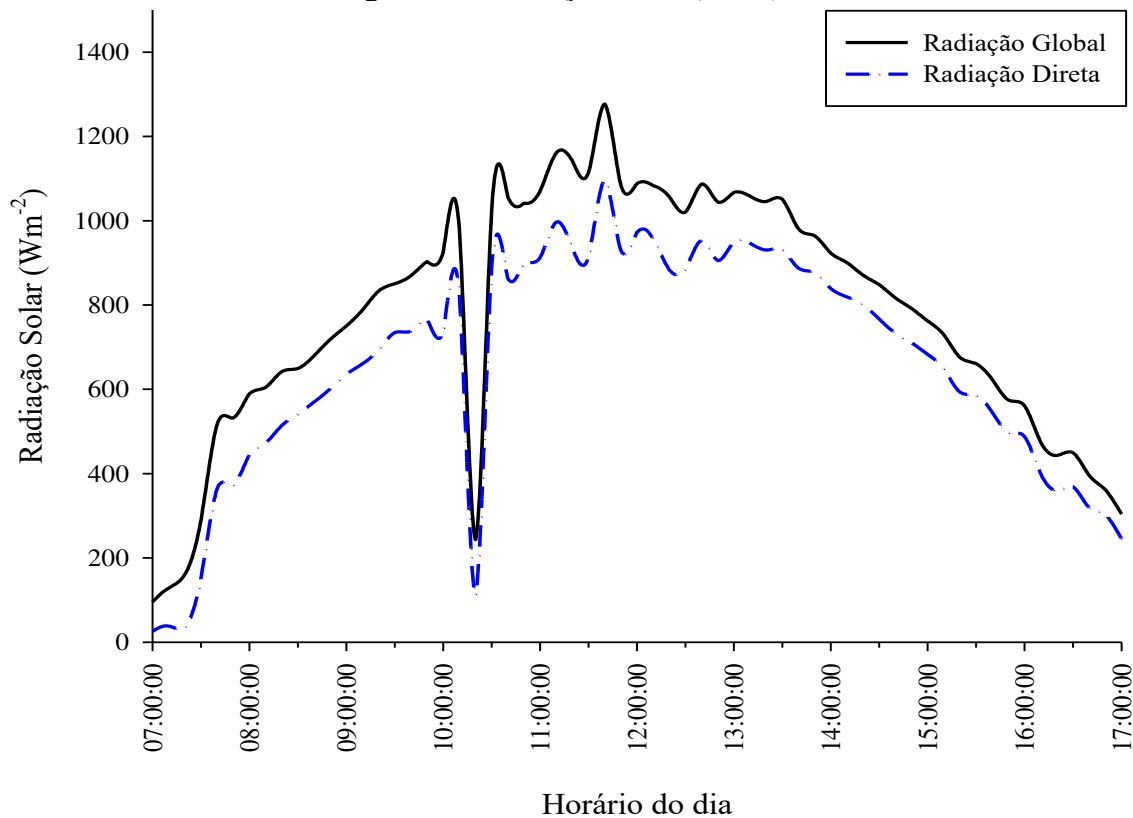


Figura 27 - Radiação Solar (Dia 3) - VSR



3.4 EXPERIMENTO IV: Verão Com Rastreamento (VCR)

Ainda no verão, foi testado novamente o rastreamento Leste-Oeste, no qual a calha se movimentava de acordo com o horário do dia. Para os dias do experimento as condições de temperatura e velocidade do vento são apresentadas na Figura 28. Durante o período diurno dos dias do experimento, a temperatura média diurna foi de 31°C e a temperatura noturna média em 23°C. Os ventos apresentaram maiores magnitudes médias diurnas no dia 3 com 1,93 ms⁻¹, e menores no dia 1 com 0,85 ms⁻¹. No período noturno os ventos variaram de 0,7 ms⁻¹ a 1,37 ms⁻¹, nos dias 1 e 3, respectivamente. Ressalta-se que o dia 3, não foi sequencial aos dias 1 e 2.

O fluxo de radiação solar nesses dias, podem ser observadas nas Figuras de 29 a 31. Ainda se nota dias com grande nebulosidade, o que é característico da estação do ano para a região. Como característica da estação, os valores de pico de radiação direta são elevados, ficando entre 1046,40 Wm⁻² e 1098,84 Wm⁻², para os dias analisados nessa parte do experimento.

Figura 28 - Temperatura ambiente e velocidade do vento - VCR

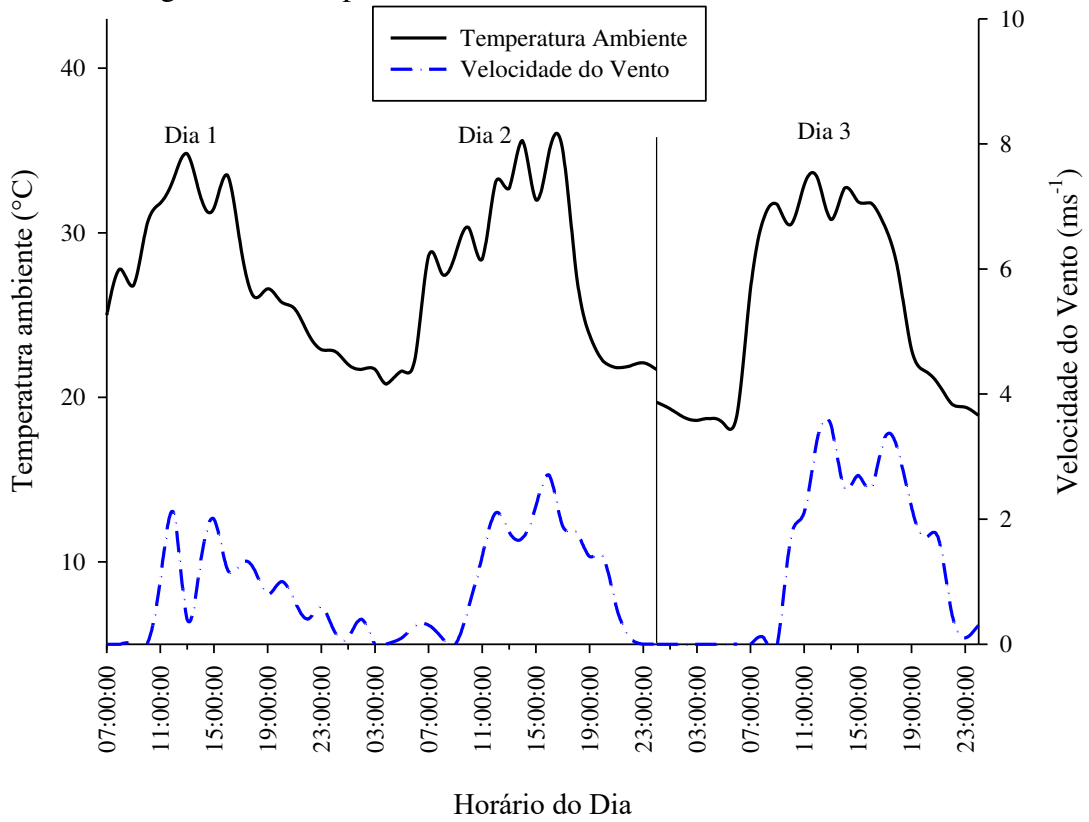


Figura 29 - Radiação Solar (Dia 1) - VCR

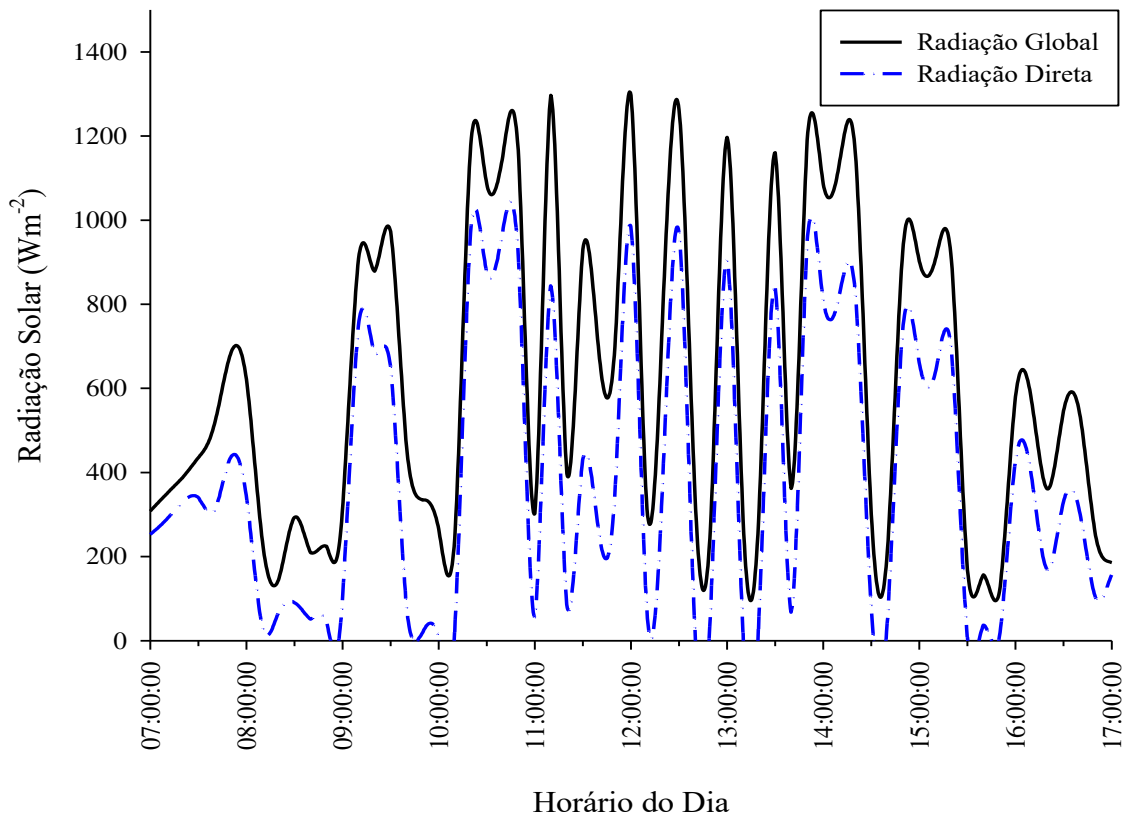


Figura 30 - Radiação Solar (Dia 2) - VCR

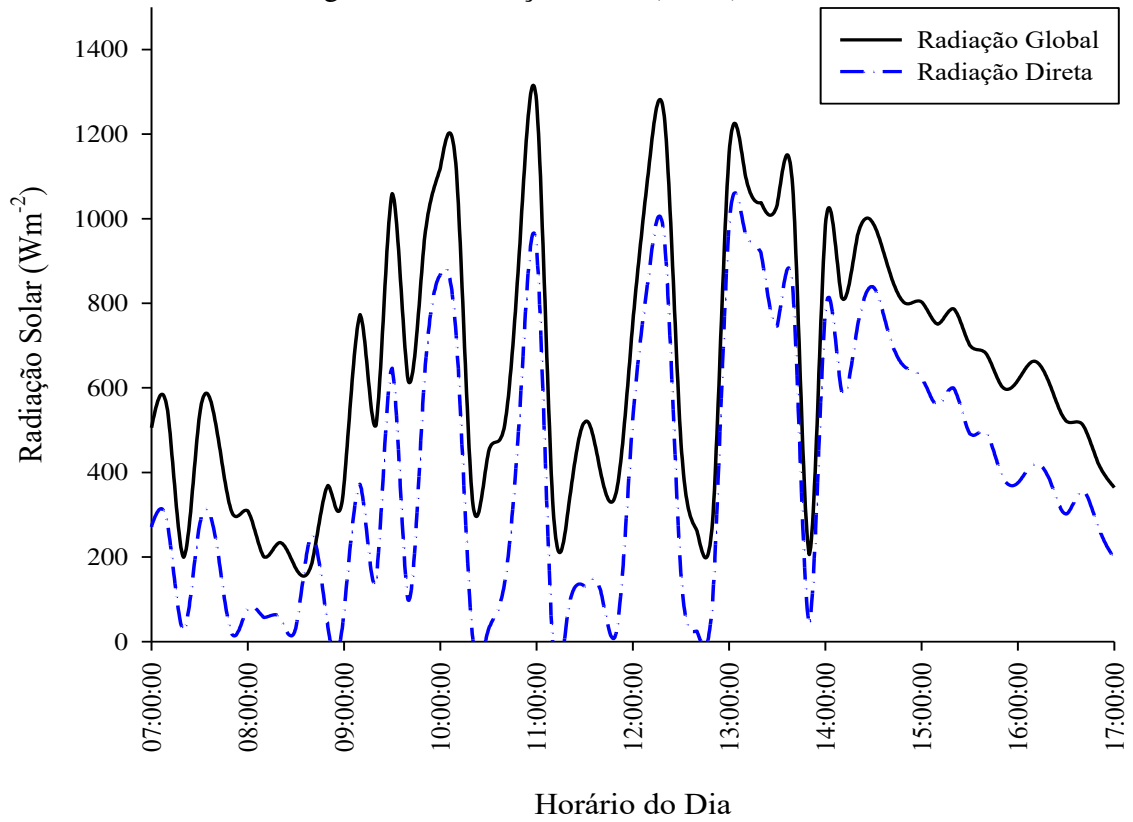
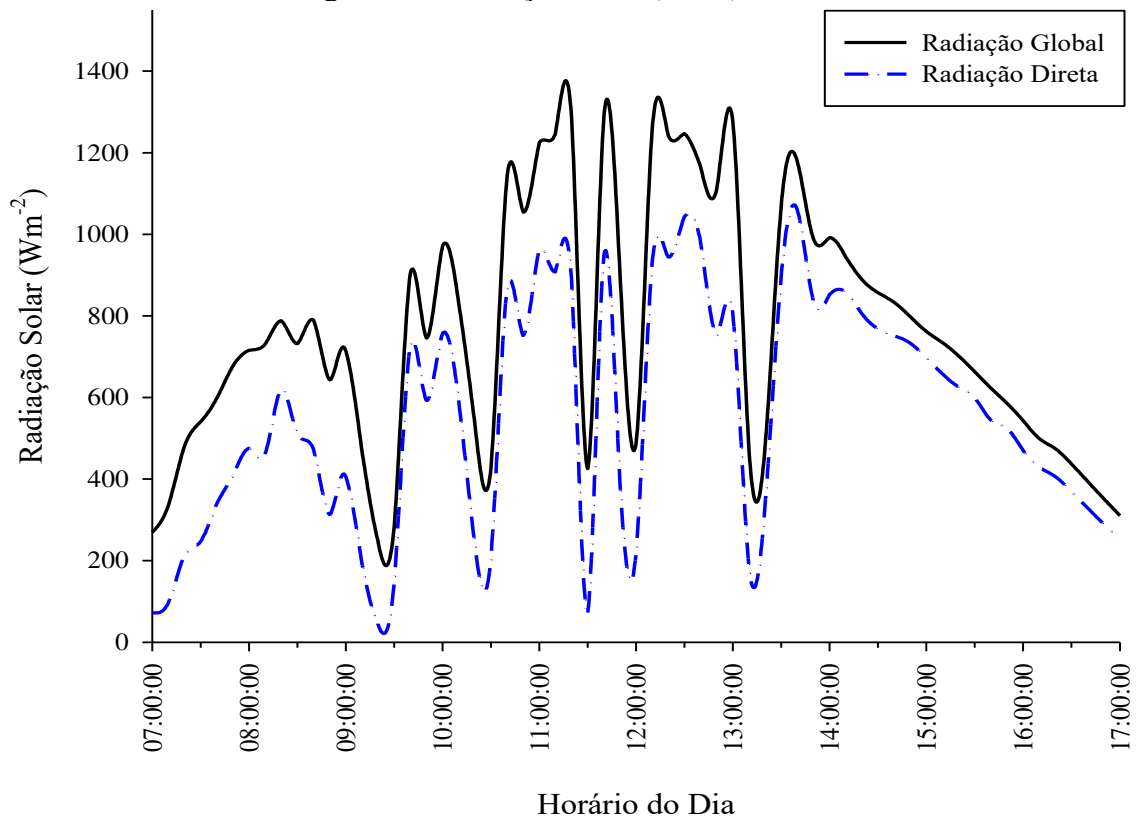
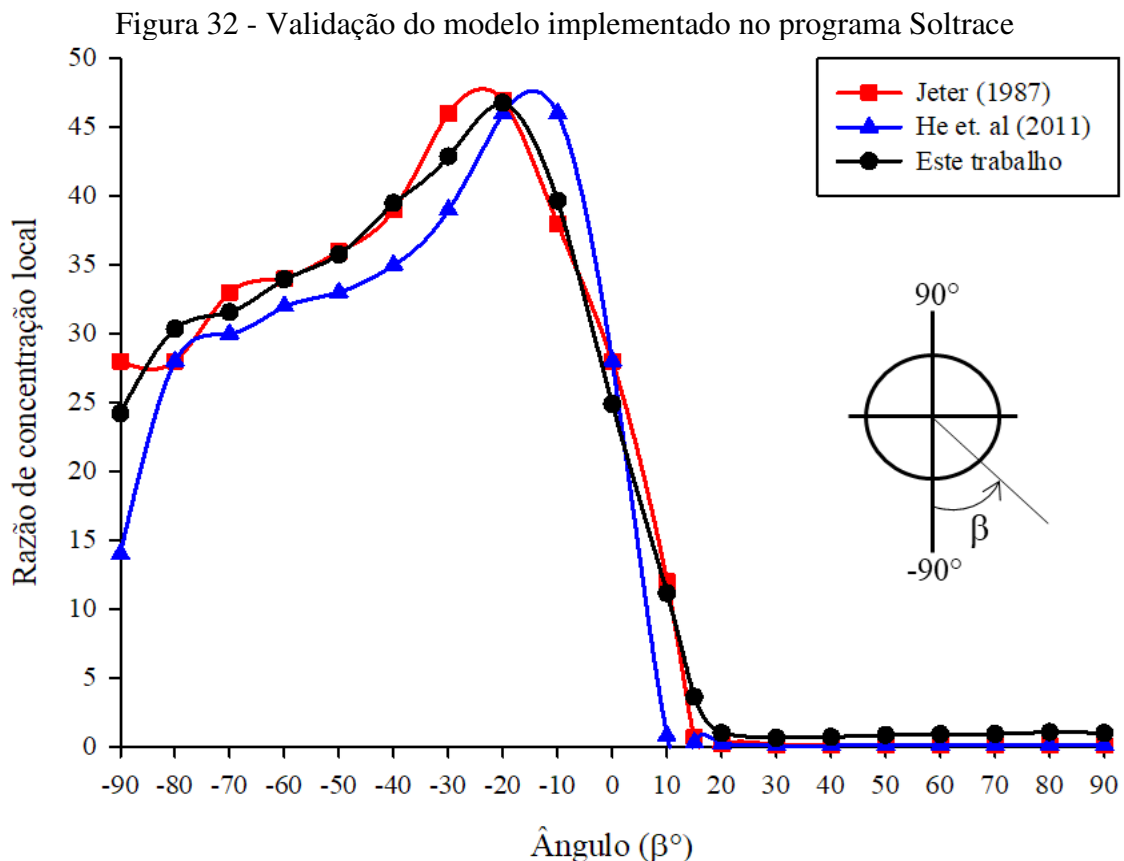


Figura 31 - Radiação Solar (Dia 3) - VCR



3.5. Análise óptica: EXPERIMENTO I, II, III e IV

Para validação da geometria simulada no SolTrace foi utilizado dados disponíveis na literatura. Na Figura 32, pode ser vista uma comparação com os resultados obtidos por Jeter (1987) e He et al. (2011). Na etapa de validação foi analisada a distribuição de radiação na superfície do tubo. Para isso, foi avaliada a razão de concentração local na superfície do tubo absorvedor, definida como a razão do fluxo de calor real no tubo absorvente de acordo com a radiação solar incidente ao longo dos ângulos circunferenciais do receptor (β). Nessa comparação é possível perceber que a dinâmica da distribuição do fluxo solar na superfície do tubo está de acordo com a literatura consultada. Ambos os artigos foram feitos para parábolas com mesmo ângulo de borda do trabalho ($\varphi_r = 90^\circ$) e assumiu um espelho coletor perfeito, portanto, erros de inclinação e especulares são ignorados na validação.



Foi definido para esse estudo uma forma de distribuição gaussiana com $\sigma_{\text{Sol}} = 2,6$ mrad para a representação da destruição dos raios solares. A geometria do sistema da calha parabólica parabólico, foi obtida por meio das Equações 1 a 6 e suas características estão organizadas na Tabela 2. Além dessas características as propriedades ópticas de cada um dos componentes do

sistema de calha parabólica foram especificadas em conjunto com os erros ópticos correspondentes (Tabela 4), a partir da literatura (MWESIGYE et al., 2016). Um importante estudo sobre o tema, mostrou que o erro óptico total tem um efeito profundo no fator interceptação e na eficiência óptica quando seu valor excede 8 mrad (THOMAS; GUVEN, 1994).

Tabela 2 – propriedades ópticas e erros usados na simulação

Especificações	Símbolo	Valor
Absorbância do absorvedor	α_o	0,96
Refletância invólucro de vidro do absorvedor	ρ_a	0,04
Transmitância do absorvedor	τ_o	0,97
Refletância da superfície reflexiva	ρ_o	0,96
Transmitância da superfície reflexiva	τ_r	0
Distribuição de erro de rastreamento (mrad)	σ_{track}	0
Distribuição de erros por especulação (mrad)	σ_{slope}	5
Distribuição de erros de inclinação (mrad)	σ_{mirror}	4
Inclinação da calha parabólica (°)	α	20,75

A representação da interface de simulação do programa, com a calha parabólica estudada, pode ser vista na Figura 33, onde são representados apenas alguns raios, para melhor compreensão da geometria. No estudo, foram utilizados 10^6 raios para uma melhor precisão da análise. A Figura 34 apresenta o rendimento óptico para os casos analisados nesse trabalho.

Figura 33 - Simulação realizada no SOLTRACE

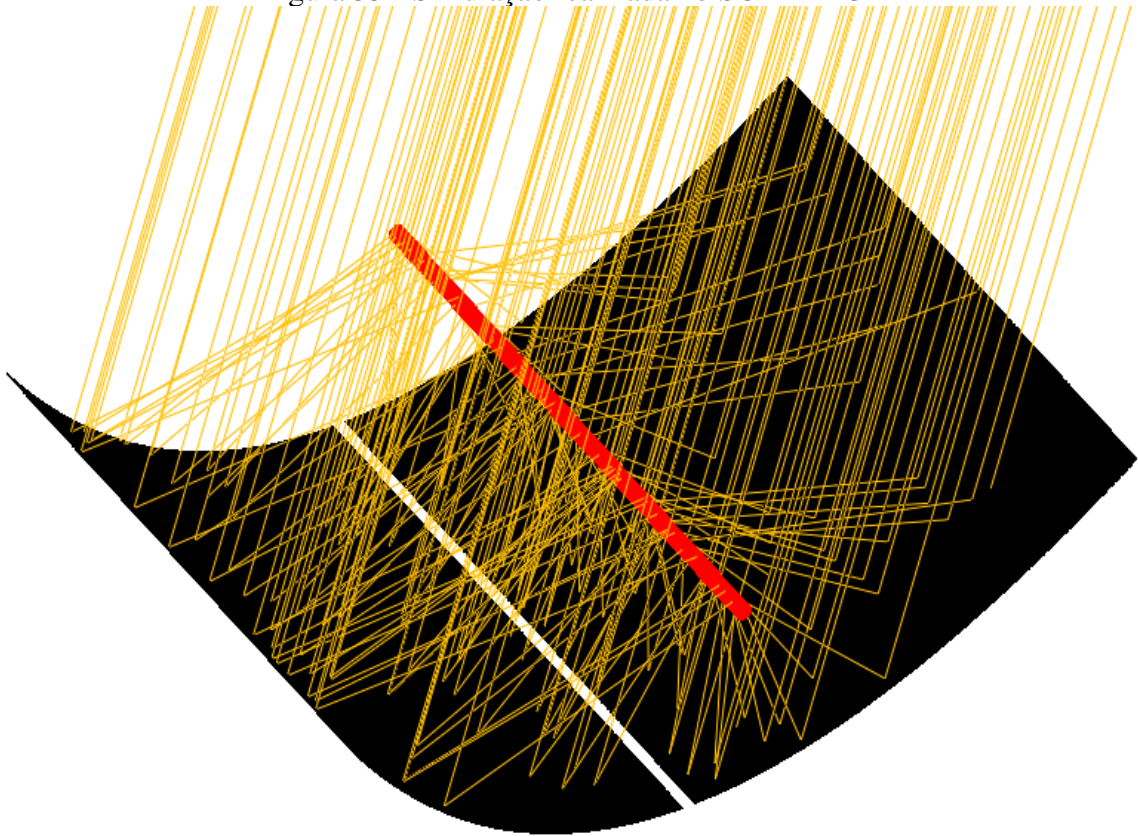
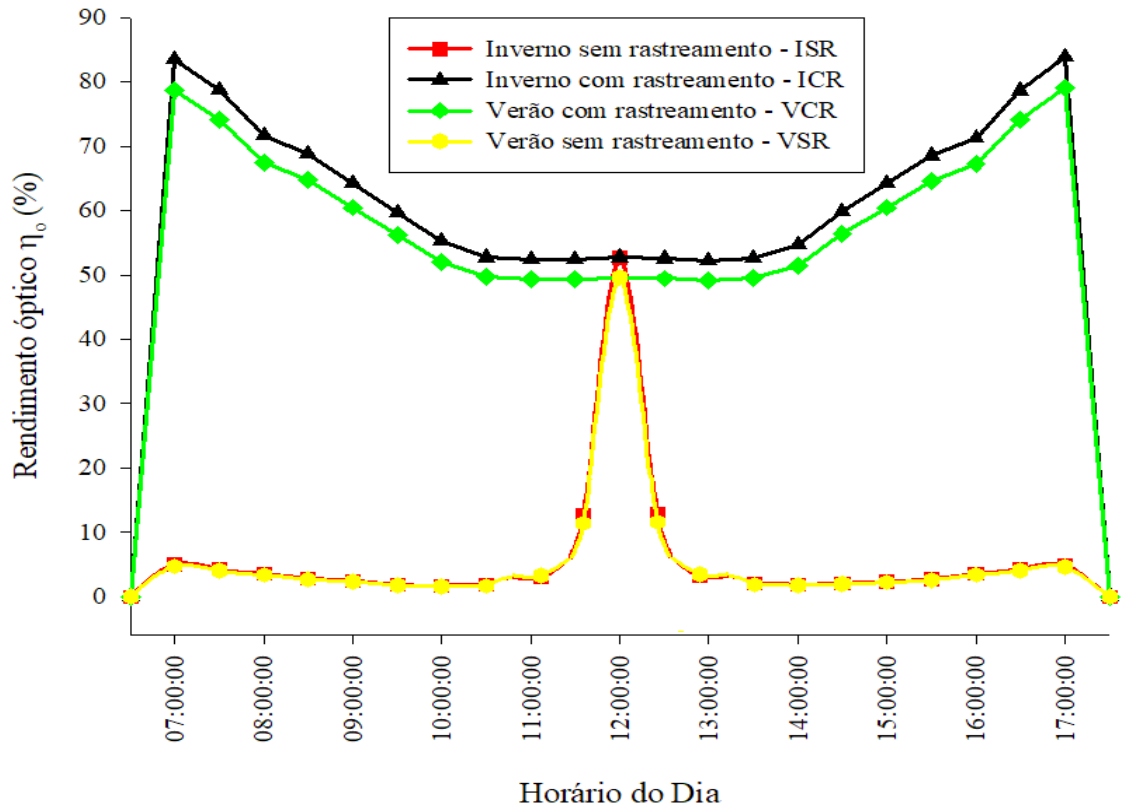


Figura 34 - Desempenho óptico (Verão e Inverno)



A calha foi orientada para o norte verdadeiro e o sistema de rastreamento adotado foi de único eixo (Leste-oeste), sendo seu eixo focal inclinada em um ângulo de $20,75^\circ$ (Latitude local), uma vez que esse tipo de posicionamento beneficia a eficiência nos meses de inverno (KINCAID et al., 2018). Segundo Yang et al. (2020), para melhorar o desempenho óptica de um coletor solar, usa-se como regra nominal, a inclinação do coletor para um ângulo igual à latitude local. Esta técnica melhora claramente a eficiência óptica anual do coletor aumentando a eficiência óptica do solstício de inverno em comparação ao solstício de verão. Em seu trabalho, feito para uma latitude de 31° , a eficiência anual foi melhorada em cerca de $\sim 26,8\%$ atingindo cerca de $66,7\%$, e o desempenho óptico foi em média 63% no inverno e 62% no verão para essa inclinação.

Para esse trabalho, o rendimento óptico médio no inverno, para o sistema com rastreamento solar foi de 67% e durante o verão de 63% (Figura 34). O rendimento óptico no verão foi em média $5,5\%$ menor que o rendimento óptico no inverno. Porém, a diminuição do desempenho óptico no verão é compensada pelo aumento do valor do fluxo de radiação direta incidente. Comparando-se a faixa de variação do inverno, que para esse trabalho foi de ($775,35 \text{ Wm}^{-2}$ a $925,86 \text{ Wm}^{-2}$), com a faixa de radiação direta máximas no verão ($1031,52 \text{ Wm}^{-2}$ a $1132,37 \text{ Wm}^{-2}$), se observa um aumento médio de $22,04\%$ no fluxo de radiação máxima direta no verão em relação ao inverno.

Verifica-se pela Figura 34, que os rendimentos ópticos são máximos durante o período da manhã e o período da tarde, atingindo valores mínimos ao meio-dia. Segundo Kincaid et al. (2018), o PTC tem maior eficiência óptica durante as horas da manhã devido à sua insensibilidade aos ângulos de incidência transversal, durante esse período. À medida que o dia avança, o ângulo de incidência transversal vai para zero ao meio-dia. Porém, devido a elevação do sol no céu, o ângulo de incidência longitudinal é maior do que nas horas da manhã. Com isso, tem-se uma menor eficiência óptica para o PTC ao meio-dia em relação aos períodos da manhã e tarde (KINCAID et al., 2018).

Outros trabalhos publicados na literatura alcançaram valores de eficiência óptica na faixa de $75,2\%$ (BELLOS; TZIVANIDIS, 2020). Em estudo realizado para dias ensolarados e nublados as eficiências óptica foram de 72% e 68% , respectivamente (REDDY; ANANTHSORNARAJ, 2020).

Em trabalho onde foi estudado o efeito da latitude na eficiência ótica do sistema, foram encontradas eficiências ópticas para o solstício de inverno de 58% a 38% (ao meio-dia), além de um rendimento médio de 48% no verão, sendo a eficiência ótica anual em 60% para o PTC

escolhido. Para o mesmo trabalho, os autores concluíram que desempenho anual da tecnologia de concentração solar dependem fortemente do local de instalação. Assim, as menores latitude acarretam um ângulo de incidência média anual menor e, conseqüentemente, um maior desempenho óptico. Um nível maior da média diária da componente direta da radiação solar no local de instalação, geralmente significa em um maior tempo de coleta de energia pelo sistema e, portanto, potencialmente maior eficiência óptica anual. Como tendência geral, a eficiência óptica anual tende a diminuir com o aumento da latitude. Nas regiões analisadas entre 20° e 30°, o desempenho é quase igual aos locais próximos a 0° e 10° por causa do maior recurso solar médio (KINCAID et al., 2018).

Além da inclinação, radiação e localização, o ângulo de arco do PTC também interfere na óptica do sistema, para PTC com ângulo de arco de 90° e 45°, foram encontrados eficiências medias de 70% e 48% respectivamente (JARAMILLO et al., 2013).

Considerando sistemas de uso comercial nos Estados Unidos, as usinas SEGS VI, tem reportado eficiência óptica do coletor de 73,3% (YUANJING et al., 2020).

Para os casos sem rastreamento, como esperado, os rendimentos ópticos médios foram muito baixos, em média 5% para o inverno e 4,6% para o verão, visto que a falta do rastreamento não direciona os raios ao foco da parábola, durante a maior parte do dia. Os resultados da simulação foram também constatados por observação durante o desenvolvimento dos experimentos. Só foi constatado concentração solar significativa, durante o período de 11:30h a 12:30h devido a posição fixa da calha, no horário de meio-dia, atingindo picos de rendimento óptico nesse horário de 52,7% para o inverno e 49,6% para o verão. Para trabalhos com sistemas estacionários (sem rastreamento), foram relatados picos de eficiência, ao meio dia, em torno de 68,3% (BARBOSA et al., 2020).

3.6. Análise térmica: EXPERIMENTO I, II, III e IV

EXPERIMENTO I:

A temperatura interna do reservatório térmico foi aferida em 3 pontos diferentes e em profundidades distintas do fluido com o objetivo de analisar o efeito de estratificação. Para a massa de óleo térmico utilizado, o efeito não foi muito significativo. Na Figura 35 pode ser observado a média da temperatura aferida pelos 3 termopares, para os dias dos testes realizado durante o inverno com rastreamento solar.

Nessa parte do experimento, no reservatório, as temperaturas máximas alcançadas foram de 92,9°C no dia 1, 83,2°C no dia 2, 88,5°C no dia 3 e 79,8°C no dia 4 do experimento. Esses valores foram atingidos em torno das 15:30 dos dias avaliados, seguida de sua redução a partir das 16:30, o que ocorre devido a menor incidência de fluxo de radiação solar direta até o pôr-do-sol e a capacidade limitada do isolamento térmico do reservatório em manter a temperatura alta do fluido. A temperatura mínima do fluido é atingida por volta das 06:30 da manhã, atingindo média de 29,6°C. Porém, o isolamento térmico do SAT, para esse horário e transcorridos 13,5 horas do final do aquecimento solar, consegue manter o fluido térmico em média 11°C acima da temperatura ambiente. Para esse período, utilizando a Equação 7, o coeficiente global de perda térmica U_s médio dos dias foi de 3,9 WK⁻¹.

Usando como base o ganho de temperatura do fluido de transferência de calor (Equação 10) foi calculada a energia armazenada no SAT ao longo do dia (Figura 36). Seguindo a mesma tendência da temperatura, a energia armazenada atingiu seus valores máximos de 10044,77 kJ; 8749,20 kJ; 9451,93 kJ e 8300,65 kJ para os dias 1,2,3 e 4, respectivamente. Desse valor de energia armazenada, foi subtraído o valor da energia consumida no bombeamento do fluido térmico e no sistema de rastreamento, que de acordo com os dados e considerando que estes equipamentos funcionam apenas das 07:00 às 17:00, foi calculado um gasto de 76,76 kJ a cada minuto de funcionamento. Como se observa na Figura 36, depois das 17:00 de cada dia até as 07:00 do dia seguinte a energia líquida é igual a energia armazenada, pois, o bombeamento e o rastreamento permanecem desligados.

Figura 35 - Temperatura do reservatório e ambiente - ICR

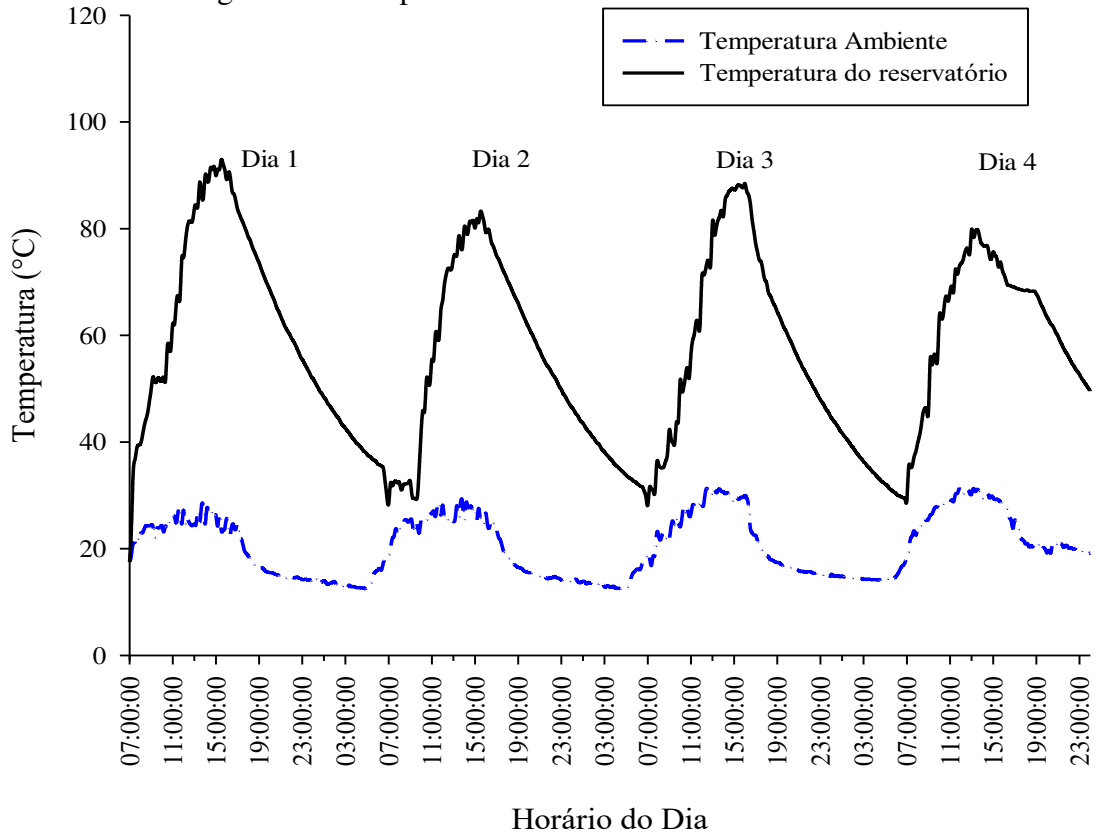
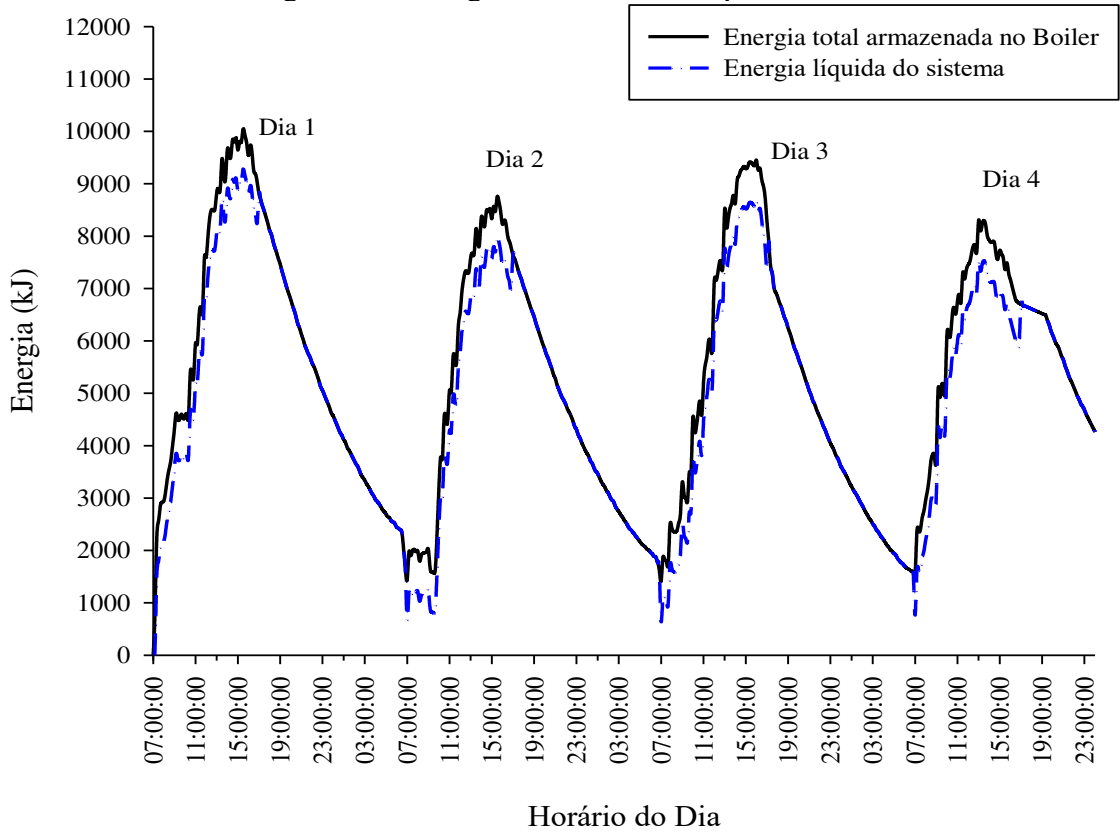


Figura 36 - Energia armazenada e líquida - ICR



EXPERIMENTO II:

Para os dias no inverno sem utilizar o sistema de rastreamento, foram atingidas temperaturas máximas de 52,2°C; 53,5°C e 57,8°C nos dias 1,2 e 3, respectivamente. Esses valores máximos são atingidos após as 12:30h desses dias. Isso está de acordo com a análise óptica feita para o sistema sem rastreamento (Figura 34), onde a absorvedor de calor encontra-se no maior valor de concentração solar, entre 11:30h e 12:30h. Além disso, é possível perceber que o ganho de temperatura do fluido só é mais intenso durante esse período, e que, diferentemente do sistema com rastreamento, a partir das 13:00 horas, o reservatório já começa a perder energia com a notável diminuição de temperatura do fluido, essa dinâmica pode ser observada na Figura 37.

Na Figura 38, é representado a dinâmica da energia total armazenada no reservatório e da energia líquida do sistema. O valor máximo de energia armazenada no reservatório foi de 3912,9 kJ; 4077,8 kJ; 4660,5 kJ para os dias 1, 2 e 3, respectivamente. A energia líquida representa a energia armazenada no reservatório com a subtração da energia consumida pelo bombeamento do óleo térmico, visto que esse sistema não apresenta rastreamento. Nessa grandeza, se percebe pontos de energia negativa, o que representa que o bombeamento consome mais energia do que é absorvido do sol. Esse fato ocorre principalmente no começo da manhã, entre 7 h e 8:30 h, devido à baixa radiação e eficiência óptica do horário.

Com base nos dados de temperatura entre 17:00 e 06:30 do dia seguinte, o coeficiente global de perda térmica U_s médio dos dias foi de 3,6 WK⁻¹.

Figura 37 - Temperatura do reservatório e ambiente - ISR

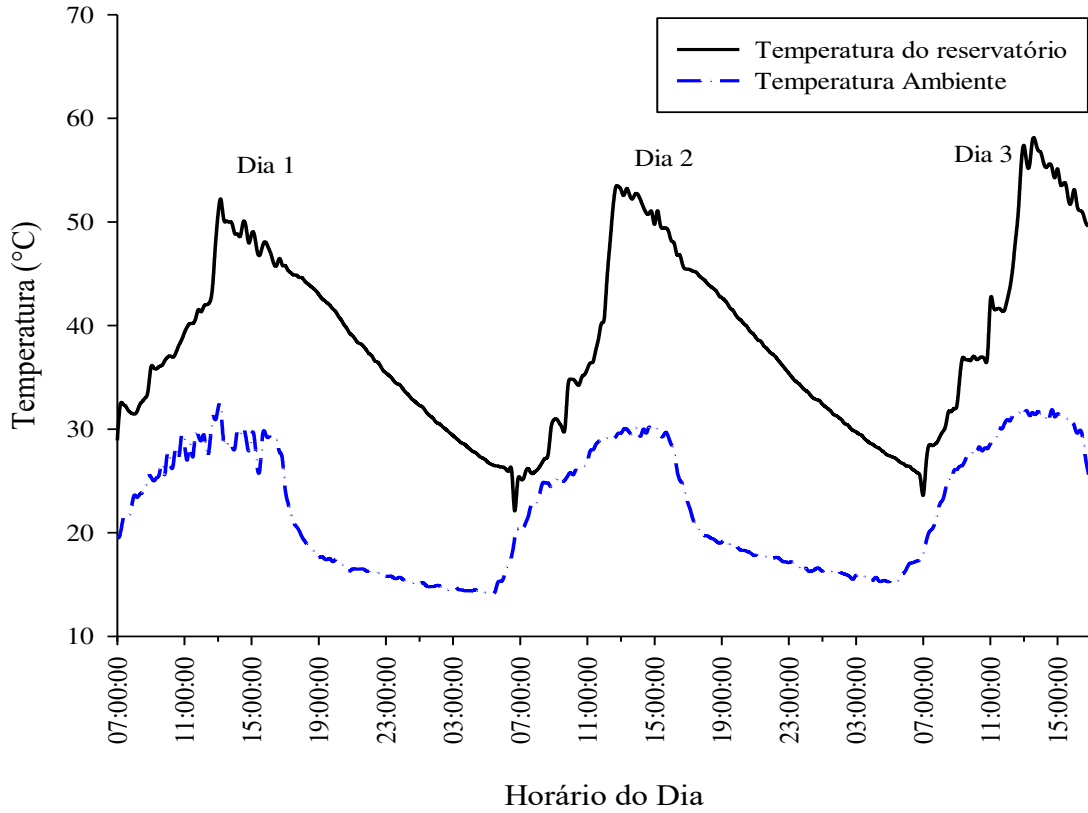
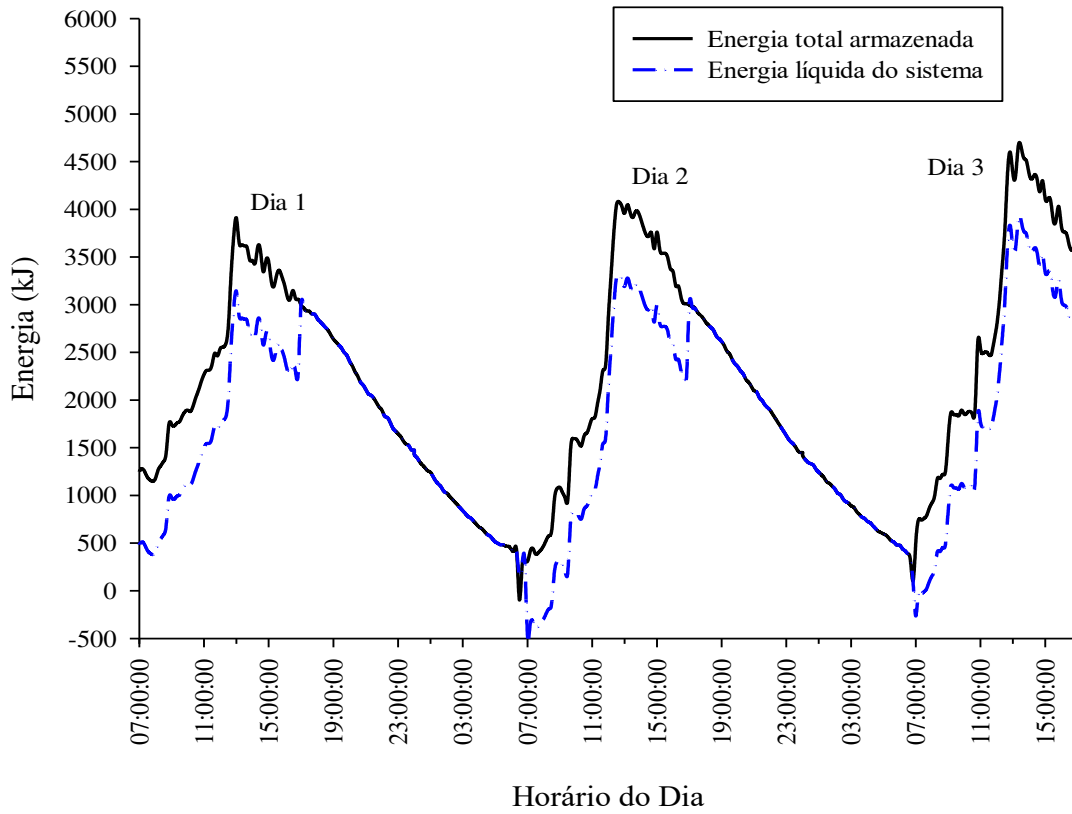


Figura 38 - Energia armazenada e líquida - ISR



Os Experimento I e II foram realizados durante o inverno e com base na Equação 12, foi calculada a eficiência instantânea para esses dois casos estudados (Figura 39).

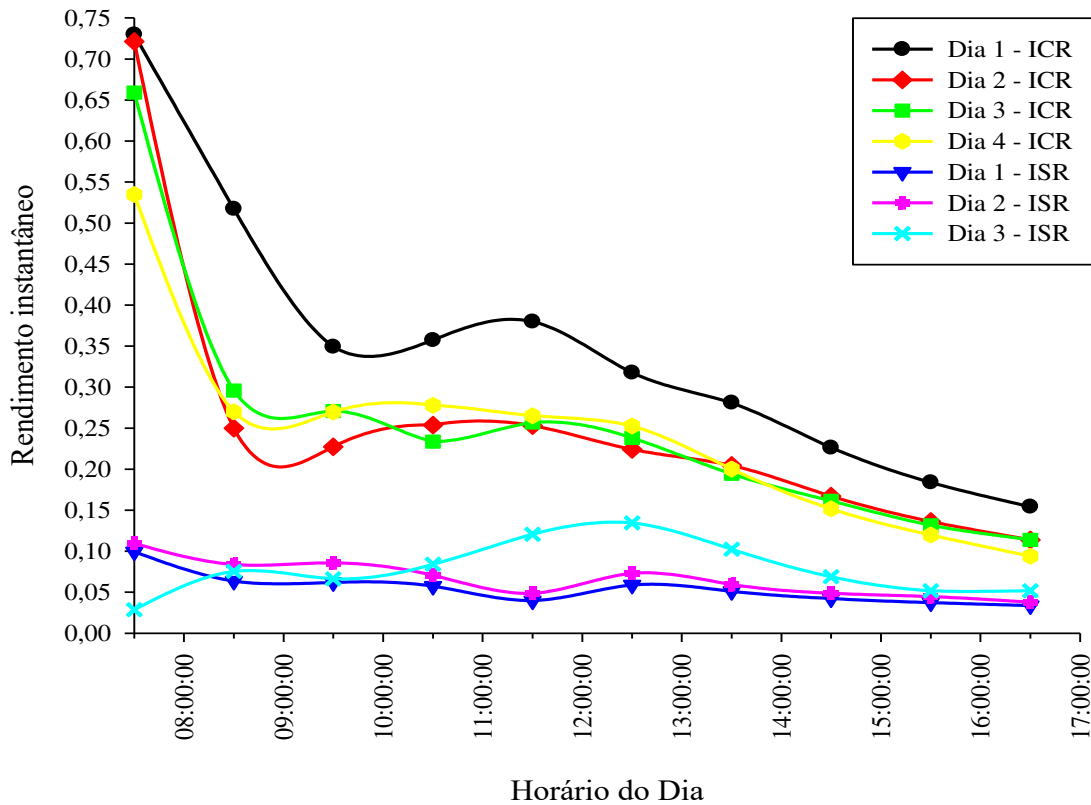
Para os dias com rastreamento foram obtidos rendimentos médios diários de 35%, 26%, 26% e 24%, para os dias 1, 2, 3 e 4, respectivamente. Percebe-se que o rendimento é maior no início da manhã, sendo essa informação corroborada pela análise óptica. Porém, esse rendimento diminui ao longo do dia e não aumenta novamente com o aumento da eficiência óptica no final da tarde. Um dos motivos para essa queda acentuada no rendimento instantâneo, pode estar relacionado a perda térmica do sistema de armazenamento de calor. Os valores de coeficiente global de perda térmicas foram calculados e estiveram compreendidos entre $3,6 \text{ WK}^{-1}$ e $3,9 \text{ WK}^{-1}$. De acordo com os autores Singh, Lazarus e Souliotis (2016), para um sistema com um eficiente isolamento térmico, esse coeficiente deve se manter abaixo de $2,0 \text{ W K}^{-1}$. E como na parte da tarde, percebe-se uma diminuição gradual da radiação solar direta e a temperatura do fluido já atingiu a temperatura máxima do dia, as perdas no SAT são consideráveis em relação a energia incidente, e a energia absorvida é transferida em grande parte para cobrir as perdas térmicas. Logo, analisando a curva de ganho de temperatura para esses dias (Figura 35), percebe-se que a temperatura do óleo térmico tem um aumento menor quando comparado com a parte da manhã, acarretando assim em uma diminuição do rendimento instantâneo do sistema até o final da tarde.

Para os dias sem rastreamento, as eficiências médias foram 8%, 7% e 5%, para os dias 1, 2 e 3, respectivamente. Esse comportamento segue a tendência do rendimento óptico analisado, com baixos valores durante a maior parte do tempo, devido ao não rastreamento. Porém, um outro fato a ser observado é que apesar do baixo rendimento óptico do sistema de concentração solar, para esse caso específico (sem rastreamento) a energia solar incidente no tubo a vácuo (absorvedor de calor) proveniente apenas do sol, sem concentração, contribui de forma mais significativa para o aumento da temperatura do fluido, do que no sistema com rastreamento, onde essa parcela de energia é pequena considerada a energia concentrada recebida ao longo do dia. É importante observar, que a energia térmica do sistema foi calculada com base na temperatura medida no reservatório, com isso, as perdas térmicas do circuito térmico (mangueiras de inox e tubos de cobre) que conectam o absorvedor de calor, a bomba de fluido térmico e o SAT, também influenciam na eficiência térmica do sistema como um todo.

Em relação a energia total armazenada, o sistema com rastreamento, aumenta a energia máxima de 115,5% a 123,5% em comparação ao sistema sem rastreamento e a temperatura máxima atingida, é em média, 52,8% a 60,7% maior. Ressalta-se ainda, que o sistema com

rastreamento solar atinge a temperatura máxima no sistema sem rastreamento às 10:00 da manhã, mantendo o ganho de energia até as 16:30 horas, o que não ocorre no sistema sem rastreamento.

Figura 39 - Rendimento instantâneo do sistema com rastreamento (ICR) e sem rastreamento solar (ISR)



Os resultados dos testes de eficiência térmica do coletor solar durante o inverno seguindo o padrão ASHARAE 93-1986, podem ser observados nas Figuras 40 e 41, sendo o sistema com rastreamento e sem rastreamento solar, respectivamente. Com base nos valores de eficiência instantânea e do parâmetro T^* foi ajustado o modelo linear. A partir do coeficiente angular e o coeficiente linear desses modelos, e utilizando as Equações 20 e 21, foram calculados os fatores F_R e U_L do sistema. Para o inverno com rastreamento (ICR) (Figura 40), o valor calculado para o fator de remoção F_R foi de 0,71 e o coeficiente de perdas térmicas do receptor U_L foi de $8,56 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$.

Para o inverno sem rastreamento (ISR) (Figura 41), o valor calculado para o fator de remoção F_R foi de 0,16 e o coeficiente de perdas térmicas do receptor U_L foi de $63,01 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$. Nesse caso, como o sistema não apresenta rastreamento, sua eficiente térmica é pequena, levando ao baixo fator de remoção e conseqüentemente a um alto coeficiente de perda térmica.

Figura 40 – Ajuste linear para o rendimento térmico - ICR

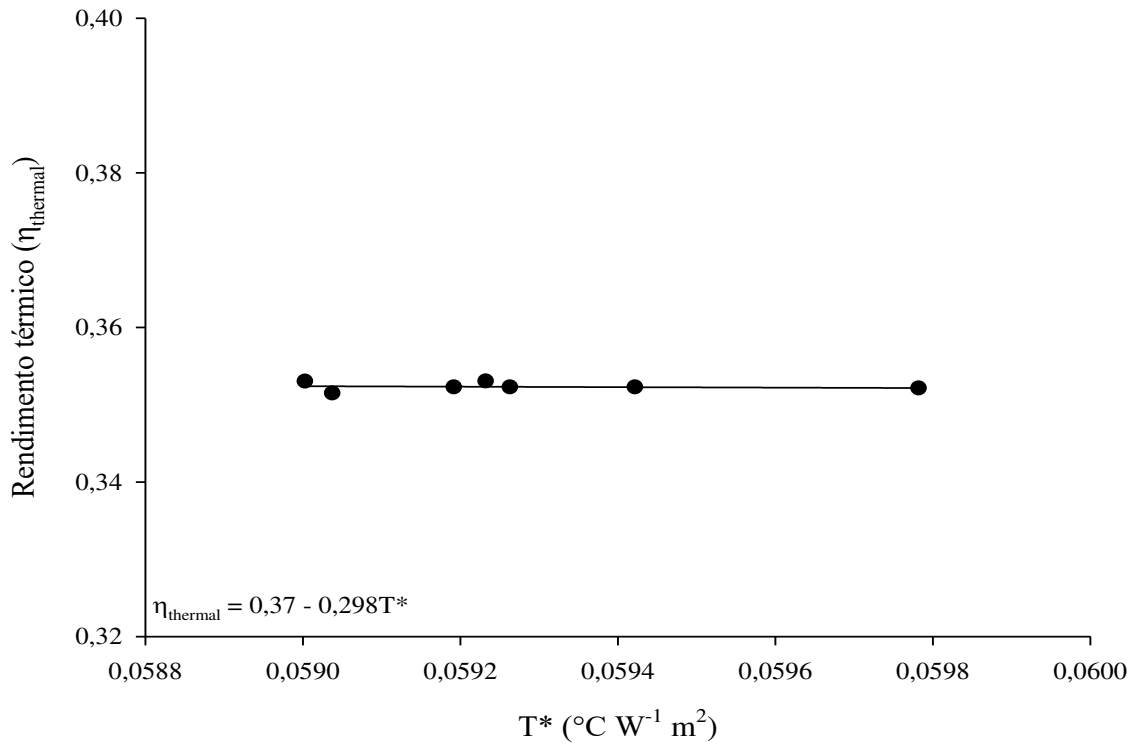
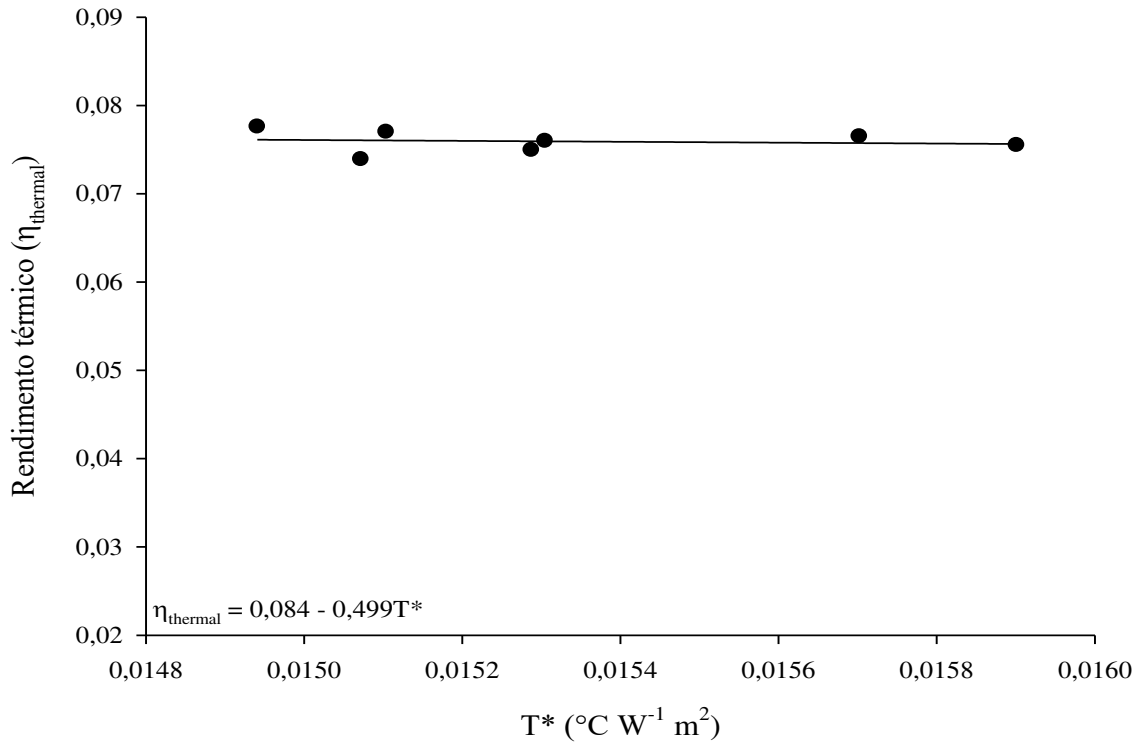


Figura 41 - Ajuste linear para o rendimento térmico - ISR



EXPERIMENTO III:

No experimento realizado no verão sem utilizar o sistema de rastreamento, foram atingidas temperaturas máximas de 50,42°C, 52,11°C e 58,51°C nos dias 1, 2 e 3, respectivamente (Figura 42). Devido a falta do rastreamento, a mesma tendência foi observada em relação aos experimentos anteriores, onde a temperatura aumentou de forma rápida após as 11:30 de cada dia. Observa-se que o dia 3 do experimento não foi feito em sequência aos dias 1 e 2. Nesse dia também é possível perceber que a elevação de temperatura foi maior que a dos outros dois dias. Isso se deve, principalmente, por ter sido um dia com poucas nuvens como se pode verificar distribuição do fluxo de radiação direta (Figura 27).

Na Figura 43, temos representado a dinâmica da energia total armazenada no reservatório e da energia líquida do sistema. O valor máximo de energia armazenada no reservatório foi de 3544,55 kJ; 3768,82 kJ e 5273,45 kJ para os dias 1, 2 e 3, respectivamente. Em relação a energia líquida, verifica-se intervalos com valores negativos, o que significa que o bombeamento consome mais energia do que é absorvida do sol. Para o horário noturno o coeficiente global de perda térmica médio dos dias foi de 3,27 WK⁻¹.

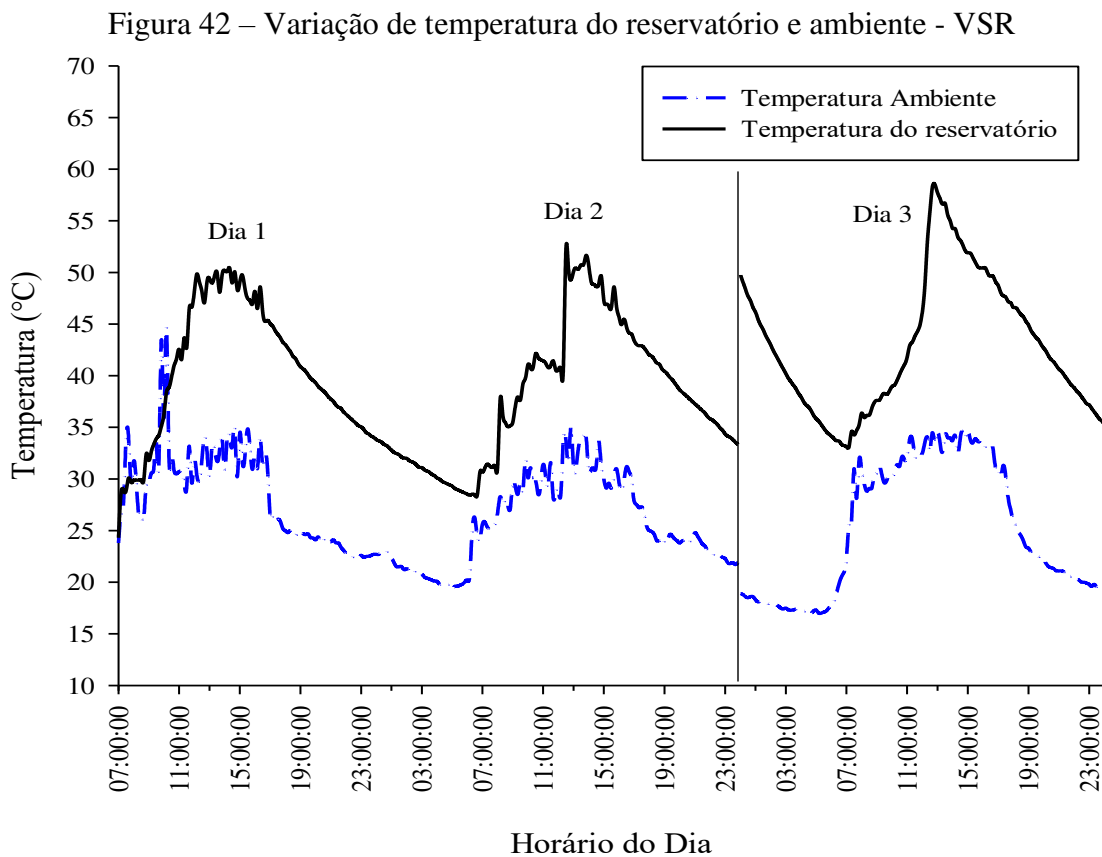
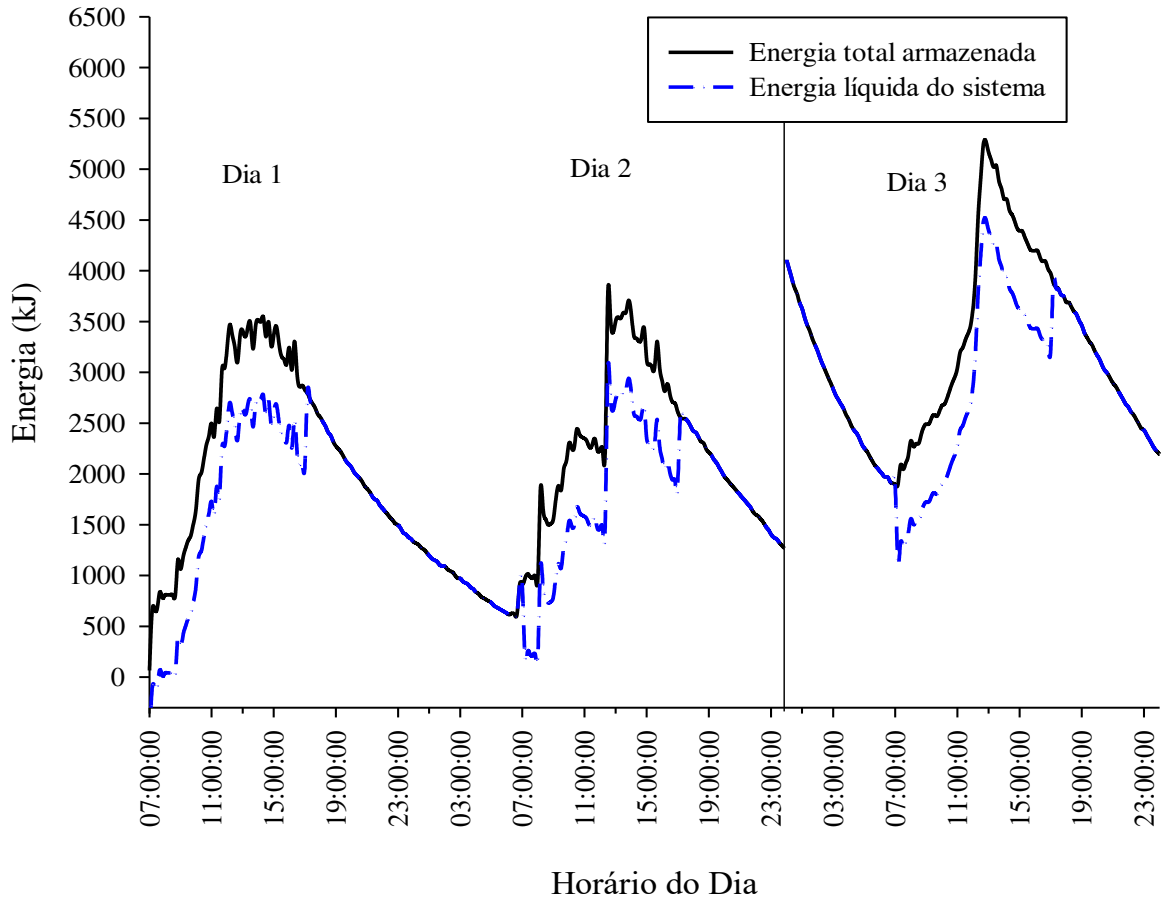


Figura 43 - Energia armazenada e líquida - VSR



EXPERIMENTO IV:

No verão utilizando o sistema de rastreamento, foram atingidas temperaturas máximas de 78,1°C; 91,9°C e 90,6°C nos dias 1,2 e 3, respectivamente (Figura 44). Essa tendência segue a mesma do inverno com o uso do sistema de rastreamento. Percebe-se que assim como discutido para o rendimento óptico, os valores máximos de temperatura do fluido térmico para o inverno e o para o verão são os mesmos, variando $\pm 1^\circ\text{C}$ de uma estação para outra. Isso ocorre, pelo fato do posicionamento da calha privilegiar o rendimento óptico e, conseqüentemente, o ganho de energia no inverno, para se obter uma eficiência anual maior.

A energia total armazenada no reservatório para esses dias foi de 7448,98 kJ; 9288,03 kJ; 9443,10 kJ, para os dias 1, 2 e 3, respectivamente (Figura 45). Nessa parte do experimento, a energia líquida não atinge pontos negativos, pois, o ganho de energia é sempre maior que o gasto com o bombeamento e o sistema de rastreamento. Comparando-se com o sistema de rastreamento no inverno, foi constatada uma redução média de 5,9% na energia máxima absorvida. Além do menor rendimento óptico, isso pode ser explicado devido ao verão ser uma estação do ano chuvosa para o local de estudo, verificando-se pelas curvas de radiação dos dias de execução do experimento, uma diminuição significativa na média da componente direta da

radiação. Em relação ao sistema sem rastreamento os ganhos de energia foram de 79,07% a 110,15%. Para esse experimento o coeficiente global de perda térmica médio foi de $4,2 \text{ WK}^{-1}$.

Figura 44 - Temperatura do reservatório e ambiente - VCR

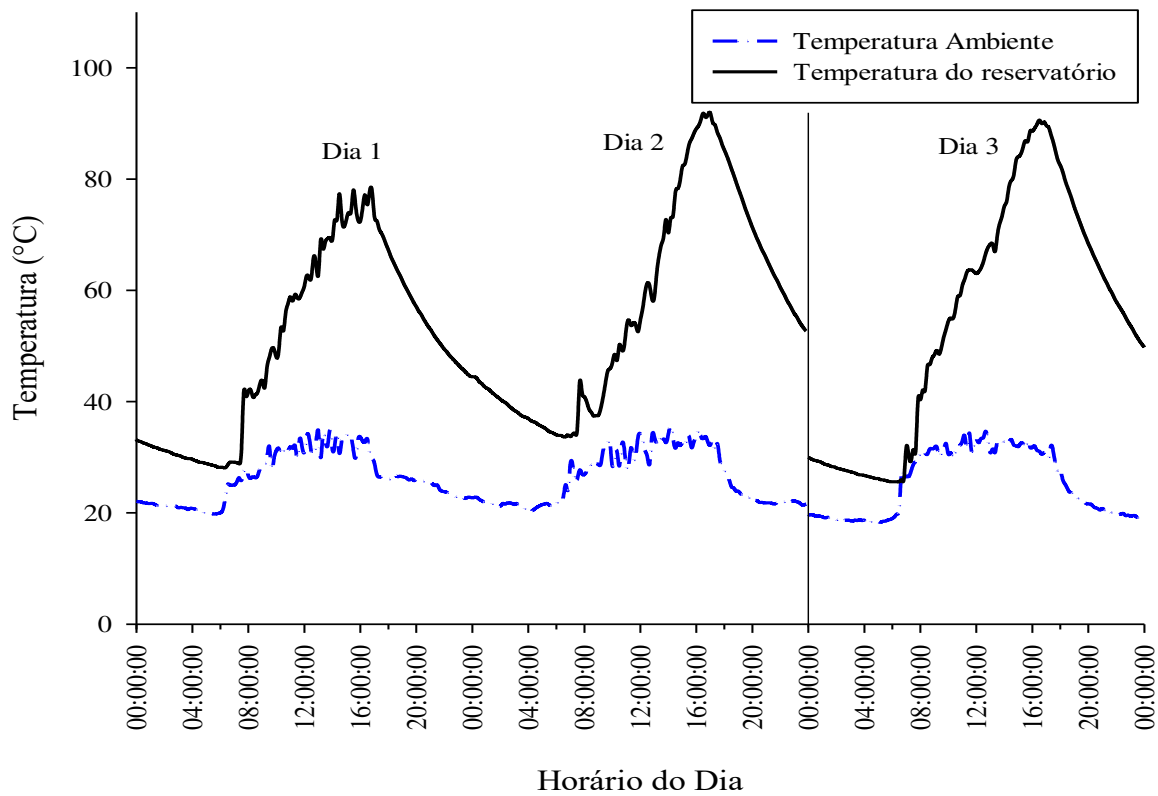
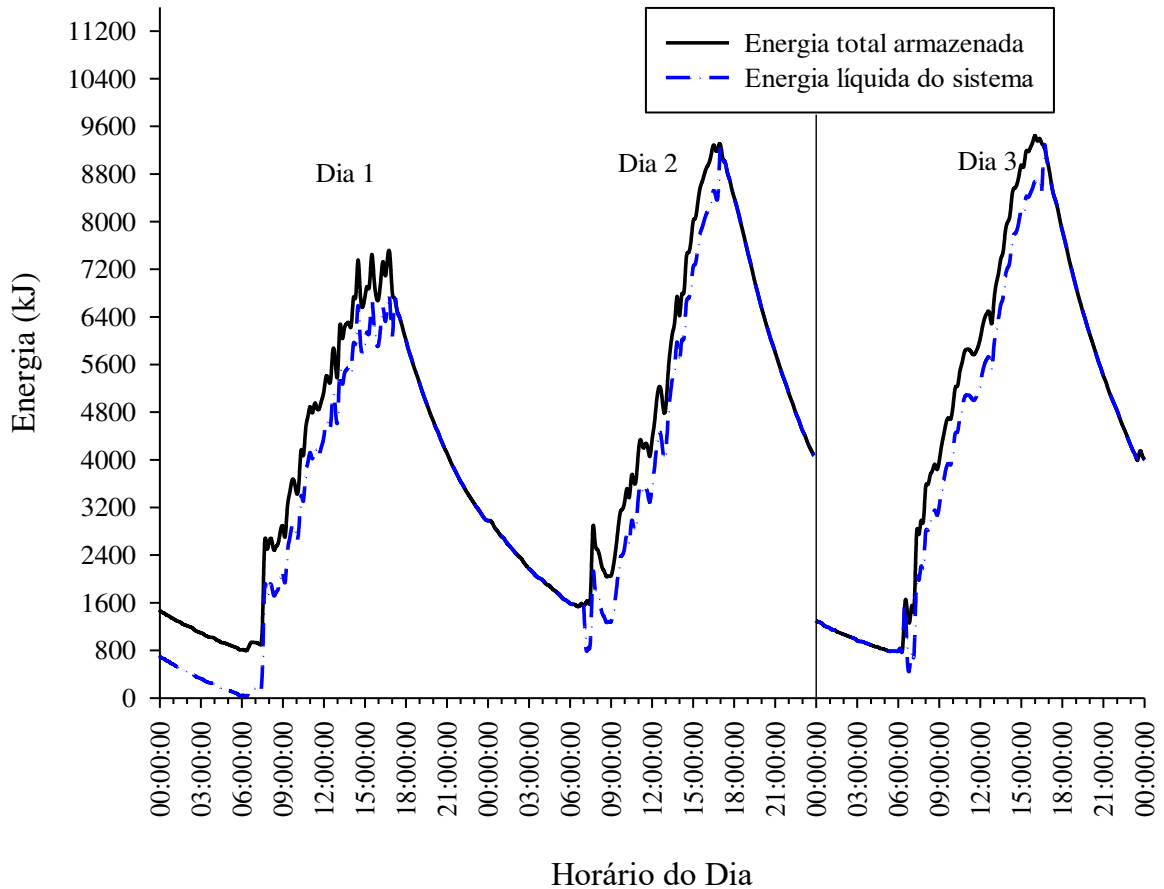
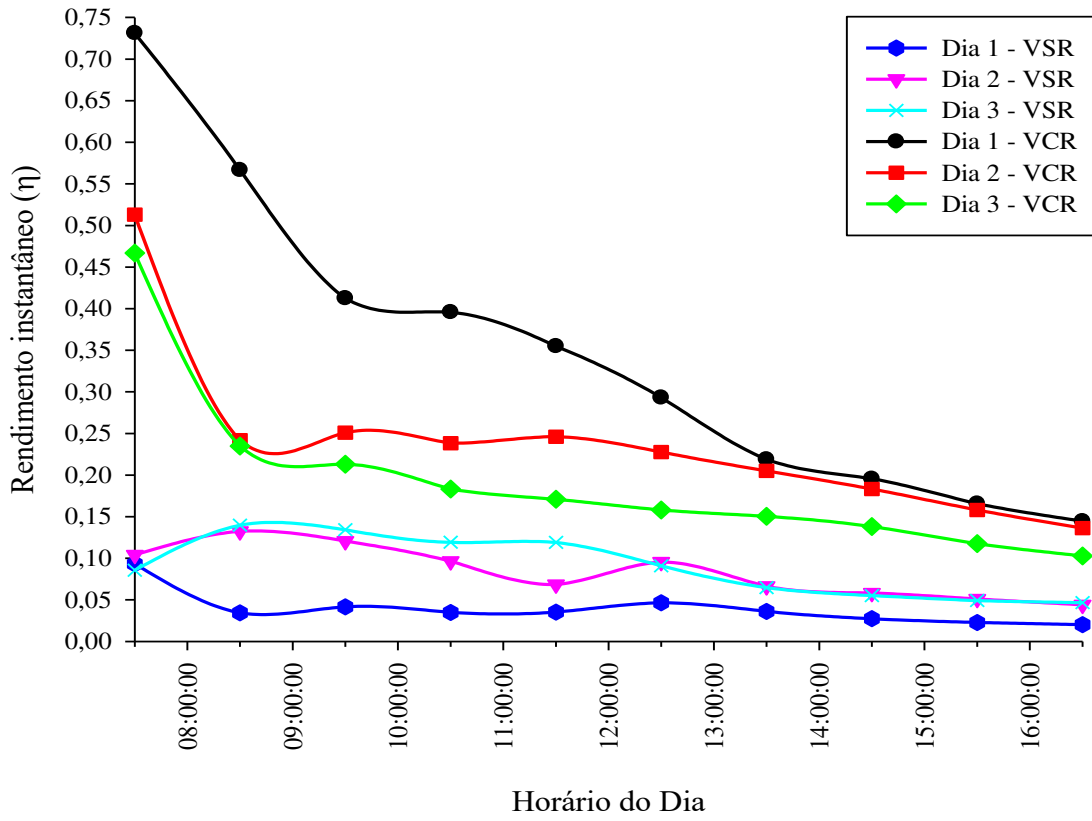


Figura 45 - Energia armazenada e líquida - VCR



Nos Experimentos III e IV executados durante o verão, o sistema apresenta a mesma dinâmica do inverno. Porém, de acordo com o posicionamento e tipo de rastreamento solar utilizado na calha, confirma a condição discutida para a eficiência óptica. Na qual, a inclinação da calha no mesmo ângulo da latitude local, aumenta o rendimento do sistema durante o inverno, pois, como se trata de uma estação climática com menor fluxo de radiação que o verão, foi possível uma maior captação de energia, e conseqüentemente, um maior rendimento anual. Já durante o verão, com maior fluxo de radiação solar, observa-se a diminuição dos rendimentos diários comparados aos do período de inverno, embora não acarretem menor ganho de energia para essa estação. Na Figura 46 podem ser observados as variações diárias dos rendimentos instantâneos para o verão, tanto para o sistema com rastreamento e sem rastreamento solar. Para os dias 1, 2 e 3 com rastreamento os rendimentos médios foram de 35%, 24% e 19%, respectivamente. Para os dias sem rastreamento foram de 9% para o dia 1, 8% para o dia 2 e 4% para o dia 3. A diminuição do rendimento ao longo do dia é justificado da mesma forma que para o inverno, ou seja, o coeficiente global de perda térmica do sistema de armazenamento está acima do desejável.

Figura 46 – Variação do rendimento instantâneo com rastreamento (VCR) e sem rastreamento solar (VSR)



Usando a norma ASHARE, para o verão com rastreamento (VCR) (Figura 47), o valor calculado para o fator de remoção F_R foi de 0,63 e o coeficiente de perdas térmicas do receptor U_L foi de $6,99 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$. No entanto, para o período de verão sem rastreamento (VSR, Figura 48), o valor calculado para o fator de remoção F_R foi de 0,26 e o coeficiente de perdas térmicas do receptor U_L foi de $32,76 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$. Em comparação com o inverno, o caso sem rastreamento apresentou uma eficiência térmica 61,9% maior no verão refletindo assim, no fator de remoção, e conseqüentemente, no coeficiente de perdas térmicas que diminuiu 48%.

Figura 47 - Ajuste linear para o rendimento térmico - VCR

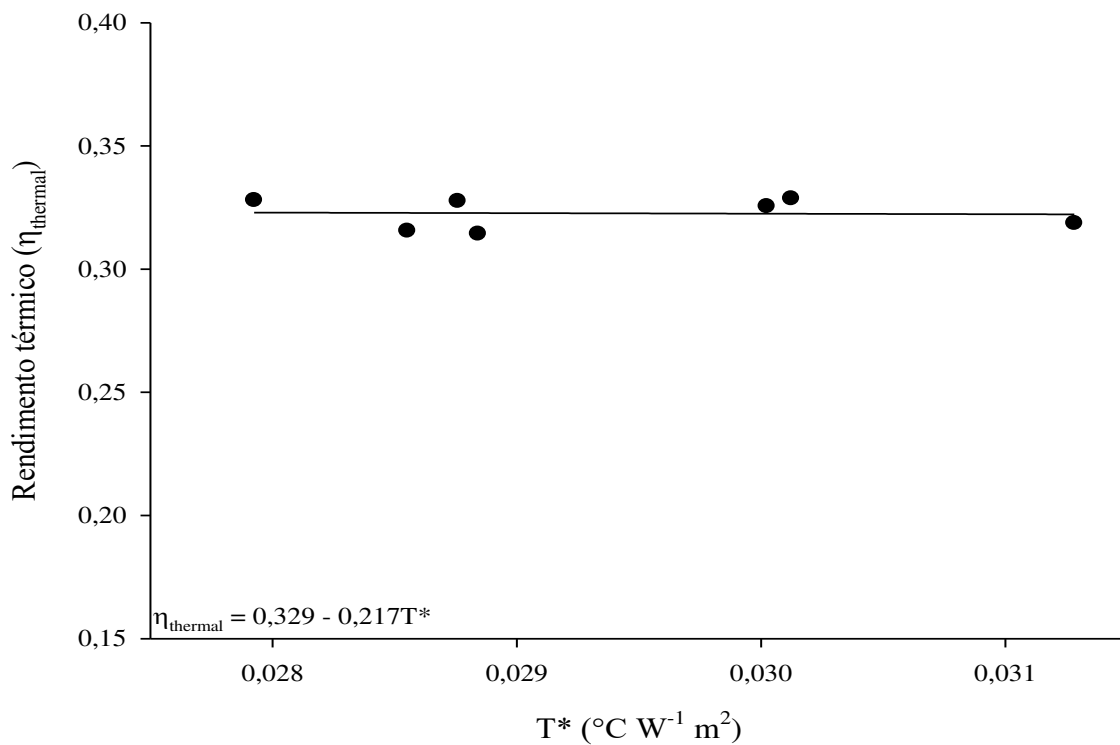
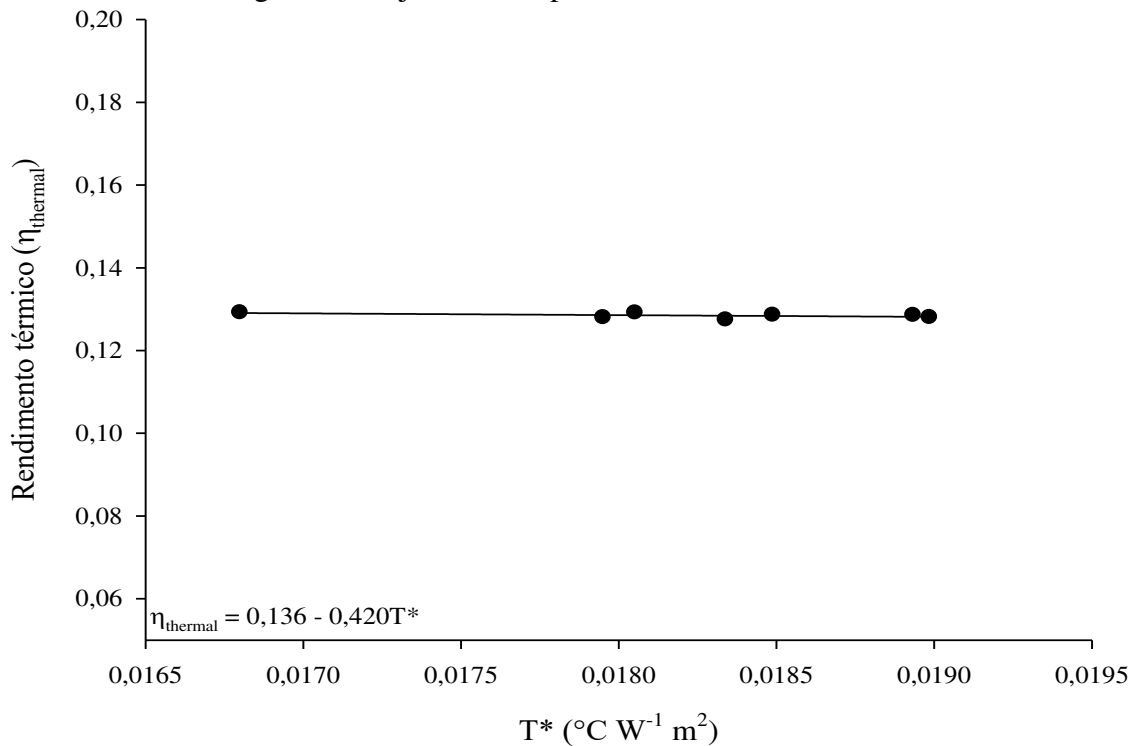


Figura 48 - Ajuste linear para o rendimento térmico - VSR



As eficiências térmicas instantâneas médias diárias do PTC, com rastreamento solar, durante o inverno (24% a 35%) e os dias de verão (19% a 35%) foram semelhantes. Esses resultados corroboram com valores encontrados por outros autores. No trabalho dos autores Ktistis, Agathokleous e Kalogirou (2021) a eficiência instantânea do PTC variou de 35% a 48% e a eficiência média durante o dia encontrada foi igual a 39%. No trabalho de Yang et al. (2020), feito para latitude de 31°, a eficiência térmica encontrada para um aquecimento de 200°C do fluido de transferência de calor foi de 37,5%. Em estudo feito durante o verão e o inverno, Hassan, Ahmed e Fathy (2019), encontraram rendimentos térmicos no verão entre 27,3% a 34,7% e durante o inverno de 20,3 a 22,9 %. Em outros trabalhos, as eficiências energética diárias do PTC variaram entre 19,7% e 52,6% (CHAFIE; BEN AISSA; GUIZANI, 2018), entre 17,7 e 23,3% (ULLAH; KANG, 2017), 13,1% a 23,2% (FATHY; HASSAN; SALEM AHMED, 2018), de 40%, com maiores ganhos na parte da manhã (KUMARESAN; SRIDHAR; VELRAJ, 2012), com uso de material reflexivo de vidro de 40,93% (BEEMKUMAR et al., 2019) e de 54,2% (ABBAS et al., 2017). Em usinas comerciais, usina SEGS VI, que trabalham com temperatura maiores de 300°C, a eficiência do campo solar é de 67,06% (YUANJING et al., 2020).

Os resultados para o coeficiente de perdas térmicas durante a noite, variaram entre 3,27 WK⁻¹ e 4,2 WK⁻¹, demonstrando que isolamento térmico do SAT não foi ideal, necessitando de melhorias. Porém, outros trabalhos relatados na literatura encontraram valores próximos. No trabalho de Harmim et al. (2019), o coeficiente global de perda térmica durante a noite variou entre 2,17 e 3,12 WK⁻¹. O coeficiente de perdas durante a noite, para uma variação de temperatura de 40°C, ficaram entre 5,69 WK⁻¹ e 7,04 WK⁻¹ (TRIPANAGNOSTOPOULOS; SOULIOTIS; NOUSIA, 2002). Valores maiores que 5 WK⁻¹ foi encontrado no trabalho de Singh, Lazarus e Souliotis (2016). Os autores Souliotis et al. (2017) obtiveram valores entre 1,30 W K⁻¹ e 1,70 W K⁻¹.

Para os testes utilizando o padrão ASHARAE 93-1986, que depende da eficiência óptica ao meio-dia e da razão de concentração (C) do PTC, alguns trabalhos relatados na literatura foram organizados na Tabela 5.

Tabela 5 - Rendimentos térmicos ASHARAE 93-1986

$\eta_{thermal}$	C	Autores
0,0585 – 0,1675T*	38,84	(PECH; SOBERANIS, 2012)
0,638 – 0,387T*	21,2	(KALOGIROU, 1996)
0,658 – 0,683T*	9,25	(COCCIA; DI NICOLA; SOTTE, 2015)
0,551 – 0,316T*	11,47	(CHAFIE et al., 2016)
0,655 – 0,15T*	23,6	(REDDY; ANANTHSORNARAJ, 2020)_ER
0,631 – 0,681T*	23,6	(REDDY; ANANTHSORNARAJ, 2020)_NER
0,5608 – 2.468T*	14,87	(VENEGAS-REYES et al., 2012)
0,351 – 2,117T*	14,9	(JARAMILLO et al., 2013)_ PTC 45
0,612 – 2,302T*	13,3	(JARAMILLO et al., 2013)_ PTC 90
0,37 – 0,298T*	20,4	Esse trabalho_ ICR
0,084 – 0,499T*	20,4	Esse trabalho_ ISR
0,329 – 0,217T*	20,4	Esse trabalho_ VCR
0,136 – 0,420T*	20,4	Esse trabalho_ VSR

4 ANÁLISE ECONÔMICA

O custo de capital do protótipo desenvolvido, foi calculado com base em todos os componentes e peças utilizadas na fabricação do protótipo. Foram considerados gastos referentes a materiais metálicos para construção, equipamentos de acionamentos (inversor de frequência e driver do motor de passo), bomba hidráulica, motor de passo entre outros listados na Tabela 6. Como fluido térmico, foi utilizado óleo lubrificante SAE15W40 usado, adquiridos em oficina especializada com o mesmo custo pago pelas empresas que recolhem o material para reciclagem.

Tabela 6 - Custo dos componentes do sistema

Qtde	un	Descrição	valor unitário	valor total
Estruturas metálicas base - aço carbono				
2	un	Tubo quadrado de aço carbono 30X30 - 6m	R\$39,50	R\$79,00
1	un	Tubo quadrado de aço carbono 15x15 - 6 m	R\$19,80	R\$19,80
0,5	m2	Chapa de aço carbono	R\$125,00	R\$62,50
2	kg	Eletrodos revestidos E 6013 solda	R\$11,00	R\$22,00

4	un	Disco de desbaste	R\$4,20	R\$16,80
2	L	Tinta e antiferrugem	R\$25,00	R\$50,00
5	un	Disco de corte	R\$2,00	R\$10,00
1	un	Cantoneira 2 in (50,8 mm) - 6 m	R\$110,00	R\$110,00
Estrutura da calha em alumínio				
4	un	Chapa de alumínio 1 m X 2 m espessura 0,5 mm	R\$115,00	R\$460,00
2	un	Perfil de alumínio CG012 - 35x25 mm	R\$67,90	R\$135,80
4	un	Barra chara de alumínio 5/8 in X 1/8 in	R\$19,37	R\$77,48
300	un	Rebites de empuxo 310	R\$0,01	R\$1,50
Parte reflexiva				
6	m ²	Película reflexiva com adesivo	R\$80,00	R\$480,00
Sistema de rastreamento				
1	un	Motor de passo - NEMA 23 30kgf	R\$310,00	R\$310,00
1	un	Driver de acionamento (TB6600)	R\$72,00	R\$72,00
1	un	Redutor de velocidade MNRV030 (1:50)	R\$450,00	R\$450,00
1	un	Sistema de controle (Arduino etc.)	R\$50,00	R\$50,00
Sistema térmico				
1	un	Reservatório (Tambor metálico 200 L)	R\$65,00	R\$65,00
1	un	Anel de vedação silicone para aquecedor solar	R\$9,00	R\$9,00
1	un	Tubo a vácuo aquecedor solar	R\$110,00	R\$110,00
3	m	Tubo de cobre flexível 3/4 in	R\$21,00	R\$63,00
4	un	Registro de esfera 3/4 in	R\$23,50	R\$94,00
2	un	Mangueira flexível 3/4 in em aço inox 304 para alta temperatura	R\$212,00	R\$424,00
0,5	kg	Coloca adesiva para manta cerâmica	R\$46,90	R\$23,45
5	m ²	Manta de Fibra Cerâmica para 1260°C de 25mm de espessura e densidade 64	R\$92,60	R\$463,00
10	m	Manta asfáltica autoadesiva aluminizada 30 cm de espessura	R\$7,30	R\$73,00
1	un	Bomba de engrenagem 1/2 in	R\$2.500,00	R\$2.500,00
1	un	Veda rosca	R\$4,99	R\$4,99
1	un	Silicone de alta temperatura	R\$22,00	R\$22,00

2	un	União de latão 1/2 para 3/4 in	R\$22,00	R\$44,00
3	un	Porca flange para tubo de cobre 3/4 in	R\$13,00	R\$39,00
1	un	Inversor de frequência CFW08	R\$1.199,00	R\$1.199,00
60	L	Óleo térmico SAE15W40 (USADO)	R\$0,20	R\$12,00
20	m	Fio de cobre 2,5 mm2	R\$1,72	R\$34,40
1	un	Fita isolante	R\$4,80	R\$4,80
Total de gastos com rastreamento em Reais (R\$)			R\$7.591,52	
Total de gastos sem rastreamento em Reais (R\$)			R\$6.709,52	
Total de gastos com rastreamento em dólar (US\$)			\$1.372,19	
Total de gastos sem rastreamento em dólar (US\$)			\$1.212,77	

Para a análise econômica foi utilizada a taxa de câmbio de real para dólar americano referente ao dia 24/03/2021 (\$1 = R\$ 5,42) (BCB, 2021a). A taxa de juros média anual foi usada a SELIC do ano de 2020, que foi de 2,76% ao ano (BCB, 2021b). O valor do custo operacional anual foi considerado 10% do custo de capital de cada um dos sistemas e a vida útil de 20 anos (YANG et al., 2020). Já o valor médio da irradiação direta no Brasil foi retirado do Atlas brasileiro de energia solar (4,5 kWm⁻²dia⁻¹) (PEREIRA et al., 2017). A tarifa de energia elétrica (0,64 R\$ kWh⁻¹), usada no cálculo do custo de funcionamento da bomba e do sistema de rastreamento, foi considerado da classe industrial, fornecido pela Companhia energética de Minas Gerais (CEMIG, 2021). A energia consumida pelo sistema de rastreamento é muito pequena, na ordem de 2,16 kWh ano⁻¹, o que não impacta na análise de custo anual de forma significativa. Na Tabela 7 estão organizados os valores encontrados na análise econômica.

Tabela 7 - Análise econômica

Componente	Valor (R\$)	Valor (US\$)
Custo anual de consumo de energia (CR)	1709,43	308,98
Custo anual de consumo de energia (SR)	1708,01	308,73
Custo manutenção anual (CR)	759,15	137,22
Custo manutenção anual (SR)	670,95	121,28
Custo total por m ² (CR)	2012,57	363,78
Custo total por m ² (SR)	1846,19	333,70
LCOH por kWh – (CR)	3,12	0,56
LCOH por kWh – (SR)	12,53	2,26

*CR = Com Rastreamento; (SR) = Sem Rastreamento

A análise econômica indica um custo nivelado de energia (LCOH) de 0,56 US\$ kWh⁻¹ para o sistema com rastreamento solar. Esse valor é próximo aos relatados na literatura, como no trabalho de YANG et al. (2020), onde foi verificado LCOH de 0,51 US\$ kWh⁻¹ e no trabalho de LI et al. (2017), que reportaram o valor de 0,6 US\$ kWh⁻¹. Em usinas térmicas de grande porte e comercialmente ativas, como a usina SEGS VI nos Estados Unidos, com capacidade instalada total de 353,8 WM, a LCOH reportada é de 0,13 US\$ kWh⁻¹ (YUANJING et al., 2020).

O valor do custo total do campo solar, foi calculado em 363,78 (US\$ m⁻²), estando em acordo com (COCCIA; DI NICOLA; SOTTE, 2015) e (CHAFIE et al., 2016) que relataram 398,4 US\$ m⁻² e 391,20 US\$ m⁻², respectivamente. Em modelos com desempenho equivalente ao EuroTrough, modelo comercial de PTC, os custos de instalação são na ordem 262 US\$ m⁻² (KINCAID et al., 2018).

Para o sistema sem rastreamento o custo total por área foi estimado em 333,70 US\$ m⁻². Também, é possível perceber que o LCOH é alto (2,26 US\$ kWh⁻¹) quando comparado aos demais casos. Essa elevação no LCOH é justificada pelo baixo rendimento do sistema e o uso do sistema de bombeamento que insere grande custo de capital e de consumo de energia elétrica. Em trabalhos com sistemas sem rastreamento e que não utiliza sistema de bombeamento de fluido (convecção natural), o custo total por área foram relatados entre, 177,12 US\$ m⁻² e US\$ 219,84 US\$ m⁻² dependendo do fluido térmico utilizado, como água e óleo térmico, respectivamente (BARBOSA et al., 2020).

O valor encontrado de LCOH para esse trabalho é superior ao de uma planta comercial em funcionamento, pois, o custo nivelado de energia depende do rendimento médio do sistema, que por sua vez depende fortemente do processo construtivo como um todo, que para esse trabalho pode ser melhorado alcançando-se melhores rendimentos. Outra forma de diminuição dos custos, pode ser atingida com a produção em escala do sistema e melhoria na eficiência energética do sistema de bombeamento. Vale ressaltar, que o custo médio desse tipo de sistema, pode variar de localidade para localidade, dependendo do custo médio da matéria prima no local.

5 CONCLUSÃO

O rendimento óptico do sistema de rastreamento no verão, foi em média 5,5% menor que o rendimento óptico no inverno, sendo esse fato é explicado pelo tipo de posicionamento e rastreamento utilizado. O rendimento térmico médio para os experimentos com rastreamento solar no inverno e no verão, foram de 27,8% e 26%, respectivamente.

A ausência de rastreamento faz com que o rendimento óptico médio durante o inverno e o verão sejam muito baixos, na faixa de 5 % o que resultam em uma baixa eficiência térmica nos experimentos. Os picos de rendimento óptico, foram atingidos próximos ao horário de meio-dia de 52,7% para o inverno e 49,6% para o verão.

O ganho de energia também é influenciado pela ausência de rastreamento solar. No inverno o ganho de energia do sistema com rastreamento em relação ao sem rastreamento foi de até 123,5% e para o verão foi de até 110,15% em relação ao sistema com rastreamento. Para o caso sem rastreamento e analisando a curva horária da eficiência óptica, conclui-se que o ganho de energia nos horários da manhã, antes do meio-dia, e da tarde, após o meio-dia, não ocorre devido ao concentrador parabólico e sim pela radiação direta solar no tubo absorvedor.

A análise econômica indica um custo nivelado de energia (LCOH) para os sistemas com e sem rastreamento solar foram de 0,56 e 2,26 US\$ kWh⁻¹, respectivamente. Os custos nivelados para o sistema sem rastreamento, principalmente, apresentam-se mais elevados na produção de energia térmica em comparação com a literatura.

Para trabalhos futuros é importante melhorar a construção da superfície reflexiva para melhorar a eficiência óptica. Adicionalmente, sugere-se melhorar o isolamento térmico de outros componentes do sistema, tais como mangueiras, tubos de cobre e o sistema de armazenamento de calor.

REFERÊNCIAS

ABBAS, R. et al. Design of an innovative linear Fresnel collector by means of optical performance optimization: A comparison with parabolic trough collectors for different latitudes. **Solar Energy**, v. 153, p. 459–470, set. 2017.

AGARWAL, A. K.; GOYAL, S. K.; SRIVASTAVA, D. K. Time resolved numerical modeling of oil jet cooling of a medium duty diesel engine piston. **International Communications in Heat and Mass Transfer**, maio 2011.

AĞBULUT, Ü. Mathematical calculation and experimental investigation of expanded perlite based heat insulation materials' thermal conductivity values. **Journal of Thermal Engineering**, v. 4, n. 5, p. 2274–2286, 28 jun. 2018.

BARBOSA, E. G. et al. Experimental evaluation of a stationary parabolic trough solar collector: Influence of the concentrator and heat transfer fluid. **Journal of Cleaner Production**, 2020.

BCB, (BANCO CENTRAL DO BRASIL). **Cotação**. Disponível em: <<https://www.bcb.gov.br/>>. Acesso em: 24 mar. 2021a.

BCB, (BANCO CENTRAL DO BRASIL). **Taxas de juros básicas – Histórico**. Disponível em: <<https://www.bcb.gov.br/controleinflacao/historicotaxasjuros>>. Acesso em: 24 mar. 2021b.

BEEMKUMAR, N. et al. Comparative experimental study on parabolic trough collector integrated with thermal energy storage system by using different reflective materials. **Journal of Thermal Analysis and Calorimetry**, v. 137, n. 3, p. 941–948, 4 ago. 2019.

CEMIG, (CAMPANHIA ENERGÉTICA DE MINAS GERAIS). **Valores de tarifas e serviços**. Disponível em: <<https://www.cemig.com.br/atendimento/valores-de-tarifas-e-servicos/>>. Acesso em: 24 mar. 2021.

CHAFIE, M. et al. Experimental investigation of parabolic trough collector system under Tunisian climate: Design, manufacturing and performance assessment. **Applied Thermal Engineering**, v. 101, p. 273–283, maio 2016.

CHAFIE, M.; BEN AISSA, M. F.; GUIZANI, A. Energetic end exergetic performance of a parabolic trough collector receiver: An experimental study. **Journal of Cleaner Production**, v. 171, p. 285–296, jan. 2018.

COCCIA, G.; DI NICOLA, G.; SOTTE, M. Design, manufacture, and test of a prototype for a parabolic trough collector for industrial process heat. **Renewable Energy**, v. 74, p. 727–736, fev. 2015.

DAL PAI, A. et al. MEO shadowring method for measuring diffuse solar irradiance: Corrections based on sky cover. **Renewable Energy**, v. 99, p. 754–763, dez. 2016.

DE OLIVEIRA, A. P.; MACHADO, A. J.; ESCOBEDO, J. F. A new shadow-ring device for measuring diffuse solar radiation at the surface. **Journal of Atmospheric and Oceanic**

Technology, 2002.

FAN, M. et al. An optimized Monte Carlo ray tracing optical simulation model and its applications to line-focus concentrating solar collectors. **Applied Energy**, v. 225, p. 769–781, set. 2018.

FATHY, M.; HASSAN, H.; SALEM AHMED, M. Experimental study on the effect of coupling parabolic trough collector with double slope solar still on its performance. **Solar Energy**, v. 163, p. 54–61, mar. 2018.

GÜVEN, H. M.; BANNEROT, R. B. Determination of error tolerances for the optical design of parabolic troughs for developing countries. **Solar Energy**, v. 36, n. 6, p. 535–550, 1986.

HARMIM, A. et al. Simulation and experimentation of an integrated collector storage solar water heater designed for integration into building facade. **Energy**, v. 166, p. 59–71, jan. 2019.

HASSAN, H.; AHMED, M. S.; FATHY, M. Experimental work on the effect of saline water medium on the performance of solar still with tracked parabolic trough collector (TPTC). **Renewable Energy**, v. 135, p. 136–147, maio 2019.

HE, Y.-L. et al. A MCRT and FVM coupled simulation method for energy conversion process in parabolic trough solar collector. **Renewable Energy**, v. 36, n. 3, p. 976–985, mar. 2011.

HOSEINZADEH, H.; KASAEIAN, A.; BEHSHAD SHAFII, M. Geometric optimization of parabolic trough solar collector based on the local concentration ratio using the Monte Carlo method. **Energy Conversion and Management**, v. 175, p. 278–287, nov. 2018.

INCROPERA, F. P. et al. **Fundamentos de transferencia de calor**. Rio de Janeiro: LTC, 2008.

JARAMILLO, O. A. et al. Parabolic trough concentrators for low enthalpy processes. **Renewable Energy**, v. 60, p. 529–539, dez. 2013.

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

JIANG, Y. R.; HU, P.; IBRAHIM, A. Experimental and numerical investigation on heat transfer characteristics of supercritical R1234ze(E) cooled in horizontal tubes. **International Journal of Heat and Fluid Flow**, 2020.

KALOGIROU, S. Parabolic trough collector system for low temperature steam generation: Design and performance characteristics. **Applied Energy**, v. 55, n. 1, p. 1–19, set. 1996.

KALOGIROU, S. A. **Solar Energy Engineering: Processes and Systems: Second Edition**. [s.l.] Academic Press, 2014.

KALUBA, V. S.; MOHAMAD, K.; FERRER, P. Experimental and simulated performance of hot mirror coatings in a parabolic trough receiver. **Applied Energy**, v. 257, p. 114020, jan. 2020.

KINCAID, N. et al. An optical performance comparison of three concentrating solar power

collector designs in linear Fresnel, parabolic trough, and central receiver. **Applied Energy**, v. 231, p. 1109–1121, dez. 2018.

KTISTIS, P. K.; AGATHOKLEOUS, R. A.; KALOGIROU, S. A. Experimental performance of a parabolic trough collector system for an industrial process heat application. **Energy**, v. 215, n. Part A, 2021.

KUMARESAN, G.; SRIDHAR, R.; VELRAJ, R. Performance studies of a solar parabolic trough collector with a thermal energy storage system. **Energy**, v. 47, n. 1, p. 395–402, nov. 2012.

LI, Q. et al. Design and analysis of a medium-temperature, concentrated solar thermal collector for air-conditioning applications. **Applied Energy**, v. 190, p. 1159–1173, mar. 2017.

MARQUES FILHO, E. P. et al. Global, diffuse and direct solar radiation at the surface in the city of Rio de Janeiro: Observational characterization and empirical modeling. **Renewable Energy**, 2016.

MWESIGYE, A. et al. Influence of optical errors on the thermal and thermodynamic performance of a solar parabolic trough receiver. **Solar Energy**, 2016.

NREL, (THE NATIONAL RENEWABLE ENERGY LABORATORY). **SolTrace**. Disponível em: <<https://www.nrel.gov/csp/soltrace.html>>. Acesso em: 20 out. 2020.

PECH, A. J.; SOBERANIS, M. A. E. Efficiency curves analysis of a parabolic trough solar collector in the Yucatan Peninsula. **Journal of Renewable and Sustainable Energy**, v. 4, n. 2, p. 021203, mar. 2012.

PENG, S. et al. A new rotatable-axis tracking solar parabolic-trough collector for solar-hybrid coal-fired power plants. **Solar Energy**, 2013.

PEREIRA, E. et al. **Atlas brasileiro de energia solar**. [s.l.] Universidade Federal de São Paulo, 2017.

QU, W. et al. Test of a solar parabolic trough collector with rotatable axis tracking. **Applied Energy**, 2017.

REDDY, K. S.; ANANTHSORNARAJ, C. Design, development and performance investigation of solar Parabolic Trough Collector for large-scale solar power plants. **Renewable Energy**, v. 146, p. 1943–1957, fev. 2020.

SINGH, R.; LAZARUS, I. J.; SOULIOTIS, M. Recent developments in integrated collector storage (ICS) solar water heaters: A review. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 54, p. 270–298, fev. 2016.

SOULIOTIS, M. et al. Integrated collector storage solar water heater under partial vacuum. **Energy**, v. 139, p. 991–1002, nov. 2017.

THOMAS, A.; GUVEN, H. M. Effect of optical errors on flux distribution around the absorber tube of a parabolic trough concentrator. **Energy Conversion and Management**, v. 35, n. 7, p. 575–582, jul. 1994.

TINA, G. M.; GAGLIANO, S. Probabilistic modelling of hybrid solar/wind power system with solar tracking system. **Renewable Energy**, v. 36, n. 6, p. 1719–1727, jun. 2011.

TRIPANAGNOSTOPOULOS, Y.; SOULIOTIS, M.; NOUSIA, T. CPC type integrated collector storage systems. **Solar Energy**, v. 72, n. 4, p. 327–350, abr. 2002.

ULLAH, F.; KANG, M. Impact of air flow rate on drying of apples and performance assessment of parabolic trough solar collector. **Applied Thermal Engineering**, v. 127, p. 275–280, dez. 2017.

VALENZUELA, L.; LÓPEZ-MARTÍN, R.; ZARZA, E. Optical and thermal performance of large-size parabolic-trough solar collectors from outdoor experiments: A test method and a case study. **Energy**, v. 70, p. 456–464, jun. 2014.

VENEGAS-REYES, E. et al. Design, construction, and testing of a parabolic trough solar concentrator for hot water and low enthalpy steam generation. **Journal of Renewable and Sustainable Energy**, v. 4, n. 5, p. 053103, set. 2012.

VOUROS, A. et al. Modelling the overall efficiency of parabolic trough collectors. **Sustainable Energy Technologies and Assessments**, v. 40, p. 100756, ago. 2020.

YANG, M. et al. Optical and thermal performance analysis of a micro parabolic trough collector for building integration. **Applied Energy**, v. 260, p. 114234, fev. 2020.

YAO, Y. et al. A multipurpose dual-axis solar tracker with two tracking strategies. **Renewable Energy**, v. 72, p. 88–98, dez. 2014.

YILMAZ, İ. H.; MWESIGYE, A. Modeling, simulation and performance analysis of parabolic trough solar collectors: A comprehensive review. **Applied Energy**, 2018.

YUANJING, W. et al. Performance analysis of an improved 30 MW parabolic trough solar thermal power plant. **Energy**, v. 213, p. 118862, dez. 2020.

ZHANG, Z. et al. Multiphysics-coupled study of wind load effects on optical performance of parabolic trough collector. **Solar Energy**, v. 207, p. 1078–1087, set. 2020.

ZOU, B. et al. A detailed study on the optical performance of parabolic trough solar collectors with Monte Carlo Ray Tracing method based on theoretical analysis. **Solar Energy**, v. 147, p. 189–201, maio 2017.

ZOU, B. et al. Impacts of non-ideal optical factors on the performance of parabolic trough solar collectors. **Energy**, v. 183, p. 1150–1165, set. 2019.

CAPÍTULO 4

Secagem da biomassa da microalga *Scenedesmus obliquus* em camada fina: Análise energética, modelagem e características físicas e químicas do produto seco

Secagem da biomassa da microalga *Scenedesmus obliquus* em camada fina: análise energética, modelagem e características físicas e químicas do produto seco

RESUMO

A biomassa de microalgas tem demonstrado interesse em diversas áreas como farmacêutica, alimentícia e produção de biocombustíveis. Esses microrganismos são considerados fontes renováveis de energia e tem grande potencial para complementar ou substituir os combustíveis fósseis. Neste trabalho foi investigado a utilização de quatro processos de secagem para uma suspensão (pasta) de microalgas da linhagem *Scenedesmus obliquus* em camada fina, por exposição direta ao sol, secador de bandeja, estufa de secagem e liofilização, sendo esta última técnica utilizada como tratamento controle para a qualidade final da biomassa seca. Objetivou-se neste trabalho verificar a viabilidade do uso de um secador de bandeja para secagem de suspensão de microalgas, utilizando como fonte de calor um fluido térmico proveniente de um sistema de coleta e armazenamento de energia solar de calha parabólica. Inicialmente foi realizado um estudo experimental e a modelagem matemática da cinética de secagem visando avaliar as taxas de secagem em função da temperatura, umidade relativa do ar e tempo de secagem. Adicionalmente, foi realizada a caracterização centesimal, análise do perfil de ácidos graxos, análise de pigmentos e de cor da biomassa seca nos métodos estudados. Na análise experimental, a umidade final, em base seca, para a secagem aberta ao sol, secador de bandeja, estufa de secagem e liofilização foram de $0,130 \pm 0,03$ (g/g), $0,115 \pm 0,01$ (g/g), $0,123 \pm 0,02$ (g/g) e $0,026 \pm 0,03$ (g/g), respectivamente. As difusividades efetivas para a secagem aberta ao sol, secador de bandeja, estufa de secagem foram $1,5 \times 10^{-8}$, $1,52 \times 10^{-8}$, $1,27 \times 10^{-8}$ m² s⁻¹, respectivamente. As energias específicas necessárias para a secagem aberta ao sol, secador de bandeja, estufa de secagem e liofilização foram 244,6; 20,4; 202,83; 737,64 MJ kg⁻¹ de água, respectivamente. o Modelo de Midilli-Kucuk apresentou ajuste adequado as cinéticas de secagem aberta ao sol e secador de bandeja, enquanto o modelo de Henderson - Pabis modificado foi o de melhor ajuste aos dados de secagem em estufa. Em relação a qualidade, a biomassa seca no secador de bandeja desenvolvido, não apresentou diferença significativa ao método padrão (liofilização) em relação a qualidade final do produto analisado.

Palavras – chave: Cinética de secagem; Energia específica; Biomassa seca

1 INTRODUÇÃO

O interesse na microalga da espécie *Scenedesmus obliquus* se deve a sua abundante em vários países, apresenta alta tolerância às variações climáticas em diferentes valores de pH, alta taxa de crescimento e contém quantidades significativas de proteína, lipídios, carboidratos e pigmentos (SILVA et al., 2020). Apresenta uma produtividade de biomassa em cultivos em tanques abertos de 50 a 80 g m⁻²d⁻¹, correspondendo à eficiência fotossintética de 5,2 a 8,3% (SU et al., 2017). Portanto, pode ser utilizada in natura ou como matéria-prima em diversos ramos industriais como farmacêutico, alimentícia e de biocombustíveis.

A secagem da biomassa de microalgas é uma atividade essencial para preservação da qualidade do produto, para a destinação final escolhida, a menos que o processamento da biomassa úmida seja a rota escolhida. Quando utilizado na produção de biodiesel, a secagem antes da extração de lipídios das células de microalgas é indicada, pois aumenta o rendimento da extração desse composto (TAHER et al., 2014). Os métodos de secagem tradicionalmente utilizados, como liofilização, secagem por aspersão (*spray drying*), secagem em fornos convectivos, são métodos altamente intensivos em gasto energético. Assim, estes métodos são inadequados para produtos de baixo valor agregado, como biocombustíveis ou na produção de ração animal. Por outro lado, a secagem solar é uma forma economicamente interessante para esse produto, pois apresenta custos reduzidos quando comparados aos métodos anteriormente citados. A escolha do método de retirada de água é muito importante, devido ao fato de as propriedades químicas da biomassa serem afetadas diretamente pelos parâmetros de secagem. Da mesma forma, as propriedades físicas da biomassa de microalgas seca, como tamanho das partículas, espessura da camada, dureza, densidade real e densidade a granel também dependem do método de secagem utilizado. O estado final do agregado seco impacta diretamente nas etapas seguintes de processamento, como transporte, armazenamento, moagem, extrusão, mistura, dentre outros (SAHOO et al., 2017).

Relatos da literatura encontraram valores de teor de lipídeo de 46% e 48% com a biomassa seca com ar quente por 90 e 120 min, respectivamente. Porém, com uma redução para 30 min de secagem, acarretando um teor de água maior, a recuperação de lipídios foi reduzida para 38%. A presença de umidade pode dificultar a recuperação de compostos apolares nas microalgas e a remoção desta umidade é um fator importante para obter alto rendimento de lipídios (TAHER et al., 2014).

No contexto da secagem solar, a forma mais simples é a direta ou por exposição direta ao sol, em que o material a ser seco recebe diretamente energia solar e é mantido exposto ao ambiente. No entanto, a secagem pode ser realizada de forma indireta quando a energia solar é capturada por um dispositivo chamado coletor solar, que geralmente é utilizado para o pré-aquecimento do ar, que é então utilizado para secar os produtos de interesse (AMERI et al., 2018).

A secagem aberta ao sol é comumente utilizada para biomassa de microalgas, pois utiliza uma fonte de energia gratuita e renovável. Porém, esse tipo de secagem não permite o controle das condições de secagem e da qualidade do produto, além de ser caracterizado por uma baixa taxa de secagem quando comparada a outros métodos, pois é dependente das variações do fluxo de intensidade solar e da umidade do ar. Além disso, não protege a biomassa exposta contra contaminações provenientes do ambiente, que pode acelerar a deterioração da biomassa. Com isso, perdas qualitativas e quantitativas são significativas devido a variação das condições do ambiente, deposição de poeira, ataques por insetos e microrganismos, fermentação pelo excesso de temperatura, dentre outros (BELESSIOTIS; DELYANNIS, 2011; JIMÉNEZ CALLEJÓN et al., 2020).

Os secadores solares indiretos ou fechados têm sido objetivo de estudos e apresentam maiores taxas de secagem em relação a secagem por exposição direta ao sol e maior qualidade final do produto. A estrutura da câmara de secagem desse tipo de secador pode ser do tipo túnel ou gabinete. O tipo túnel tem carregamento semi-contínuo, enquanto os secadores de gabinete o carregamento é feito por batelada. Sua principal desvantagem, em comparação à secagem direta, é o alto custo inicial de investimento para a construção do campo coletor e dos equipamentos auxiliares necessários, como dutos, tubos, sopradores, instrumentos de controle e medição, e pessoal qualificado para operacionalizar o equipamento (ORTIZ-RODRÍGUEZ et al., 2021). As vantagens dos secadores indiretos estão na alta taxa de secagem, e a possibilidade do controle das condições de secagem e da umidade final do produto. Nesses secadores, a biomassa úmida de microalgas pode ser disposta em bandejas dentro da câmara de secagem, reduzindo o espaço necessário, aumento da produtividade, não dependendo estritamente das condições do ambiente (KUMAR; SANSANIWAL; KHATAK, 2016).

Com isso, esse trabalho teve por objetivo avaliar a utilização de um secador solar indireto para a secagem de microalgas, desenvolvido para ser acoplado a um sistema de calha parabólica com armazenamento de energia, comparando a qualidade final do produto seco, com métodos tradicionalmente utilizados.

2 MATERIAL E MÉTODOS

O experimento foi desenvolvido e o protótipo construído no Laboratório de Biocombustíveis do Departamento de Engenharia Agrícola da Universidade Federal de Viçosa. Nessa parte do estudo, foi desenvolvido um protótipo de um secador de bandeja capaz de ser acoplado ao sistema de armazenamento e aquecimento térmico solar discutido no Capítulo 3. Além disso, foram efetuados outros métodos de secagem da biomassa de microalgas a fim de comparação do desempenho do secador proposto e da qualidade físico-química do material seco.

2.1 Cultivo, colheita e concentração da biomassa de *Scenedesmus obliquus*

As cepas da linhagem *Scenedesmus obliquus* BR003 foi obtida da coleção de microalgas do Laboratório de Biocombustíveis da Universidade Federal de Viçosa. A microalga foi cultivada em tanque aberto tipo *Raceway* (4.000 L de capacidade de cultivo, densidade da fase estacionária de $0,5 \text{ g L}^{-1}$, 12 dias de cultivo) em modo batelada, com radiação solar natural e temperatura do cultivo entre 22 e 30 °C. Foi utilizado o meio de cultura a base de fertilizantes agrícolas, cloreto de potássio ($173,9 \text{ mg L}^{-1}$) e ureia (180 mg L^{-1}), e como fonte de carbono foi utilizado a injeção de CO_2 , proveniente da combustão de biomassa residual (lenha de eucalipto). A curva de crescimento da microalga foi verificada com um espectrofotômetro com base na densidade óptica usando sua absorbância (Thermo Scientific, Multiskan GO, Finlândia) em 620 nm. Na fase estacionária da curva de crescimento, a biomassa foi colhida, colocada em decantadores e separada por floculação (Figura 1a).

A concentração da biomassa foi realizada por filtração em tecido de organza (Figura 1b), o qual foi utilizado em duas camadas e prensado manualmente até se extrair o máximo possível de água. A umidade inicial da pasta de microalgas (AOAC, 2005) e a pasta foi distribuída em bandejas retangulares de alumínio em camadas de 5 mm de espessura (Figura 1c) e utilizadas nos experimentos de secagem estudado.

Figura 1 - Preparação da biomassa de microalga – (a) biomassa após a floculação; (b) durante a concentrada; (c) distribuída nas bandejas de alumínio



(a)

(b)

(c)

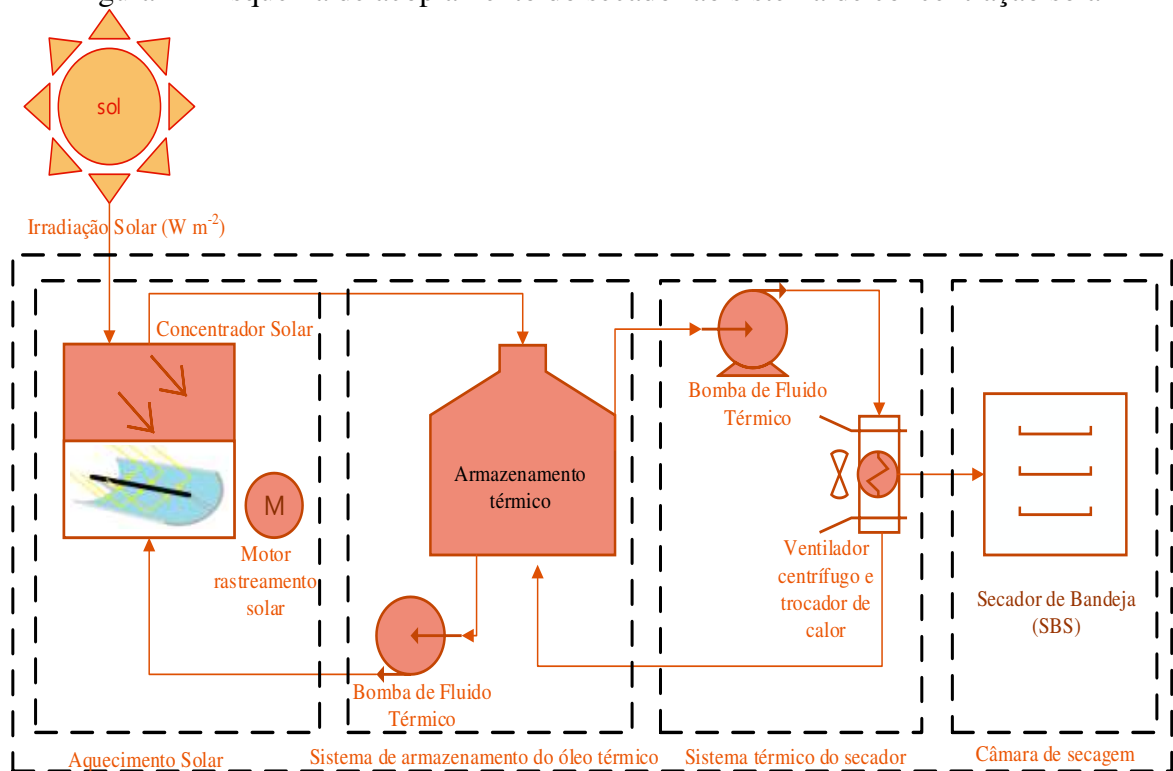
2.2 Procedimentos de secagem

Para analisar as características de secagem da pasta de microalgas e avaliar o desempenho do secador desenvolvido, foram estudados quatro métodos de secagem para fins de comparação: secagem em bandeja (i) para posterior acoplamento ao sistema de calha parabólica (SBS); (ii) estufa de secagem (ES), (iii) secagem por exposição direta ao sol (SAS), (iv) liofilização (LF).

SECADOR DE BANDEJA (SBS)

Esse secador foi desenvolvido pra ser acoplado ao sistema de armazenamento de calor da calha parabólica do Capítulo 3 (Figura 2).

Figura 2 – Esquema de acoplamento do secador ao sistema de concentração solar



Uma câmara de secagem cilíndrica foi desenvolvida utilizando um tambor metálico de 200 L (raio 30 cm e altura 85 cm). Uma bomba de engrenagem foi utilizada para bombear o fluido térmico no trocador de calor e um ventilador centrífugo para criar o fluxo de ar necessário para a secagem na câmara. Um trocador de calor foi disposto na entrada do ar de secagem, de forma que o óleo térmico contido no sistema de armazenamento pudesse ser bombeado pelo trocador de calor e o ar de secagem ser aquecido pelo escoamento sobre a superfície com aletas. No interior da câmara de secagem, foi colocada uma chapa de metal perfurada para a permitir melhor distribuição do ar aquecido e oferecer suporte as bandejas contendo a biomassa de microalgas (Figura 3c). Durante a operação, a câmara de secagem era fechada sendo deixadas apenas pequenas frestas para saída do ar úmido. A umidade e a temperatura foram monitoradas dentro da câmara de secagem com termo-higrômetro com erros de medição de $\pm 1\text{ }^{\circ}\text{C}$ e $\pm 3\%$ RH (KONLEN, Type B, China). A massa da pasta de microalgas foi medida utilizando uma balança de precisão digital com sensibilidade de 0,1 mg (Shimadzu, AY220, Japan), no início da secagem a massa foi quantificada em intervalos de 10 min e depois a cada 30 minutos até massa da amostra permanecesse constante por três medições consecutivas.

Figura 3 - Secador construído



ESTUFA DE SECAGEM (ES)

A estufa de secagem é um método tradicionalmente utilizado em estudos com microalgas (TAHER et al., 2014). As bandejas com o material foram distribuídas dentro da estufa, e a umidade e temperatura no interior da cabine da estufa foram monitoradas com termo-higrômetro com erros de medição de $\pm 1\text{ }^{\circ}\text{C}$ e $\pm 3\%$ RH (KONLEN, Type B, China). Na Figura 4 se pode ver a distribuição das bandejas na estufa (AmericanLab, AL102/150, Brasil). A massa da pasta de microalgas foi medida utilizando uma balança de precisão digital com sensibilidade de 0,1 mg (Shimadzu, AY220, Japan), no início da secagem a pesagem foi feita em intervalo de 10 min e depois 30 minutos até que a massa da amostra permanecesse constante por três medições seguidas.

Figura 4 - Estufa de secagem com as bandejas de microalgas



SECAGEM POR EXPOSIÇÃO DIRETA AO SOL (SAS)

Como base para suporte das bandejas com a microalga úmida que ficaram expostas a radiação solar foi utilizado uma superfície metálica (Figura 5). O suporte metálico beneficiou a secagem por exposição direta ao sol, pois à medida que recebia a radiação solar o metal abaixo das bandejas se aquecia, mantendo uma temperatura mais alta que a do ambiente. A umidade e a temperatura logo acima das bandejas foram monitoradas com termo-higrômetro com erros de medição de ± 1 °C e $\pm 3\%$ RH (KONLEN, Type B, China), a medição da radiação global foi realizada com piranômetro de silício com precisão de ± 10 Wm⁻² e resolução de 1,25 Wm⁻² (Onset Computer Corporation, S-LIB-M003, USA). Para leitura do sensor foi utilizado um sistema de aquisição de dados compatível (Onset Computer Corporation, HOBO® Micro

Station H21-USB, USA). A velocidade do vento no dia do experimento foi retirada do site da estação meteorológica do Instituto Nacional de Meteorologia – INMET, localizada no campus da Universidade Federal de Viçosa, em Viçosa-MG. A massa da pasta de microalgas foi medida utilizando uma balança de precisão digital com sensibilidade de 0,1 mg (Shimadzu, AY220, Japan), no início da secagem a pesagem foi feita em intervalo de 10 min e depois 30 minutos até que a massa da amostra permanecesse constante por três medições seguidas.

Figura 5 - Suporte metálico com as bandejas de microalgas



LIOFILIZADOR (LF)

A liofilização é um método de secagem que remove a água do produto através da sublimação. Logo, o produto é inicialmente congelado a $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$ e posteriormente, é colocado em uma câmara hermética onde se é removido o ar com o auxílio de bombas de alto vácuo e submetido a condições de pressão e temperatura muito baixas. Portanto, como a água passa do estado sólido para o gasoso em temperaturas muito baixas e com a ausência de oxigênio, que consistem em condições favoráveis para a preservação das características nutricionais e

aromáticas do produto que são tipicamente perdidos nos métodos convencionais de secagem (MONSALVE; GAVIRIA; CORREA, 2021).

Trabalhos que avaliam a qualidade dos compostos da biomassa de microalgas, utilizam a liofilização como método de secagem padrão devido a suas características preservativas (SILVA et al., 2020). Adicionalmente, os trabalhos reportados na literatura que estudam métodos de secagem de microalgas também utilizam a liofilização como padrão de comparação final, ou seja, um tratamento de controle (HOSSEINIZAND; SOKHANSANJ; LIM, 2018). Nesse trabalho foi utilizado um liofilizador de bancada (LIOBRAS, L101, Brasil) (Figura 6).

Figura 6 – Disposição das bandejas com pasta de microalgas em liofilizador



2.3 Teor de umidade, razão de umidade, taxa de secagem e difusividade efetiva

O teor de umidade em um dado instante de tempo t (W_t), em base seca, foi calculado como a razão entre a massa de água da amostra (m_w) e a massa da amostra totalmente seca (m_d) (Equação 1) (BELESSIOTIS; DELYANNIS, 2011). A massa de água da amostra (m_w) é determinada pela diferença entre a massa da amostra no tempo t e a massa da amostra totalmente seca (m_d) (Equação 2). Todos os valores de massa utilizados são em gramas (g).

$$W_t = \left(\frac{m_w}{m_d} \right) \quad (1)$$

$$m_w = m_t - m_d \quad (2)$$

A razão de umidade (RU) da microalga durante os experimentos de secagem de camada fina foi calculada utilizando a Equação 3 (DUFERA et al., 2021).

$$RU = \frac{X_t - X_e}{X_o - X_e} \quad (3)$$

em que,

X_e Teor de umidade de equilíbrio (%);

X_o Teor de umidade inicial (%).

Considerando um tempo de secagem longo, o valor da umidade de equilíbrio é pequeno em relação ao teor inicial (X_o). Com isso, pode-se simplificar a equação 3 e reescrevê-la como a Equação 4, a qual foi usada para modelagem matemática das curvas de cinética de secagem (AGBEDE et al., 2020; EL-SEBAII; SHALABY, 2013; MIDILLI; KUCUK, 2003; SACILIK; KESKIN; ELICIN, 2006).

$$RU = \frac{X_t}{X_o} \quad (4)$$

A taxa de secagem da camada fina de biomassa de microalgas, definida como a velocidade com que a secagem ocorre, foi calculada utilizando a Equação 5, que considera as diferenças entre os teores de umidade em um intervalo de tempo (Δt).

$$\text{Taxa de secagem} = \frac{X_{t+1} - X_t}{\Delta t} \quad (5)$$

Pela segunda Lei de Fick, a taxa decrescente de secagem é uma função do tempo, posição no corpo e da difusividade (Equação 6). A difusividade é um parâmetro que estabelece a velocidade do transporte de água no material em nível molecular devido a diferença local de teor de água. Convencionalmente, é chamada de difusividade efetiva (Diff) dada em ($\text{m}^2 \text{s}^{-1}$) (FICK, 1855).

$$\frac{\partial^2 X}{\partial z^2} = \frac{1}{\text{Diff}} \times \frac{\partial X}{\partial t} \quad (6)$$

A solução por séries da segunda Lei de Fick (Equação 7) foi desenvolvida por Crank (1979), considerando as condições de contorno de primeiro tipo (Dirichlet). Essa solução considera uma distribuição uniforme de umidade inicial no meio, o transporte de água líquida por difusão, uma contração desprezível das partículas de microalgas, difusividade efetiva constante, resistências desprezíveis no transporte de massa externa e distribuição de temperatura no meio desprezível.

$$RU = \frac{8}{\pi^2} \times \sum_{n=1}^{\infty} \frac{1}{(2n+1)^2} \exp\left(\frac{-(2n+1)^2 \pi^2 \text{Diff } t}{4H^2}\right) \quad (7)$$

em que RU é a razão de umidade no tempo t e H é metade da espessura da camada. Para longos períodos de secagem, a série (Equação 7) é superconvergente ($D_{eff} t/H^2 \geq 0,2$) e pode ser escrita com o primeiro termo. Com essa simplificação, a Equação 7 pode ser escrita na forma linear em relação ao tempo pela aplicação do logaritmo neperiano, como apresentado na Equação 8 (SACILIK; KESKIN; ELICIN, 2006).

$$\ln(RU) = \ln\left(\frac{8}{\pi^2}\right) - \left(\frac{\pi^2 \text{Diff } t}{4H^2}\right) \quad (8)$$

De acordo com Akpınar (2006) a difusividade efetiva ($Deff$) é normalmente calculada por meio de uma regressão linear entre o logaritmo neperiano da razão do teor de umidade $\ln(RU)$ e o tempo t , sendo o coeficiente angular dessa regressão (S) utilizada para calcular a difusividade pela Equação 9.

$$S = \frac{\pi^2 \text{Diff}}{4H^2} \quad (9)$$

2.4 Energia total e específica dos métodos de secagem

Para calcular a energia total (E_{total_1}) fornecida na secagem da pasta de microalga, tanto para estufa de secagem (ES), quanto para o secador de bandeja (SBS), foi medida a velocidade do ar de secagem (v_{ar} em ms^{-1}) com anemômetro portátil digital de fio quente com precisão: $\pm 3\% + 1$ dígito (INSTRUTHERM, Tarf 180, Brasil) e a temperatura na entrada e no interior da ES e do SBS (KONLEN, Type B, China). A energia total (E_{total_1}) em (kJ) e energia específica ($E_{específica_1}$) em (kJ/kg de água removida) foram calculadas pelas Equações 10 e 11, respectivamente (AGBEDE et al., 2020).

$$E_{total_1} = v_{ar} A \Delta T \rho_{ar} C_{p_{ar}} \Delta t \quad (10)$$

$$E_{específica_1} = \frac{E_{total_1}}{m_t - m_d} \quad (11)$$

em que,

A	Área da bandeja (m^2);
ΔT	Diferença de temperatura do ar de secagem ($^{\circ}C$);
ρ_{ar}	Densidade do ar ($kg\ m^{-3}$);
$C_{p_{ar}}$	Calor específico do ar ($kJ\ kg^{-1}\ ^{\circ}C^{-1}$)
Δt	Intervalo de tempo de secagem (s)
m_t	Massa das amostras dos dois métodos de secagem úmidas (kg);

m_d Massa das amostras dos dois métodos de secagem totalmente secas (kg).

A energia total E_{total_2} em (kJ) e a energia específica ($E_{específica_2}$) em (kJ/kg de água removida) necessárias para a secagem por liofilização da pasta de microalgas molhadas foram calculadas com as Equações 12 e 13, respectivamente.

$$E_{total_2} = P_{liofilizador} \Delta t \quad (12)$$

$$E_{específica_2} = \frac{E_{total_2}}{m_t - m_d} \quad (13)$$

Em que,

$P_{liofilizador}$	Potência do liofilizador (kW)
Δt	Intervalo de tempo de secagem (s)
m_t	Massa das amostras úmidas usadas no liofilizador (kg);
m_d	Massa das amostras totalmente secas usadas no liofilizador (kg).

A energia total E_{total_3} em (kJ) (Equação 14), fornecida para secagem da pasta de microalgas exposta diretamente ao sol é calculada com base na radiação global incidente (I_d) em (Wm^{-2}), a área das bandejas A em (m^2) e o tempo de exposição em (s) (JAIN; TIWARI, 2003). Porém, como foi feita a aquisição da radiação solar de 1 em 1 minuto, foi utilizada uma integração numérica da curva de radiação no tempo, multiplicando a radiação pelo intervalo de 60 segundos (1 até N intervalos). A divisão por 1000 serve para transformar W em kW. A energia específica ($E_{específica_3}$) em (kJ/kg de água removida) (Equação 15) é calculada dividindo-se a energia total pela massa de água retirada (m_W) em kg, durante o período de secagem por exposição direta ao sol.

$$E_{total_3} = \left(\sum_{i=1}^N I_{d,i} \frac{60}{1000} \right) A \quad (14)$$

$$E_{específica_3} = \frac{E_{total_3}}{m_W} \quad (15)$$

2.5 Cinética de secagem

A modelagem das curvas de cinética de secagem é usada para descrever e prever o tempo de secagem, e para o dimensionamento de secadores. As equações semiempíricas contêm constantes que são ajustadas para combinar os resultados teóricos com as curvas experimentais de secagem. Portanto, os dados experimentais da razão do teor de umidade (RU) em função do tempo de secagem foram utilizados no ajuste dos modelos de secagem de camada fina (Tabela 1). Para isso, foi utilizada uma análise de regressão não linear usando software R.

Os modelos apresentados na Tabela 1, foram descritos em trabalhos utilizando secagem solar direta e indireta da pasta de microalga *Chlorella sp* (AGBEDE et al., 2020), e de lodo de estações de esgoto (AMERI et al., 2018). Logo, são modelos adequados para o estudo da pasta de microalga utilizadas nesse trabalho, devido à similaridade das características físicas dos materiais. Na avaliação do melhor modelo de ajuste aos dados experimentais, foram utilizados como critério estatísticos: (i) coeficiente de determinação (R^2) (Equação 16), (ii) Qui-quadrado (χ^2) (Equação 17) e (iii) a raiz quadrada do erro médio (RMSE) (Equação 18). Logo, o modelo que apresenta valor de R^2 mais próximos de 1 e valores mais baixos de RMSE e χ^2 , descrevem melhor os dados (SEERANGURAYAR et al., 2019).

$$R^2 = \frac{\sum_{i=1}^N (X_i - X_{exp,i})^2 \times \sum_{i=1}^N (X_i - X_{exp,i})^2}{\sqrt{\sum_{i=1}^N (X_i - X_{exp,i})^2 \times \sum_{i=1}^N (X_i - X_{exp,i})^2}} \quad (16)$$

$$\chi^2 = \frac{\sum_{i=1}^N (X_{exp,i} - X_{pre,i})^2}{N - z} \quad (17)$$

$$RMSE = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (X_{exp,i} - X_{pre,i})^2} \quad (18)$$

em que,

$X_{exp,i}$ É o enésimo valor da razão de umidade experimental;

$X_{pre,i}$ É o enésimo valor da razão de umidade prevista por cada modelo;

N Número de dados de razão de umidade;

z Número de constantes de cada modelo testado.

Tabela 1 – Modelos de cinética de secagem

Modelo	Equação	Referência
Midilli - Kucuk	$RU = a \exp(-kt^n) + Bt$	(MIDILLI; KUCUK; YAPAR, 2002)
Page	$RU = \exp(-kt)$	(PAGE, 1949) (HAWA et al., 2021)
Henderson -Pabis modificado	$RU = a \exp(-kt) + b \exp(-gt) + c \exp(-ht)$	(KARATHANOS, 1999)
Verma	$RU = a \exp(-kt) + (1 - a) \exp(-gt)$	(VERMA et al., 1985)
Page modificado	$RU = a \exp(-(kt)^n) + Bt$	(OVERHULTS et al., 1973) (TOĞRUL; PEHLIVAN, 2003)
Wang - Singh	$RU = 1 + at + bt^2$	(WANG; SINGH, 1978)
Aproximação da difusão	$RU = a \exp(-kt) + (1 - a) \exp(-kbt)$	(YALDÝZ; ERTEKÝN, 2001)(AKPINAR; BICER; YILDIZ, 2003)
Henderson - Pabs	$RU = a \exp(-kt)$	(ZHANG; LITCHFIELD, 1991)
Dois termos	$RU = a \exp(-k_0t) + b \exp(-k_1t)$	(HENDERSON, 1974)
Lewis	$RU = \exp(-kt)$	(LEWIS, 1921) (EL-SEBAII; SHALABY, 2013)
Logaritimico	$RU = a \exp(-kt) + c$	(AKPINAR, 2006)

2.6 Composição centesimal da biomassa de microalgas

As biomassas da microalga seca pelos métodos de secagem apresentados foram caracterizadas em relação a sua composição. Para isso, foram feitas as quantificações de: umidade (925.09), cinzas (923.03), lipídios (920.85), proteína (920.87) onde foi utilizado um fator de conversão de 4,5 e fibras (totais, solúveis e insolúveis) (AOAC, 2005). A fibra dietética solúvel (SDF) e a fibra dietética insolúvel (IDF) foram quantificadas de acordo com ao método enzimático-gravimétrico (985.29) (AOAC, 2005). O conteúdo de carboidratos foi determinado pela diferença simples (Equação 19) (AOAC, 2005).

$$\text{Carboidratos (\%)} = 100\% - Pro - Lip - Cin - Ag \quad (19)$$

em que,

Pro Teor de proteínas em (%);

Lip Teor de lipídios em (%);

Cin Teor de cinzas em (%);

Ag Teor de água em (%).

2.7 Análise de cor e pigmentos

A análise de cor foi feita utilizando um calorímetro de bancada com iluminante D65 e ângulo de observação de 10 ° (MiniScan XE plus, Hunter Associates Laboratory, Inc., EUA). Nesse teste foram medidos os parâmetros do espaço de cores CIE – Eixo principal L* (preto = 0 ao branco = 100), a* (verde (-) ao vermelho (+)) e b* ((azul (-) ao amarelo (+))). A diferença total de cores (ΔE^*), o Chroma e ângulo de tonalidade (ângulo Hue) foram calculados utilizando-se as Equações 20, 21 e 22, respectivamente. Os valores de controle de L_0^* , a_0^* e b_0^* foram medidos da biomassa seca por liofilização, considero nesse trabalho como padrão de qualidade (PUENTE et al., 2020).

$$\Delta E^* = \sqrt{[(a^* - a_0^*)^2 + (b^* - b_0^*)^2 + (L^* - L_0^*)^2]} \quad (20)$$

$$\text{Chroma} = \sqrt{[(a^*)^2 + (b^*)^2]} \quad (21)$$

$$\text{Angulo Hue} = \tan^{-1}\left(\frac{b^*}{a^*}\right); \text{ com } [+a^*; +b^*] \quad (22)$$

Os teores de clorofila total (clorofilas a + b) e carotenoides foram quantificados para a biomassa de *S. obliquus* após os experimentos de secagem. Nesses ensaios, foram adicionados 2 mL de metanol com pureza 99,9% em 2 mg de amostra, e após agitação para homogeneizar, foi incubado no escuro por 24 horas a 45 °C. O extrato foi separado por centrifugação a 10.000 g por 10 minutos, seguido da leitura da absorbância no espectrofotômetro (multiskan GO, Thermo scientific, Alemanha) nos comprimentos de onda de 470, 652 e 665 nm. A concentração dos pigmentos foi determinado pelas equações 23 a 25 (LICHTENTHALER; BUSCHMANN, 1987).

$$\text{Clorofila } a \text{ } (\mu\text{g/mL}) = 16,72 A_{665} - 9,16 A_{652} \quad (23)$$

$$\text{Clorofila } b \text{ } (\mu\text{g/mL}) = 34,09 A_{652} - 15,28 A_{665} \quad (24)$$

$$\text{Carotenoides } (\mu\text{g/mL}) = 1000 A_{470} - 1,63Cla - 104,96Clb \quad (25)$$

em que A_n é a absorbância no comprimento de onda de “n” nm, e *Cl_a* e *Cl_b* representam as concentrações de clorofila *a* e *b*, respectivamente.

2.8 Perfil de ácidos graxos

A fração de lipídios contida na microalga *Scenedesmus obliquus* foi extraída de acordo com o método de Bligh e Dyer (1959). Para se obter o perfil de ácidos graxo, os lipídios da microalga foram convertidos em ésteres metílicos de ácidos graxos (FAMES) (ICHIHARA; FUKUBAYASHI, 2010). Amostras de lipídios de *S. obliquus* foram diluídos em solução de clorofórmio: metanol (2: 1) e os lipídios foram convertidos a mono-alkil ésteres com a adição de 8M de HCl em metanol, seguida de incubação a 100 ° C por 1 h. Os FAMES foram extraídos usando hexano, que foi coletado da fase superior após a centrifugação. O sobrenadante (fase de solvente) foi injetado em um cromatógrafo de gás equipado com detector por ionização de chama (GC-FID) (Shimadzu, GC-2010, Japão) e uma coluna capilar de 100 mm x 0,25 mm (SP-2560, Sigma-Aldrich, EUA). A análise foi realizada por injeção direta de 1 µL da amostra. O gás hélio foi usado como gás de arraste e mantido em um fluxo constante a taxa de 363 kPa. Os FAMES foram separados usando uma rampa de aquecimento linear de 60 ° C a 330 ° C, a uma taxa de aquecimento de 20 °C min⁻¹ e alta velocidade linear para melhor resolução de pico.

O pico identificado foi confirmada por comparação com uma mistura padrão FAME (SupelCo 37 FAME mix, Sigma-Aldrich, EUA) (SILVA et al., 2020).

2.9 Estimativa de incertezas nas medições e análise estatística

Erros e incertezas nas medições dos instrumentos utilizados dependem de muitos fatores. Essas incertezas estão relacionadas a precisão dos instrumentos selecionados, planejamento de condições de teste, calibração dos equipamentos, leitura e dos sistemas de condicionamento de sinais dos sensores. Para avaliar os resultados experimentais, a análise da incerteza é indicado (JIANG; HU; IBRAHIM, 2020). Os valores de incerteza total (W_R) são calculados usando a Equação 26 (AĞBULUT, 2018).

$$W_R = \left[\left(\frac{\partial R}{\partial X_1} w_1 \right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial X_2} w_2 \right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial R}{\partial X_n} w_n \right)^2 \right]^{1/2} \quad (26)$$

Em que,

w_1, w_2 e w_n	Incertezas das variáveis independentes;
R	Função incerteza;
X_1, X_2 e X_n	Variáveis independentes.

Para os dados físico-químicos das amostras foram realizadas análises estatísticas aplicando o software estatístico SAS (*Statistical Analysis System*, 1999) versão 9.2, licenciada pela Universidade Federal de Viçosa. Os dados foram submetidos à análise de variância (ANOVA) seguido pelo teste Tukey com 5 % de probabilidade ($p < 0,05$).

3 RESULTADOS E DISCUSSÃO

Na análise de incertezas realizada, a função de incertezas R foi considerada uma soma linear de grandezas. Sendo assim, a incerteza-padrão combinada (em valor absoluto) é a raiz quadrada da soma dos quadrados das incertezas-padrão de cada equipamento, tomando como base os dados dos fabricantes (JIANG; HU; IBRAHIM, 2020). Com isso, obteve-se incertezas de $\pm 0,5\%$ para medições de temperaturas, $\pm 2,9\%$ para medição da radiação solar global, $\pm 1,7\%$ para umidade relativa do ar e $\pm 1,7\%$ para velocidade do ar de secagem.

A umidade inicial da pasta de microalgas utilizada em todos os métodos de secagem foi $4,27 \pm 0,02$ (p/p), em base seca.

3.1 Secador de bandeja

Durante os testes com o secador de bandejas, foram feitas as medições de temperatura e umidade relativa do ar, dentro da câmara de secagem e na estrada do ventilador centrífugo que insuflava o ar para o seu interior. Na Figura 7 é possível observar esses valores ao longo de todo o período de secagem. A umidade relativa e a temperatura média do ar de secagem dentro da câmara foram de $23,6\%$ e $45,65^\circ\text{C}$, respectivamente, enquanto, o ar de entrada no secador apresentou umidade relativa média de $76,24\%$ e temperatura média de $27,28^\circ\text{C}$.

No secador de bandejas foram acondicionadas 750 g de pasta úmida de microalgas, sendo que ao final do período de secagem de 866 minutos, tempo no qual a perda de massa se estabilizou por 3 medições seguidas, o material alcançou um teor de umidade final de $0,115 \pm 0,01$ (p/p), em base seca.

A medição da velocidade do ar de secagem foi realizada em diferentes pontos do duto obtendo-se uma velocidade média de $0,315\text{ m s}^{-1}$. Os valores das características do ar a pressão atmosférica local de $0,93\text{ atm}$ e 25°C utilizados nos cálculos foram, o calor específico $1,004\text{ kJ kg}^{-1}\text{ }^\circ\text{C}^{-1}$ e a densidade $1,2\text{ kg m}^{-3}$ (FOX; MCDONALD; PRITCHARD, 2011). A aquisição de dados de temperatura, na entrada do secador e na câmara de secagem, foi efetuada em intervalos de 1 minuto. A energia térmica contida no ar de secagem foi calculada a cada intervalo e os valores podem ser observados na Figura 9. A energia total necessária durante todo período de secagem foi calculada pela soma da energia em cada instante de tempo. O valor calculado de energia térmica total necessária na câmara de secagem foi de $122,16\text{ MJ}$ e a energia específica do secador foi de $202,83\text{ MJ kg}^{-1}$ de água retirada ($56,3\text{ kWh kg}^{-1}$ água retirada).

Figura 7 - Condições de secagem - SBS

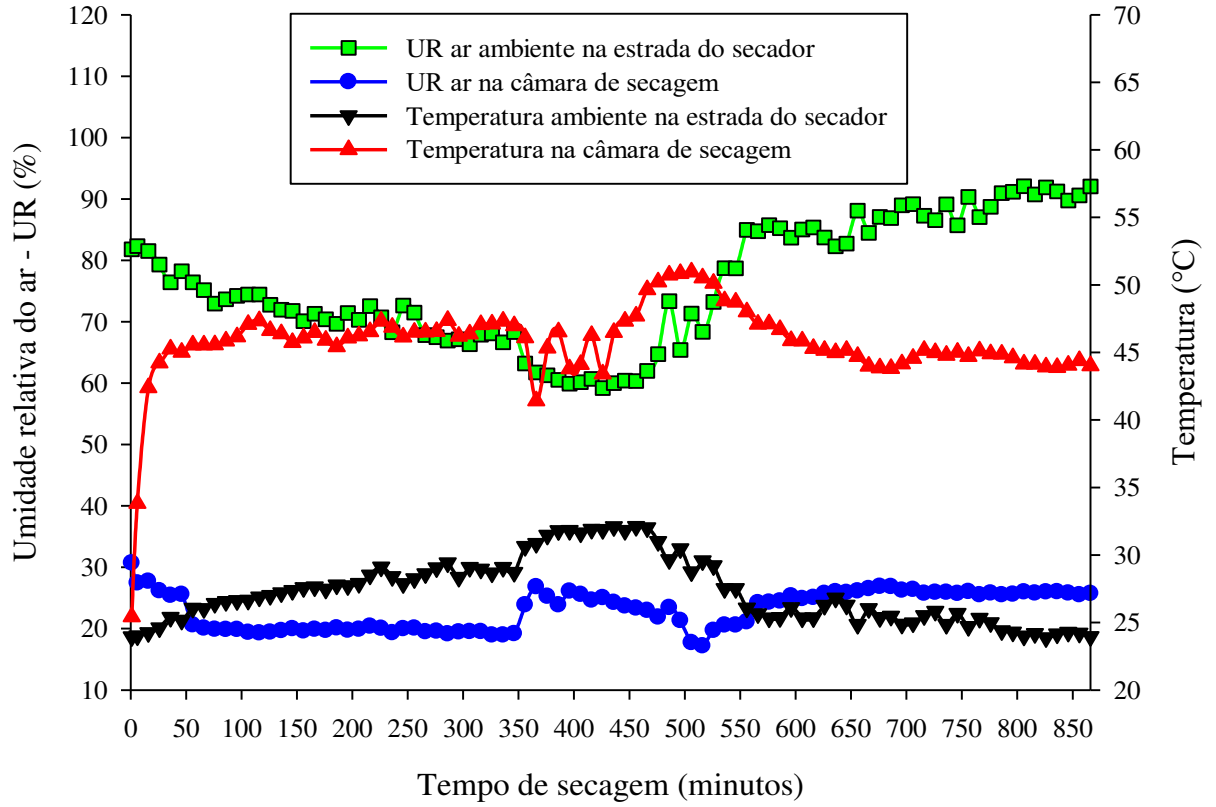
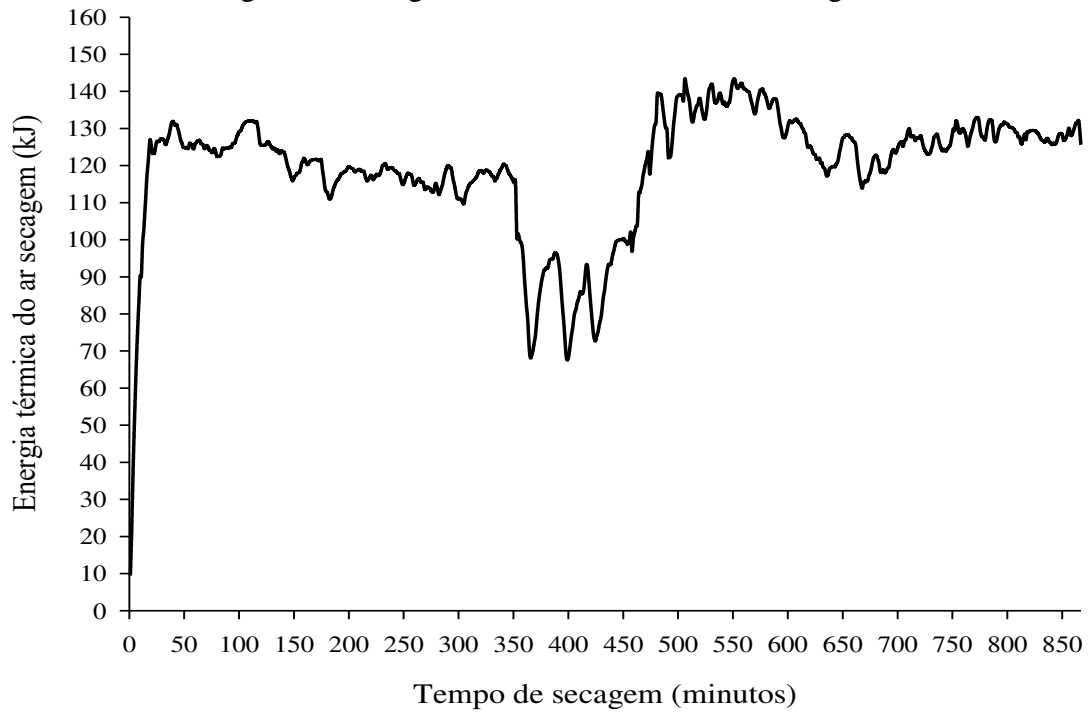


Figura 8 - Energia térmica contida no ar de secagem



Para prover a energia térmica necessária ao ar de secagem, o reservatório foi carregado com 30 kg de óleo lubrificante 15W40 usado e mantido em uma temperatura de $(70 \pm 2) ^\circ\text{C}$. Essa temperatura foi mantida com o uso de duas resistências elétricas de 1000 W. Nesse experimento, não foi utilizado o sistema solar acoplado diretamente ao secador para permitir um melhor controle e quantificação das grandezas térmicas. Essa estratégia elimina as flutuações de entalpia devido as variações típicas do fluxo de radiação ao longo do dia. Com isso, a energia térmica média necessária no óleo do reservatório durante todo o período de secagem foi de 2843,9 kJ para cada minuto. Analisando os valores da energia térmica alcançadas no sistema de calha parabólica com rastreamento solar, para o mesmo período necessário para secagem da pasta de microalgas, a energia líquida média armazenada durante os testes no verão foi de 5563,7 kJ e durante os testes no inverno 6466,8 kJ. Isso demonstra, uma capacidade maior do que a necessária para prover entalpia ao secador com o sistema solar proposto.

A razão de umidade durante a secagem pode ser observada na Figura 9, onde verifica-se seu decaimento com o tempo. No experimento realizado foi possível verificar que a taxa de secagem da microalga ocorre apenas no intervalo decrescente, não apresentando período constante. A difusividade efetiva para as condições de secagem impostas pelo secador de bandeja foi de $1,52 \times 10^{-8} \text{ m}^2 \text{ s}^{-1}$. A taxa de secagem na região linear foi de $1,33 \times 10^{-5} \text{ kg s}^{-1}$.

A partir dos dados de razão de umidade experimental foram aplicadas técnicas de regressão não linear para o ajuste dos modelos de secagem (Tabela 1). Na Figura 10, se observa as tendências dos modelos para representar os dados experimentais de RU do secador de bandejas. Os parâmetros dos modelos bem como seus valores de R^2 , χ^2 e RMSE são apresentados na Tabela 2. Como se pode observar, todos os modelos apresentaram um ajuste satisfatório com $R^2 > 0,98$, e baixos valores de χ^2 e RMSE. Porém, dentre os avaliados o que apresentou a melhor performance para representar os dados foi o modelo de Henderson - Pabis modificado com $R^2 = 0,999$; $\chi^2 = 3,64 \times 10^{-4}$ e RMSE = 0,019.

Figura 9 - Razão de umidade experimental no secador de bandeja

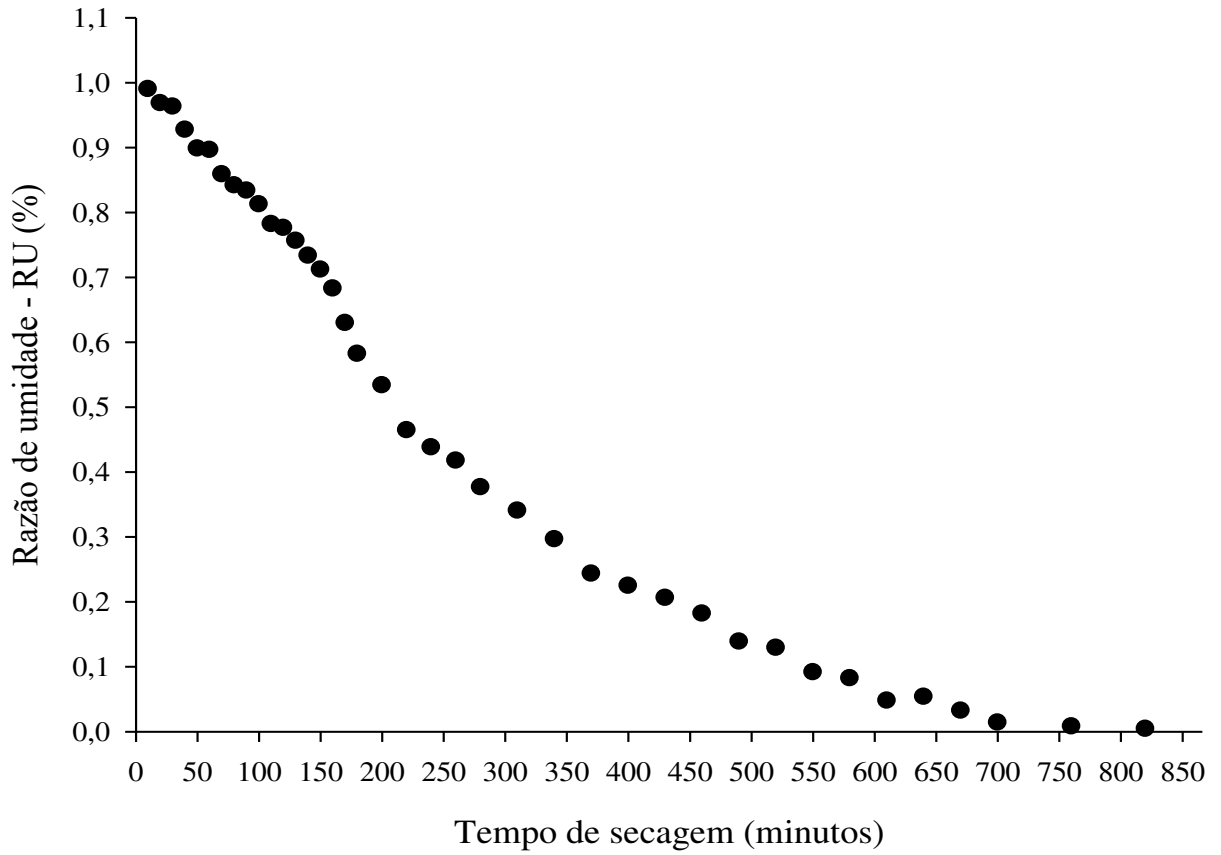


Figura 10 - Modelos ajustados para o secador de bandeja

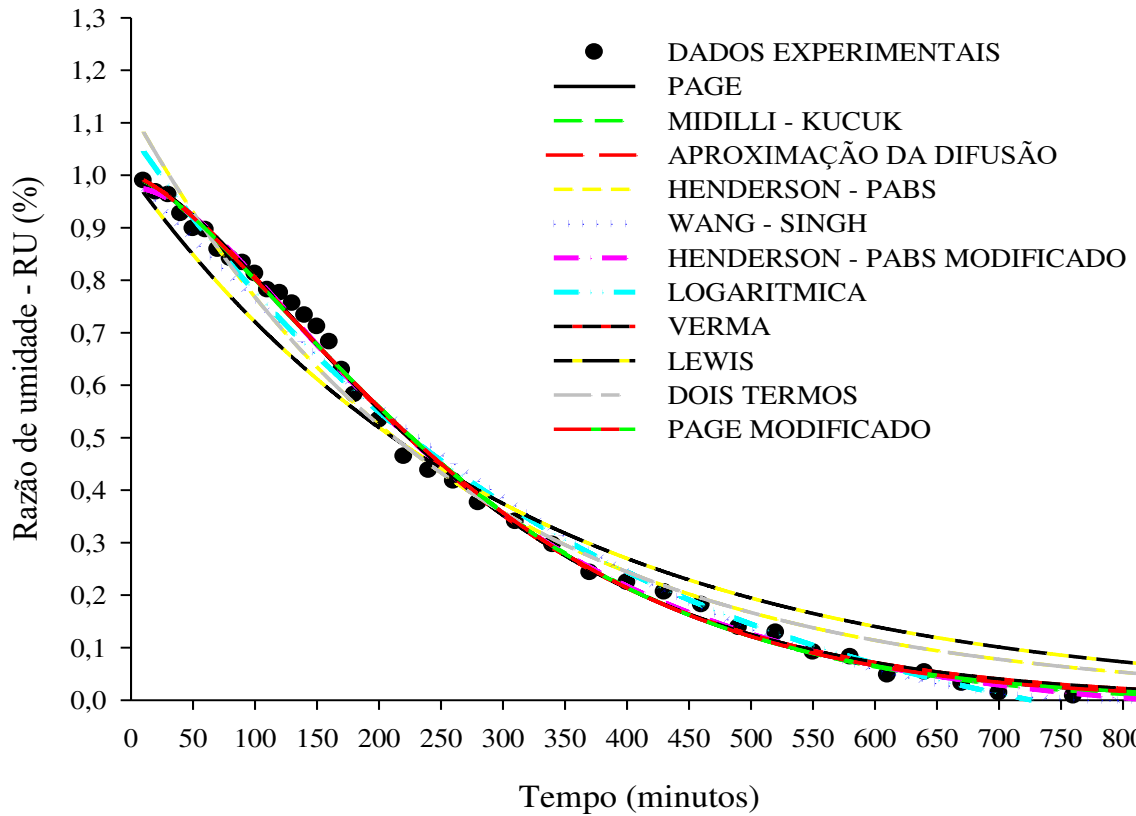


Tabela 2 - Coeficientes dos modelos ajustados para o secador de bandeja

Modelo	Coeficientes	R^2	χ^2	RMSE
Page	$k = 0,0003435$ $n = 1,404$	0,997	$3,78 \times 10^{-4}$	0,019
Midilli - Kucuk	$a = 0,998$ $k = 3,535 \times 10^{-4}$ $n = 1,396$ $B = -9,344 \times 10^{-6}$	0,997	$3,95 \times 10^{-4}$	0,02
Aproximação da difusão	$a = 390,65$ $k = 0,007$ $b = 1,002$	0,997	$3,80 \times 10^{-4}$	0,019
Henderson - Pabs	$a = 1,125$ $k = 0,004$	0,982	0,002	0,046
Henderson - Pabs Modificado	$a = 1,528$ $k = 0,004$; $b = -0,512$ $g = 0,013$ $c = -0,040$ $h = 5,62 \times 10^{-12}$	0,999	$3,64 \times 10^{-4}$	0,019
Logaritmico	$a = 1,246$ $k = 0,003$ $c = -0,166$	0,992	$9,56 \times 10^{-4}$	0,031
Verma	$a = 37,893$ $k = 0,007$ $g = 0,007$	0,997	$3,01 \times 10^{-4}$	0,019
Lewis	$K = 0,003$	0,962	$4,0 \times 10^{-3}$	0,066
Dois termos	$a = 0,299$ $k_0 = 0,004$ $b = 0,826$ $k_1 = 0,004$	0,982	$2,00 \times 10^{-3}$	0,047
Page modificado	$k = 0,003$ $n = 1,404$	0,997	$3,78 \times 10^{-4}$	0,019
Wang - Singh	$a = -0,003$ $b = 1,595 \times 10^{-6}$	0,991	$1,0 \times 10^{-3}$	0,034

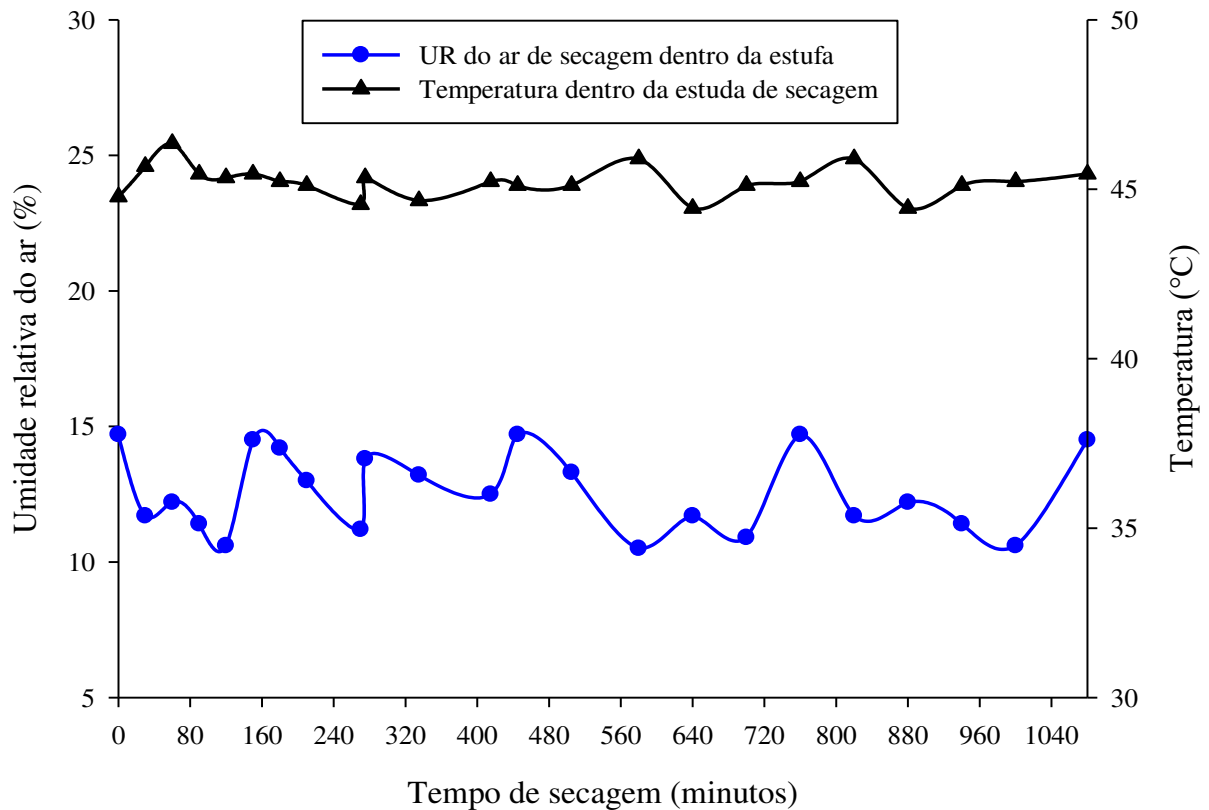
3.2 Estufa de secagem

No experimento conduzido na estufa de secagem com circulação de ar foram medidos os valores de temperatura e umidade relativa do ar dentro da cabine de secagem da estufa e a temperatura média no ambiente externo. Na Figura 11 é possível observar os valores de umidade relativa e temperatura ao longo de todo o período de secagem. A umidade relativa e a temperatura média do ar de secagem dentro da estufa foram de 12,7% e 45,2°C, respectivamente. Por outro lado, o ar do ambiente externo apresentou temperatura média de 23,5°C, pois, a estufa é disposta dentro do Laboratório de Biocombustíveis, em ambiente climatizado 24 horas por dia. Na estufa foram alocadas 750 g de biomassa úmida de microalgas, sendo que ao final do período de secagem de 1080 minutos, tempo no qual a perda de massa se estabilizou por 3 medições seguidas, o material alcançou um teor de umidade final de $0,123 \pm 0,02$ (p/p), em base seca.

A energia térmica total contida no ar de secagem (entalpia) durante todo período foi calculada com a Equação 10. Para isso, foi medido a velocidade do ar de secagem no interior da estufa em diferentes pontos ($0,5 \text{ m s}^{-1}$) e as dimensões internas das bandejas da estufa. A

energia total calculada para o período de secagem foi de 140,16 MJ e a energia específica do secador foi de 244,61MJ kg⁻¹ de água retirada (67,9 kWh kg⁻¹ água retirada).

Figura 11 - Temperatura e umidade relativa do ar de secagem dentro da estufa



A razão de umidade durante o período de secagem pode ser observada na Figura 12. No experimento realizado foi possível verificar que a taxa de secagem da microalga se dá apenas no intervalo decrescente, não apresentando período constante. O valor calculado para a difusividade efetiva para as condições de secagem na estufa foi de $1,27 \times 10^{-8} \text{ m}^2 \text{ s}^{-1}$ e a taxa de secagem na região linear foi de $1,24 \times 10^{-6} \text{ kg s}^{-1}$.

Os modelos ajustados para a razão de umidade experimental da biomassa seca na estufa, pode ser visto na Figura 13. Os parâmetros dos modelos bem como seus valores de R^2 , χ^2 e RMSE são apresentados na Tabela 3. Como se pode observar, todos os modelos apresentaram um ajuste satisfatório com $R^2 > 0,98$, e baixos valores de χ^2 e RMSE. Porém, dentre os avaliados os que apresentaram melhor ajustes dos dados foi o modelo de Midilli-Kucuk com $R^2 = 0,998$; $\chi^2 = 1,93 \times 10^{-4}$ e RMSE = 0,014 e o modelo de Werma com $R^2 = 0,998$; $\chi^2 = 2,01 \times 10^{-4}$ e RMSE = 0,009.

Figura 12 - Razão de umidade experimental da estufa de secagem

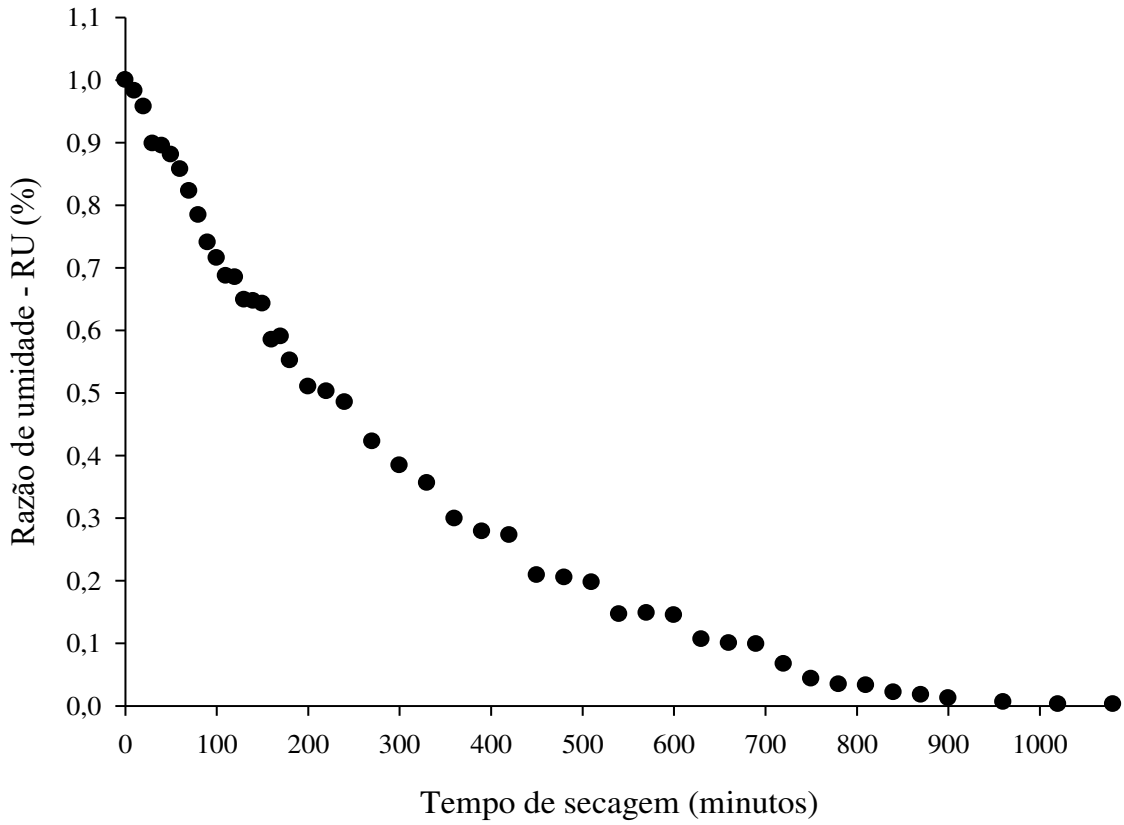


Figura 13 - Modelos ajustados para estufa de secagem

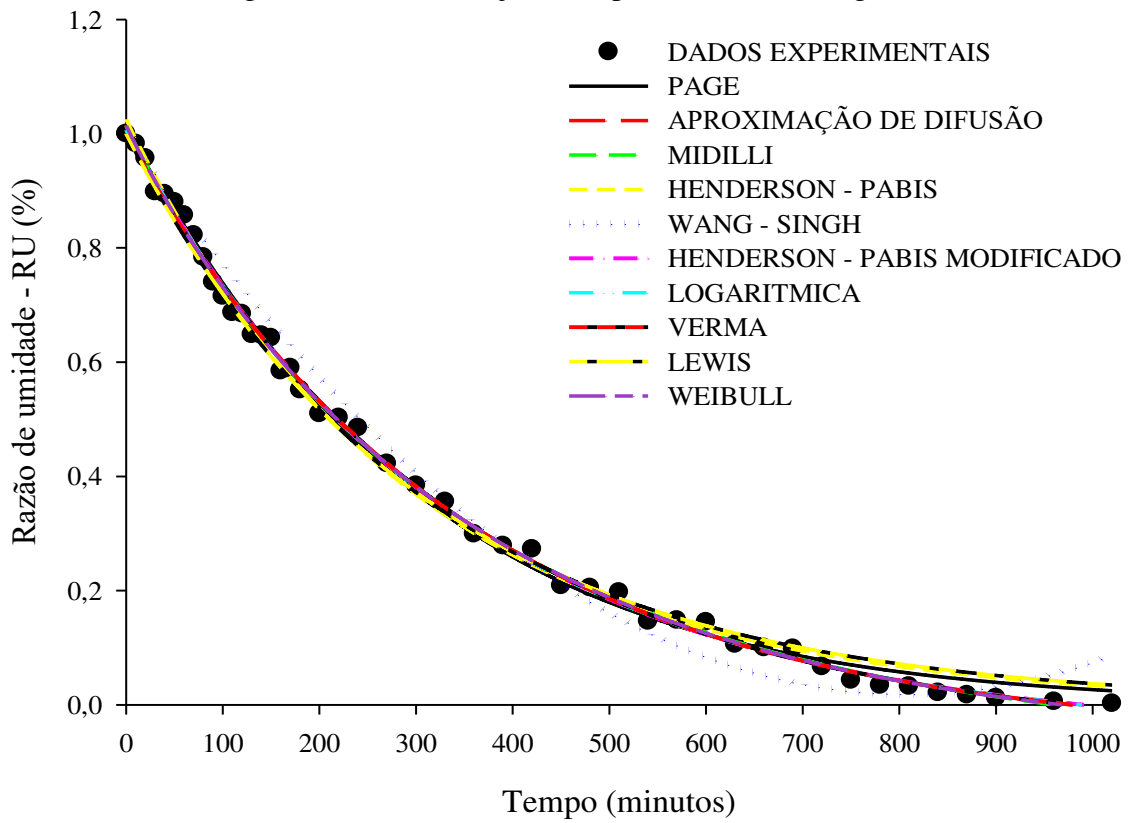


Tabela 3 - Coeficientes dos modelos ajustados para a estufa de secagem

Modelo	Coeficientes	R^2	χ^2	QMRS
Page	$k = 0,002$ $n = 1,077$	0,997	$3,27 \times 10^{-4}$	0,018
Midilli - Kucuk	$a = 1,013$ $k = 0,003$ $n = 0,981$ $B = -5,648 \times 10^{-5}$	0,998	$1,93 \times 10^{-4}$	0,014
Aproximação da difusão	$a = 1,062$ $k = 0,003$ $b = 7,825 \times 10^{-11}$	0,998	$2,01 \times 10^{-4}$	0,014
Henderson - Pabs	$a = 1,025$ $k = 0,003$	0,996	$4,29 \times 10^{-4}$	0,021
Henderson - Pabs Modificado	$a = -0,056$ $k = 1,402 \times 10^{-12}$ $b = -0,008$ $g = 2670,51$ $c = 1,064$ $h = 0,003$	0,998	$2,10 \times 10^{-4}$	0,014
Logaritmico	$a = 1,063$ $k = 0,003$ $c = -0,056$	0,998	$1,96 \times 10^{-4}$	0,014
VermA	$a = -0,062$ $k = 6,945 \times 10^{-13}$ $g = 0,003$	0,998	$2,01 \times 10^{-4}$	0,009
Lewis	$k = 0,003$	0,995	$5,18 \times 10^{-4}$	0,023
Dois termos	$a = -0,054$ $k_0 = 9,877 \times 10^{-13}$ $b = 1,061$ $k_1 = 0,003$	0,998	$2,01 \times 10^{-4}$	0,014
Page Modificado	$k = 0,003$ $n = 1,079$	0,997	$3,27 \times 10^{-4}$	0,018
Wang - Singh	$a = -0,002$ $b = 1,507E-6$	0,986	$2,00 \times 10^{-4}$	0,039

3.3 Secagem por exposição direta ao sol

A secagem por exposição direta ao sol foi conduzida durante o mês de janeiro (verão), em 2021. Para esse teste foram coletados dados de velocidade do vento, umidade relativa do ar, temperatura (Figura 14) e radiação solar global (Figura 15). O período de 0 a 660 minutos representa o período de exposição da biomassa no dia 1 de secagem, no instante 660 já não havia radiação incidente nas bandejas e como a massa ainda não havia se estabilizado as amostras foram retiradas e alojadas em reservatórios herméticos para evitar o ganho de umidade ou perda de massa durante a noite. Logo, no dia seguinte antes de colocá-las expostas novamente ao sol, a massa foi medida para se verificar que não houve perda de massa durante o armazenamento. No dia seguinte, as amostras foram novamente expostas ao sol para prosseguir a secagem até se obter massa constante, que ocorreu após 900 minutos, contabilizando os dois dias de secagem. A massa total de amostra de pasta de microalgas úmidas utilizadas na secagem ao sol foi de 600 g, sendo que ao final do período total a umidade final das amostras foi de $0,131 \pm 0,03$ (p/p), em base seca.

Figura 14 - Condições de secagem por exposição direta ao sol

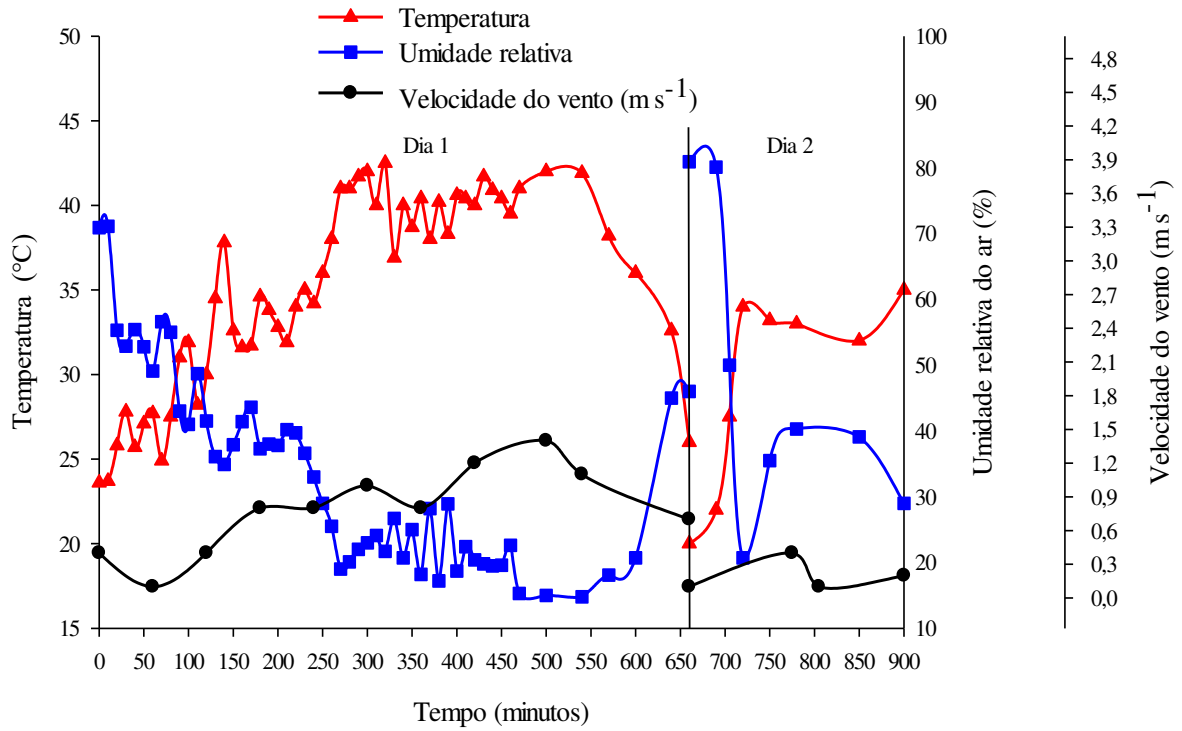
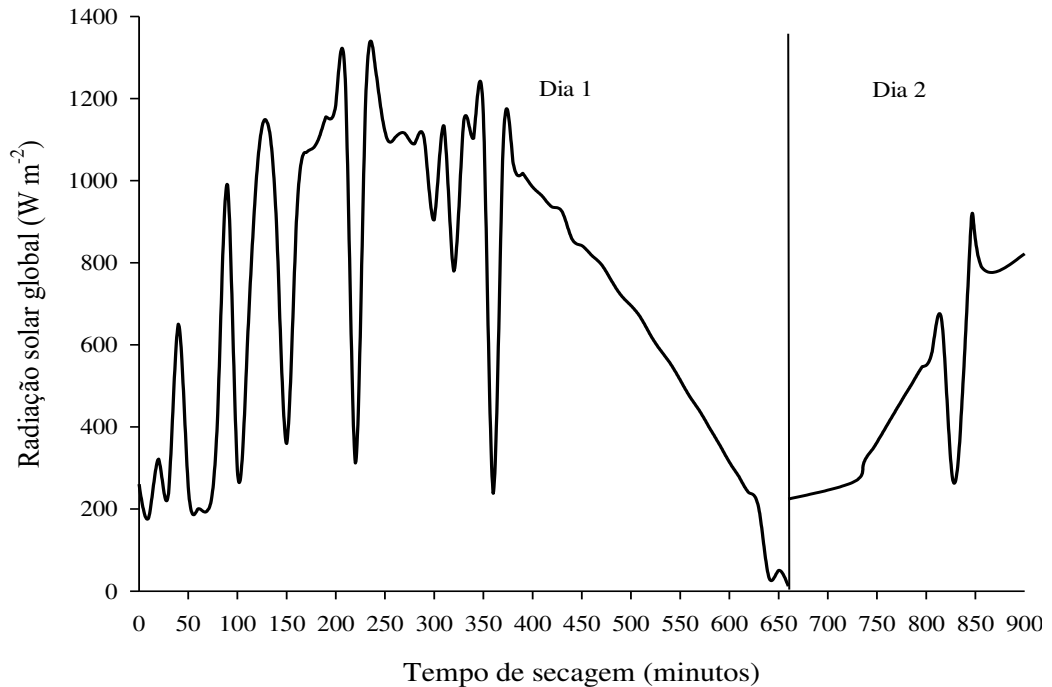
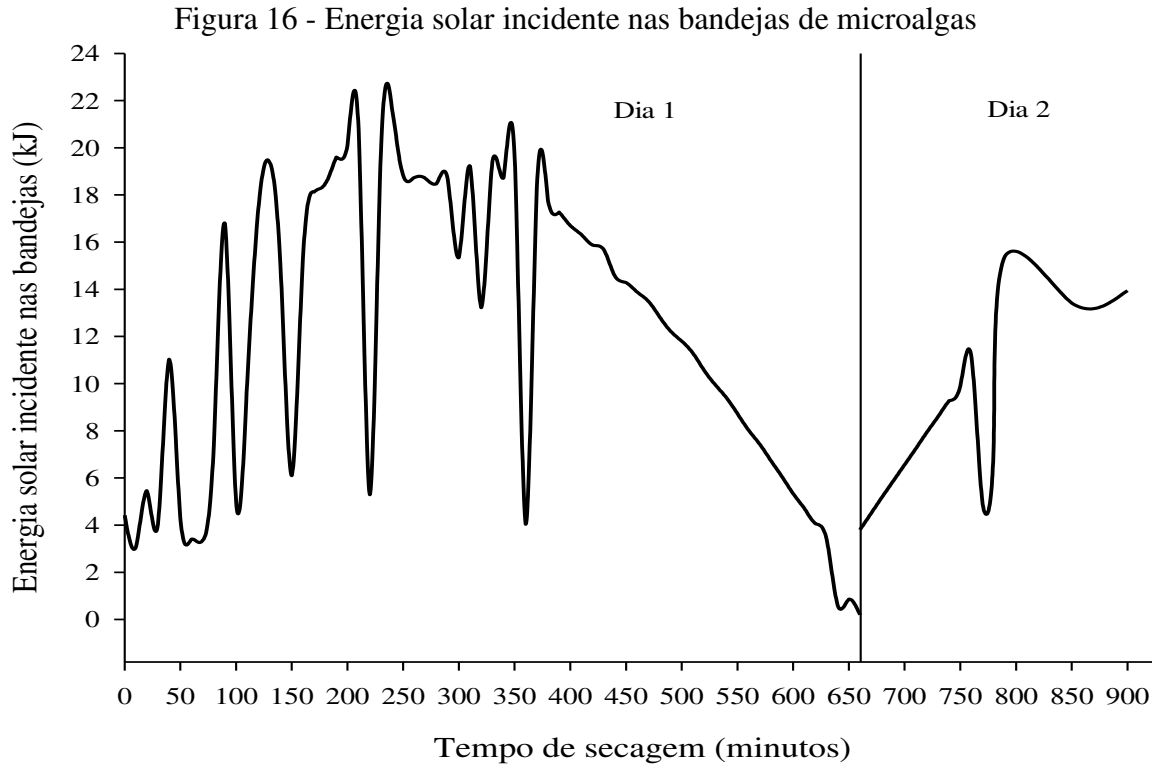


Figura 15 - Radiação solar durante secagem por exposição direta ao sol



A variação do fluxo de energia solar que incidente nas bandejas contendo a biomassa de microalgas ao longo de todo período de secagem pode ser visto na Figura 16. A energia total necessária para a secagem calculada com a Equação 14 é 9121,5 kJ. A energia específica

calculada para esse método de secagem foi de $20,4 \text{ MJ kg}^{-1}$ de água retirada ($5,7 \text{ kWh kg}^{-1}$ água retirada).



Para a secagem por exposição direta ao sol foi calculado a razão de umidade experimental, apresentada na Figura 17, para todos os instantes durante a secagem. O valor calculado para a difusividade efetiva para as condições de secagem foi de $1,5 \times 10^{-8} \text{ m}^2 \text{ s}^{-1}$ e a taxa de secagem na região linear foi de $1,46 \times 10^{-6} \text{ kg s}^{-1}$.

A partir dos dados obtidos, as razões de umidade RU foram calculadas e os modelos da Tabela 1 foram ajustados. Os ajustes dos modelos podem ser vistos na Figura 18 e os seus parâmetros estão organizados na Tabela 4. Os modelos apresentaram um ajuste satisfatório com $R^2 > 0,95$, e baixos valores de χ^2 e RMSE. Dentre os avaliados os que obtiveram melhor ajuste para representar os dados foi o modelo de Midilli-Kucuk com $R^2 = 0,999$; $\chi^2 = 3,83 \times 10^{-5}$ e RMSE = 0,006 e os modelos de Page e Page modificado com $R^2 = 0,999$; $\chi^2 = 4,49 \times 10^{-5}$ e RMSE = 0,007.

Figura 17 - Razão de umidade experimental secagem por exposição direta ao sol

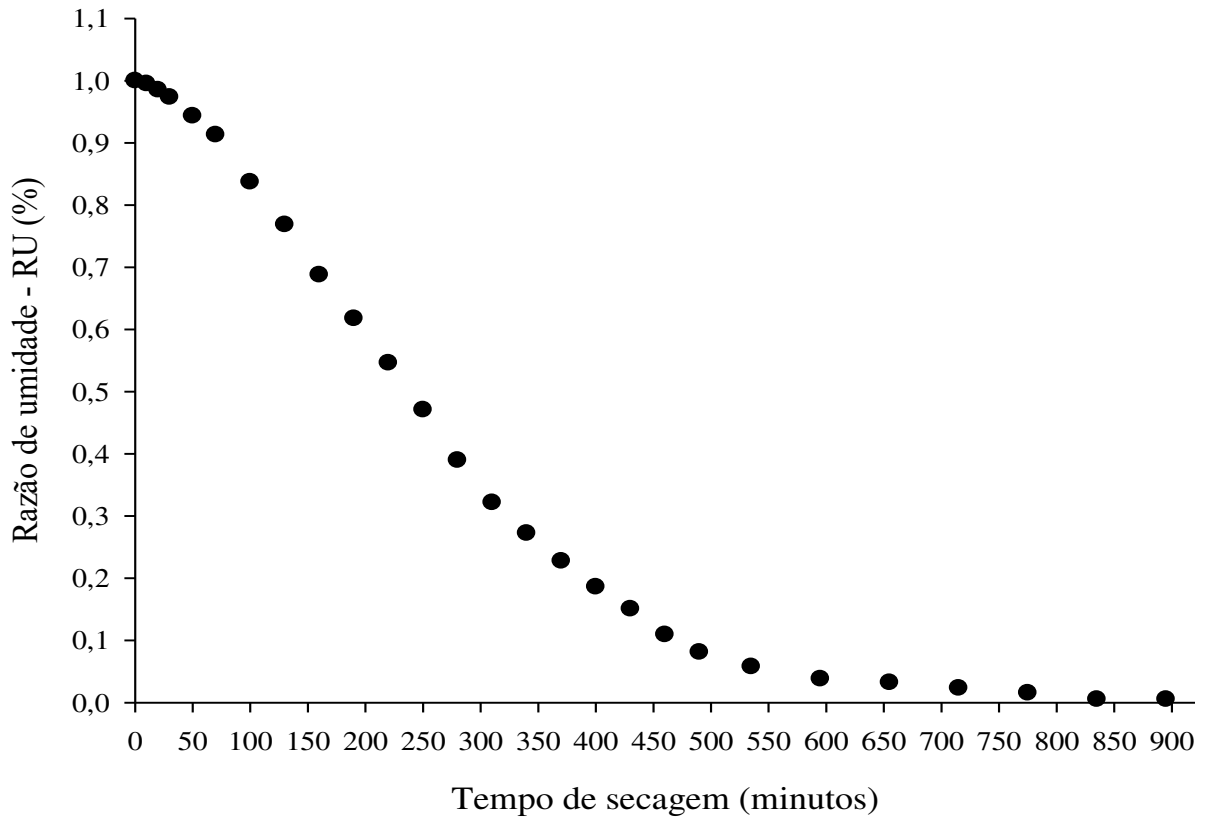


Figura 18 - Modelos ajustados para secagem por exposição direta ao sol

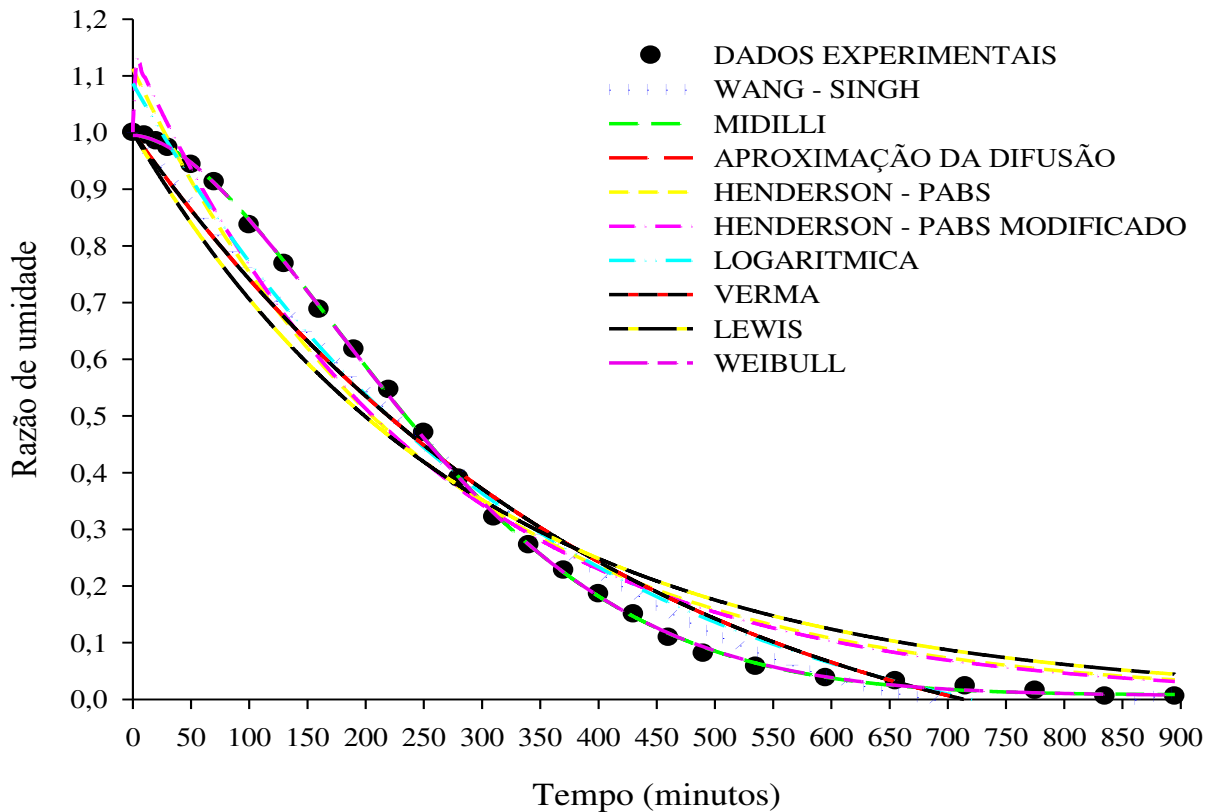


Tabela 4 - Coeficientes dos modelos ajustados para secagem por exposição direta ao sol

Modelo	Coeficientes	R^2	χ^2	QMRS
Page	$k = 7,762 \times 10^{-5}$ $n = 1,668$	0,999	$4,49 \times 10^{-5}$	0,007
Midilli - Kucuk	$a = 0,995$ $k = 6,567 \times 10^{-5}$ $n = 1,698$ $B = 8,360 \times 10^{-6}$	0,999	$3,83 \times 10^{-5}$	0,006
Aproximação da difusão	$a = 2122,59$ $k = 0,001$ $b = 1,00$	0,976	$4,00 \times 10^{-3}$	0,061
Henderson - Pabs	$a = 1,113$ $k = 0,004$	0,971	0,004	0,065
Henderson - Pabs modificado	$a = -0,144$ $k = 2,506$ $b = 0,229$ $g = 0,004$ $c = -0,915$ $h = 0,004$	0,976	$4,00 \times 10^{-3}$	0,066
Logaritmico	$a = 1,236$ $k = 0,003$ $c = -0,149$	0,983	$3,00 \times 10^{-3}$	0,051
Verma	$a = 63,657$ $k = 0,001$ $g = 0,001$	0,976	$4,00 \times 10^{-3}$	0,061
Lewis	$K = 0,003$	0,955	$6,00 \times 10^{-3}$	0,08
Dois termos	$a = -0,144$ $k_0 = 2,424$ $b = 1,144$ $k_1 = 0,004$	0,976	$4,00 \times 10^{-3}$	0,063
PagE modificado	$k = 0,003$ $n = 1,668$	0,999	$4,49 \times 10^{-5}$	0,007
Wang - Singh	$a = -0,003$ $b = 1,688 \times 10^{-6}$	0,986	$2,00 \times 10^{-3}$	0,046

A secagem da biomassa ocorreu, principalmente, no período decrescente da taxa de secagem, em todos os métodos estudados. Essa observação é corroborado por Simioni, Quadri e Derner (2019), que também fizeram a secagem de biomassa da *Scenedesmus obliquus* em camada fina com fluxo de ar paralelo, variando a temperatura e a velocidade do ar como fatores de estudo. Segundo os autores Hosseinizand, Sokhansanj e Lim (2018), que estudaram a secagem em camada fina da *Chlorella vulgaris*, a falta de período de taxa constante mostra que a transferência de massa por difusão na biomassa é o mecanismo dominante na secagem de microalgas. Esse comportamento para a taxa de secagem, também foi observado na secagem de outros microrganismos, como para a *Spirulina platensis* (OLIVEIRA et al., 2009), e também para macroalgas, como em algas marrons *Macrocystis pyrifera* (VEGA-GÁLVEZ et al., 2008) e algas vermelhas de *Gelidium sesquipedale* (AIT MOHAMED et al., 2008).

A difusividade efetiva encontrada para a microalga verde *Scenedesmus obliquus*, no secador de bandejas, na estufa e na secagem por exposição direta ao sol foram de $1,52 \times 10^{-8}$; $1,27 \times 10^{-8}$ e $1,5 \times 10^{-8} \text{ m}^2 \text{ s}^{-1}$, respectivamente. Valores de difusividade efetiva foram relatados na literatura para secagem de microalgas em camada fina de diversas espécies: *Scenedesmus obliquus* $1,53 \times 10^{-10} \text{ m}^2 \text{ s}^{-1}$ (SIMIONI; QUADRI; DERNER, 2019); *Chlorella vulgaris* $3,61 \times 10^{-9} \text{ m}^2 \text{ s}^{-1}$ (HOSSEINIZAND; SOKHANSANJ; LIM, 2018); consórcio de algas verdes composta por *Scenedesmus bijuga*, *Chlamydomonas globosa* e *Chlorella Minutissima* $1,64 \times 10^{-10} \text{ m}^2 \text{ s}^{-1}$

(VISWANATHAN et al., 2011); $1,082 \times 10^{-10} \text{ m}^2 \text{ s}^{-1}$ *Spirulina platensis* (DISSA et al., 2010); *Aphanothee microsco Nägeli* $8,1 \times 10^{-8} \text{ m}^2 \text{ s}^{-1}$ (JACOB LOPES et al., 2007). Os autores Biz, Cardozo-Filho e Zanoelo (2019), relataram difusividades efetivas através de partículas de microalgas *Chlorella pyrenoidosa* de $1,4 \times 10^{-13} \text{ m}^2 \text{ s}^{-1}$.

O secador de bandejas foi o método que apresentou o menor tempo de secagem (866 minutos). Ainda, foi o sistema que resultou em maior retirada de água, alcançando a menor umidade final $0,115\% \pm 0,01$ (p/p), em base seca. Interessantemente, a secagem no dispositivo proposto resultou no menor desvio padrão para a umidade final, o que representa que a secagem foi realizada de forma mais homogênea entres os métodos estudados.

Em termos de energia, a secagem direta ao sol foi a mais eficiente, necessitando de uma energia total de 9121,5 kJ e $20,4 \text{ MJ kg}^{-1}$ de água retirada, respectivamente. Esse valor menor ao dos outros métodos, está relacionado a área das bandejas utilizadas serem pequenas e para se calcular a energia incidente, é usada a radiação solar dada em W m^{-2} . O tempo total de exposição ao sol do produto foi de 900 minutos, sendo que, o período dos testes apresentou boa radiação solar diária, sem muitas nuvens. Porém, vale ressaltar que a secagem teve que ser feita em dois dias de exposição ao sol, e no período da noite entre 18:00 horas do dia 1 e 07:00 do dia 2, as amostras ficaram alojadas em reservatórios herméticos. Esse fato, inviabilizaria uma secagem em grande escala, ou caso ficassem expostas ao período noturno, poderiam apresentar novamente um ganho de umidade. Acarretando assim, em um maior período de exposição final, possível perda de material e maior dependência das condições climáticas.

A utilização de métodos de secagem convectivos por escoamento forçado de ar quente, tais como o secador de bandejas e a estufa de secagem resultaram em consumos de energia específica de $56,3 \text{ kWh kg}^{-1}$ água retirada e $67,9 \text{ kWh kg}^{-1}$ água retirada, respectivamente. Trabalhos na literatura têm relatados valores próximos, Agbede et al. (2020), investigaram a exigência de energia e a cinética da secagem por exposição direta ao sol, secador solar proposto, estufa de secagem (50 a $70 \text{ }^\circ\text{C}$) e micro-ondas (450 a 700 W) em camada fina (5 mm) da *Chlorella sp.* As energias específicas necessárias para a secagem de ar quente e micro-ondas foram de $51,7$ a $55,1 \text{ kWh kg}^{-1}$ água e $26,2$ a $34,9 \text{ kWh kg}^{-1}$, respectivamente. Xu et al. (2011), fizeram uma avaliação do balanço de energia de uma rota seca e úmida para a produção de biocombustíveis a partir de microalgas, e para retirada completa de água composta por secagem mecânica e térmica, foi calculado uma energia total de $61,2 \text{ kWh kg}^{-1}$.

Para descrever a cinética de secagem nos métodos propostos, todos os 11 modelos testados foram caracterizados por um bom ajuste, apresentando valores de $R^2 > 0,95$. Dentre

os modelos testados, destacaram-se os modelos de Henderson - Pabis modificado para o secador de bandeja, os modelos de Midilli-Kucuk e Verma para estufa de secagem e os modelos Midilli-Kucuk, Page e Page modificado para secagem por exposição direta ao sol. Na secagem convectiva *Macrocyctis pyrifera* os modelos de Midilli-Kucuk e o modelo logarítmico obtiveram o melhor ajuste para curvas de secagem com base nos testes estatísticos (VEGA-GÁLVEZ et al., 2008). Viswanathan et al. (2011) conduziram para um consórcio de algas verdes, um experimento de secagem em camada fina em um forno de convecção e conseguiram como melhores ajuste para os dados experimentais de RU, os modelos de Henderson-Pabis e o modelo de Page.

Segundo Agbede et al. (2020) para secagem por exposição direta ao sol, o modelo que melhor descreveu a cinética de secagem da microalga *Chlorella sp* foi o de Wang e Singh. E para os testes em estufa de secagem os melhores ajustes foram os modelos de Midilli-Kucuk, Wang and Singh, Logaritmico com $R^2 = 0,994$ para secagem a 50 °C (AGBEDE et al., 2020). Para o teste com a *Scenedesmus obliquus* realizado aberta ao sol nesse trabalho, o modelo de Wang e Singh também descreveu muito bem os dados com $R^2 = 0,982$, $\chi^2 = 2,00 \times 10^{-3}$ e QMRS = 0,046.

Para a lama das estações de tratamento de esgoto, a secagem solar direta e indireta foram melhor representados pelo modelo de Henderson - Pabis modificado. Sendo que, os modelos de dois termos, Wang e Singh, Verma e Midilli-Kucuk também apresentaram excelentes valores de coeficientes de determinação, com $R^2 > 0,98$ (AMERI et al., 2018). A cinética de secagem solar direta de outros produtos, como folhas de borracha natural, também foram bem descritos pelos modelos de Henderson - Pabis modificado (ORTIZ-RODRÍGUEZ et al., 2021).

3.4 Liofilizador

A secagem por liofilização teve por objetivo ser o padrão de qualidade final do produto seco, pois, esta técnica utiliza um método de secagem diferente dos anteriormente apresentados. A câmara de secagem opera com vácuo sob baixas temperaturas, fatos que impedem o monitoramento da perda de massa ao longo do tempo. Portanto, para esse tratamento controle foram avaliados apenas as características físico-químicas do material seco que serão discutidos nas seções seguintes, assim como uma estimativa do gasto total e específico de energia, considerando as especificações do fabricante do equipamento. Foram utilizados uma massa total de pasta de microalga úmida de 450 g, para esse teste.

A potência total do equipamento é composta por 650 W da unidade condensadora, construída em aço inox AISI 304 e temperatura de trabalho de até -55°C , mais uma bomba de vácuo com potência 370 W (ICME, M71B4, Itália). O tempo total de secagem desse equipamento foi de 72 horas (4320 minutos) ininterruptas. Outra demanda energética necessária para esse processo de secagem é o congelamento das amostras durante 48 horas em *freezer* (Consul, CHA42A, Brasil) que consome $60,5 \text{ kWh m\text{ês}^{-1}}$, considerando as 48 horas de funcionamento para o congelamento das amostras tem-se uma necessidade energética de $4,03 \text{ kWh}$. Com isso a energia total consumida, calculada com a Equação 12, foi de $77,47 \text{ kWh}$ ($278,9 \text{ MJ}$) e a energia específica foi de $204,9 \text{ kWh kg}^{-1} \text{ água}$ ($737,64 \text{ MJ kg}^{-1} \text{ água}$). O valor de energia específica bem acima dos outros métodos, se deve ao longo tempo de secagem, tanto para congelamento quanto para a liofilização, além da baixa capacidade volumétrica do equipamento. Porém, é o processo de secagem que mais retira água da amostra atingindo uma umidade final, em base seca, de $0,0264 \pm 0,03$ (p/p).

3.5 Composição centesimal

Os resultados da composição centesimal da microalga *Scenedesmus obliquus* para diferentes métodos de secagem estão organizados na Tabela 5. Esses valores são corroborados pela literatura em trabalhos que estudaram a mesma espécie de microalga (AFIFY et al., 2018; SILVA et al., 2020).

A temperatura de secagem média dos métodos convectivos foram entre $32,4^{\circ}$ a 45°C , conforme discutido anteriormente. Para esses valores de temperaturas médias, os percentuais de proteínas, lipídios e fibras insolúveis não apresentaram diferenças significativas, quando comparados entre si e com a liofilização. Uma diferença significativa para a secagem por exposição direta ao sol, foi observada no teor de cinzas em relação aos demais métodos de secagem. Isso pode ser explicado, pela possível contaminação das amostras por partículas não identificados presente no ar, como poeiras visto que, este método não apresenta qualquer tipo de proteção a esse tipo de contaminação. Essa variação reflete diretamente nos carboidratos não-fibrosos que são determinados por diferença dos demais compostos (Equação 19).

Com isso, para essa temperatura estudada, verifica-se que os métodos de secagem utilizados apresentam características equivalentes ao método padrão utilizado, não causa nenhum tipo de degradação de compostos importantes para a biomassa de microalgas *Scenedesmus obliquus*. Observações semelhantes foram feitas para valores médios para as

concentrações de proteína, carboidratos e lipídios na biomassa da microalga *Aphanothece microscopica Nægeli* submetidas a diferentes condições de secagem. Além disso, o estudo indicou um aumento da solubilidade proteica em temperaturas de secagem mais baixas, independente da espessura da camada, para a faixa avaliada (JACOB LOPES et al., 2007).

Seghiri et al. (2021), avaliaram alguns processos de secagem, como em estufa convectiva a 70 °C, liofilização e por aspersão (*spray dryer*). Os autores. concluíram que o conteúdo proteico da *Arthrospira platensis* em pó não apresentou diferenças significativas nos valores de proteína bruta, após a secagem.

Segundo os autores Hosseinizand, Sokhansanj e Lim (2018), valores de temperaturas de secagem abaixo de 80 ° C, conseguem preservar de forma mais eficiente os lipídios e os carboidratos das microalgas. Sendo que, para temperaturas acima de 90°C foram relatadas queda no conteúdo de lipídios totais (VISWANATHAN et al., 2012).

Tabela 5 – Composição da microalga *Scenedesmus obliquus* para diferentes métodos de secagem

Método	Proteína (%ms)	Lipídios (%ms)	Fibra insolúvel (%ms)	Cinzas (%ms)	Carboidratos não-fibrosos (%ms)
Secador de Bandeja	46,3 ±1,3 a	10,3 ±0,1 a	16,8 ±0,3 a	20,3 ±0,4 b	6,3 ±1,8 ab
Estufa de secagem	46,3 ±0,5 a	9,5 ±0,9 a	15,0 ±1,6 a	20,1 ±0,3 b	9,1 ±2,7 ab
Secagem ao sol	47,6 ±2,7 a	9,5 ±0,3 a	17,5 ±0,4 a	22,0 ±0,4 a	3,4 ±1,4 b
Liofilização	45,0 ±0,1 a	10,7 ±0,1 a	16,2 ±1,8 a	19,5 ±0,4 b	8,6 ±4,2 a

Notas:

- (i) Médias ± desvio padrão.
- (ii) Médias que compartilham a mesma letra nas colunas não diferem entre si pelo teste de Tukey com 95% de confiança.
- (iii) (%ms) Porcentagem da massa seca.

3.6 Análise de cor e pigmento

Na Tabela 6 estão apresentados os resultados da análise colorimétrica. Os menores valores de L* e b* foram observados para as microalgas obtidas após a secagem por exposição direta ao sol enquanto os maiores valores de L* e b* foram encontradas para microalgas obtidas

após a liofilização e secador de bandeja, respectivamente. Os valores L^* (varia de 0 (preto) a 100 (branco)), a^* (varia de verde a vermelho) e b^* (varia de - 100 (azul) a + 150 (amarelo)) são apropriados para descrever a degradação de pigmentos. Todas as amostras com utilização de calor na secagem apresentaram redução significativa da coloração verde (a^*) em relação a liofilização. Valor de L^* próximo a 100 indica maior luminosidade e conseqüentemente menos escura é a amostra. Portanto, observando a Tabela 7 e a Figura 19, pode-se observar que a microalga que mais se apresentou próximo a luminosidade da microalga padrão (liofilização) foi a microalga seca em bandeja. Além disso, os resultados apresentados na tabela 7, a diferença total das cores (ΔE) demonstra que a amostra que apresentou menor diferença total da liofilização foram as amostras submetidas a secagem por secador de bandeja.

Figura 19 – Biomassa seca – (a) Liofilização, (b) Secador de bandeja, (c) Estufa de secagem e (d) Aberta ao sol

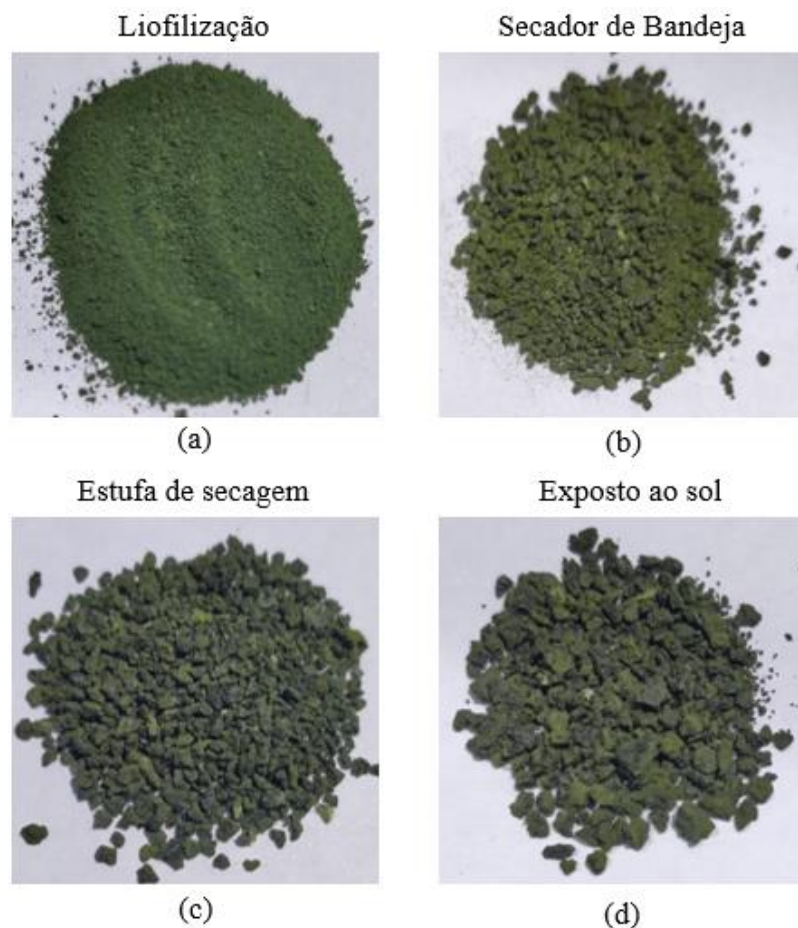


Tabela 6 – Análise colorimétrica da biomassa seca

Tratamento	L	a	b
Secagem ao sol	32,75 ± 0,05 b	-4,40 ± 0,04 b	16,40 ± 0,31 b
Secador de bandeja	35,78 ± 0,04 ab	-4,34 ± 0,08 b	20,71 ± 0,10 a
Liofilização	39,39 ± 0,04 a	-8,01 ± 0,10 a	17,70 ± 0,26 b
Estufa de secagem	32,42 ± 0,08 b	-5,44 ± 0,06 b	17,25 ± 0,16 b

Tabela 7 – Parâmetros de cor

Tratamento	Delta E	Chroma	Angulo Hue
Secagem ao sol	7,67	16,98	105,01
Secador de bandeja	5,96	21,16	101,82
Liofilização	-	19,42	114,34
Estufa de secagem	7,44	18,09	107,49

Quanto ao teor de pigmentos (Tabela 8), os valores de clorofila total (clorofila a e b) das amostras obtidas por liofilização não apresentaram diferença significativa das amostras obtidas por secador de bandeja e diferiu significativamente das amostras submetidas a secagem por estufa e aberta ao sol. Além disso, todas as secagens que envolviam calor apresentaram redução de carotenoides em comparação com a liofilização (Tabela 8), porém, essa redução foi considerada baixa por não ter sido utilizado altas temperaturas na secagem. Hosseinizand; Sokhansanj; Lim (2018), observaram que a utilização de temperaturas acima de 80°C aumentou significativamente a degradação dos pigmentos, sendo o aumento da degradação dos pigmentos diretamente proporcional ao aumento da temperatura de secagem.

A microalga *S. obliquus* apresentou teores entre 9-12 % de clorofila total (a e b) (Tabela 8), conferindo cor verde a esta. Além disso, apresentou teores de 2-4 % de carotenoides, corroborando com os valores encontrados por outros autores (SILVA et al., 2020, 2021). A partir dos resultados, pode ser verificado que ocorre a deterioração dos pigmentos devido a secagem por calor, contribuindo assim para alteração da cor da microalga (Figura 19). Resultados semelhantes foram encontrados por Hosseinizand; Sokhansanj; Lim (2018), em que observaram alterações significativas na cor da microalga do gênero *Chlorella* seca em estufa em temperaturas de 40 a 140 °C em comparação com a liofilização.

Hosseinizand; Sokhansanj; Lim (2018), verificaram que secar microalgas em baixa temperatura (<40°C) por um longo tempo pode ser tão prejudicial para os pigmentos quanto

secar em alta temperatura por um curto período. Neoh; Matanjun; Lee (2016), observaram que a atividade antioxidante da alga *Kappaphycus alvarezii* diminuiu quando esta foi seca diretamente ao sol e associaram diminuição da qualidade das algas ao longo tempo de secagem na técnica de secagem direta ao sol.

Nas imagens da Figura 19, é possível verificar que a secagem também implica diretamente na granulometria e friabilidade. As amostras obtidas por liofilização, seguidas das obtidas pelo secador de bandeja, apresentaram maior friabilidade (mais fácil de macerar) do que as obtidas por estufa de secagem e abertas ao sol. Além disso, observa-se que as amostras obtidas por secagem por estufa de secagem e expostas ao sol apresentaram aspecto mais escuros e com granulometria maior em relação as obtidas por secador de bandeja e liofilização.

Sahoo et al. (2017), observaram que uma secagem mais longa, seja pela espessura da camada ou pelo tipo de secagem, produziu biomassa mais espessas e grossas com cavidades moderadas a grandes, cheiro forte e com alta dificuldade de cominuição. Como a biomassa final é friável, a força mecânica necessária para a ruptura desse material é maior. Com a maceração manual, não foi possível obter pós mais finos para as biomassas obtidas após as secagens por estufa de secagem e abertas ao sol, como observado na Figura 19. Resultados semelhantes foram encontrados por Sahoo et al. (2017), em que verificaram que ocorreu uma dificuldade maior para a moagem das microalgas, que necessitaram de mais tempo para secagem, apresentado maior resistência à ruptura dos seus grumos.

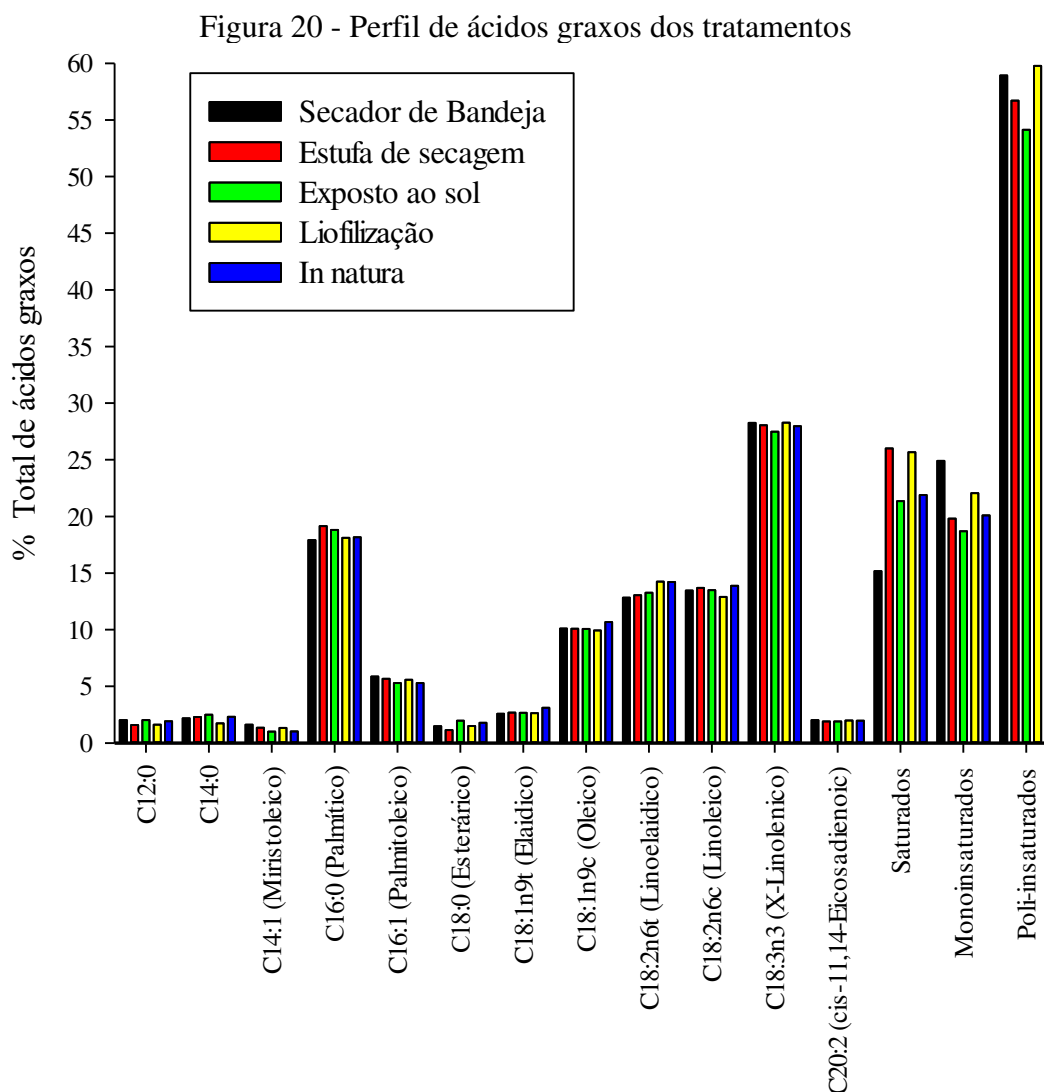
Tabela 8 - Pigmentos fotossintéticos em mg g⁻¹ de biomassa seca.

Tratamento	Clorofila Total	Carotenoides
Secagem ao sol	9,71 ± 0,74 b	2,98 ± 0,40 b
Secador de bandeja	10,56 ± 0,82 ab	2,97 ± 0,28 b
Liofilizada	11,78 ± 0,91 a	3,60 ± 0,28 a
Estufa	9,86 ± 0,55 b	3,02 ± 0,34 b

Notas: (i) Médias ± desvio padrão; (ii) Médias que compartilham a mesma letra nas colunas não diferem entre si pelo teste de Tukey com 95% de confiança.

3.5 Perfil de ácidos graxos

Na Figura 20 é apresentada a distribuição de ácidos graxos das amostras da microalga *Scenedesmus obliquus* submetidas os diferentes tipos de secagem. Em geral, os tratamentos de secador de bandeja, e liofilização não alteraram os perfis ácidos graxos em comparação com a amostra in natura. A secagem em estufa e aberta ao sol influenciou o perfil de ácidos graxos com aumento do teor de material saturados e diminuição dos monos e poli-insaturados. Considerando os ácidos graxos poli-insaturados, os quais contêm cadeias mais susceptíveis a oxidação em razão do maior número de duplas e triplas ligações entre carbonos, observou-se que a secagem realizada no secador de bandeja, por liofilização e no material in natura preservaram as características naturais da biomassa, mantendo-se teores acima de 58 % para os ácidos graxos poli-insaturados e abaixo de 54% para secagem em estufa e aberta ao sol.



4 CONCLUSÕES

Por meio dos resultados obtidos, pode-se concluir que a câmara de secagem proposta para ser acoplada ao sistema de coleta solar em calha parabólica, apresentou desempenho adequado. Em comparação a outras técnicas de secagem, observou-se que a câmara de secagem resultou na menor unidade umidade final $0,115 \pm 0,01$ (p/p).

Os modelos propostos para a cinética de secagem apresentaram bons ajustes, sobretudo os modelos de Midilli-Kucuk, Midilli-Kucuk, Henderson - Pabis modificado. Por meio da modelagem cinética, conclui-se que a secagem da suspensão de microalgas de *Scenedesmus obliquus* apresenta taxa de secagem decrescente, em que a transferência de massa é governada pela difusão da água líquida biomassa úmida.

A energia específica necessária para a secagem com o secador de bandejas ($202,83 \text{ MJ kg}^{-1}$ de água) foi menor que a verificada pelos métodos de secagem em estufa ($244,61 \text{ MJ kg}^{-1}$ de água) e por liofilização ($737,64 \text{ MJ kg}^{-1}$ de água). Isso demonstra uma técnica com potencial para utilização na secagem de microalgas.

Apesar da secagem por exposição direta ao sol apresentar uma menor energia em relação as características analisadas na biomassa seca, conclui-se que a falta de controle das condições de secagem desse método interfere diretamente nas características de cor, friabilidade e no perfil de ácidos graxos.

Portanto, a câmara de secagem proposta pode ser aplicada a secagem de biomassa de microalgas, necessitando de melhorias e de ser acoplada diretamente ao sistema de coleta de energia solar.

REFERÊNCIAS

- AFIFY, A. E.-M. M. R. et al. Scenedesmus obliquus: Antioxidant and antiviral activity of proteins hydrolyzed by three enzymes. **Journal of Genetic Engineering and Biotechnology**, v. 16, n. 2, p. 399–408, dez. 2018.
- AGBEDE, O. O. et al. Thin layer drying of green microalgae (*Chlorella* sp.) paste biomass: Drying characteristics, energy requirement and mathematical modeling. **Bioresource Technology Reports**, v. 11, p. 100467, set. 2020.
- AĞBULUT, Ü. Mathematical calculation and experimental investigation of expanded perlite based heat insulation materials' thermal conductivity values. **Journal of Thermal Engineering**, v. 4, n. 5, p. 2274–2286, 28 jun. 2018.
- AIT MOHAMED, L. et al. Thin layer modelling of *Gelidium sesquipedale* solar drying process. **Energy Conversion and Management**, v. 49, n. 5, p. 940–946, maio 2008.
- AKPINAR, E. K. Mathematical modelling of thin layer drying process under open sun of some aromatic plants. **Journal of Food Engineering**, v. 77, n. 4, p. 864–870, dez. 2006.
- AKPINAR, E. K.; BICER, Y.; YILDIZ, C. Thin layer drying of red pepper. **Journal of Food Engineering**, v. 59, n. 1, p. 99–104, ago. 2003.
- AMERI, B. et al. Comparative approach to the performance of direct and indirect solar drying of sludge from sewage plants, experimental and theoretical evaluation. **Solar Energy**, v. 159, p. 722–732, jan. 2018.
- AOAC, (ASSOCIATION OF OFFICIAL ANALYSIS CHEMISTS INTERNATIONAL). Official Methods of Analysis of AOAC International. **Association of Official Analysis Chemists International**, 2005.
- BARBOSA, E. G. et al. Experimental evaluation of a stationary parabolic trough solar collector: Influence of the concentrator and heat transfer fluid. **Journal of Cleaner Production**, 2020.
- BELESSIOTIS, V.; DELYANNIS, E. Solar drying. **Solar Energy**, v. 85, n. 8, p. 1665–1691, ago. 2011.
- BIZ, A. P.; CARDOZO-FILHO, L.; ZANOELO, E. F. Drying dynamics of microalgae (*Chlorella pyrenoidosa*) dispersion droplets. **Chemical Engineering and Processing - Process Intensification**, v. 138, p. 41–48, abr. 2019.
- BLIGH, E.G. AND DYER, W. J. Canadian Journal of Biochemistry and Physiology. **Canadian Journal of Biochemistry and Physiology**, 1959.
- CRANK, J. The mathematics of diffusion. 2nd Edn. 1979.
- DISSA, A. O. et al. Shrinkage, porosity and density behaviour during convective drying of spirulina. **Journal of Food Engineering**, v. 97, n. 3, p. 410–418, abr. 2010.
- DUFERA, L. T. et al. Experimental evaluation of drying kinetics of tomato (*Lycopersicon*

Esculentum L.) slices in twin layer solar tunnel dryer. **Energy for Sustainable Development**, v. 61, p. 241–250, abr. 2021.

EL-SEBAILI, A. A.; SHALABY, S. M. Experimental investigation of an indirect-mode forced convection solar dryer for drying thymus and mint. **Energy Conversion and Management**, v. 74, p. 109–116, out. 2013.

FICK, A. Ueber Diffusion. **Annalen der Physik**, 1855.

FOX, R. W.; MCDONALD, A. T.; PRITCHARD, P. J. **Introduction to Fluid Mechanics**. 8. ed. Nova Jersey: John Wiley & Sons, Inc, 2011.

HAWA, L. C. et al. Drying kinetics of cabya (*Piper retrofractum* Vahl) fruit as affected by hot water blanching under indirect forced convection solar dryer. **Solar Energy**, v. 214, p. 588–598, jan. 2021.

HENDERSON, S. M. Progress in Developing the Thin Layer Drying Equation. **Transactions of the ASAE**, v. 17, n. 6, p. 1167–1168, 1974.

HOSSEINIZAND, H.; SOKHANSANJ, S.; LIM, C. J. Studying the drying mechanism of microalgae *Chlorella vulgaris* and the optimum drying temperature to preserve quality characteristics. **Drying Technology**, v. 36, n. 9, p. 1049–1060, 4 jul. 2018.

ICHIHARA, K.; FUKUBAYASHI, Y. Preparation of fatty acid methyl esters for gas-liquid chromatography. **Journal of Lipid Research**, 2010.

JACOB LOPES, E. et al. Characteristics of thin-layer drying of the cyanobacterium *Aphanothece microscopica* Nägeli. **Chemical Engineering and Processing: Process Intensification**, v. 46, n. 1, p. 63–69, jan. 2007.

JAIN, D.; TIWARI, G. N. Thermal aspects of open sun drying of various crops. **Energy**, v. 28, n. 1, p. 37–54, jan. 2003.

JIANG, Y. R.; HU, P.; IBRAHIM, A. Experimental and numerical investigation on heat transfer characteristics of supercritical R1234ze(E) cooled in horizontal tubes. **International Journal of Heat and Fluid Flow**, 2020.

JIMÉNEZ CALLEJÓN, M. J. et al. Obtaining highly pure EPA-rich lipids from dry and wet *Nannochloropsis gaditana* microalgal biomass using ethanol, hexane and acetone. **Algal Research**, 2020.

KARATHANOS, V. T. Determination of water content of dried fruits by drying kinetics. **Journal of Food Engineering**, v. 39, n. 4, p. 337–344, mar. 1999.

KUMAR, M.; SANSANIWAL, S. K.; KHATAK, P. Progress in solar dryers for drying various commodities. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 55, p. 346–360, mar. 2016.

LEWIS, W. K. The Rate of Drying of Solid Materials. **Journal of Industrial & Engineering Chemistry**, v. 13, n. 5, p. 427–432, maio 1921.

LICHTENTHALER, H.; BUSCHMANN, C. Chlorophyll and Carotenoid Determination (

after Lichtenthaler 1987), a practical instruction. **Methods Enzymol**, 1987.

MIDILLI, A.; KUCUK, H. Mathematical modeling of thin layer drying of pistachio by using solar energy. **Energy Conversion and Management**, v. 44, n. 7, p. 1111–1122, maio 2003.

MIDILLI, A.; KUCUK, H.; YAPAR, Z. A new model for single-layer drying. **Drying Technology**, v. 20, n. 7, p. 1503–1513, 23 jul. 2002.

MONSALVE, J. R.; GAVIRIA, L. J.; CORREA, A. A. Use of freeze-dried aromatic herbs with quality organoleptic characteristics in gastronomic products. **International Journal of Gastronomy and Food Science**, p. 100341, mar. 2021.

NEOH, Y. Y.; MATANJUN, P.; LEE, J. S. Comparative study of drying methods on chemical constituents of Malaysian red seaweed. **Drying Technology**, v. 34, n. 14, p. 1745–1751, 25 out. 2016.

OLIVEIRA, E. G. et al. Characterization of thin layer drying of *Spirulina platensis* utilizing perpendicular air flow. **Bioresource Technology**, v. 100, p. 1297–1303, 2009.

ORTIZ-RODRÍGUEZ, N. M. et al. Drying kinetics of natural rubber sheets under two solar thermal drying systems. **Renewable Energy**, v. 165, p. 438–454, mar. 2021.

OVERHULTS, D. G. et al. Drying Soybeans With Heated Air. **Transactions of the ASAE**, v. 16, n. 1, p. 0112–0113, 1973.

PAGE, E. G. **Factors influencing the maximum rates of air drying shelled corn in thin layers**. [s.l.] Purdue University, 1949.

PUENTE, L. et al. Refractance Window drying of goldenberry (*Physalis peruviana* L.) pulp: A comparison of quality characteristics with respect to other drying techniques. **LWT**, v. 131, p. 109772, set. 2020.

SACILIK, K.; KESKIN, R.; ELICIN, A. K. Mathematical modelling of solar tunnel drying of thin layer organic tomato. **Journal of Food Engineering**, v. 73, n. 3, p. 231–238, abr. 2006.

SAHOO, N. K. et al. Sustainable dewatering and drying of self-flocculating microalgae and study of cake properties. **Journal of Cleaner Production**, 2017.

SEERANGURAYAR, T. et al. Experimental investigation of shrinkage and microstructural properties of date fruits at three solar drying methods. **Solar Energy**, v. 180, p. 445–455, mar. 2019.

SEGHIRI, R. et al. Comparative study of the impact of conventional and unconventional drying processes on phycobiliproteins from *Arthrospira platensis*. **Algal Research**, v. 53, p. 102165, mar. 2021.

SILVA, M. E. T. DA et al. Food safety, hypolipidemic and hypoglycemic activities, and in vivo protein quality of microalga *Scenedesmus obliquus* in Wistar rats. **Journal of Functional Foods**, 2020.

SILVA, M. E. T. DA et al. Microalga *Scenedesmus obliquus*: extraction of bioactive compounds and antioxidant activity. **REVISTA CIÊNCIA AGRONÔMICA**, v. 52, n. 2,

2021.

SIMIONI, T.; QUADRI, M. B.; DERNER, R. B. Drying of *Scenedesmus obliquus*: Experimental and modeling study. **Algal Research**, v. 39, p. 101428, maio 2019.

SU, Y. et al. Progress of microalgae biofuel's commercialization. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 74, p. 402–411, jul. 2017.

TAHER, H. et al. Effective extraction of microalgae lipids from wet biomass for biodiesel production. **Biomass and Bioenergy**, v. 66, p. 159–167, jul. 2014.

TOĞRUL, İ. T.; PEHLIVAN, D. Modelling of drying kinetics of single apricot. **Journal of Food Engineering**, v. 58, n. 1, p. 23–32, jun. 2003.

VEGA-GÁLVEZ, A. et al. Mathematical Modeling of Mass Transfer during Convective Dehydration of Brown Algae *Macrocystis Pyrifera*. **Drying Technology**, v. 26, n. 12, p. 1610–1616, 21 nov. 2008.

VERMA, L. R. et al. Effects of Drying Air Parameters on Rice Drying Models. **Transactions of the ASAE**, v. 28, n. 1, p. 296–301, 1985.

VISWANATHAN, T. et al. Drying Characteristics of a Microalgae Consortium Developed for Biofuels Production. **Transactions of the ASABE**, v. 54, n. 6, p. 2245–2252, 2011.

VISWANATHAN, T. et al. Effect of cell rupturing methods on the drying characteristics and lipid compositions of microalgae. **Bioresource Technology**, v. 126, p. 131–136, dez. 2012.

WANG, G. Y.; SINGH, R. P. **Single layer drying equation for rough rice**. Paper - American Society of Agricultural Engineers. **Anais...**1978

XU, L. et al. Assessment of a dry and a wet route for the production of biofuels from microalgae: Energy balance analysis. **Bioresource Technology**, v. 102, n. 8, p. 5113–5122, abr. 2011.

YALDÝZ, O.; ERTEKÝN, C. Thin layer solar drying of some vegetables. **Drying Technology**, v. 19, n. 3–4, p. 583–597, 31 mar. 2001.

YANG, M. et al. Optical and thermal performance analysis of a micro parabolic trough collector for building integration. **Applied Energy**, v. 260, p. 114234, fev. 2020.

ZHANG, Q.; LITCHFIELD, J. B. An optimization of intermittent corn drying in a laboratory scale thin layer dryer. **Drying Technology**, v. 9, n. 2, p. 383–395, mar. 1991.

CONCLUSÕES GERAIS

A técnica de dinâmica de fluidos computacionais foi utilizada para modelar, simular e analisar diferentes geometrias de tubos absorvedores. O modelo numérico foi capaz de prever os campos hidrodinâmicos e térmicos, através dos quais os fatores de atrito e números de Nusselt foram calculados e apresentaram bons ajustes em relação as correlações empíricas disponíveis na literatura. Além disso, os resultados da simulação com o modelo permitiram elaborar uma avaliação conjunta de transferência de calor e viabilidade técnica para o uso de tubos de aquecedores residenciais em protótipos de pequena escala. A geometria que utiliza apenas um segmento de cobre (CASO I) foi escolhida pelo menor uso de material e maior facilidade técnica para ser construída.

O protótipo de concentrador solar em calha parabólica apresentou um rendimento adequado, possibilitando o armazenamento de energia por mais de dez horas consecutivas. O sistema de rastreamento solar para essa tecnologia é muito importante, pois o ganho de energia do sistema com rastreamento em relação ao sem rastreamento foi de até 123,5% o e de até 110,15% em relação ao sistema com rastreamento, para o inverno e verão, respectivamente.

Modelos de cinética apresentaram bons ajustes aos dados de secagem obtidos no secador de bandeja desenvolvido. Para o secador proposto foi verificado um gasto energético inferior aos sistemas de secagem em estufa e por liofilização. A qualidade do produto seco no secador desenvolvido foi superior ao verificado pela secagem por exposição direta ao sol e próxima a da biomassa seca obtida por liofilização. Com o exposto, conclui-se que a secagem em bandejas apresenta grande potencial para a obtenção da biomassa seca, para a linhagem em estudo.

Como próximos passos de pesquisa, deseja-se a construção de uma calha parabólica com maior precisão e o desenvolvimento de secadores com características a permitir o processamento de uma maior quantidade de biomassa úmida de microalgas.