

**INSTITUTO FEDERAL DE EDUCAÇÃO,
CIÊNCIA E TECNOLOGIA DO CEARÁ
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENERGIAS
RENOVÁVEIS**

Abdel-Farid Mamadou Idrissou

**Modelagem e Simulação de um Fogão Solar do Tipo Indireto com
Armazenamento Térmico de Energia**

Maracanaú, Ceará

2019

Abdel-Farid Mamadou Idrissou

Modelagem e Simulação de um Fogão Solar do Tipo Indireto com Armazenamento
Térmico de Energia

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-graduação em Energias Renováveis do Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia do Ceará como requisito parcial para a obtenção do título de mestre em energias renováveis. Área de concentração: Energias Renováveis.

Prof. Dr. Francisco Frederico dos Santos
Matos
Prof. Dr. Auzuir Ripardo de Alexandria

Maracanaú, Ceará

2019

Dados Internacionais de Catalogação na Publicação
Instituto Federal do Ceará - IFCE
Sistema de Bibliotecas - SIBI
Ficha catalográfica elaborada pelo SIBI/IFCE, com os dados fornecidos pelo(a) autor(a)

M263m Mamadou Idrissou, Abdel-Farid.

Modelagem e Simulação de um Fogão Solar do Tipo Indireto com Armazenamento Térmico de Energia /
Abdel-Farid Mamadou Idrissou. - 2019.
106 f. : il.

Dissertação (Mestrado) - Instituto Federal do Ceará, Mestrado em Energias Renováveis, Campus
Fortaleza, 2019.

Orientação: Prof. Dr. Francisco Frederico dos Santos Matos.

Coorientação: Prof. Dr. Auzuir Ripardo de Alexandria.

1. Sistema de Bibliotecas do IFCE - SIBI . 3. Instituto Federal do Ceará. I. Título.

CDD 620.91

Este trabalho, que representa uma parte importante da minha vida, é dedicado à minha mãe, meu pai, meus irmãos e à minha família toda, sem esquecer os que, de perto ou de longe, me apoiaram na realização desta obra e fizeram com que eu sempre acreditasse em minhas potencialidades.

Agradecimentos

Essa obra é o fruto de dois anos de pesquisa, de longa esperança, de aprendizagem e de crescimento em conhecimentos científicos. É certamente o início de uma nova carreira profissional. No entanto gostaria de agradecer do fundo do coração as pessoas que contribuíram diretamente ou indiretamente a elaboração desse trabalho.

Frederico Francisco dos Santos Matos, professor do Instituto Federal de Educação, Ciências e Tecnologia do Ceará; meu orientador; como um bom mentor, você me acompanhou ao longo desta caminhada, nunca falhou a sua missão. Você foi sempre atento as minhas preocupações e dúvidas. Garanto que aprendi de você e do seu profissionalismo. **Meus sinceros agradecimentos!**

Auzuir Ripardo de Alexandria, professor do Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia do Ceará - IFCE, campus Fortaleza, departamento da Indústria; meu co-orientador; agradeço-lhe pela simpatia e a sincera colaboração que tivemos na realização desse trabalho. Adquiri muitas experiências através do seu senso do trabalho bem feito. **Muito obrigado!**

Ao Programara de Pós-Graduação em Energias Renováveis (PPGER) do Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia do Ceará, **meus sinceros agradecimentos** pela oportunidade de realizar essa pesquisa e pelos conhecimentos adquiridos.

Renato Sousa, professor do Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia do Ceará - IFCE, campus de Fortaleza, departamento da Indústria; sou grato pelo seu acompanhamento no início desse projeto de pesquisa. **Muito Obrigado!**

A minha mãe **Haoudou Adèle**, agradeço por suas marcas de afeto, de encorajamento e seu apoio de diversas ordens durante esse tempo todo que eu passei no exterior. Teu amor foi imenso e você não nunca parou de me fazer sonhar. homenageio-lhe por meio desta obra. **Muito obrigado mãe.**

Ao meu pai **Idrissou Mamadou**, agradeço pelo acompanhamento de diversas ordens. **Muito obrigado pai.**

Agradeço toda minha família, particularmente a minha irmã querida Glória, meus irmãos e meus novos sobrinhos por aumentarem minha autoestima e compartilhar os momentos felizes e infelizes durante minha vida.

A meus amigos Dorcey Pierre, Ghislain Gnimavo e Thomas Obeng-Bioh, obrigado pelo bom humor e momentos de descontração que tivemos.

A minha amiga Larissa Freitas e sua irmã; a meu amigo Marcelo Andrade, **meus sinceros agradecimentos** pela simpatia e pelos carinhos. Muito feliz ter conhecido vocês.

A minha professora da língua Portuguesa Pâmela Andrade, que me ensinou os básicos da língua portuguesa, **meus sinceros agradecimentos.**

Agradeço a todos os colegas do mestrado, do LEM (Laboratório de Ensaio Mecânico) de Fortaleza e do LTF (Laboratório de Maquinas térmicas e de Fluxos) de Maracanaú pelo companheirismo e a estreita colaboração que tivemos.

E por último, aos meus grandes companheiros intercambistas de diversos países, digo-vos **muito obrigado** pela amizade.

Resumo

Hoje em dia, o crescimento populacional, a mudança climática e o aumento do custo das energias fósseis são, entre outros, alguns fatores que incentivam o aumento da produção sustentável e limpa de energia da matriz energética mundial. Nesses últimos anos, no setor do cozimento, surgiram vários modelos de fogões solares que operam unicamente com a energia do Sol. Ainda assim, essa tecnologia encontra muitos obstáculos para se desenvolver. Os principais motivos são que as flutuações da irradiação solar não favorecem o cozimento em tempo nublado e a noite, e os modelos construídos não levam em consideração as necessidades do usuário. Este trabalho visa modelar e simular um fogão solar do tipo indireto com armazenamento de energia térmica nas condições climáticas de Fortaleza. Por isso um modelo matemático da unidade de armazenamento térmico, usando a formulação do Problema de Stefan foi proposto. A equação do calor em coordenadas cilíndricas, elaborada para este fim, consiste em duas soluções; a primeira escrita para a fase sólida e a segunda para a fase líquida. As duas soluções foram obtidas considerando a Condição de Stefan da fronteira móvel de mudança de fase. O meio de armazenamento usado é um PCM (*Phase Change Material*) de mistura ternária: 53 % de KNO_3 , 40 % de $NaNO_2$ e 7 % de $NaNO_3$. Uma análise criteriosa das configurações de fogão foi realizada para escolher o que mais se enquadra às exigências do usuário. Os modelos matemáticos que regem os fenômenos físicos de cada elemento do fogão solar escolhido foram elaborados para o dimensionamento. A simulação do concentrador solar apresentou resultados que indicam a possibilidade de seu uso nas condições climáticas de Fortaleza. A eficiência obtida foi cerca de 69 % com uma potência mínima de geração equivalente a 3.210 W. A análise global do sistema evidência que a quantidade total de energia armazenada é de 2.476,86 $MJ.m^{-3}$ usando 5 m^2 de área de captação do concentrador. A comparação dos resultados obtidos com os do trabalho de referência, revela que o fogão solar dimensionado possui uma eficiência global de 20,37 % a mais; seja 21,9 % para o trabalho que serviu de base e 42,27 % para o presente projeto.

Palavras-chaves: Fogão solar do tipo indireto; Problema de Stefan; PCM.

Abstract

Today, population growth, climate change and the rising cost of fossil energy are, among others, factors that encourage the increase of sustainable and clean energy production from the world's energy matrix. In recent years, in the cooking sector, several models of solar cookers that operate solely with the energy of the sun have emerged. Still, this technology faces many obstacles to develop. The main reasons are that solar radiation fluctuations do not favor cooking in cloudy weather and at night, and the built models do not take into account the user's needs. This work aims to model and simulate an indirect type solar cooker with thermal energy storage in Fortaleza climate conditions. Therefore a mathematical model of the thermal storage unit using the Stefan Problem formulation was proposed. The cylindrical coordinate heat equation, elaborated for this purpose, consists of two solutions; the first, writing for the solid phase and the second for the liquid phase. Both solutions were obtained considering Stefan's condition of the mobile phase shift boundary. The storage medium used is a ternary mix textit Phase Change Material: 53 % from KNO_3 , 40 % from $NaNO_2$ and 7 % from $NaNO_3$. A careful analysis of the stove configurations was performed to choose the one that best fits the user's requirements. The mathematical models that govern the physical phenomena of each element of the solar cooker chosen were designed for sizing. The solar concentrator simulation presented results that indicate the possibility of its use in the climatic conditions of Fortaleza. The efficiency obtained was about 69 % with a minimum generation power equivalent to 3,210 W. The overall system analysis shows that the total amount of energy stored is $2.47 MJ.m^{-3}$ using a $5 m^2$ concentrator catchment area. Comparing the results obtained with those of the reference work reveals that the dimensioned solar cooker has an overall efficiency of 20.37 % more; be 21.9 % for the underlying work and 42.27 % for the present project. **Key-words:** Indirect type solar cooker; Stefan's problem; PCM.

Lista de ilustrações

| | |
|---|----|
| Figura 1 – consumo mundial em energias renováveis e não renováveis segundo a IRENA. | 17 |
| Figura 2 – Fogão solar do tipo caixa. | 24 |
| Figura 3 – Classificação dos fogões solares. | 25 |
| Figura 4 – Fogão solar de caixa | 26 |
| Figura 5 – Fogão solar em painel. | 28 |
| Figura 6 – Fogão solar concentrador. | 29 |
| Figura 7 – Fogão solar concentrador com unidade de armazenamento. . . . | 30 |
| Figura 8 – Fogão solar do tipo indireto. | 31 |
| Figura 9 – Coletor solar plano. | 35 |
| Figura 10 – Método de armazenamento de energia térmica. | 37 |
| Figura 11 – Classificação dos PCM's. | 39 |
| Figura 12 – Esquema do funcionamento de uma central CSP com Concentradores Lineares Parabólicos e armazenagem de energia | 44 |
| Figura 13 – Fluxograma de avaliação a fim de eleger a melhor configuração. . . . | 50 |
| Figura 14 – Volume de controle de um sistema aberto em regime permanente. . . . | 50 |
| Figura 15 – Características dimensionais do concentrador solar. | 52 |
| Figura 16 – Secção transversal do tubo absorvedor. | 55 |
| Figura 17 – Geometria da unidade de armazenamento. | 59 |
| Figura 18 – (a) vista da Secção do PCM ao redor do tubo. (b) domínio derretido limitado por duas posições da fronteira móvel. | 63 |
| Figura 19 – Metodologia da pesquisa. | 70 |
| Figura 20 – Esquema da configuração n°1. | 73 |
| Figura 21 – Esquema da configuração n°2. | 75 |
| Figura 22 – Modelagem termodinâmica do fogão solar do tipo indireto realizada com o Software EES. | 77 |
| Figura 23 – Relação entre a abertura e a distância focal. | 79 |
| Figura 24 – Variação do ângulo de borda em função de f/a | 80 |
| Figura 25 – Variação da razão de concentração em função do ângulo de borda. . . . | 81 |

| | |
|---|----|
| Figura 26 – Incidência solar no concentrador obtido por simulação com o Software Soltrace. | 82 |
| Figura 27 – Densidade de fluxo no contorno do absorvedor. | 83 |
| Figura 28 – Variação da irradiação solar e a temperatura de saída durante o dia. | 84 |
| Figura 29 – Variação da potência útil e a irradiação solar no decorrer do dia. | 84 |
| Figura 30 – Eficiência do coletor concentrador. | 86 |
| Figura 31 – a) Posição da frente de mudança de fase durante a fusão. b) Distribuição da temperatura no PCM durante a fusão (carga), com $R_t = 0,015$ | 87 |
| Figura 32 – Comportamento da temperatura durante a solidificação do PCM (Descarga). | 88 |
| Figura 33 – Variação energética no setor do cozimento domiciliar. | 92 |
| Figura 34 – Quantidade de fogão usado por categoria. | 92 |
| Figura 35 – Pessoas que já ouviram falar de um fogão solar. | 92 |
| Figura 36 – Opinião sobre o impacto do projeto. | 92 |
| Figura 37 – Apreciação da qualidade do projeto. | 92 |
| Figura 38 – Pessoas que vão aceitar adquirir o fogão solar. | 92 |

Lista de tabelas

| | |
|--|----|
| Tabela 1 – Tecnologias solares térmicas e suas respectivas aplicações. . . . | 22 |
| Tabela 2 – Coletores Solares. | 34 |
| Tabela 3 – Características importantes dos materiais para armazenamento de energia térmica por calor latente. | 39 |
| Tabela 4 – Propriedades físicas de algumas substâncias orgânicas com potencial de utilização como PCMs. | 40 |
| Tabela 5 – Eutéticos orgânicos e inorgânicos com potencial utilização como PCMs. | 42 |
| Tabela 6 – Comparação entre materiais orgânicos e inorgânicos para armazenamento de calor latente. | 45 |
| Tabela 7 – Pontuação dos critérios de avaliação | 48 |
| Tabela 8 – Ponderação dos critérios de avaliação | 49 |
| Tabela 9 – Descrição dos elementos da solução n°1 | 74 |
| Tabela 10 – Descrição dos elementos da solução n°2 | 75 |
| Tabela 11 – Resultados de avaliação dos critérios. | 76 |
| Tabela 12 – Dados de simulação e resultados obtidos após a simulação. . . . | 80 |
| Tabela 13 – Parâmetros geométricos e termo-físicos do concentrador cilindro-parabólico. | 85 |
| Tabela 14 – Desempenho do concentrador solar em função da vazão mássica. . . . | 85 |
| Tabela 15 – Dados técnicos do fogão solar projetado. | 89 |
| Tabela 16 – Relação entre a área de recepção do concentrador, a potência do concentrador e a energia total armazenada. | 89 |
| Tabela 17 – Comparação dos resultados do trabalho de referência com o do protótipo dimensionado. | 90 |

Lista de símbolos

| | |
|-------------|---|
| Γ | Fator de intercepção [Adimensional] |
| τ | Coeficiente de transmissão [Adimensional] |
| ρ | Refletividade [Adimensional] |
| f | Distância focal [m] |
| α | Coeficiente de absorção [Adimensional] |
| φ_r | Ângulo de borda [°] |
| a | Abertura [m] |
| C | Fator de concentração [Adimensional] |
| W | Largura da imagem [m] |
| θ_m | Ângulo de aceitação [°] |
| A_0 | Superfície refletora do coletor [m^2] |
| A_a | Superfície do absorvedor [m^2] |
| η_0 | Eficiência óptica do coletor [adimensional] |
| η_e | Eficiência do coletor [adimensional] |
| Q | Taxa de transferência de calor [W] |
| Bi | Numero de Biot [adimensional] |
| l | Espessura da serpentina [m] |
| t | Tempo [s] |
| k | Condutibilidade [$W/m.K$] |

| | |
|---------------|---|
| G | Irradiação solar direta [W/m^2] |
| I_b | Taxa de energia solar incidente [W] |
| D | Diâmetro [m] |
| L | Comprimento do absorvedor [m] |
| ε | Emissividade [Adimensional] |
| h_w | Coefficiente de transferência de calor por convecção [$W/m^2.K$] |
| Re | Número de REYNOLDS [Adimensional] |
| V | Velocidade [m/s] |
| μ | Viscosidade dinâmica [$k/m.s$] |
| N_u | Número de NUSSELT [Adimensional] |
| ρ_d | Massa específica [kg/m^3] |
| U_L | Coefficiente global de perda térmica [$W/m^2.K$] |
| U_0 | Coefficiente de transferência do calor do fluido para o meio ambiente [$W/m^2.K$] |
| C_p | Calor específico [$J/kg.K$] |
| \dot{E} | Taxa de energia [W] |
| F_R | Fator de remoção do calor [adimensional] |
| F' | Fator de eficiência do coletor concentrador [Adimensional] |
| α | Difusividade térmica [m^2/s] |
| L_v | Calor latente de fusão [J/kg] |
| T_m | Temperatura de mudança de fase [K] |
| R_t | Fronteira de mudança de fase [adimensional] |

α_L Difusividade térmica da fase líquida do PCM [m^2/s]

α_S Difusividade térmica da fase sólida do PCM [m^2/s]

Sumário

| | | |
|----------|---|-----------|
| 1 | INTRODUÇÃO | 16 |
| 1.1 | Contexto | 16 |
| 1.2 | Problema | 17 |
| 1.3 | Justificativa | 18 |
| 1.4 | Objetivo | 19 |
| 1.5 | Organização do trabalho | 20 |
| 2 | APLICAÇÃO DA ENERGIA SOLAR PARA PREPARAÇÃO DOS ALIMENTOS | 22 |
| 2.1 | Sistemas solares térmicos | 22 |
| 2.2 | Princípios de funcionamento de um fogão solar | 23 |
| 2.3 | Classificação dos fogões solares | 24 |
| 2.3.1 | Fogão solar do tipo direto | 25 |
| 2.3.1.1 | Fogão solar de caixa | 25 |
| 2.3.1.2 | Fogão solar em painel | 27 |
| 2.3.1.3 | Fogão solar concentrador | 27 |
| 2.3.2 | Fogão solar do tipo indireto | 30 |
| 2.4 | Coletores solares | 33 |
| 2.4.1 | Coletores solares planos | 35 |
| 2.4.2 | Coletores concentradores | 35 |
| 2.5 | Estocagem de energia térmica | 36 |
| 2.5.1 | Estocagem por calor latente (PCM) | 38 |
| 2.5.2 | Armazenamento em CSP | 43 |
| 2.6 | Conclusões do capítulo 2 | 44 |
| 3 | MODELOS FÍSICO E MATEMÁTICO DO FOGÃO SOLAR INDIRETO COM ARMAZENAMENTO TÉRMICO DE ENERGIA | 46 |
| 3.1 | Geometria do fogão solar | 46 |

| | | |
|------------|---|-----------|
| 3.2 | Análise termodinâmica do sistema | 48 |
| 3.3 | Equações de modelagem e do dimensionamento do concentrador solar cilindro-parabólico | 51 |
| 3.3.1 | Análise óptica e geométrica do concentrador solar | 51 |
| 3.3.2 | Equações da análise térmica do concentrador solar | 53 |
| 3.3.2.1 | Coefficiente global de perda térmica | 54 |
| 3.3.2.2 | Potência útil | 56 |
| 3.3.2.3 | Temperatura de saída | 58 |
| 3.3.2.4 | Eficiência | 58 |
| 3.4 | Equações de modelagem e do dimensionamento da unidade de armazenamento | 59 |
| 3.4.1 | Teoria sobre os fenômenos de mudança de fase | 60 |
| 3.4.2 | Seleção do PCM | 61 |
| 3.4.3 | Seleção do método de simulação | 61 |
| 3.4.4 | Desenvolvimento do modelo matemático do PCM | 62 |
| 3.4.5 | Solução da Equação de fusão e de solidificação do PCM | 66 |
| 3.5 | Síntese | 69 |
| 4 | RESULTADOS E DISCUSSÃO | 73 |
| 4.1 | Planta do fogão solar | 73 |
| 4.1.1 | Solução n°1 | 73 |
| 4.1.2 | Solução n°2 | 74 |
| 4.1.3 | Tomada de decisão | 76 |
| 4.2 | Modelagem termodinâmica | 76 |
| 4.3 | Análise térmica e óptica do concentrador solar | 78 |
| 4.3.1 | Análise óptica e geométrica do concentrador solar | 78 |
| 4.3.2 | Análise térmica | 80 |
| 4.4 | Modelamento da unidade de armazenamento térmico de energia | 83 |
| 4.4.1 | Dimensionamento da bateria térmica | 83 |
| 4.5 | Recapitulação dos parâmetros e análise global da resposta do sistema | 87 |
| 4.6 | Opiniões do público sobre o dispositivo | 91 |

| | | |
|-----|---|-----|
| 5 | CONCLUSÃO | 93 |
| 5.1 | Trabalhos futuros | 95 |
| | REFERÊNCIAS | 96 |
| | APÊNDICES | 101 |
| | APÊNDICE A – OPINIÕES, SUGESTÕES E CRÍTICAS DOS INDIVÍDUOS QUESTIONADOS | 102 |
| | APÊNDICE B – IMPRESSÕES DOS INDIVÍDUOS QUESTIONADOS | 105 |

1 Introdução

1.1 Contexto

A demanda global mundial de energia segundo o WEO (*World Energy Outlook*), pode sofrer um aumento de 50 % em 2040 devido ao crescimento progressivo do produto interno bruto mundial (IEA, 2019). Nessa perspectiva, as energias renováveis, que se encontram em evolução crescente, são de grande importância no alargamento da matriz energética mundial. A questão central desse desafio é como desenvolver tecnologias capazes de integrar as condições de geração de energia, como por exemplo: o armazenamento, a flutuação e a distribuição dessa energia para remediar às insuficiências energéticas no futuro, tendo em vista que a grande maioria das energias renováveis dependem das condições climáticas. Entre as fontes de energias renováveis, a energia solar se destaca como a mais limpa e inesgotável à escala humana. Duas tecnologias principais são usadas para implementar a energia solar: a primeira emprega os painéis fotovoltaicos (PV) para geração de energia elétrica, e a segunda usa os coletores solares térmicos para geração de energia térmica.

A energia térmica produzida pode ser usada em diversos processos. Uma das aplicações é o fogão solar que serve para cozimento dos alimentos. Os fogões solares podem ser classificados em dois tipos: o tipo direto e o tipo indireto.

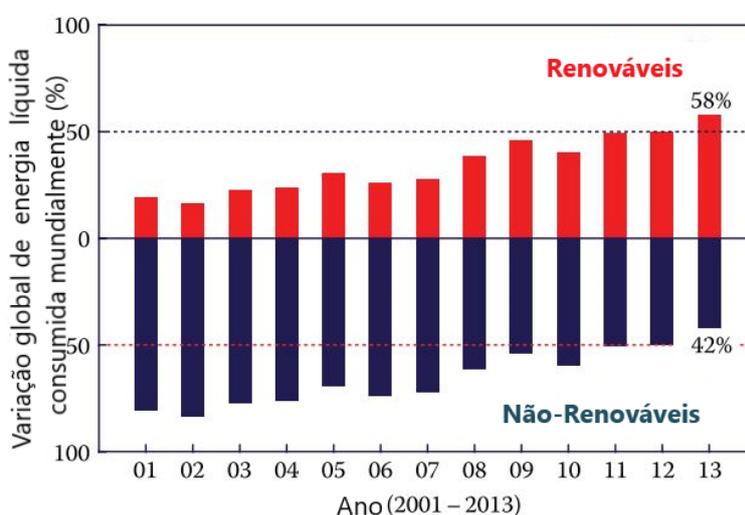
Em 2008, a FAO (Organização das Nações Unidas para a Alimentação e a Agricultura) estipula que 2 milhões de pessoas no mundo dependem da madeira para cocção dos alimentos, e 800 milhões usam resíduos de madeiras e ervas secas¹. Enquanto isso, a maioria dessas pessoas vivem em localidades de irradiação solar abundante.

¹ www.boliviainiti-sudssoleil.org/

1.2 Problema

Face a esse cenário, a implementação de novas alternativas direcionadas à cocção dos alimentos a fim de manter nosso ecossistema sustentável e ecológico, se tornam necessárias. As tecnologias de energias renováveis se apresentam como sendo uma solução a curto e a longo prazo para erradicar esse desafio. Entre 2001 e 2012, observa-se uma diminuição progressiva do consumo mundial em energias não renováveis, e que é de fato, compensado pelas energias renováveis. A partir de 2013, mais da metade do consumo energético no mundo é renovável (Figura 1).

Figura 1 – consumo mundial em energias renováveis e não renováveis segundo a IRENA.



Fonte: Adaptado de Kumar, Prakash e Kaviti (2017).

Uma vez que as fontes de energias renováveis constituem uma solução eficaz e se encontram em evolução mais crescentes, o desenvolvimento de novos sistemas que as utilizem pode acarretar em impactos socioeconômicos, ecológicos e culturais positivos. Esta dissertação visa contribuir para a uma diversificação da matriz energética sustentável destinada a preparação dos alimentos, usando a tecnologia da energia solar térmica por meio dos fogões solares. No entanto, quando busca-se na literatura especializada (HEREZ; RAMADAN; KHALED, 2018a; SHARMA et al., 2009) por possíveis soluções tecnológicas, ainda depara-se em inúmeros questionamentos, como:

- Qual é o tipo de fogão solar que atenda melhor a demanda da população de Fortaleza e do interior do estado?
- Qual é o modelo de fogão solar com armazenamento térmico de energia que satisfaz o usuário?
- Quais são os comportamentos térmicos dos componentes do fogão e os modelos matemáticos que os descrevem? E qual é sua resposta global do ponto de vista de rendimento em condição operacional no local de implantação?

Eis as perguntas que são discutidas ao longo dessa dissertação. A fim de elucidar estas inquietudes, o problema é abordado usando uma metodologia científica que sugere a resolução dos modelos matemáticos que explicam os fenômenos físicos identificados por meio do funcionamento do dispositivo. Além disso, as questões relativas aos aspectos construtivos e geométricos foram igualmente examinadas.

1.3 Justificativa

Hoje em dia, o uso de fogão solar para cozinhar em casa ou em um meio público não é mais uma novidade². Por exemplo, em 10 anos, a ONG Francesa **Bolivia Inti-Sud Soleil** construiu cerca de 10 mil fogões solares no mundo. Ainda assim, existem muitos obstáculos ao desenvolvimento e à propagação desta tecnologia solar. Em uma investigação realizada no Moçambique sobre os padrões e perfis de fogão solar a serem implementados nas casas e instituições, [Otte \(2014\)](#) estimou que os fogões solares são frequentemente construídos sem levar em consideração as necessidades do usuário final. O autor concluiu sua análise, afirmando que os fogões solares podem melhorar a situação atual do cozimento, se combinados com o armazenamento de calor, garantindo o seu uso durante a noite e em dias chuvosos.

Aqui no Brasil, poucos trabalhos sobre os fogões solares são encontrados na literatura, e estes tratam somente de fogão solar do tipo direto. Esta categoria de fogão é caracterizada por enormes lacunas que proporciona insatisfação ao usuário

² www.boliviainti-sudsoleil.org/

devido à sua arquitetura e às condições de utilização. Sabendo o potencial de irradiação solar no Brasil, principalmente no Nordeste, a implementação dos fogões solares que atendam adequadamente as necessidades do usuário é uma possível solução, não somente na redução do custo elevado do gás GLP, mas também para as populações das localidades rurais que usam até hoje o fogão a lenha.

Apesar dos esforços realizados pelos governos e as organizações internacionais para limitar o consumo de combustíveis fósseis na cozinha, o gás natural e a lenha são, as principais fontes de energia para preparação dos alimentos; essa prática se observa nomeadamente nas localidades rurais e em algumas regiões da África. Esse tipo de atitude acarreta um severo desmatamento (GONÇALVES, 2009). Outra inconveniência do uso dos combustíveis fósseis é a rejeição excessiva do dióxido de carbono na atmosfera, principalmente pelos países desenvolvidos, que provoca o aquecimento global; é provavelmente o primeiro motivo que leva as nações a reorganizar o setor da indústria de energia (BRONZATTI; NETO, 2008). A grande desvantagem de uso do fogão a lenha reside na sua eficiência que é frequentemente menor que 10 % por causa da combustão incompleta durante a queima. Além do dióxido de carbono produzido, o fogão a lenha emite os gases tóxicos como o monóxido de carbono (CO), óxido de nitrogênio (NO_x) e o metano (CH_4). Esses produtos químicos são conhecidos como responsáveis de alguns dos problemas respiratórios no próprio ser humano.

Em última análise, Aramesh et al. (2019) demonstram que a preparação dos alimentos com os fogões solares é suave sem destruição dos nutrientes alimentares e sem produção de fumaça.

1.4 Objetivo

O principal objetivo desse trabalho, é projetar, modelar e simular um protótipo de fogão solar ecológico do tipo indireto usando um material de mudança de fase como meio de armazenamento de energia térmica, possibilitando o cozimento durante o dia e a noite. Um coletor solar do tipo concentrador cilindro-parabólico é usado como gerador solar de energia térmica. Para tanto, seguem os objetivos específicos:

1. Escolher a estrutura do fogão solar que melhor atenda as exigências do usuário e em conformidade com o problema definido;
2. Projetar e dimensionar o dispositivo de geração de energia solar térmica (o concentrador-cilindro parabólico) e avaliar a sua performance térmica e óptica;
3. Realizar um estudo comparativo dos meios de armazenamento de energia térmica que existem, a fim de escolher um;
4. Modelar o comportamento térmico do acumulador de energia usando o modelo matemático do **Problema de Stefan**³ nos eventos de carga e descarga;
5. Relacionar os parâmetros e variáveis dos diferentes constituintes do sistema e analisar suas influências durante as operações de cozimento;
6. Verificar os resultados obtidos e comparando-os com outros trabalhos da literatura;
7. Por fim, realizar um desenho por meio de um CAD, do modelo de fogão solar do tipo indireto com unidade de armazenamento;

1.5 Organização do trabalho

O presente trabalho é estruturado em 5 capítulos. No Capítulo 2, uma revisão bibliográfica sobre as tecnologias de fogão solar disponíveis e suas classificações, os modos de estocagem de energia térmica e os coletores solares para geração de energia térmica é realizada. Esse capítulo é concluído elaborando algumas asserções úteis para a escolha do tipo de fogão a projetar. No Capítulo 3 apresenta-se a metodologia. Um método de escolha da arquitetura do fogão solar, a modelagem termodinâmica por meio do Software EES⁴, o dimensionamento e a análise óptica e térmica do concentrador solar cilindro-parabólico e uma modelagem matemática do material de armazenamento usando a formulação do Problema de Stefan são apresentados. Ao final, uma síntese recapitulativa do procedimento de elaboração da

³ Uma das Formulações matemáticas dos fenômenos físicos de mudança de fase

⁴ *Engineering Equation Solver*, Professional V9.214

pesquisa é ilustrada em um diagrama. No Capítulo 4, os resultados da modelagem do protótipo e a sua resposta global em operação são apresentados de acordo com os objetivos estabelecidos. Por fim, encontra-se a conclusão no Capítulo 5.

2 Aplicação da energia solar para preparação dos alimentos

Atualmente, inúmeros sistemas utilizam a energia solar térmica como principal fonte de energia. Além das centrais solares térmicas de alta potência (CSP) e algumas aplicações industriais de grande porte, encontram-se certos dispositivos solares de pequeno porte que são usados diariamente nos setores da agricultura, de refrigeração e doméstico. O fogão solar é um desses dispositivos solares de pequeno porte que pode ser usado para preparação dos alimentos.

Uma revisão bibliográfica da tecnologia dos fogões solares e as técnicas de armazenamento de energia térmica são apresentadas neste capítulo.

2.1 Sistemas solares térmicos

Na literatura, encontram-se vários trabalhos que tratam das tecnologias de energia solar térmica. Uma lista não exaustiva dos sistemas solares e de suas aplicações respectivas é apresentada na Tabela 1 (HEREZ; RAMADAN; KHALED, 2018b). Note que nesta dissertação, trata-se apenas da tecnologia dos **fogões solares**.

Tabela 1 – Tecnologias solares térmicas e suas respectivas aplicações.

| Tecnologias | Aplicações |
|-----------------|--|
| Fogão solar | Pasteurização, preparação dos alimentos e esterilização |
| Secador solar | Usado em produtos agrícolas para diminuir o crescimento bacteriano e remover a umidade |
| Aquecedor solar | Aquecer água para fins domésticos e industriais |
| Refrigeração | Refrigeração de medicamentos, ambiente e alimentos |
| Concentração | Concentrar a energia solar para gerar calor |

Fonte: Adaptado de Herez, Ramadan e Khaled (2018b).

2.2 Princípios de funcionamento de um fogão solar

O funcionamento de um fogão solar é essencialmente baseado nos fenômenos de transferências de calor e pode ser resumido em três etapas (HARMIM et al., 2014):

- coleta dos raios solares incidentes do Sol;
- conversão da radiação solar em calor (energia térmica);
- Por fim, armazenar o calor e/ou transferir-lo para o alimento por meio da panela.

Para uma melhor compreensão do procedimento de cozimento dos alimentos com um fogão solar, considera-se o exemplo de um fogão solar básico de caixa. A classificação dos fogões solares é detalhadamente discutida na Seção 2.3. O esquema do fogão solar de caixa é mostrado na Figura 2. A panela é depositada no interior de uma caixa isolada termicamente nas faces laterais externas. A caixa é fechada com uma tampa em vidro para provocar o efeito de estufa e é orientada de maneira a favorecer uma maior captação de raios solares. Os fenômenos de transferências de calor na caixa podem ser entendidos das seguintes maneiras:

- **Transferência de calor por condução na superfície lateral e na base da panela:** a irradiação solar penetra na caixa através da cobertura de vidro. Por convecção natural, a maior parte do calor é transferido na superfície lateral da panela. O calor atinge o alimento por condução através da superfície lateral da panela. Uma fração do calor é transferido por condução até a base da panela. Essa fração é em seguida transferida para o alimento contido no interior da panela.
- **Transferência de calor por condução na tampa da panela:** a tampa da panela absorve também uma quantidade de calor, porém o mecanismo de transferência de calor para o alimento é ineficaz por causa do ar que está contido no espaço entre a tampa e o alimento.

- **Transferência de calor por irradiação na superfície lateral da panela:** na superfície lateral da panela, é observada uma transferência de calor por irradiação devido à superfície lateral da caixa nas vizinhanças da panela.

Figura 2 – Fogão solar do tipo caixa.



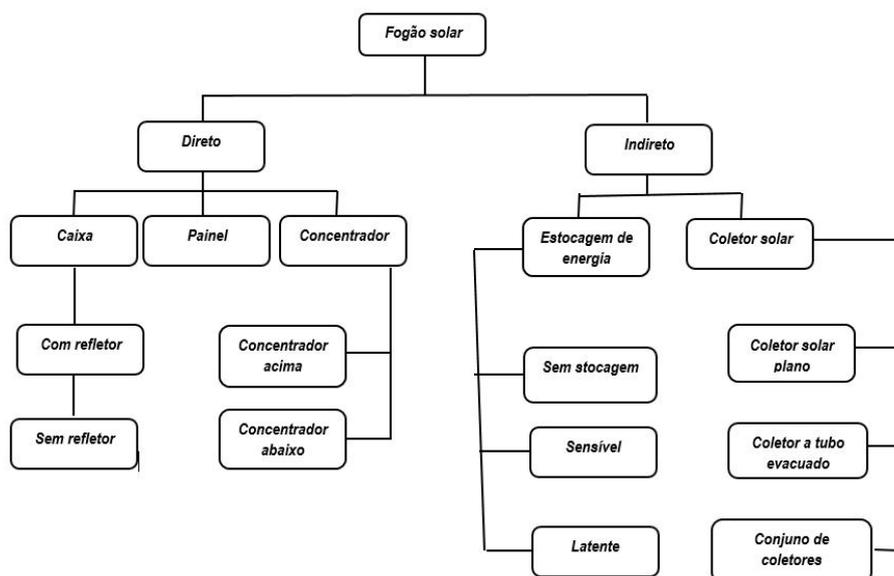
Fonte: Adaptado de [Harmim et al. \(2014\)](#).

2.3 Classificação dos fogões solares

Nesses últimos anos, muitas pesquisas foram realizadas sobre os fogões solares. Por isso, melhorias significativas do mecanismo de transferência de calor foram efetuadas nos fogões solares para aumentar seu desempenho. Desde então, novos protótipos são desenvolvidos e adaptados em diversas aplicações, o que dificulta uma classificação precisa. [Harmim et al. \(2014\)](#) propõem uma classificação em dois grupos de acordo com o modo de transferência de calor: o tipo direto, em que o coletor e a câmara de cozimento formam um conjunto; e o tipo indireto no qual os dois elementos são separados e interligados por meio de um fluido de transferência de calor. [Herez, Ramadan e Khaled \(2018b\)](#) apresentaram uma revisão bibliográfica sobre os fogões solares na qual estes foram também classificados da mesma forma. Um diagrama da classificação dos fogões solares é apresentado na

Figura 3. Nesta classificação encontram-se os fogões solares em painel, de caixa e concentrador nos tipos diretos, enquanto os tipos indiretos são diferenciados através dos coletores e do sistema de armazenamento de energia.

Figura 3 – Classificação dos fogões solares.



Fonte: Adaptado de [Herez, Ramadan e Khaled \(2018b\)](#).

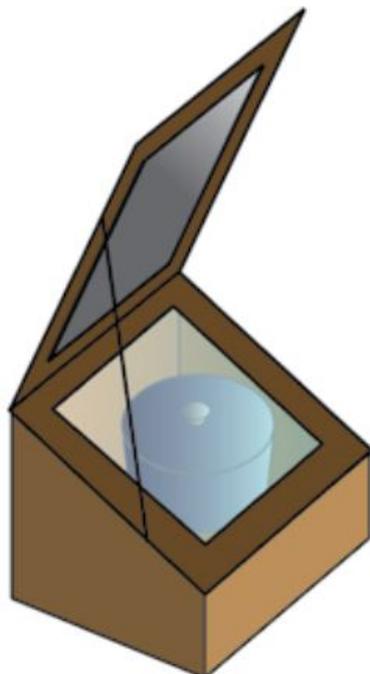
2.3.1 Fogão solar do tipo direto

2.3.1.1 Fogão solar de caixa

Esse fogão é constituído geralmente com uma caixa e é isolado termicamente, como ilustrado na Figura 4. A abertura superior é fechada com uma cobertura transparente em vidro ou plástico. A irradiação solar atravessa a cobertura e é em seguida absorvida pela superfície do utensílio. A cobertura favorece o efeito de estufa, impedindo a saída da radiação infravermelha (raios de maior comprimento de onda). A superfície externa da panela é pintada em preto para aumentar a poder de absorção do calor.

[Pinheiro \(2006\)](#) projetou um fogão solar de caixa de baixo custo para realizar experimentos de cozimento com arroz e feijão, a fim de determinar seu desempenho. Os experimentos indicaram uma possibilidade de cozinhar somente o arroz com

Figura 4 – Fogão solar de caixa .



Fonte: Adaptado de [Amelin e Souriau \(2014\)](#).

uma orientação Leste-Oeste do fogão. A temperatura atingida foi de $90\text{ }^{\circ}\text{C}$ em $2H50$. O autor mencionou que o rendimento foi próximo daqueles encontrados na literatura, seja, cerca de 15 %. Observou-se também perdas de calor através da junção dos vidros. Os fogões solares do tipo caixa são de baixo custo e de fabricação fácil. A eficiência é relativamente baixa, o que provoca um cozimento lento e a impossibilidade de cozinhar algumas refeições como o feijão, por exemplo.

[Melo \(2009\)](#) projetou um fogão solar de caixa de baixo custo e conseguiu assar bolos, pães, pizzas e outros alimentos. A eficiência foi aumentada inserindo uma refletor abaixo da caixa para concentrar mais radiação em direção da panela.

Os fogões solares de caixa podem ser também equipados de uma unidade de armazenamento. [Cuce \(2018\)](#) utilizou a técnica de estocagem de energia por calor sensível para confeccionar um fogão solar de caixa na Turquia. O material usado foi a Pedra Bayburt¹. Nesse estudo, o desempenho térmico de dois fogões solares de

¹ A Pedra Bayburt, é uma pedra natural e especial com baixa densidade e capacidade específica elevada.

caixa é comparado nas condições climáticas da Turquia: um com armazenamento e o outro sem armazenamento. Os resultados mostraram que a eficiência energética do fogão de pedra Bayburt está na faixa de 35,3 % a 21,7 %, enquanto o fogão de caixa sem armazenamento houve uma eficiência energética entre 27,6 % e 16,9 %. Por outro lado, a eficiência ²exérgica do fogão de pedra Bayburt está no intervalo de 21,2 % a 14,1 %; enquanto o mesmo se encontra entre 18,0 % e 11,6 % para o fogão convencional (fogão a gás).

2.3.1.2 Fogão solar em painel

O fogão solar em painel é a forma de fogão mais acessível por causa da sua facilidade de fabricação. Os materiais usualmente usados são papelão e folha de alumínio, que são de baixo custo no mercado. O esquema de um fogão solar em painel é representado na Figura 5. A irradiação solar que incide no fogão é refletida pelo papelão por cima e na superfície lateral da panela; por isso este fogão é inviável na ocorrência de nuvens. O processo de cozimento é muito influenciado pela convecção natural do ar e, no entanto, caracterizado por uma eficiência muito baixa.

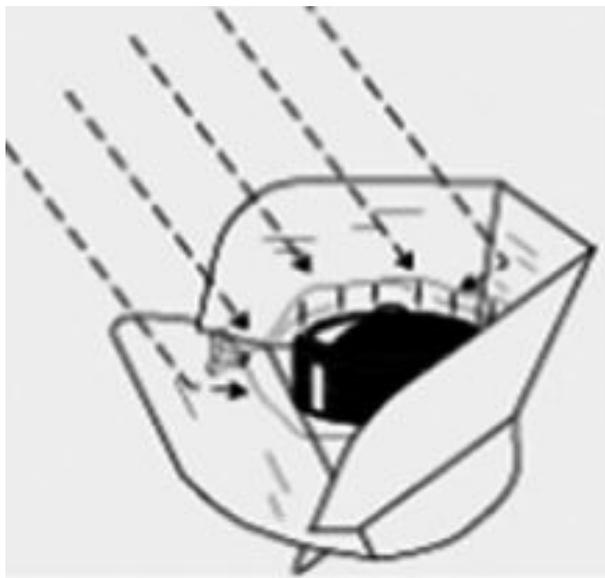
A tecnologia do fogão solar em painel evoluiu muito nesses últimos anos. [Aramesh et al. \(2019\)](#) relatam que estes podem ser utilizados para esterilizar, cozinhar, conservar alimentos e são apreciados por pessoas que vivem sozinhas ou viajam.

2.3.1.3 Fogão solar concentrador

Um dos maiores avanços do cozimento com a energia solar foi o desenvolvimento do fogão solar concentrador. O primeiro foi construído em 1950 no Laboratório Nacional de Física, na Índia. Este atraiu a atenção de muitos pesquisadores por causa do seu desempenho e de sua capacidade de atingir temperaturas elevadas durante o cozimento. A Irradiação solar é concentrada no foco do coletor de forma parabólica, no qual é depositado o utensílio de cozimento. Por causa da

² A Exérgia é o trabalho máximo que pode ser obtido por meio do processo mais adequado de um sistema que se encontra em um estado inicial até que atinja o estado final, caracterizado pelo equilíbrio termodinâmico com o ambiente.

Figura 5 – Fogão solar em painel.



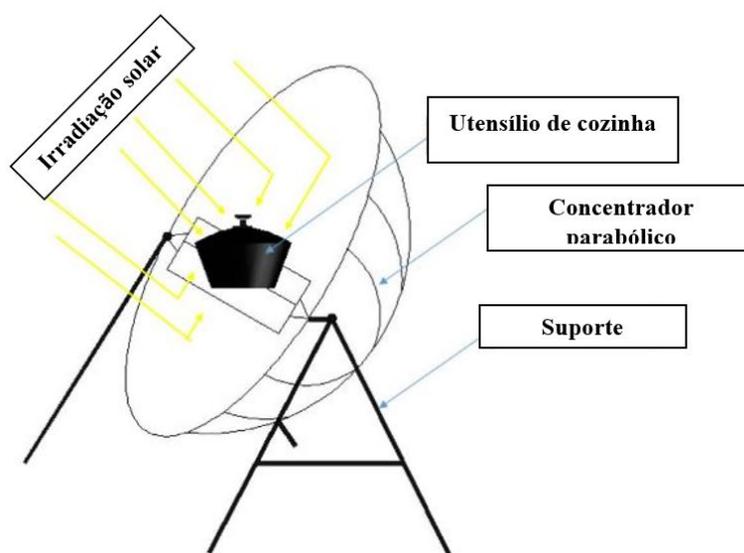
Fonte: Adaptado de [Cuce \(2018\)](#).

sua característica de usar somente os raios solares diretos, o fogão solar parabólico é geralmente acompanhado de um sistema de rastreamento para favorecer uma maior captação de irradiação. Em termos de eficiência energética e exergetica, o fogão solar concentrador é mais indicado do que o fogão solar do tipo caixa ([CUCE, 2018](#); [HEREZ; RAMADAN; KHALED, 2018b](#)). Um desenho esquemático do fogão solar parabólico é apresentado na Figura 6.

[Dasin, Aliyu e Godi \(2015\)](#) construíram um fogão solar do tipo parabólico na comunidade de Bauishi no Nordeste da Nigéria. Os Experimentos de cozimento foram efetuados usando arroz e feijão como alimentos de testes. O arroz foi cozido em $1H15min$ depois de ter atingido uma temperatura de $368\ K$, enquanto o feijão foi cozido em $1H30$ a uma temperatura de $364\ K$. Os testes foram realizados a uma velocidade média do vento de $5\ m/s$ e uma irradiação máxima igual a $623\ W/m^2$. Os autores concluíram que os tempos de cozimento são aproximativamente equivalentes àqueles de um fogão convencional a gás.

[Chaudhary, Kumar e Yadav \(2013\)](#) construíram um fogão solar concentrador com unidade de armazenamento usando um PCM, nas condições climáticas indianas. Duas painéis foram construídas: uma pintada em preto e a outra de prata. O PCM

Figura 6 – Fogão solar concentrador.

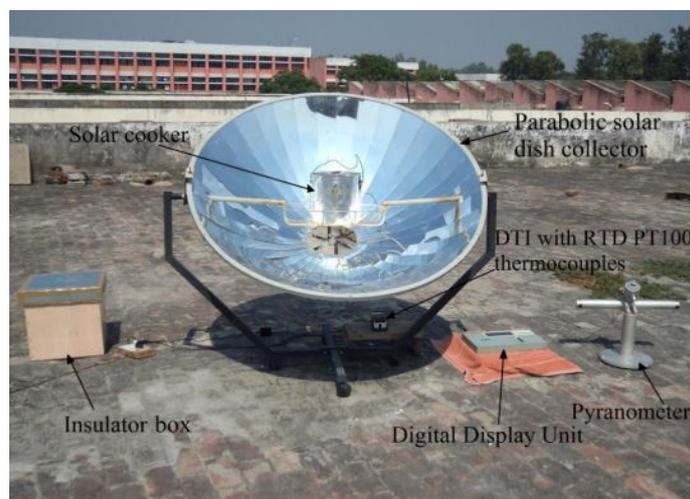


Fonte: Adaptado de [Cuce \(2018\)](#).

usado é a acetanilida (produto quimicamente sintetizado). O PCM inserido no espaço ao redor da panela é primeiro aquecido (carregado). Este calor é em seguida usado para cocção. A panela é depositada no foco do concentrador como mostrado na Figura 7. A temperatura do alimento na panela pintada em preto alcançou uma temperatura de $186,3\text{ }^{\circ}\text{C}$, maior que a da panela em prata. As mesmas observações são constatadas em termos de eficiência e do tempo de cozimento. Ao final, os autores estipularam que é viável cozinhar com um fogão solar concentrador parabólico com unidade de armazenamento térmico a tarde e a noite em condições climáticas indianas.

Os fogões solares do tipo direto são caracterizados por uma simplicidade geométrica, uma facilidade de construção e um acesso fácil. É possível cozinhar os diferentes tipos de alimentos. Os fogões solares concentradores são muito mais eficientes do que os demais do tipo direto. O uso de painéis com superfícies laterais negras aumenta a absorção da radiação solar e reduz as perdas térmicas para o meio ambiente. Pode-se inserir também um sistema de armazenamento para possibilitar o cozimento em período sem Sol. Além das possibilidades que oferecem o fogão solar do tipo direto, algumas insuficiências podem ser notadas: o usuário é exposto ao

Figura 7 – Fogão solar concentrador com unidade de armazenamento.



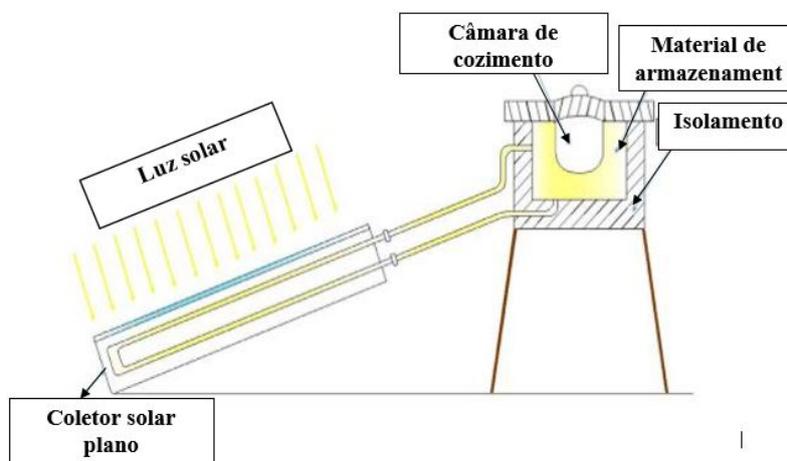
Fonte: Adaptada de [Chaudhary, Kumar e Yadav \(2013\)](#).

Sol durante a preparação dos alimentos; tem-se também que a culinária brasileira típica é composta de vários pratos, portanto é preciso uma cocção simultânea dos alimentos, o que requer um fogão solar de várias bocas ([PINHEIRO, 2006](#)).

2.3.2 Fogão solar do tipo indireto

O fogão solar do tipo indireto é caracterizado por uma estrutura mais complexa no âmbito de corrigir algumas imperfeições observadas nos fogões solares do tipo direto. Isso não exclui o fato de que este não seja apropriado em certas condições como é mencionado na Seção 2.6. Os dois elementos essenciais do fogão solar do tipo indireto (coletor e câmara de cozimento) são distintos. Dessa forma, este se torna flexível e atende mais às exigências do usuário. Porém o custo de fabricação é um pouco mais elevado. Por causa da sua geometria, é mais fácil incorporar uma unidade de armazenamento de energia térmica, potencializando a preparação de refeições a noite ou em período sem Sol. Existem duas formas de armazenar a energia térmica: estocagem por calor latente e estocagem por calor sensível. Os métodos de armazenamento de energia térmica são discutidos detalhadamente na Seção 2.6. Uma representação esquemática de um fogão solar do tipo indireto é mostrada na Figura 8.

Figura 8 – Fogão solar do tipo indireto.



Fonte: Adaptado de [Herez, Ramadan e Khaled \(2018b\)](#).

Em um fogão solar do tipo indireto, a transferência de calor entre o coletor, a câmara de cozimento e a unidade de armazenamento é assumida por um fluido de trabalho. Sendo assim, a unidade de cozimento pode ser instalada no interior da casa e o coletor por fora para captação da luz solar. Uma breve discussão sobre os coletores solares é realizada na Seção 2.7. O fluido é escolhido em função das condições de operação do fogão. A seguir alguns trabalhos são apresentados sobre esta categoria de fogão embora a literatura seja escassa nesse assunto.

[Hussein, El-Ghetany e Nada \(2008\)](#) construíram um fogão solar com PCM integrado, utilizando um coletor solar plano como gerador de energia térmica nas condições meteorológicas de Giza no Egito. O PCM empregado foi o hexa-hidrato de magnésio, de temperatura de fusão equivalente a $89\text{ }^{\circ}\text{C}$ e de calor latente de fusão igual a 134 kJ/Kg . Os autores conseguiram cozinhar o almoço e manter quente as refeições até a noite e a manhã do dia seguinte com o restante da carga. Usou-se água como fluido de trabalho. A temperatura atingida no coletor foi cerca de $140\text{ }^{\circ}\text{C}$, equivalente a maior irradiação do dia e $120\text{ }^{\circ}\text{C}$ como temperatura mais elevada do PCM. Muitas perdas são destacadas no protótipo, em que alguns parâmetros físicos de transferência de calor no coletor devem ser melhorados.

[Murty et al. \(2007\)](#) avaliaram o desempenho de transferência de calor de um fogão solar indireto por convecção natural que usa um coletor parabólico.

Observou-se uma temperatura máxima de $95\text{ }^{\circ}\text{C}$ no alimento e a possibilidade de cozinhar por convecção natural, porém uma baixa eficiência de 26,15 % foi obtida no coletor, em que 12,98 % da energia foi transportada para o local de cozimento e 25,93 % da energia incidente no coletor foi aproveitada; no final, a eficiência do sistema ficou em 3,36 %. Esse resultado era perceptível devido a implementação do coletor parabólico a esse tipo de fogão solar.

Sharma et al. (2005) estudaram o desempenho térmico de um protótipo de fogão solar indireto com unidade de armazenamento de energia térmica usando o eritritol como meio de estocagem. Um coletor solar plano de tubo evacuado foi usado. Os experimentos foram realizados nas condições climáticas do Japão. Observou-se que o material de armazenamento conseguiu estocar energia suficiente para cozinhar o almoço e o jantar com um excedente de energia para o dia seguinte. A temperatura do eritritol foi de $130\text{ }^{\circ}\text{C}$ sem usar um sistema de rastreamento para o coletor. Eficiências variáveis entre 66 % e 77 % foram observadas no coletor com as cargas de 8, 9, e 10 kg de água na panela, enquanto o PCM (eritritol) apresentou eficiências variáveis baixas entre 15,7 % e 21,9 %.

Singh et al. (2015) realizaram comparação experimental do desempenho térmico do fogão solar com dois fluidos de transferência de calor (HTF). A água e óleo térmico foram usados para realizar os testes. O efeito das válvulas colocadas na entrada e na saída da unidade de armazenamento, durante o funcionamento do fogão (nos eventos de descarga do PCM) foi investigado. A acetanilida foi usada como meio de armazenamento de energia térmica. Quando ambas as duas válvulas estão fechadas, a temperatura no final da descarga é de $10,7\text{ }^{\circ}\text{C}$ a mais de que quando as válvulas estão abertas no caso da água como fluido de transferência de calor, enquanto foi de $13,1\text{ }^{\circ}\text{C}$ mais elevada no caso do óleo como HTF. A quantidade de energia média armazenada no PCM foi aumentada de 18,88 % em comparação ao HTF.

Recentemente, Herez, Ramadan e Khaled (2018b) publicaram um trabalho sobre a revisão bibliográfica dos fogões solares. Nesta revisão, a questão da classificação dos fogões solares, dos parâmetros que influenciam o desempenho de um fogão solar e a eficiência relacionada aos sistemas de fogão solar são abordados. Além disso, um estudo econômico dos diferentes tipos de fogão, inclusive

os fogões solares do tipo indireto com armazenamento de energia, assim como o impacto ambiental do uso dos fogões solares é realizado. Independentemente da sua categoria, o fogão solar possui a vantagem de diminuir o período de retorno em comparação aos fogões convencionais. Uma redução da quantidade de dióxido de carbono de 6,05 a 60,55 $kg/mês$; de 605,52 a 6055,2 $kg/mês$; de 399,64 a 3996,43 $kg/mês$ e de 90,82 a 908,28 $kg/mês$ nas casas, restaurantes, hotéis e lanchonetes respectivamente é observada. Daí os autores concluíram que os fogões solares podem contribuir consideravelmente a reduzir a proliferação de gases de efeito de estufa nestas aplicações.

Alguns trabalhos tratam também de simulação numérica dos fogões solares. Tarwidi, Murdiansyah e Ginanjar (2016) implementaram um modelo matemático de um fogão solar do tipo indireto e simularam numericamente os materiais de mudança de fase (PCM) como meios de armazenamento de energia térmica. O PCM foi embalado em pequenos tubos cilindros e colocados em um tanque maior. Um fluido de transferência de calor (HTF) é usado para transferir o calor do coletor para a unidade de armazenamento. As soluções numéricas são obtidas, primeiramente, transformando as equações de condução de calor do PCM e do HTF em equação de entalpia e, secundariamente, usando o método de Godunov para resolvê-las. Entre os PCM simulados, o cloreto de magnésio hexa-hidratado ($MgCl_2 \cdot 6H_2O$) e o eritritol ($C_4H_{10}O_4$) foram identificados como tendo uma maior performance de armazenamento de energia térmica. Isto é: o cloreto de magnésio hexa-hidratado possui a maior capacidade de armazenamento enquanto o eritritol possui um elevado histórico de temperatura durante os processos de carga e descarga. A quantidade de energia armazenada pelo eritritol é de 4,5 MJ enquanto o cloreto de magnésio hexa-hidratado armazenou 7,5 MJ . Note que o processo de descarga do $MgCl_2 \cdot 6H_2O$ foi mais rápido nos primeiros 54 minutos em comparação ao $C_4H_{10}O_4$.

2.4 Coletores solares

Um coletor solar é uma forma de permutador particular, concebido para transformar a irradiação solar em energia térmica (calor). É um dos principais elementos de um fogão solar para captação da irradiação solar, que desempenha

o papel de gerador de energia térmica. O principal componente deste dispositivo solar é o **absorvedor**. Este possui a função de absorver a irradiação solar refletida pelo receptor (espelho), convertê-la em calor e o transferir ao fluido de trabalho que é geralmente o ar, água, óleo, sal, etc. Na saída do coletor o fluido possui um potencial entálpico alto. Esta energia pode ser usada para um objetivo específico, dependentemente das aplicações (Tabela 1). Existem duas categorias de coletores solares: Estacionárias e Concentradores (DUFFIE; BECKMAN, 2013). Um coletor estacionário é caracterizado por uma área de recepção igual a do absorvedor, enquanto um coletor concentrador possui uma superfície côncava de intercessão muito maior que a do absorvedor; assim, o fluxo de calor concentrado em direção do absorvedor é intenso.

Kalogirou (2004) e Duffie e Beckman (2013) apresentaram em detalhes os parâmetros e características (ópticas e térmicas) dos coletores. Uma lista das categorias de coletores e suas características respectivas é mostrada na Tabela 2.

Tabela 2 – Coletores Solares.

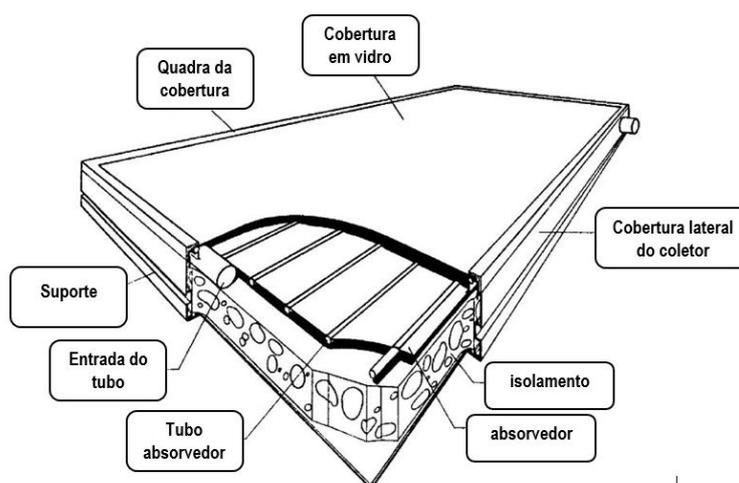
| Movimento | Tipo de coletor | Tipo de absorvedor | Razão de concentração | Intervalo de temperatura de operação ($^{\circ}C$) |
|----------------------------|--|--------------------|-----------------------|--|
| Estacionário | Coletor solar Plano (FPC) | Flat | 1 | 30-80 |
| | Coletor a tubo evacuado (ETC) | Flat | 1 | 50-200 |
| | Concentrador parabólico (CPC) | Tubular | 1-5 | 60-240 |
| Rastreamento em um eixo | Refletor Linear de Fresnel (LFR) | Tubular | 10-40 | 60-250 |
| | Coletor de calha parabólico (PTC) | Tubular | 10-45 | 60-300 |
| | Concentrador cilindro-parabólico (CTC) | Tubular | 10-50 | 60-300 |
| Rastreamento em dois eixos | Refletor parabólico (PDR) | Pontual | 100-1000 | 100-500 |
| | Coletor Heliostato de campo (HFC) | Pontual | 100-1500 | 150-2000 |

Fonte: Adaptado de Duffie e Beckman (2013).

2.4.1 Coletores solares planos

Os coletores solares planos são os tipos de coletores estacionários mais encontrados no mercado e mais usados em diversas aplicações. Um esquema é apresentado na Figura 9. O coletor solar plano é composto basicamente de um espelho, uma placa absorvedora unida aos tubos nos quais circula um fluido, um isolamento térmico e uma caixa de proteção. A irradiação solar que incide no coletor penetra através do vidro e, a maior parte do calor é absorvida pelo absorvedor. O calor é em seguida transferido ao fluido em circulação no tubo. A faixa de temperatura de operação dos coletores solares planos situa-se geralmente entre 70° e 90°C (SHARAFELDIN; GRÓF, 2018). Por isso, os coletores solares planos são mais indicados para aplicações de aquecimento doméstico, refrigeração e esterilização (SHARAFELDIN; GRÓF, 2018; BALAJI; INIYAN; SWAMI, 2018). Os fogões solares do tipo indireto que foram projetados nos trabalhos citados na Seção 2.3 usam unicamente esse tipo de coletor solar.

Figura 9 – Coletor solar plano.



Fonte: Adaptado de Kalogirou (2004).

2.4.2 Coletores concentradores

Os coletores concentradores são dispositivos solares dotados de um potencial de geração térmico elevado em relação aos coletores solares planos. Isso é

possibilitado por causa de um componente óptico que concentra a irradiação solar para uma superfície relativamente menor (absorvedor). Os coletores concentradores apresentam certas vantagens em relação aos coletores solares planos (NOMAN et al., 2019):

1. O fluido de trabalho pode atingir temperaturas mais altas em um sistema concentrador quando comparado a um sistema de coletor solar plano da mesma superfície de coleta de energia solar. Isto significa que uma maior eficiência termodinâmica pode ser alcançada.
2. É possível, com um sistema concentrador, obter uma correspondência termodinâmica entre o nível de temperatura e a tarefa. A tarefa pode ser em dispositivos termiônicos, termodinâmicos ou outros de temperatura mais alta.
3. A eficiência térmica é maior devido à pequena área de perda de calor em relação à área do receptor.
4. A estrutura requer menos materiais em relação os coletores solares planos. Consequentemente o custo se torna baixo.
5. O tratamento seletivo da superfície e a criação do vácuo para melhorar o processo de transferência de calor é uma escolha viável economicamente (SALDANHA et al., 2018).

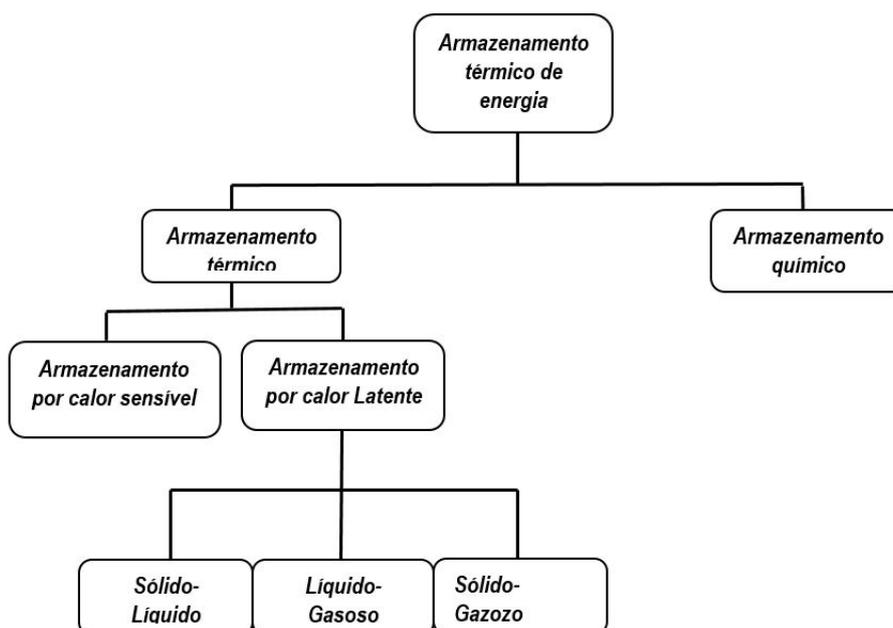
2.5 Estocagem de energia térmica

Os fogões solares se destacam como sistemas de cozimento promissores para um futuro próximo (CUCE, 2018). No entanto, um dos desafios em relação a esta tecnologia é a sua capacidade de operacionalidade em períodos sem Sol. Como foi visto na Seção 2.3, muitos protótipos com vários meios de armazenamento foram investigados nesses últimos anos. O método de armazenamento por calor latente é o que mais despertou o interesse e a curiosidade dos pesquisadores, certamente por causa de algumas de suas propriedades que favorecem condições adequadas de armazenamento de energia térmica. Na Seção 2.5.1, esse método é discutido mais em detalhe.

Por definição, estocar energia consiste em armazená-la durante o período em que esta se encontra abundantemente e de baixo custo, para depois utilizá-la no período em que é rara e mais cara (TARWIDI; MURDIANSYAH; GINANJAR, 2016). Em função da área de estudo e da aplicação, existem diversos critérios e meios de estocar a energia. Esta dissertação trata especificamente da estocagem de energia térmica do solar térmico. A estocagem de energia para as aplicações da energia solar é muito importante para resolver a questão da flutuação entre o consumo e a demanda, isso porque a intensidade de irradiação solar segue a curva de Gauss com um pico observado geralmente no meio dia. Sendo que a demanda é maior nas extremidades: isto é, de manhã e a noite, é indispensável estocar a energia para que se possa usa-la em período sem irradiação solar.

A estocagem do calor pode ser realizada de duas formas: térmica (calor sensível e calor latente) e termoquímica. Um digrama detalhando os métodos de armazenamento de energia térmica é apresentado na Figura 10.

Figura 10 – Método de armazenamento de energia térmica.



Fonte: Adaptado de Da (2015).

Os sistemas de armazenamento termoquímicos baseiam-se na energia absorvida e libertada na quebra e formação de ligações moleculares numa reação química

reversível. Neste caso, o calor armazenado depende do material de armazenamento, do calor de reação e do grau de conversão da reação.

Nos sistemas de armazenamento de energia por calor sensível, o calor é armazenado apenas por variação da temperatura no material. O processo de armazenamento deste método é obtido em um estado monofásico do material. Desta forma, os sólidos (betão armado, sal, cerâmica, metais) e líquidos (fluido de transferência de calor, sais, misturas de sais líquidos, sódio líquido, água ...) podem ser empregados para estocagem. Esses sistemas utilizam especialmente a capacidade calorífica e uma força motriz que representa a diferença de temperatura do material em questão para monitorar o poder de armazenamento. A quantidade de energia armazenada é dada na forma de energia interna do material pela Equação (2.1) (ÇENGEL; GHAJAR, 2009)

$$\Delta U = m * C_p * \Delta T, \quad (2.1)$$

em que ΔU é a variação da energia interna, ΔT é a variação da temperatura do material, o produto $m * C_p$ representa a capacidade térmica do material. Quanto mais for essa quantidade, maior será a energia armazenada para um dado volume.

2.5.1 Estocagem por calor latente (PCM)

A estocagem de energia por calor latente é um método de armazenamento de energia térmica que é amplamente implementado nos sistemas solares térmicos em geral. Este foi empregado nos protótipos de fogões solares vistos nas Seções 2.3.1 e 2.3.2. Os meios de armazenamento para esse método de estocagem são os materiais de mudança de fase (PCM) que possuem uma densidade de armazenamento de energia térmica consideravelmente elevada quando comparada aos materiais de armazenamento por calor sensível. Para que estes possam ser usados adequadamente, precisam possuir algumas características. Estas são resumidas na Tabela 3 (ESTRÁZULAS, 2015).

A classificação dos PCMs proposta por Mathieu (2012) e por outros autores como Roche (1980) e Mendes et al. (2010) é apresentada na Figura 11. Conforme esta figura, três famílias de materiais de mudança de fase podem ser consideradas: Orgânicos, Inorgânicos e os Eutéticos. Contudo é importante sublinhar que os

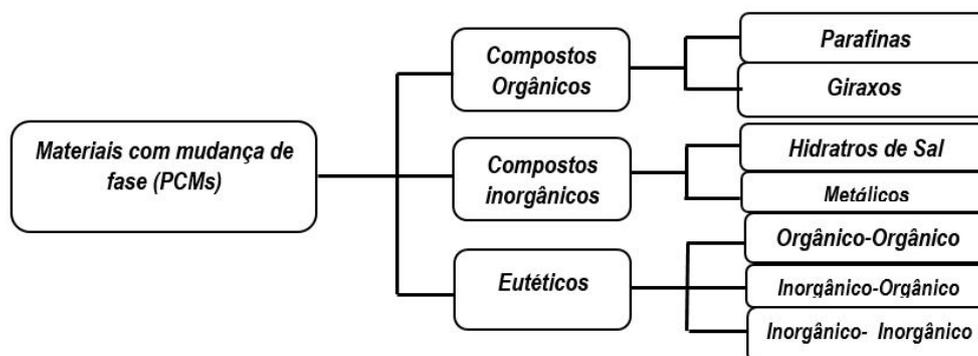
Tabela 3 – Características importantes dos materiais para armazenamento de energia térmica por calor latente.

| Propriedades Térmicas | Propriedades Físicas | Propriedades Químicas | Aspectos Económicos |
|--|--|--|----------------------------|
| *Temperatura de mudança de fase adequada à aplicação *Calor latente elevado para a temperatura desejada *Condutividade térmica elevada tanto na fase líquida como na fase sólida | *Densidade elevada *Pequena variação de volume na mudança de fase *Baixa pressão de vapor *Equilíbrio de fase favorável *Não sofrer sobreaquecimento | *Boa estabilidade *Compatível com materiais de construção *Não tóxicos *Não inflamáveis | *Baixo custo *Abundante |

Fonte: Adaptado de Estrázulas (2015).

materiais eutéticos constituem ligas que apresentam fusão ou cristalização de forma congruente, em outras palavras, estes formam uma mistura homogênea durante os processos de fusão ou solidificação.

Figura 11 – Classificação dos PCM's.



Fonte: Adaptado de Estrázulas (2015).

Para compreender melhor as potencialidades de cada família, Roche (1980) e Mathieu (2012) apresentam sucintamente as características (propriedades, vantagens e desvantagens) de cada família:

1. As parafinas são os materiais de mudança de fase orgânicos que foram mais estudados. As vezes estes são formados por misturas de alcanos de cadeia linear $CH_3-(CH_2)_n-CH_3$, que, quando aumenta-se o comprimento da cadeia de carbonos, observa-se um aumento da temperatura do ponto de fusão e do calor latente de fusão. As parafinas têm gamas, de temperatura de mudança de fase entre $0 - 130 \text{ }^\circ C$ com entalpias de fusão entre $150 - 220 \text{ MJ/m}^3$. Estas são conhecidas como compostos não corrosivos, quimicamente e inerte, estáveis abaixo de $500 \text{ }^\circ C$ que apresentam baixa pressão de vapor e uma variação de volume relativamente menor. Além das parafinas, existem vários outros materiais de mudança de fase orgânicos com propriedades variadas que oferece um campo de aplicação diversificado. Alguns materiais orgânicos com potencial como PCM são apresentados na Tabela 4. O calor latente de fusão

Tabela 4 – Propriedades físicas de algumas substâncias orgânicas com potencial de utilização como PCMs.

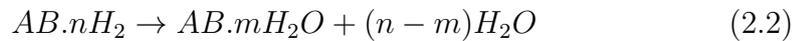
| Composto | Intervalo de Fusão ($^\circ C$) | Calor de fusão (KJ/Kg) | Condutibilidade térmica (W/m.K) | Densidade (Kg/L) |
|-------------------|-----------------------------------|------------------------|---------------------------------|--|
| Parafinas C13-C14 | 22-24 | 189,0 | 0,21 (Sólido) | 0,760 (Líquido, $25^\circ C$) 0,900 (Sólido, $20^\circ C$) |
| Parafinas C20-C33 | 48-50 | 189,0 | 0,21(Sólido) | 0,769 Líquido, $70^\circ C$ 0,912 (Sólido, $20^\circ C$) |
| Poliglicol E600 | 22 | 127,2 | Poliglicol E600 | 1,126 (Líquido, $25^\circ C$) 1,232 (Sólido, $4^\circ C$) |
| Poliglicol E6000 | 66 | 190,0 | - | 1,085 (Líquido, $70^\circ C$) 1,212 (Sólido, $25^\circ C$) |
| Ácido Mirístico | 49-51 | 204,5 | - | 0,861 (Líquido, $55^\circ C$) 0,990 (Sólido, $24^\circ C$) |
| Ácido Esteárico | 69 | 202,5 | 0,172 (Líquido, $70^\circ C$) | 0,848 (Líquido, $70^\circ C$) 0,965 (Sólido, $24^\circ C$) |

Fonte: Adaptado de [Mendes et al. \(2010\)](#).

dos ácidos é geralmente maior em comparação as parafinas. O inconveniente da utilização destes reside no seu custo que é cerca de 2 a 2,5 vezes superior ao das parafinas. Note também que as parafinas apresentam algumas características indesejáveis, tais como: menor condutibilidade térmica; não compatibilidade

com contentores plásticos e são nomeadamente inflamáveis. Estes problemas podem ser resolvidos por meio da modificação das misturas e da unidade de armazenamento.

2. Na categoria dos materiais inorgânicos, os sais hidratados representam a classe mais conhecida e têm sido bastante estudados como meios de armazenamento de energia térmica de calor latente. Estes sais são ligas de sais inorgânicos e água que formam um sólido cristalino de fórmula geral $AB.nH_2O$. Os sais hidratados se derretem na água para formar menos moléculas de água conforme as Equações (2.2) e (2.3) .



Ou em sua forma anidra:



Os sais hidratados são mais desejados por causa de suas propriedades tais como: elevado calor latente de fusão por unidade de volume, condutividade térmica relativamente elevada, quase o dobro das parafinas, e pequena variação de volume na fusão. Estes têm uma baixa toxicidade e são compatíveis com contentores de plásticos. Seu custo é suficientemente baixo. Dois tipos de comportamentos podem ser observados com os sais hidratados no processo de fusão: congruente e incongruente; a fusão congruente ocorre quando o sal é completamente dissolvido na água, enquanto a fusão incongruente ocorre quando o sal não é totalmente solúvel na sua água de hidratação.

O maior problema na utilização de sais hidratados como PCMs está no fato destes fundirem de modo incongruente. Como os n moles de água não são suficientes para dissolver um mol de sal, a solução resultante fica sobrenadante à temperatura de fusão. O sal sólido, de maior densidade deposita-se no fundo do tanque e fica indisponível para se recombinar com a água no processo inverso de arrefecimento. Isto resulta num processo cada vez menos reversível de fusão-solidificação do sal hidratado em cada ciclo de carga-descarga de energia.

A maior parte dos sais hidratados sofre fusão de modo incongruente causada pelo fato de que, a liberação da água de cristalização não ser suficiente para dissolver a fase sólida presente. Devido à diferença de densidades, o sal menos hidratado (ou o sal anidro) deposita-se no fundo do depósito. O problema da fusão incongruente pode ser abordado por uma das seguintes formas: agitação mecânica, encapsulamento do PCM para reduzir a separação de fases, adição de um agente espessante que impeça a deposição do sal sólido mantendo-o em suspensão, utilização de excesso de água de modo a que o sal fundido não produza uma solução sobrenadante e pela modificação da composição química do sistema tornando a fusão congruente.

O uso de tais materiais de armazenamento em um fogão solar, demanda um investimento suplementar para prevenir os problemas enumerados acima; notadamente os problemas de sobre-arrefecimento e de fusão incongruente.

- Os Eutéticos (Orgânicos ou inorgânicos) correspondem a composição de pelo menos dois ou mais componentes, em que cada um funde e solidifica de forma congruente formando uma mistura de cristais. Os eutéticos fundem e solidificam quase sempre sem segregação de fase. Os eutéticos e as suas propriedades são mostrados na Tabela 5.

Tabela 5 – Eutéticos orgânicos e inorgânicos com potencial utilização como PCMs.

| Eutéticos | Compostos | Temp. de fusão (°C) | Calor de Fusão (kJ/kg) | Condutividade térmica (W/m.K) |
|-------------|--|---------------------|------------------------|---|
| Orgânicos | 37,5% Ureia + 63,5% Acetamida | 53 | n.d. | n.d. |
| | 67,1 % Naftaleno + 32,9% ácido Benzóico | 67 | 123,4 | 0,136 (líquido, 78,5°C) 0,282 (sólido, 38°C) |
| Inorgânicos | 51-55% $\text{Cu}(\text{NO}_3)_3 \cdot 6\text{H}_2\text{O}$ + 45-49% $\text{LiNO}_3 \cdot 3\text{H}_2\text{O}$ | 16,5 | 250 | n.d. |
| | 45-52% $\text{LiNO}_3 \cdot 3\text{H}_2\text{O}$ + 48-55% $\text{Zn}(\text{NO}_3)_3 \cdot 6\text{H}_2\text{O}$ | 17,2 | 220 | n.d. |

Fonte: Adaptado de [Mendes et al. \(2010\)](#).

2.5.2 Armazenamento em CSP

A tecnologia de CSP (*Concentrating Solar Power* em Inglês) ainda conhecida como Energia Heliotérmica ou Central Solar Térmica Concentrada é uma tecnologia de geração de energia elétrica renovável. Uma usina CSP pode ser dividida em duas partes: o sistema de captação dos raios solares (coletor solar térmico) e um ciclo de potência. Os espelhos de diversas configurações são usados para concentrar os raios solares diretamente ao foco, no qual circula um fluido de trabalho que é aquecido para gerar o vapor. No ciclo de potência, o vapor é usado para girar a turbina e consequentemente produzir a energia elétrica. Para garantir uma operação contínua do CSP, o dia e a noite, sistemas de armazenamento são previstos para estocar a energia térmica.

A título de exemplo³, nos Estados Unidos, no deserto do estado de Nevada, é instalada a usina heliotérmica "Crescent Dunes" com uma torre de 195 metros de altura e rodeada por mais de 10 mil espelhos. A usina usa a tecnologia de armazenamento de energia térmica por sal fundido que possui 10 *H* de autonomia com uma carga total de 1100 *MWh* suficiente para abastecer 75.000 casas durante o pico de demanda. O armazenamento funciona com dois tanques de nitrato de sódio e pode atingir temperatura de 565 °C.

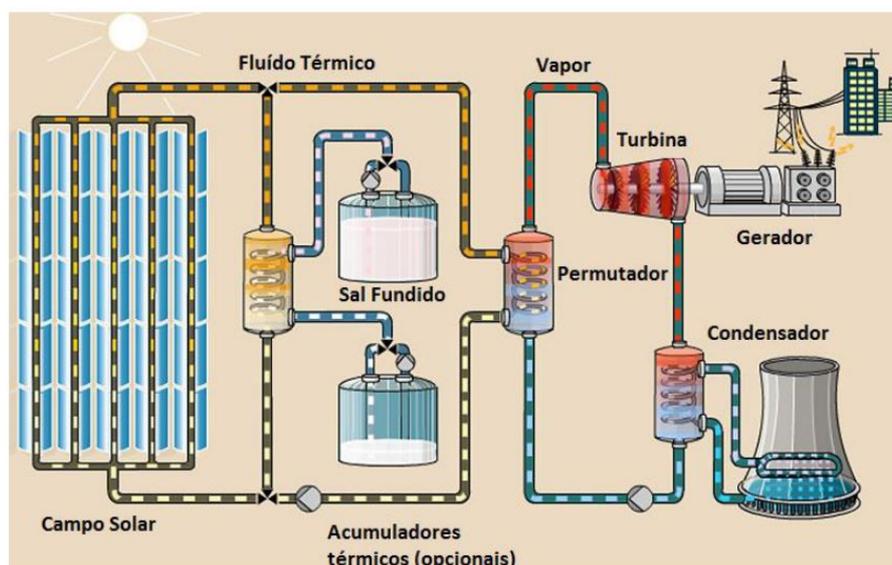
O armazenamento de energia térmica nas centrais CSP, consiste em estocar por calor latente a energia em uma tanque de misturas de sais fundidos nas proporções bem definidas, na faixa de temperatura entre 300 °C e 600 °C (MENDES et al., 2010). Os sais comumente usados são: o Nitrato de Potássio KNO_3 , o Nitrito de Sódio $NaNO_2$ e o Nitrato de Sódio $NaNO_3$ (ZHAO; WU, 2011; ROCHE, 1980). As misturas podem ser binárias, sendo 50 % de KNO_3 e 50 % de $NaNO_2$; 42 % de $NaNO_3$ e 58 % de KNO_3 , ou ternária: 53 % de KNO_3 , 40 % de $NaNO_2$ e 7 % de $NaNO_3$.

Os sistemas de armazenamento de um CSP, empregam uma configuração de dois tanques (um frio e outro quente) de sais fundidos conforme mostrado na Figura 12. Esta forma de armazenamento é chamada de método de estocagem indireta, simplesmente por ter dois tanques usando permutadores. O método de estocagem

³ https://fr.wikipedia.org/wiki/Énergie_solaire_aux_États-Unis

direta usa um tanque único de armazenamento de energia térmica. O inconveniente

Figura 12 – Esquema do funcionamento de uma central CSP com Concentradores Lineares Parabólicos e armazenagem de energia .



Fonte: Adaptado de Da (2015).

de estocar com a combinação de dois tanques a diferentes temperaturas, é a criação de perdas entrópicas através dos permutadores e também o custo de fabricação. A transferência de calor em um tanque único é facilitada por causa da ausência de permutadores (MATHIEU, 2012). Portanto o armazenamento é muito mais simples do que a estocagem da configuração indireta. A consequência da implementação da configuração indireta em um fogão solar é o alto custo de produção e muitas perdas térmicas; isto não é desejável uma vez que é um sistema de pequena inercia e o público alvo de tal dispositivo solar é principalmente as populações de baixa renda. As vantagens dos materiais de armazenamento orgânicos e inorgânicos são apresentados na Tabela 6.

2.6 Conclusões do capítulo 2

Tomando em consideração o problema formulado na Seção 1.2 e as deficiências notadas ao longo deste capítulo, as seguintes considerações são feitas.

Tabela 6 – Comparação entre materiais orgânicos e inorgânicos para armazenamento de calor latente.

| Orgânicos | Inorgânicos |
|--|--|
| <u>Vantagens:</u> Não são corrosivos Não sofrem sobreaquecimento Estabilidade térmica e química | <u>Vantagens:</u> Entalpia de mudança de fase elevada |
| <u>Desvantagens:</u> Baixa condutividade térmica Entalpia de mudança de fase baixa Inflamáveis | <u>Desvantagens:</u> Sobreaquecimento Corrosão Separação de fases Segregação de fases, falta de estabilidade térmica |

Fonte: Adaptado de [Mendes et al. \(2010\)](#).

- a estrutura dos fogões solares do tipo indireto com unidade de armazenamento, é mais adequada para cocção dos alimentos em casa;
- um coletor concentrador é mais indicado para geração de energia térmica solar em um fogão solar do tipo indireto, por ter uma eficiência alta e temperaturas de operação altas;
- a fim de evitar um alto investimento e optar para uma simplicidade tecnológica do fogão solar, a técnica de armazenamento em CSP com tanque único é mais preconizada por um fogão solar de baixo custo.

As observações vistas acima são consideradas como hipóteses e base para o modelo de fogão solar proposto.

3 Modelos físico e matemático do fogão solar indireto com armazenamento térmico de energia

Para o desenvolvimento de um novo protótipo, independentemente do domínio e da aplicação, é imprescindível uma base teórica em torno do qual o protótipo é construído. Dessa forma, é preciso iniciar com uma representação física e teórica do fogão solar.

Os elementos que fundamentam a escolha do modelo físico e as equações que regem o funcionamento do concentrador solar cilindro-parabólico e a unidade de armazenamento são apresentados neste capítulo. O capítulo foi particionado em três grandes seções: a primeira envolve o modelo físico do fogão solar, a segunda trata da termodinâmica do sistema e a terceira apresenta as equações de simulação e de modelagem do sistema.

3.1 Geometria do fogão solar

Em conformidade com a Seção 2.6, o fogão solar do tipo indireto com armazenamento térmico de energia, é o que mais se adequa à cocção domiciliar. Os modelos de fogão solar do tipo indireto com bateria térmica¹ encontrados na revisão bibliográfica, não se enquadram às demandas do usuário. Em vista disso, definiu-se uma metodologia de identificação das possíveis configurações e, posteriormente, um procedimento de avaliação criteriosa usado por [Eugène \(2007\)](#), para escolher a configuração ideal. As etapas são detalhadas a seguir:

1. **Definição dos componentes:** Nesta etapa, foram enumerados com clareza, os componentes que são utilizados para constituir a planta do fogão em função das exigências e condições de utilização.

¹ Unidade de armazenamento de energia térmica

2. **Possibilidades de configuração:** Determinaram-se as configurações possíveis de fogão solar indireto de acordo com os componentes listados previamente.
3. **Critérios de escolha:** Para que se possa escolher a melhor configuração de fogão solar indireto, uma análise minuciosa é realizada mediante os critérios abaixo:
 - **Custo de realização:** O custo de realização representa o valor total de construção de cada configuração de fogão e a facilidade de aquisição de seus componentes respectivos;
 - **Flexibilidade geométrica:** Este critério evidencia o número de compartimentos em cada configuração e a complexidades da geometria dos componentes;
 - **Facilidade de uso:** A maneira com que o usuário vai lidar com o fogão durante o seu uso é um dos critérios mais importante. Considerou-se essencialmente os comandos de interação usuário-máquina, o conforto do usuário, a facilidade de instalação, os riscos de acidentes por meio de queimaduras, a quantidade de boca do fogão;
 - **Facilidade de manutenção:** Este critério avalia o grau de acessibilidade dos componentes para manutenção, notadamente o material de armazenamento e o fluido de trabalho;
 - **A Performance:** Este critério avalia o desempenho do fogão, por meio das perdas antrópicas em cada componente.

Para tomada de decisão, elabora-se uma pontuação booleana dos fatores de comparação que por sua vez gera uma ponderação para cada critério de avaliação. Assim, para uma determinada configuração de fogão, um fator de comparação recebe 9,09 % quando este é positivo e é nulo no caso contrário. As pontuações booleanas e a ponderação de cada critério são mostradas nas Tabelas 7 e 8 respectivamente.

Um fluxograma para escolha da configuração é apresentado na Figura 13.

Tabela 7 – Pontuação dos critérios de avaliação

| Critérios de avaliação | Pontuação | | - |
|---|--------------|--------------|--------------------------|
| | Negativa (-) | Positiva (+) | Peso total dos critérios |
| 1. Custo de realização | 0 | 1 | 2 |
| 1.1. Valor total | 0 | 1 | |
| 1.2. Facilidade de aquisição | | | |
| 2. Flexibilidade geométrica | 0 | 1 | 2 |
| 2.1. Número de circuitos | 0 | 1 | |
| 2.2. Complexidade da geometria | | | |
| 3. Facilidade de uso | 0 | 1 | 5 |
| 3.1. Quantidade de boca | 0 | 1 | |
| 3.2. Conforto | 0 | 1 | |
| 3.3. Facilidade de instalação | 0 | 1 | |
| 3.4. Riscos de acidentes | 0 | 1 | |
| 3.5. Comandos de interação usuário máquinas | 0 | 1 | |
| 4. Facilidade de manutenção | 0 | 1 | 1 |
| 4.1. Manutenção dos componentes | | | |
| 5. Performance | 0 | 1 | 1 |
| 5.1. Perdas antrópicas | | | |
| Total | | | 11 |

Fonte: Autor

3.2 Análise termodinâmica do sistema

A fim de compreender os processos energéticos que ocorrem no sistema, é preciso realizar um estudo termodinâmico de cada elemento. Dessa forma, pode-se interpretar qualitativamente e quantitativamente o modo de funcionamento do fogão solar. O software EES² foi usado nessa fase para desenvolver a rotina computacional.

² O software Engineering Equation Solver, (abreviadamente EES), tem como função básica resolver um conjunto de equações algébricas, incluindo equações não-lineares, equações diferenciais e equações com variáveis complexas.

Tabela 8 – Ponderação dos critérios de avaliação

| Critérios de avaliação | Ponderação em porcentagem (%) |
|-----------------------------|-------------------------------|
| 1. Custo de realização | 18,18 |
| 2. Flexibilidade geométrica | 18,18 |
| 3. Facilidade de uso | 45,45 |
| 4. Facilidade de manutenção | 9,09 |
| 5. Performance | 9,09 |
| Total | 100 |

Fonte: Autor

A modelagem necessita certos dados iniciais ou de entrada. Os mais importantes são a irradiação solar incidente no coletor e a quantidade de energia líquida necessária para cozinhar em um dia. Os dados dos resultados experimentais de [Sharma et al. \(2009\)](#) foram utilizados para este fim.

Como o fogão solar do tipo indireto é um sistema que funciona essencialmente por meio do escoamento de um fluido de transferência de calor, a **Primeira Lei da Termodinâmica**, para sistemas abertos em regime permanente, foi aplicada. Esta lei exige que toda quantidade de energia seja computada durante o processo. O volume de controle³ do fluido em escoamento de vazão \dot{m} é apresentado na Figura 14.

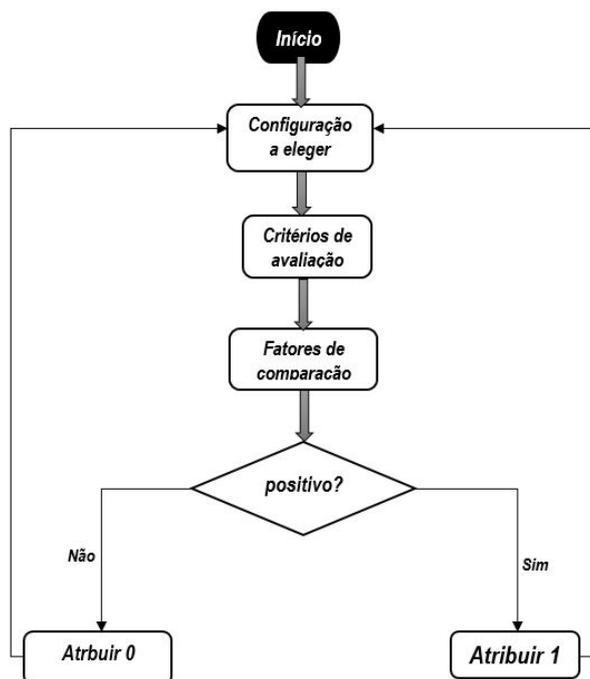
A equação da primeira lei da termodinâmica aplicada ao volume de controle da Figura 14 é dado por

$$\dot{m}((h_1 - h_2) + \frac{1}{2}(V_1^2 - V_2^2) + (gz_1 - gz_2)) + \dot{Q} - \dot{W} = dE/dt, \quad (3.1)$$

em que h representa a entalpia; E é a quantidade de energia total contida no volume de controle. As variações de energia cinética ($V_1^2 - V_2^2$) e potencial ($gz_1 - gz_2$) da Equação 3.1 foram desprezadas. Em regime permanente, o acúmulo de energia

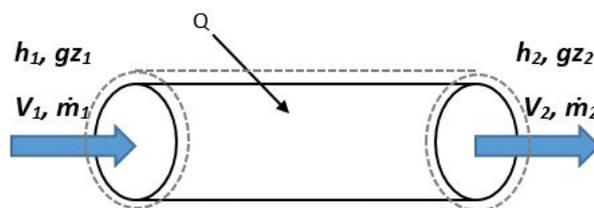
³ volume arbitrário no espaço, através do qual o fluido esco. O contorno geométrico do volume de controle é chamado de superfície de controle.

Figura 13 – Fluxograma de avaliação a fim de eleger a melhor configuração.



Fonte: Autor

Figura 14 – Volume de controle de um sistema aberto em regime permanente.



Fonte: Autor

se torna invariável, isto é: $dE/dt = 0$. O fluido de transferência de calor é um óleo térmico (HTO 21), cujas propriedades são dadas por Clients (2010). Por ser uma substância incompressível, o calor específico do HTO 21 depende apenas da temperatura. Conseqüentemente a variação de entalpia pode ser expressa por (ÇENGEL; GHAJAR, 2009)

$$\Delta h = c_{méd} * \Delta T \tag{3.2}$$

no qual, $c_{méd}$ representa o calor específico do fluido de trabalho para temperatura

média.

Independentemente da geometria escolhida, dois elementos primordiais devem estar presentes no dispositivo: o concentrador cilindro-parabólico (PTC) e a unidade de armazenamento térmico. Por isso uma abordagem aprofundada é efetuada em relação a estes.

3.3 Equações de modelagem e do dimensionamento do concentrador solar cilindro-parabólico

A geração de energia térmica solar por meio de um coletor concentrador requer duas etapas: a concentração dos raios solares em direção do absorvedor e a conversão da região infravermelha (comprimento de onda longo) do espectro em calor. Por conseguinte, é preciso de um dispositivo óptico (espelho) de um lado e um componente de conversão (absorvedor) do outro lado. Mediante a isso, o concentrador foi modelado considerando a parte óptica e a parte térmica.

3.3.1 Análise óptica e geométrica do concentrador solar

Os concentradores solares funcionam essencialmente com a irradiação direta do Sol. Em vista disso, é indispensável levar em consideração a orientação e o aspecto geométrico durante um projeto de construção de um concentrador. Portanto, uma correlação adequada entre os parâmetros ópticos e geométricos é necessária para um bom rendimento do coletor. Os parâmetros geométricos são relacionados conforme a Figura 15.

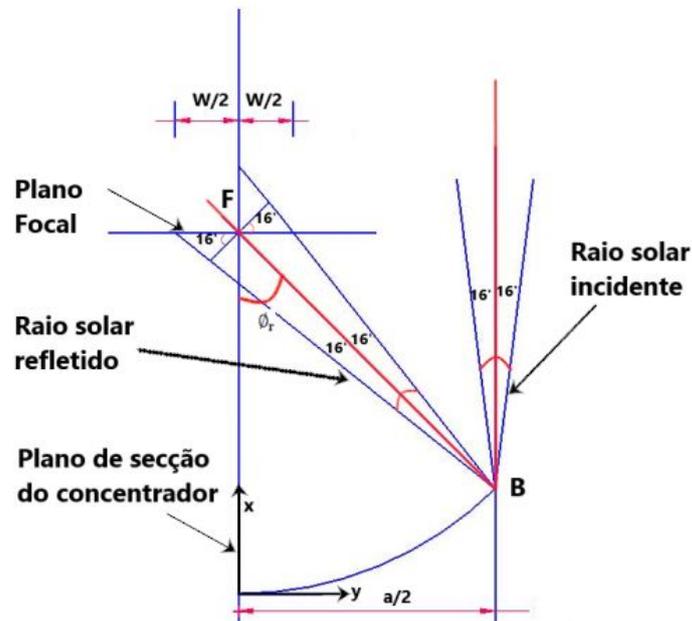
Em coordenada cartesiana, a equação da parábola em função de x e y é dada por (DUFFIE; BECKMAN, 2013)

$$y^2 = 4fx, \quad (3.3)$$

em que f é a distância focal entre a parábola e o eixo do absorvedor. O ângulo φ_r formado entre o plano central da parábola e uma extremidade (borda) do coletor é expresso como (GHODBANE; BOUMEDDANE, 2018)

$$\varphi_r = \tan^{-1}\left(\frac{8(f/a)}{16(f/a)^2 - 1}\right), \quad (3.4)$$

Figura 15 – Características dimensionais do concentrador solar.



Fonte: Adaptado de (DUFFIE; BECKMAN, 2013).

em que a representa a abertura da parábola na direção de y . O diâmetro é uma função do raio r_r relativo á borda que pode ser calculado por meio da seguinte fórmula

$$D = r_r \sin(\theta_m), \quad (3.5)$$

em que θ_m é o anglo de aceitação. Para um concentrador ideal, o feixe de raio solar é considerado como um cone (Figura 15) que incide paralelamente ao plano focal, sobre o refletor. Desse modo, o diâmetro máximo ou largura da imagem do feixe é obtido no plano focal a partir de um raio refletido da borda do coletor. Obtém-se o diâmetro máximo pela seguinte expressão (GHODBANE; BOUMEDDANE, 2018)

$$W = \frac{a \sin 0.2678}{\sin(\varphi_r) \cos(\varphi_r + 0.267)}, \quad (3.6)$$

ou ainda

$$W = 4f \tan\left(\frac{\varphi_r}{2}\right). \quad (3.7)$$

As características ópticas do concentrador podem ser resumidas em dois parâmetros essenciais: o fator de concentração e a eficiência óptica do concentrador. O fator de

concentração é definido como sendo a razão entre a superfície refletora A_0 e a área A_{ab} do absorvedor. O fator de concentração é obtido usando-se a Equação 3.8.

$$C = \frac{A_0}{A_{ab}}. \quad (3.8)$$

Para um tubo cilíndrico o fator de concentração é expresso como (SARI, 2018)

$$C = \frac{W}{\pi D}. \quad (3.9)$$

Pondo as expressões de D e W das Equações 3.5 e 3.7 respectivamente, em 3.9, o fator de concentração se torna

$$C = \frac{\sin(\varphi_r)}{\pi \sin(\theta_m)}. \quad (3.10)$$

A superfície refletora do coletor é caracterizado por quatro propriedades ópticas fundamentais:

- A refletividade ρ
- O coeficiente de transmissão τ
- O fator de intercepção γ
- O coeficiente de absorção α

Desse modo, pode-se definir a eficiência óptica por meio da Equação 3.11

$$\eta_0 = \rho\tau\gamma\alpha \quad (3.11)$$

3.3.2 Equações da análise térmica do concentrador solar

Dentre os tipos de coletores já vistos, os concentradores cilindro-parabólicos destacam-se por sua simplicidade construtiva e sua eficácia em relação ao mecanismo de concentração. É um coletor de foco axial cuja superfície refletora se apresenta na forma de um cilindro de seção parabólica. Muitas instalações solares térmicas implementam esse dispositivo para geração térmica de energia. De fato existem vários estudos, tanto analítico-experimental quanto numérico

que modelam esse tipo de coletor. Os concentradores cilindro-parabólicos foram largamente abordados desde os aspectos tanto teóricos como práticos pelos autores [Federal et al. \(1983\)](#), [Tzivanidis et al. \(2015\)](#) e [Kalogirou et al. \(1994\)](#). Na presente dissertação foram usados dois modelos matemáticos complementares: um iterativo e outro analítico.”

Para nosso estudo, é necessário os dados meteorológicos da cidade de Fortaleza. Estes foram recolhidos com um piranômetro (Solarimeter SL 200), na Latitude $-3.44' 41.1'' S$ e Longitude $-38.32' 10.9'' W$. Os meses de Fevereiro/Março/Abril/Maio são os meses em que se concentram chuvas em fortaleza com menor intensidade de radiação e são denominados de quadra chuvosa. Portanto, as informações meteorológicas desse período, utilizadas, provocam um menor desempenho no sistema solar do que os períodos restantes que são mais quentes. Os dados usados nas simulações, são mencionados na Tabela 13.

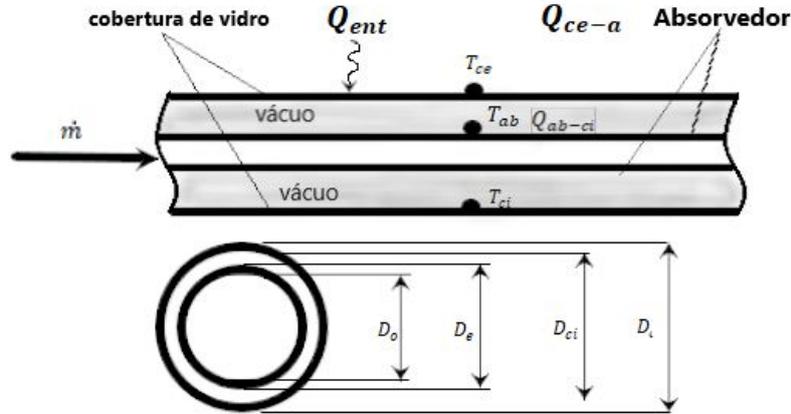
3.3.2.1 Coeficiente global de perda térmica

O método iterativo dado por [Duffie e Beckman \(2013\)](#), permite o cálculo do coeficiente global de perda térmica. Este possui seus fundamentos nas equações de transferência de calor e consiste em computar valores sucessivos do coeficiente de transferência de calor por meio de iterações até o momento em que o calor perdido pelo fluido seja igual ao calor rejeitado no meio ambiente. Esse método foi empregado por causa do gradiente de temperatura existente ao longo do tubo absorvedor, que, de fato, dificulta o cálculo das perdas térmicas por métodos estimativos diretos. Um croqui da geometria e da secção transversal do tubo absorvedor é apresentado na Figura 16.

A taxa de transferência de calor para o meio ambiente a partir do fluido de trabalho é considerada como perda térmica. Entretanto, o vácuo, a cobertura e o meio ambiente (Figura 16) são potenciais resistências térmicas à dissipação do calor. A taxa de transferência de calor por condução e irradiação entre o absorvedor e a cobertura de comprimento L é dado por

$$Q_{ab-ci} = \frac{2\pi k_{ef} L}{\ln(D_{ci}/D_{ab})} (T_{ab} - T_{ci}) + \frac{\pi D_{ab} L \sigma (T_{ab}^4 - T_{ci}^4)}{\frac{1}{\varepsilon_{ab}} + \frac{1-\varepsilon_c}{\varepsilon_c} (D_{ab}/D_{ci})}, \quad (3.12)$$

Figura 16 – Secção transversal do tubo absorvedor.



Fonte: Autor

em que os índices ab , ci e c representam o absorvedor, a superfície interna da cobertura e a cobertura do absorvedor respectivamente; D , T e ε são o diâmetro, a temperatura e a emissividade respectivamente; k_{ef} é o coeficiente condutivo efetivo entre o absorvedor e a cobertura; σ é a constante de PLANK. A taxa de transferência de calor por condução através da cobertura de vidro de condutibilidade k_c é dado por

$$Q_{ci-ce} = \frac{2\pi k_c L (T_{ci} - T_{ce})}{\ln(D_{ce}/D_{ci})}. \quad (3.13)$$

A taxa de transferência de calor por convecção e radiação em relação ao meio ambiente é dado por

$$Q_{ce-a} = \pi D_{ce} L h_w (T_{ce} - T_a) + \varepsilon_c \pi D_{ce} (T_{ce}^4 - T_{sky}^4), \quad (3.14)$$

no qual o índice ce representa a superfície externa da cobertura; T_{sky} é a temperatura do céu e h_w é o coeficiente convectivo de transferência de calor na superfície externa da cobertura. Para obter esse coeficiente é necessário estudar o regime de escoamento do ar ao redor da cobertura. Portanto, foi utilizado o número de REYNOLDS expresso como

$$R_e = \frac{\rho_d V D_{ce}}{\mu}, \quad (3.15)$$

em que ρ_d , V e μ são a massa específica do ar, a velocidade e a viscosidade dinâmica do ar respectivamente. O coeficiente h_w é calculado por

$$h_w = N_u \frac{k_{ar}}{D_{ce}}, \quad (3.16)$$

no qual k_{ar} é a condutibilidade do ar e N_u é o número de NUSSELT. Para escoamento externo de um gás (ar) ao redor de um cilindro, o NUSSELT é dado por (DUFFIE; BECKMAN, 2013)

$$N_u = 0,30(R_e)^{0,6}. \quad (3.17)$$

O procedimento de resolução das Equações 3.12, 3.13 e 3.14 consiste primeiramente em estimar T_{ce} da cobertura que se encontra entre os valores das temperaturas T_{ab} e T_a . Em seguida, calcular Q_{ab-ci} pela Equação 3.12 e substituir esta quantidade na Equação 3.13 para obter T_{ci} . A Equação 3.14 é utilizada para checar o resultado da primeira iteração de T_{ce} comparando Q_{ab-ci} e Q_{ce-a} . O processo iterativo é prosseguido até que os dois fluxos de calor sejam iguais. Finalmente uma interpolação linear é empregada para definir o T_{ci} cujo erro entre Q_{ab-ci} e Q_{ce-a} é igual a zero. Com a nova taxa de transferência de calor calculada, é determinado o coeficiente global de transferência de calor propriamente dito, através da área A_a do absorvedor da seguinte forma

$$U_L = \frac{Q_{ab-ci}}{A_c L (T_{ab} - T_a)}. \quad (3.18)$$

O modelo analítico empregado, consistiu em calcular a potência útil, a temperatura de saída e a eficiência do coletor. Os dois modelos foram implementados na mesma rotina computacional desde que o coeficiente U_L calculado por meio do modelo iterativo é usado para calcular a potência útil e a eficiência. Contudo ambos os modelos podem ser considerados como concomitantes.

3.3.2.2 Potência útil

A partir da quantidade de energia total Q_{ent} concentrada no absorvedor desde a superfície refletora do coletor, uma determinada fração de irradiação solar é absorvida e transportada pelo fluido de trabalho. Supondo o absorvedor como

um volume de controle e fazendo o balanço de energia na superfície do volume de controle, tem-se que:

$$\dot{E}_e = \dot{E}_s, \quad (3.19)$$

logo,

$$Q_{ent} = Q_u + Q_p, \quad (3.20)$$

onde Q_p representa as perdas térmicas gerais (condução, convecção, e irradiação) observadas no tubo, e Q_u o ganho energético contido no fluido. Mais em detalhe tem-se

$$Q_{ent} = SA_0 \quad (3.21)$$

$$S = I_b \eta_0 \quad (3.22)$$

$$\eta_0 = \rho \gamma (\tau \alpha) \quad (3.23)$$

$$Q_p = U_L A_c (T_p - T_a), \quad (3.24)$$

em que S representa a irradiação incidente na superfície de abertura do coletor por unidade de área; ρ , γ , $(\tau \alpha)$ são respectivamente os fatores de refletividade da superfície refletora, de intercepção e o produto transmitância-absorção do sistema cobertura-absorvedor; η_0 é a eficiência óptica e T_p é a temperatura média do absorvedor. Visto que há um gradiente de temperatura ao longo do absorvedor, T_p é uma grandeza difícil a definir, no entanto foi substituída pela temperatura de entrada do fluido no coletor. Para corrigir esse erro, um fator de correção F_R é aplicado à Equação 3.19. Logo o calor útil absorvido pelo fluido pode ser escrita como sendo (KALOGIROU et al., 1994)

$$Q_u = F_R [I_b \rho \gamma (\alpha \tau) A_0 - U_L A_a (T_e - T_a)], \quad (3.25)$$

no qual o fator de remoção do calor F_R é dado por

$$F_R = \frac{\dot{m} C_p}{A_{ab} U_L} \left[1 - \exp\left(-\frac{A_c U_L F'}{m C_p}\right) \right], \quad (3.26)$$

em que F' representa o fator de eficiência do concentrador. A sua expressão é

$$F' = \frac{1/U_L}{\frac{1}{U_L} + \frac{D_0}{h_{fi}D_e} + \left(\frac{D_0}{2k} \ln \frac{D_0}{D_e}\right)}, \quad (3.27)$$

ou seja

$$F' = \frac{U_0}{U_L} \quad (3.28)$$

no qual h_{fi} é o coeficiente de transferência de calor na superfície interna do tubo, D_0 e D_e são os diâmetros externo e interno do absorvedor respectivamente. Os coeficientes U_0 e k são o coeficiente de transferência de calor entre o fluido e o meio ambiente baseado no diâmetro e a condutividade térmica do tubo absorvedor respectivamente.

3.3.2.3 Temperatura de saída

A temperatura de saída do fluido é obtida a partir do balanço de energia para sistemas de escoamento em regime permanente; ela é expressa como

$$T_s = T_e + \frac{Q_u}{\dot{m}C_p}. \quad (3.29)$$

3.3.2.4 Eficiência

O cálculo da eficiência requer o conhecimento prévio dos dados de irradiação do local geográfico onde será implantado o sistema solar e as temperaturas do meio ambiente e de entrada do fluido. A eficiência se define como sendo o calor útil do fluido, dividido pela potência total recebida na superfície refletora. A eficiência é dada por (TZIVANIDIS et al., 2015)

$$\eta_e = \frac{Q_u}{I_b A_a}. \quad (3.30)$$

Substituindo a Equação 3.25 em 3.30, tem-se

$$\eta_e = F_R \eta_0 - (F_R U_L / C) \frac{(T_e - T_a)}{I_b}, \quad (3.31)$$

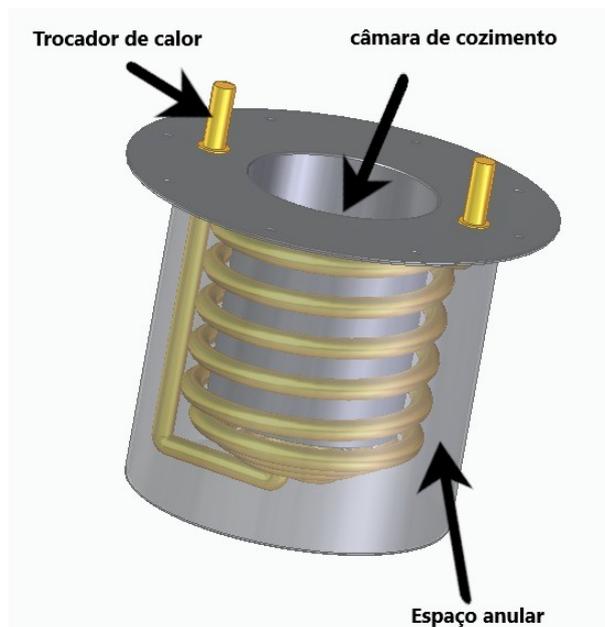
em que $F_R \eta_0$ (coeficiente de ordem zero) é a eficiência óptica do coletor solar; $-F_R U_L / C$ é o coeficiente angular da reta da eficiência e $\frac{(T_e - T_a)}{I_b}$ a diferença de temperatura reduzida.

3.4 Equações de modelagem e do dimensionamento da unidade de armazenamento

O acumulador térmico de energia desempenha uma função central no sistema. Isto é, a capacidade de cozinhar os alimentos com o fogão solar mesmo em período sem Sol e a noite. Dois atributos caracterizam a bateria térmica: manter o calor (evento de carga) e restituí-lo (evento de descarga). Visto que o meio de armazenamento é um material de mudança de fase (PCM), é preciso um estudo espaço-tempo do fenômeno físico, para entender e interpretar eficazmente o mecanismo de operação da unidade de armazenamento.

Independentemente da configuração do fogão solar escolhida, o acumulador possui uma geometria cilíndrica similar a da Figura 17. O tanque é então preenchido

Figura 17 – Geometria da unidade de armazenamento.



Fonte: Autor.

de sal (PCM) em entorno do trocador de calor em serpentina de tal maneira que o calor recuperado do coletor possa ser transferido para o PCM (processo de carga). O processo inverso que consiste em retirar o calor do PCM contido no espaço anular, através da parede da câmara de cozimento é chamado de descarga.

3.4.1 Teoria sobre os fenômenos de mudança de fase

Os fenômenos físicos de mudança de fase se observam quotidianamente tanto nos processos naturais quanto industriais. Os exemplos mais comuns observados na natureza é a fusão das calotas de gelos polares ou a solidificação da lava dos vulcões. Na indústria, os processos de fabricação de aços e sorvetes ou o armazenamento térmico de energia são, por exemplo, casos práticos de mudança de fase (GUPTA, 2003). Para que haja fusão de um material sólido, é necessário o fornecimento de uma quantidade de energia térmica ao material para romper as ligações intermoleculares e desorganizar a estrutura cristalina do material. No processo inverso (solidificação), a energia térmica é extraída progressivamente da fase líquida para reconstituir as ligações das moléculas e átomos até a formação do estado sólido. Durante a mudança de fase, o material se encontra em duas fases separadas por uma interface móvel que representa a fronteira entre a fase líquida e a fase sólido. A direção do movimento desta interface depende meramente do processo de mudança de fase em que se encontra o material. O estudo da distribuição de temperatura por meio da resolução da equação do calor deve ser efetuado nas duas fases com o intuito de localizar a posição da fronteira móvel⁴ de mudança de fase. Nessa perspectiva, além das condições de contornos tradicionais, é preciso de uma condição na fronteira, regida pela variável espacial que por sua vez depende do tempo. Devido a instabilidade da interface móvel, a identificação da frente de mudança de fase não pode ser realizada com precisão, mas é necessária para a solução do problema. Esta forma de formulação matemática dos fenômenos de mudança de fase é denominada de **Problema de Stefam Clássica**. É entre outros um dos problemas de fronteira móvel encontrados na literatura. Este nome é associado ao célebre físico Josef Stefan conhecido através de seus brilhantes resultados obtidos do seu trabalho sobre a fusão das calotas de gelos polares em 1891 (STEFAN, 1891).

Desde então, novas observações experimentais dos fenômenos de mudança de fase conduziram à introdução de conceitos que reformulam o problema de Stefan clássica em modelos mais complexos. Diante disso, surgiram vários métodos de análise matemática como o balanço integral de energia, o método da perturbação, a solução de Neumann e recentemente os métodos numéricos (MARTINEZ,

⁴ Fronteira móvel, limite móvel e frente de mudança de fase são expressões idênticas

2014) que resolvem as equações que governam os fenômenos físicos de mudança de fase formulados na forma de problema de Stefan. Tarwidi (2015) e Tarwidi, Murdiansyah e Ginanjar (2016) avaliaram a performance de alguns materiais de mudança de fase para estocagem de energia térmica em um fogão solar por métodos numéricos. A priori, com o desenvolvimento da nova tecnologia e do aparecimento dos computadores hiper potentes os métodos numéricos possuem a vantagem de resolver problemas mais complexos, por mais que os mesmos ainda precisam ser validados por métodos experimentais por causa das técnicas de aproximação que eles implementam. Os demais métodos são formulações analíticas; estes fornecem resultados exatos, porém, somente os fenômenos físicos de geometria simples e considerados como semi-infinitos podem ser solucionados com eficácia. As soluções por métodos analíticos foram largamente abordados por Font (2018), Gupta (2003) e Weiqing (1990).

3.4.2 Seleção do PCM

Entre as variedades de PCM que existe, a mistura ternária de sal (53 % de KNO_3 , 40 % de $NaNO_2$ e 7 % de $NaNO_3$) foi escolhida principalmente por ter uma densidade elevada de armazenamento. Além disso este PCM apresenta uma toxicidade nula em relação aos apresentados na revisão bibliográfica nas aplicações de armazenamento térmico de energia em um fogão solar. Outro motivo é que não foi encontrado um trabalho em que o PCM é usado em um fogão solar. Seu uso é mais constatado nas usinas solares térmicas de alta potência como indicado na Seção 2.5.2. Demais razões podem ser vistas na discussão elaborada sobre os métodos de armazenamento na revisão bibliográfica.

3.4.3 Seleção do método de simulação

A comparação dos modelos de simulação da mudança de fase de um PCM é difícil, pois, por cada fenômeno corresponde um modelo próprio. O melhor a se fazer, é escolher um modelo que mais se adequa ao PCM e também às condições de contorno (CARVALHO, 2013).

Javierre et al. (2006) compararam os resultados obtidos por método analítico

e por método numérico. O estudo foi feito sobre a fusão de estados distintos de um material: um monofásico e outro bifásico. Os resultados aprovaram que o tipo de situação em que se encontra o material determina o método numérico a empregar.

O uso de um modelo analítico pode conduzir a resultados pouco precisos devido às simplificações geométricas e térmicas impostas. Contudo, este é eficaz por exibir resultados exatos e um maior conhecimento do fenômeno físico da mudança de fase, quando a geometria e as condições se enquadram às exigências do modelo.

Neste trabalho, é usado um método analítico para a modelagem e o dimensionamento do PCM. Como se observa na Seção 3.4.4, o modelo analítico se adequa com as condições de contorno. A seguir são enumerados os principais fatores que suscitam a escolha desse método:

- O PCM é preenchido em uma cavidade cilíndrica: a geometria é então modelável por fórmulas matemáticas simples.
- A propagação do calor no PCM se comporta como a de um sólido semi-infinito.
- O modelo analítico fornece resultados precisos e o estudo paramétrico é aprofundado.

3.4.4 Desenvolvimento do modelo matemático do PCM

Como visto na Seção 3.4.1, a porção do limite móvel no domínio do PCM é inicialmente desconhecida. Portanto duas condições de contorno devem ser prescritas para situar a frente da mudança de fase para que o problema seja bem formulado. As seguintes restrições são consideradas na elaboração das equações:

- não há fonte de calor ou sumidouro no PCM.
- as propriedades termofísicas nas duas fases são constantes;
- a fronteira móvel possui uma forma cilíndrica sem áspero;
- a dominância da transferência do calor é radial durante a carga assim como na descarga.

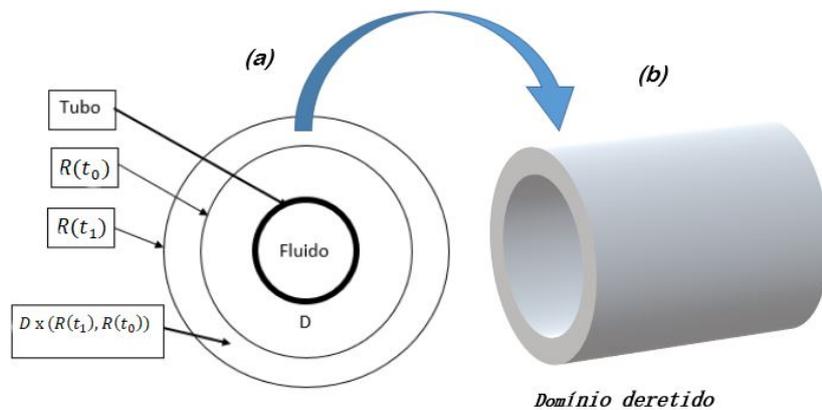
A temperatura da interface situada entre as duas fases permanece constante durante a mudança de fase. Assume-se que θ_0 representa a temperatura da interface. Seja L_v o calor latente por unidade de volume (*p.u.v*). Considera-se que no instante $t = t_0$, o domínio A está dividido em dois subdomínios. No mesmo instante, o subdomínio $A_1 = A \cap r_1 < R_0$ é a fase líquida enquanto $A_2 = A \cap r_1 > R_0$ representa a fase sólida do PCM. Supondo que $r_1 = R(t)$ é a posição da frente de mudança de fase no instante t , e r uma variável de θ , logo

$$\theta(R(t)+, t) = \theta(R(t)-, t) = \theta_0. \quad (3.32)$$

Designando D como um subespaço de A que contém o intervalo entre duas posições da interface entre os instantes t_1 e t_0 ($t_1 > t_0$), o cilindro $D \times (R(t_1), R(t_0))$ foi, então, derretido pelo calor absorvido no intervalo de tempo (t_0, t_1) conforme a Figura 18. Logo a quantidade de calor a base desta mudança de fase pode ser expressa como:

$$[O \text{ volume do cilindro derretido}] * [\text{calor latente p.u.v}] = \text{superfície}(D) * (R(t_1) - R(t_0))L_v. \quad (3.33)$$

Figura 18 – (a) vista da Secção do PCM ao redor do tubo. (b) domínio derretido limitado por duas posições da fronteira móvel.



Fonte: Autor

Sendo que o calor deve ser transferido por difusão e, além disso, considerando que não há fonte de calor, pode-se aplicar o balanço de energia usando a lei de Fourier dada por

$$q = -k_i \frac{d\theta}{dr}, i = L, S \quad (3.34)$$

em que k_i representa a condutividade térmica. Mais especificamente k_L é a condutividade da fase líquida e k_S a condutividade térmica da fase sólido. A quantidade de calor na Equação 3.33 é igual a

$$\int_{t_0}^{t_1} \int_D \left[-k_L \frac{d\theta(R(t)-, t)}{dr_1} \cdot e_1 - k_S \frac{d\theta(R(t)+, t)}{dr_1} \cdot e_1 \right] dD dt = \text{area}(D) \int_{t_0}^{t_1} \left[-k_L \frac{\partial\theta(R(t)+, t)}{\partial r_1} + k_S \frac{\partial\theta(R(t)-, t)}{\partial r_1} \right] dt. \quad (3.35)$$

Igualando as duas quantidades, dividindo-se por $t_1 - t_2$ e impondo $t_1 \rightarrow t_0$ tem-se

$$-k_L \frac{\partial\theta(R(t)-, t)}{\partial r_1} + k_S \frac{\partial\theta(R(t)-, t)}{\partial r_1} = L\dot{R}(t). \quad (3.36)$$

A Equação 3.36 é a **Condição de Stefan** aplicada na fronteira móvel do material em mudança de fase em uma cavidade cilíndrica (JONSSON, 2013). Através da demonstração efetuada (Equações 3.32 - 3.36), observa-se que a condição de Stefan resulta meramente de um balanço de energia. Esta Equação é usada para determinar a posição da fronteira móvel durante a mudança de fase.

Como visto, o problema de Stefan descreve como ocorre o fenômeno de mudança de fase. A formulação matemática do problema envolve as equações do calor das fases líquida e sólida, a condição de Stefan para determinar a posição da fronteira móvel e as condições de contorno relativas ao problema. Considerando uma porção do tubo cilíndrico do trocador de calor no qual circula o fluido quente, e o PCM em mudança de fase situado aos arredores do tubo (Figura 18), a formulação matemática em coordenadas cilíndricas do problema de Stefan de duas fases, cuja a mudança de fase começa a partir da superfície externa do tubo ($r = 0$) e cuja a temperatura de mudança de fase é fixada a T_m , é dado por

$$\frac{\partial T}{\partial t}(r, t) = \frac{\alpha_l}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial T}{\partial r}(r, t) \right) \quad (3.37)$$

$$\frac{\partial T}{\partial t}(r, t) = \frac{\alpha_s}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial T}{\partial r}(r, t) \right) \quad (3.38)$$

$$T(r, 0) = T_m \quad (3.39)$$

$$T(0, t) = f(t) \quad (3.40)$$

$$T(R(t)-, 0) = T(R(t)+, 0) = T_m \quad (3.41)$$

$$-k_L \frac{\partial T(s(t)-, t)}{\partial r} + k_S \frac{\partial T(s(t)+, t)}{\partial r} = L_v \dot{R}(t). \quad (3.42)$$

α_l e α_s representam respectivamente a difusividade térmica do PCM da fase líquida e da fase sólida. Sendo que a transferência de calor ocorre radialmente do fluido que flui no interior do tubo para o PCM, as duas coordenadas cilíndricas restantes (azimute e o ângulo) foram negligenciadas. Por questão de simplicidade na resolução das Equações, algumas simplificações podem ser efetuadas para se obter um problema de uma fase a resolver no domínio $[0, +\infty)$. Isto é: remover uma das Equações de condução de calor e suprimir um termo da condição de Stefan (Equação 3.42). Essa modificação é possível se e somente se o processo de mudança de fase inicia-se com uma fase: fenômeno que normalmente ocorre, uma vez que o PCM está inicialmente na sua fase sólida. Desta forma, o problema de Stefan de uma fase em coordenadas cilíndricas unidimensional de um sólido semi-infinito pode ser expressado matematicamente por meio das seguintes Equações

$$\frac{\partial T}{\partial t}(r, t) = \frac{\alpha_l}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial T}{\partial r}(r, t) \right) \quad (3.43)$$

$$T(r, 0) = T_m \quad (3.44)$$

$$T(R(t)-, 0) = T_m \quad (3.45)$$

$$T(0, t) = T_H \quad T_H > T_m \quad (3.46)$$

$$-k_L \frac{\partial T(R(t)-, t)}{\partial r} = L_v \dot{R}(t). \quad (3.47)$$

A condição de Dirichlet ($T(0, t) = T_H$) imposta na parede interna do tubo que exige que T_H seja maior à temperatura de fusão do PCM, garante a ocorrência da mudança de fase do PCM. A resolução do conjunto das Equações 3.43 - 3.47 visa obter-se a distribuição da temperatura na fase líquida e a localização da fronteira móvel $R(t)$. Por mais que haja duas fases na bateria, somente a distribuição de temperatura da fase líquida é monitorada.

3.4.5 Solução da Equação de fusão e de solidificação do PCM

A expressão 3.43 é uma Equação diferencial parcial de duas variáveis independentes que traduz o comportamento da temperatura no domínio líquido $0 < r < R(t)$ do PCM. Uma forma prática de resolver tal Equação, é de transformá-la em uma Equação Diferencial Ordinária (EDO) por meio da introdução de uma variável de similaridade

$$\varsigma = \frac{r}{2\sqrt{\alpha t}}. \quad (3.48)$$

Assim, obtém-se uma solução na forma de

$$T(r, t) = F(\varsigma(r, t)) \quad (3.49)$$

em que $F(\varsigma(r, t))$ é a função incógnita. Substituindo a variável ς e aplicando a regra da cadeia na Equação 3.43, tem-se

$$\frac{\partial T(r, t)}{\partial t} = \frac{\partial F}{\partial \varsigma} \frac{\partial \varsigma}{\partial t} = \frac{-\varsigma}{2t} \frac{\partial F}{\partial \varsigma}. \quad (3.50)$$

$$\frac{\partial T(r, t)}{\partial r} = \frac{\partial F}{\partial \varsigma} \frac{\partial \varsigma}{\partial r} = \frac{1}{2\sqrt{\alpha t}} \frac{\partial F}{\partial \varsigma} \quad (3.51)$$

$$\frac{\alpha_l}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial T(r, t)}{\partial r} \right) = \frac{\alpha_l}{r} \left(\frac{1}{2\sqrt{\alpha t}} \frac{\partial F}{\partial \varsigma} + \frac{r}{4\alpha t} \alpha_l \frac{\partial^2 F}{\partial \varsigma^2} \right) \quad (3.52)$$

Substituindo as Equações 3.50 - 3.52 em 3.44 obtém-se uma equação ordinária linear homogênea de segunda ordem

$$\frac{\partial^2 F}{\partial \zeta^2} + (2\zeta + \frac{1}{\zeta}) \frac{\partial F}{\partial \zeta} = 0 \quad (3.53)$$

que pode ser resolvida por meio do fator de integração

$$M(\zeta) = C \frac{1}{\zeta} e^{-\zeta^2} \quad (3.54)$$

em que C representa a constante de integração. Multiplicando a Equação 3.53 por $M(\zeta)$, tem-se

$$\frac{d^2 F}{d\zeta^2} M(\zeta) + (2\zeta + \frac{1}{\zeta}) M(\zeta) \frac{dF}{d\zeta} = \frac{d}{d\zeta} (M(\zeta) \frac{dF}{d\zeta}) = 0. \quad (3.55)$$

Por integração, a Equação 3.55 se torna

$$(M(\zeta) \frac{dF}{d\zeta}) = C_2, \quad (3.56)$$

no qual a Equação C_2 representa a constante de integração. Pelo método de separação de variável, a solução da Equação 3.56 é

$$F(\zeta) = C_2 \int \frac{1}{\zeta} e^{-\zeta^2} d\zeta + D, \quad (3.57)$$

Suponhamos $y = \zeta^2$, a Equação 3.57 se torna

$$F(\zeta) = C_2 \int_{-r}^{\infty} \frac{e^{-y}}{y} dy + D, \quad (3.58)$$

em que D representa a constante de integração. A Equação 3.58 pode ser reescrita por meio da função exponencial integral (Ei). Por definição a função exponencial integral é dado por (ABRAMOWITZ; STEGUN, 1965)

$$Ei(x) = \int_{-x}^{\infty} \frac{e^{-x}}{x} dx = - \int_{-\infty}^x \frac{e^{-x}}{x} dx, \quad (3.59)$$

logo,

$$F(\zeta) = C_2 Ei(\zeta^2) + D. \quad (3.60)$$

Reescrevendo a Equação 3.60 com as variáveis do problema, a solução da Equação 3.37 vale

$$F(\varsigma) = F\left(\frac{r}{2\sqrt{t\alpha}}\right) = C_2 Ei\left(\left(\frac{r}{2\sqrt{t\alpha_l}}\right)^2\right) + D. \quad (3.61)$$

Para as condições de contorno $r = 0$ e $r = R(t)$ obtém-se respectivamente

$$D = T_H \quad (3.62)$$

e

$$C_2 = \frac{T_m - T_H}{Ei(\lambda^2)} \quad (3.63)$$

no qual

$$\lambda \equiv \frac{R(t)}{2\sqrt{t\alpha_l}}. \quad (3.64)$$

Desde que C_2 é uma constante na Equação 3.60, é óbvio que λ seja uma contante; sendo assim

$$R(t) = 2\lambda\sqrt{t\alpha_l}. \quad (3.65)$$

$R(t)$ representa a posição da interface de mudança de fase em relação ao tempo. Incluindo as constantes C_2 e D , a solução do problema de Stefan em um sólido semi-infinito é dado por

$$T(r, t) = T_H + \frac{T_m - T_H}{Ei(\lambda^2)} Ei\left(\left(\frac{r}{2\sqrt{t\alpha_l}}\right)^2\right). \quad (3.66)$$

A condição de Stefan na fronteira $r = R(t)$ é

$$-k_L \frac{dT(R(t)-, t)}{dr} = L_v \dot{R}(t). \quad (3.67)$$

A derivada de $R(t)$ em função do tempo é

$$\frac{dR(t)}{dt} = \frac{d}{dt}(2\lambda\sqrt{t\alpha_l}) = \lambda \frac{\sqrt{\alpha_l}}{\sqrt{t}}, \quad (3.68)$$

e a primeira derivada da temperatura em relação r é obtida derivando a solução 3.66

$$T_r(r, t) = \frac{T_m - T_H}{Ei(\lambda^2)} \frac{d}{dr} \int_{-r}^{\infty} \frac{e^{-\varsigma^2}}{\varsigma} d\varsigma = \frac{T_m - T_H}{Ei(\lambda^2)} \frac{e^{\varsigma^2}}{\varsigma} \frac{1}{2\sqrt{t\alpha_l}}. \quad (3.69)$$

Na fronteira $r = R(t)$

$$T_r(R(t), t) = \frac{T_m - T_H}{Ei(\lambda^2)} \frac{e^{\varsigma^2}}{\varsigma} \frac{1}{2\sqrt{t\alpha_l}}, \quad (3.70)$$

Substituindo as expressões 3.68 e 3.70 na Equação da condição de Stefan, obtém-se a equação transcendental

$$2Ei(\lambda^2)e^{-\lambda^2} = \frac{L_v}{C_p(T_m - T_H)} \equiv \frac{1}{R_t}, \quad (3.71)$$

em que R_t representa o número de Stefan. A expressão 3.71 é uma equação não linear de incógnita λ , que pode ser resolvida pelo método de Newton–Raphson. Por fim, a solução do problema de Stefan de uma fase, unidimensional para o presente caso, cuja posição da fronteira móvel é localizada por $R(t)$ é dada por

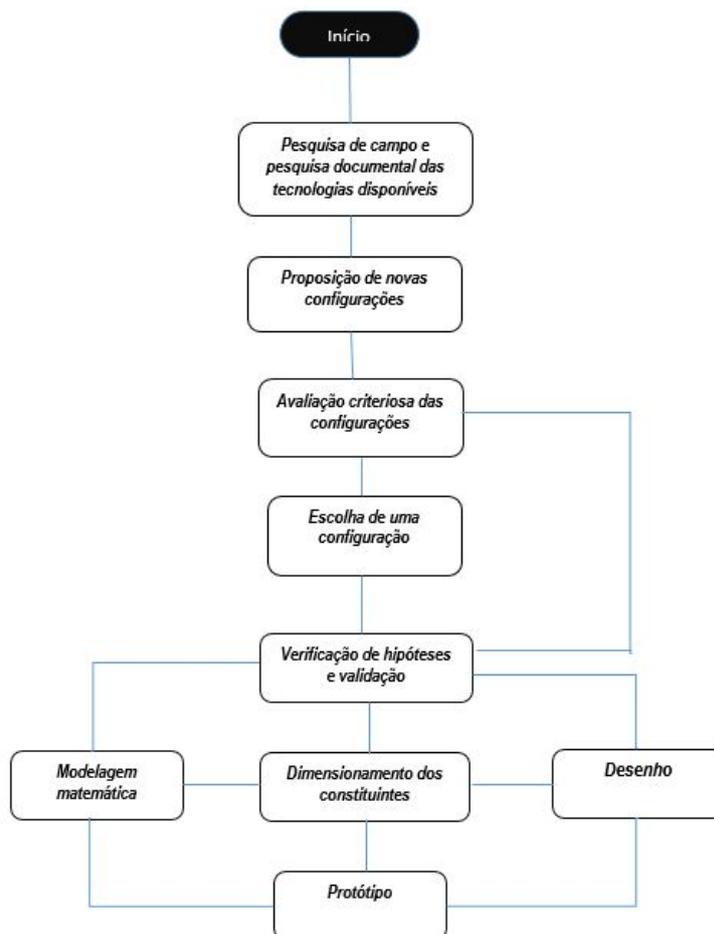
$$\left\{ \begin{array}{l} T(r, t) = T_H + \frac{T_m - T_H}{Ei(\lambda^2)} Ei\left(\left(\frac{r}{2\sqrt{t\alpha_l}}\right)^2\right) \\ R(t) = 2\lambda\sqrt{t\alpha_l} \\ 2Ei(\lambda^2)e^{-\lambda^2} = \frac{1}{R_t} \end{array} \right\} \quad (3.72)$$

3.5 Síntese

Em suma, o presente trabalho é desenvolvido segundo a metodologia científica clássica. Este método sofreu ligeiramente algumas modificações em função do problema e dos objetivos estabelecidos previamente, conforme ilustrado na Figura 19.

Em primeiro lugar, foi identificado o campo de possibilidades de configuração através das conclusões e hipóteses obtidas anteriormente na pesquisa bibliográfica.

Figura 19 – Metodologia da pesquisa.



Fonte: Autor.

Em seguida, as ideias foram refinadas por meio de uma análise criteriosa que se baseia nas perspectivas da revisão bibliográfica, para então escolher uma configuração propícia que atenda melhor as demandas da população. Note que uma prioridade é dada ao critério Facilidade de uso, com o propósito de remediar ao problema do conforto salientado por Hussein, El-Ghetany e Nada (2008)

Após a fase de identificação da arquitetura ideal do fogão solar indireto com armazenamento térmico de energia, prossegue-se com a avaliação da resposta do dispositivo por meio da modelagem, tanto desde os aspectos dos modelos matemáticos, quanto desde a perspectiva construtiva e geométrica. A modelagem foi

realizada em condição operacional da cidade de Fortaleza atribuindo como condições de contorno, os dados meteorológicos e as variáveis termofísicas apropriadas do local.

Dois elementos do sistema foram estudados de maneira aprofundada: o concentrador solar cilindro-parabólico e a unidade de armazenamento térmico de energia. Para o primeiro componente, duas formas de análises a saber a análise optico-geométrica de um lado e por outro lado a análise térmica (aspectos termodinâmico e transferência de calor) por meio de Equações do balanço de energia foram realizadas. Essas análises têm como objetivo determinar as dimensões, o rendimento óptico e a potência de geração de energia térmica do concentrador solar. Depois desta fase, uma simulação numérica do concentrador é efetuada mediante o software Soltrace para prever a sua eficiência.

O segundo elemento que representa uma das principais abordagens desta dissertação foi modelado por meio de uma formulação particular (Problema de Stefan) das equações diferenciais parciais de condução de calor, uma vez que o método de armazenamento escolhido é um processo de estocagem de energia térmica por calor latente. Esta formulação foi usada para modelar matematicamente a fusão e a solidificação do material de armazenamento empregado no sistema, afim de compreender os mecanismos de carga e descarga da bateria térmica. Por mais que esse procedimento elucidar a compreensão dos fenômenos físicos durante o funcionamento do fogão solar, objetiva-se também o dimensionamento dos constituintes da unidade de armazenamento como a quantidade de sal (volume), o tempo de carga da bateria assim como o tamanho real da câmara de cozimento.

Os parâmetros obtidos após as simulações, são relacionados entre si para obter uma resposta global do sistema em operação. Depois dessa etapa, os resultados foram confrontados com outros modelos para avaliar a viabilidade do dispositivo. Uma modelagem do protótipo do sistema por meio do software Solid edge é proposta.

No âmbito de estender nossos conhecimentos sobre a problemática da pesquisa; obter opiniões da população; conhecer a importância e o impacto desse tipo de fogão solar na sociedade, um requerimento por meio de questionários foi realizado com a ferramenta Google Formulário.

Sumariamente, os componentes envolvidos no projeto são: o concentrador solar cilindro-parabólico, a unidade de armazenamento com a câmara de cozimento, a bomba, a válvula de bloqueio, um redutor de vazão, um trocador de calor, o fluido de transferência de calor, um dispositivo de produção de energia solar fotovoltaica e o PCM que é uma mistura ternária de sal (53 % de KNO_3 , 40 % de $NaNO_2$ e 7 % de $NaNO_3$).

Ao longo da pesquisa, cinco softwares foram usados: Matlab ([HIGHAM; HIGHAM, 2016](#)), EES ([KLEIN; ALVARADO, 2002](#)), Soltrace ([WENDELIN, 2003](#)), Google Formulário ([HEIDEMANN; OLIVEIRA; VEIT, 2010](#)), Solid edge ([BROOK, 2007](#)).

4 Resultados e discussão

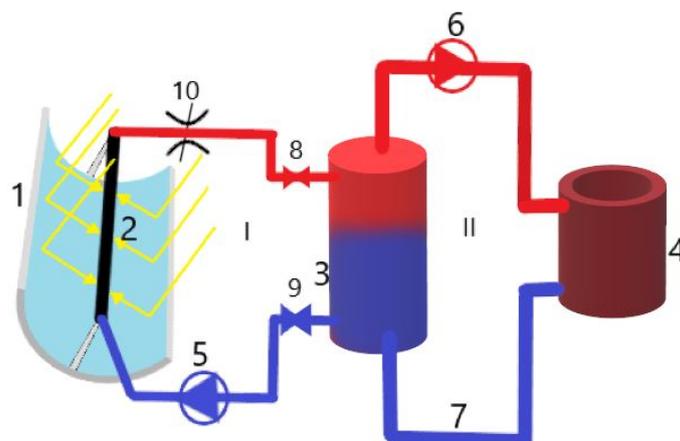
4.1 Planta do fogão solar

Ao se referir à pesquisa documental elaborada no Capítulo 2, o fogão solar do tipo indireto é o de interesse geral para uso domiciliar. Duas possibilidades de configuração do fogão solar indireto com armazenamento térmico de energia foram identificadas.

4.1.1 Solução n°1

A primeira configuração e a descrição de seus componentes são apresentados respectivamente na Figura 20 e na Tabela 9.

Figura 20 – Esquema da configuração n°1.



Fonte: Autor

O papel do redutor de vazão é de controlar o fluxo do fluido de trabalho, enquanto as válvulas de bloqueio impedem, quando são fechados, a transferência de calor no sentido da bateria para o concentrador solar. Recorde que as bombas são acionadas por uma fonte de energia solar fotovoltaica para que o sistema possa funcionar de maneira autônoma.

Tabela 9 – Descrição dos elementos da solução n°1

| Componentes | |
|-------------|--|
| Número | Nome |
| 1 | Concentrador solar cilindro-parabólico |
| 2 | Tubo absorvedor |
| 3 | Bateria térmica |
| 4 | Condensador (Câmara de cozimento) |
| 5 | Bomba de circulação |
| 6 | Bomba de circulação |
| 7 | Fluido frio |
| 8 | Válvula de bloqueio |
| 9 | Válvula de bloqueio |
| 10 | Redutor de pressão |

Fonte: Autor.

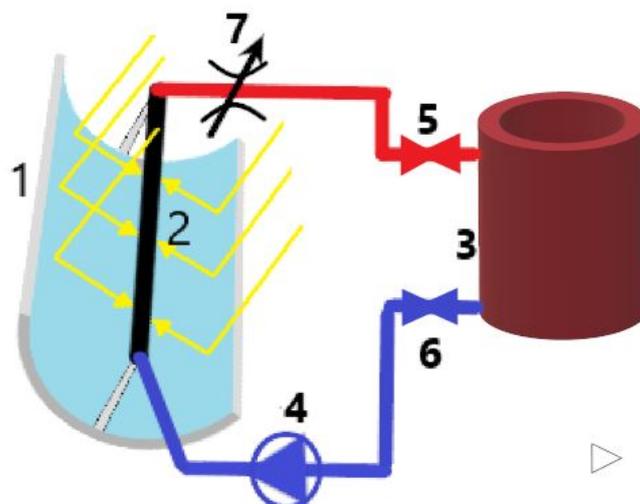
Dois tempos de funcionamento podem ser observados durante o uso do fogão:

1. **Período ensolarado:** nos períodos de iluminação solar, o concentrador cilindro-parabólico (1) gera a energia térmica que é por sua vez transferida para a bateria (3) por meio do fluido de trabalho. O material de armazenamento estoca o calor até se derreter (fusão do PCM) completamente. A bateria está então carregada termicamente. Esse processo acontece no circuito *I*.
2. **Período sem Sol:** nessa situação, usa-se o circuito *II*. O calor estocado no acumulador é transferido para o condensador (4), no qual é depositada a panela, por meio do fluido de trabalho. Dentro da bateria, observa-se a cristalização (solidificação) do PCM que corresponde à descarga.

4.1.2 Solução n°2

A segunda configuração do fogão solar do tipo indireto é apresentada na Figura 21. A descrição dos componentes é evidenciada na Tabela 10.

Figura 21 – Esquema da configuração n°2.



Fonte: Autor.

Tabela 10 – Descrição dos elementos da solução n°2

| Componentes | |
|-------------|--|
| Número | Nome |
| 1 | Concentrador solar cilindro-parabólico |
| 2 | Tubo absorvedor |
| 3 | Bateria térmica |
| 4 | Bomba de circulação |
| 5 | Válvula de bloqueio |
| 6 | Válvula de bloqueio |
| 7 | Redutor de pressão |

Fonte: Autor.

O funcionamento das configurações é análogo com duas diferenças fundamentais: primeira, a arquitetura da solução n°1 contém dois circuitos, enquanto a solução n°2 possui somente um. A segunda diferença envolve o processo de descarga. A operação de cozimento na solução n°1 é realizada por meio do condensador que é por sua vez alimentado pelo circuito II, enquanto na solução n°2, a mesma é efetuada por contato direto (transferência de calor por condução entre o PCM e a panela).

4.1.3 Tomada de decisão

A aprovação de uma das duas configurações é realizada segundo a metodologia de avaliação proposta na Seção 3.1. Os resultados obtidos são evidenciados na Tabela 11. O total de ponderação dos critérios é de 36,36 % e de 72,72 %, respectivamente, para as soluções n°1 e n°2. Assim o modelo geométrico proposto na solução n°2, é o mais viável e adequado com um maior porcentagem do critério Facilidade de uso.

Tabela 11 – Resultados de avaliação dos critérios.

| - | Ponderação (%) | |
|-----------------------------|----------------|-------------|
| | Solução n°1 | Solução n°2 |
| 1. Custo de realização | 9,09 | 18,18 |
| 2. Flexibilidade geométrica | 0 | 9,09 |
| 3. Facilidade de uso | 18,18 | 36,36 |
| 4. Facilidade de manutenção | 9,09 | 0 |
| 5. Performance | 0 | 9,09 |
| Total | 36,36 | 72,77 |

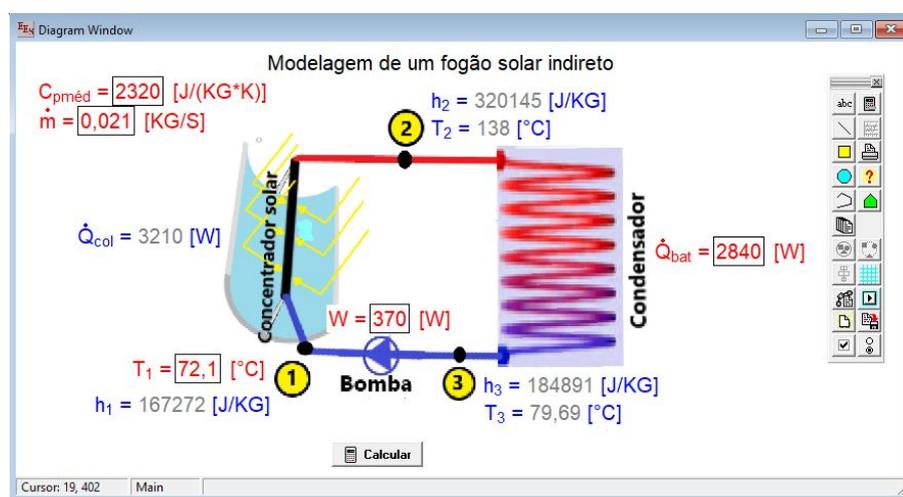
Fonte: Autor.

4.2 Modelagem termodinâmica

O estudo termodinâmico do sistema é o primeiro passo para modelagem do fogão solar. Para tanto, esta análise baseou-se nos resultados experimentais de [Sharma et al. \(2009\)](#). Os autores conseguiram cozinhar o almoço e o jantar e manter um excedente de energia para o dia seguinte. Durante a pesquisa documental, este trabalho foi identificado como o mais satisfatório em relação aos dados qualitativos e quantitativos quando se trata dos fogões solares do tipo indireto com armazenamento térmico de energia. Desse trabalho, foram basicamente usadas a quantidade de energia líquida necessária a estocar na bateria, para cozinhar em um dia inteiro (café da manhã, almoço e jantar) e a temperatura de entrada do fluido no coletor

solar. A quantidade total de energia é dada em Joule (J) e o cálculo da taxa de transferência de calor é obtida dividindo-se a quantidade de energia diária necessária pelo tempo de carga. Supondo que a bomba é ligada das 8h00 a 13h00, chega-se a 5H como duração de carga. Dessa maneira, a taxa de transferência de calor é de 2840 W. O esquema da modelagem termodinâmica da configuração escolhida é apresentado na Figura 22, assim como os parâmetros e variáveis termodinâmicos de entrada (em vermelho) e de saída (em azul).

Figura 22 – Modelagem termodinâmica do fogão solar do tipo indireto realizada com o Software EES.



Fonte: Autor

Nesta etapa da modelagem termodinâmica, as propriedades do fluido de trabalho nos pontos 1, 2 e 3 são os mais importantes. Observa-se uma entalpia de 167.236 J/Kg do fluido na entrada do coletor (ponto 1) que aumenta até 320.109 J/Kg (ponto 2) por causa do ganho energético devido a irradiação solar. No ponto 3, a entalpia diminuiu até 184.855 J/Kg por causa do calor cedido para a cocção.

O trabalho de referência fornece os dados experimentais em vários pontos do sistema. A verificação dos resultados obtidos, consistiu em comparar as propriedades termodinâmicas em cada ponto do sistema. Observou-se uma equivalência das propriedades nos referidos pontos. Desse modo, por meio de método experimental (trabalho de referência) de um lado e por método teórico e numérico (presente trabalho) de outro lado, obtém-se resultados iguais. Conseqüentemente os resultados

obtidos e o método teórico empregado no presente trabalho são realistas e válidos.

4.3 Análise térmica e óptica do concentrador solar

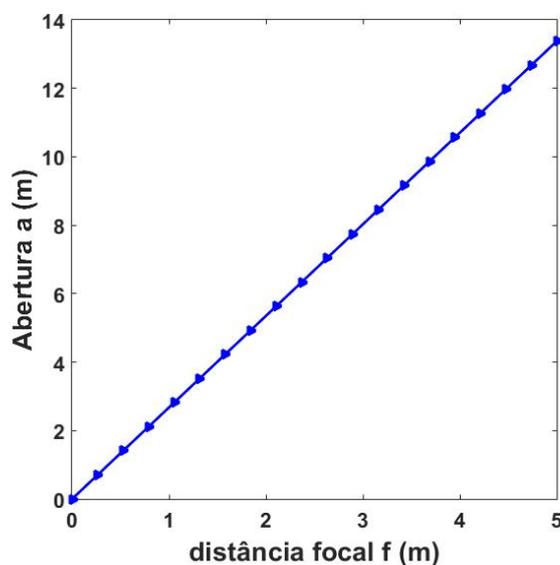
Desde que as trocas energéticas nos constituintes e as propriedades termodinâmicas em cada ponto do sistema são conhecidas, o dimensionamento de cada componente pode ser iniciado. Para dimensionar o concentrador solar, foi imposta a temperatura de entrada usada na modelagem termodinâmica. As dimensões e parâmetros do concentrador solar foram obtidos de tal sorte que, usando os dados meteorológicos (irradiação, velocidade do vento, entre outros), a taxa de transferência e a temperatura de saída do coletor sejam no mínimo iguais às encontradas na análise termodinâmica. Desta forma, o coletor possuirá uma potência maior de geração de energia, com o propósito de compensar as perdas antrópicas.

4.3.1 Análise óptica e geométrica do concentrador solar

O estudo óptico e geométrico de um concentrador solar é uma etapa crucial no desenvolvimento de um projeto de construção de energia térmica solar. Essa fase de modelagem permite a otimização do desempenho do coletor e uma correlação conveniente dos parâmetros geométricos e ópticos. A análise consiste em relacionar os parâmetros geométricos e ópticos como o razão de concentração, o ângulo de borda, a distância focal e a abertura, otimizando-os a fim de obter um concentrador solar opticamente e termicamente eficiente. Diante disso foi desenvolvido um método teórico com argumentação matemática para descobrir esses parâmetros. A abertura e a distância focal são relacionadas na Figura 23.

Denota-se uma relação linear entre essas duas variáveis. O aumento da distância focal proporciona um acréscimo da abertura do concentrador. Desse modo é razoável expressar explicitamente as demais variáveis em função do quociente f/a . Assim, quando for por exemplo expressar o ângulo de borda em função de f/a atribuindo valores a a e f , pode-se descobrir os ângulos de borda admissíveis, como mostrado na Figura 24. Observa-se um decréscimo do ângulo de borda a partir do seu valor máximo, à medida que a distância focal aumenta. Um critério de decisão se torna necessário para poder fixar os valores de f e φ_r ideais. O fator de

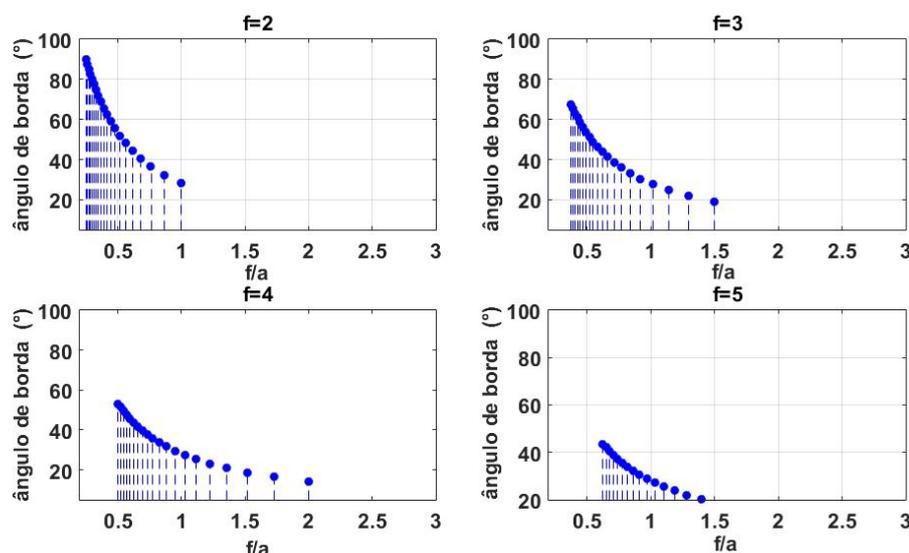
Figura 23 – Relação entre a abertura e a distância focal.



Fonte: Autor.

concentração é uma variável que correlaciona as características geométricas e ópticas do coletor e também o comportamento térmico do concentrador solar (Equações 3.9, 3.10 e 3.31). Por conseguinte, foi empregada essa variável como critério para determinar os parâmetros que irão otimizar o desempenho do concentrador. A Figura 25 indica que a partir de um ângulo de borda de 80° , pode-se atingir um fator de concentração máximo de 68,30. Voltando à Figura 24, 80° pode ser obtido somente impondo uma distância focal igual a 2 m. Assim foi obtido os dados geométricos e ópticos para os quais o fator de concentração é máximo. A fim de apreciar o funcionamento do coletor na sua globalidade, foi modelado por meio do software Soltrace o desempenho óptico do concentrador e a distribuição do fluxo de calor ao redor do tubo absorvedor (Figura 26 e 27) com base nos dados obtidos da análise óptico-geométrica precedente.

A incidência dos raios solares no coletor é apresentada na Figura 26. Percebe-se uma convergência de um número importante de raios em direção do tubo absorvedor. O fluxo de calor é repartido de maneira simétrica ao redor do tubo absorvedor com uma concentração uniforme de 70,77 % como apresentado na Figura 27. Um resumo dos dados de simulação assim que os resultados são exibidos

Figura 24 – Variação do ângulo de borda em função de f/a .

Fonte: Autor.

na Tabela 12. .

Tabela 12 – Dados de simulação e resultados obtidos após a simulação.

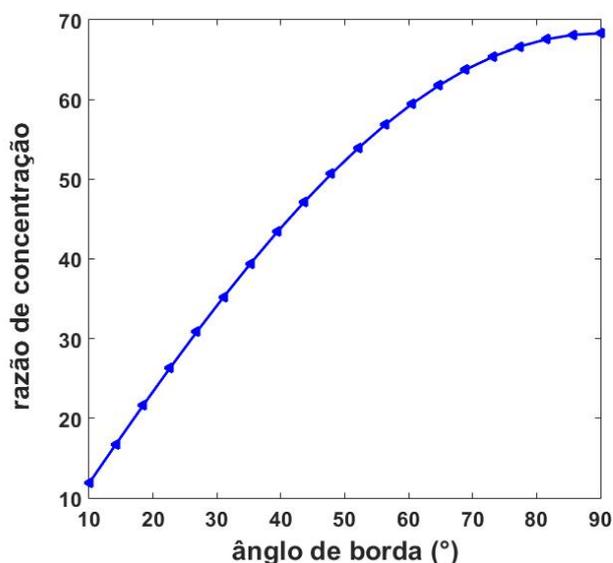
| Dimensão | Valor | Resultados | |
|--------------------------|-------|----------------------------|------------------|
| Ângulo de borda | 80° | Potência por raio | 5,47768 W/m^2 |
| Distância focal | 2 (m) | Pico do fluxo | 105.697 W/m^2 |
| Fator de concentração | 68,30 | Fluxo médio | 39.993 W/m^2 |
| Diâmetro externo do tubo | 0,027 | Uniformidade | 70,7701 % |
| Fator de absorção | 0,94 | Incerteza do fluxo médio | +/- 0,721613 % |
| Coef. de transmissão | 0,945 | Incerteza do pico do fluxo | +/- 15,8114% |
| Coef. de refletividade | 0,9 | Fluxo Sigma | 28.339,1 W/m^2 |

Fonte: Autor.

4.3.2 Análise térmica

A temperatura de saída e a irradiação solar durante o dia são apresentadas na Figura 28. Os picos da temperatura e da irradiação solar foram atingidos em torno de 12H. A temperatura máxima é cerca de 163,45 °C, que é claramente maior que a encontrada na Seção 4.2. Além disso, esta temperatura é obtida com

Figura 25 – Variação da razão de concentração em função do ângulo de borda.

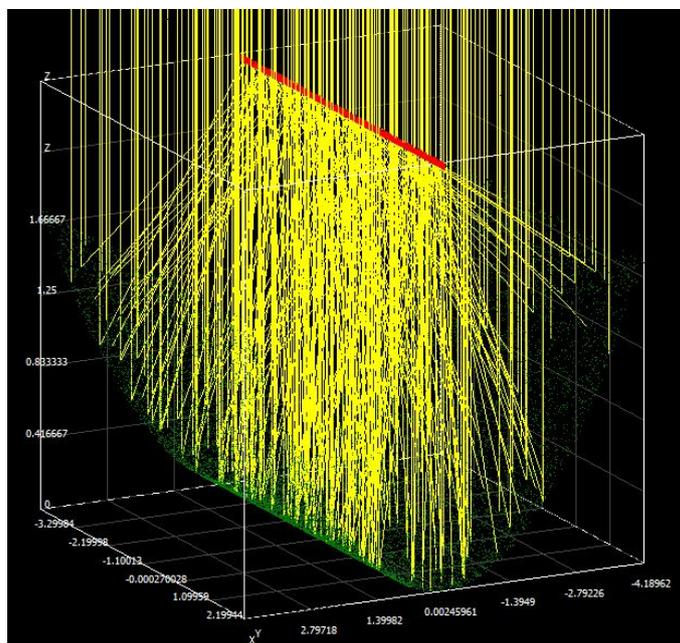


Fonte: Autor.

uma irradiação ligeiramente superior a média da irradiação diária. De fato, há um intervalo de confiança que garante que o concentrador é capaz de gerar a energia térmica acima de $138\text{ }^{\circ}\text{C}$ (temperatura obtida na modelagem termodinâmica), em torno da irradiação média. A irradiação solar e a potência útil produzida pelo concentrador solar é evidenciada na Figura 29. A potência líquida produzida é bem maior que 3210 W (Potência obtida na modelagem termodinâmica) a partir das 10H. Esta hora corresponde à irradiação média. As características geométricas e termo-físicas usadas nas simulações, são apresentadas na Tabela 13.

A eficiência intrínseca do concentrador solar cilindro-parabólico em função da diferença de temperatura reduzida, operando em condições climáticas de Fortaleza é apresentada na Figura 30. Usou-se a média da irradiação direta. O ponto de intercessão da curva com o eixo vertical é o ponto de maior eficiência (70 %), que relata o momento em que a temperatura do fluido de trabalho é igual a temperatura do meio ambiente. O comportamento decrescente da reta, traduz a diminuição da eficiência a medida que a temperatura do fluido de trabalho se afasta da temperatura do meio ambiente, quando a irradiação é fixada a seu valor médio ($554,33\text{ W}/\text{m}^2$). Por mais que a curva seja decrescente, é muito importante

Figura 26 – Incidência solar no concentrador obtido por simulação com o Software Soltrace.



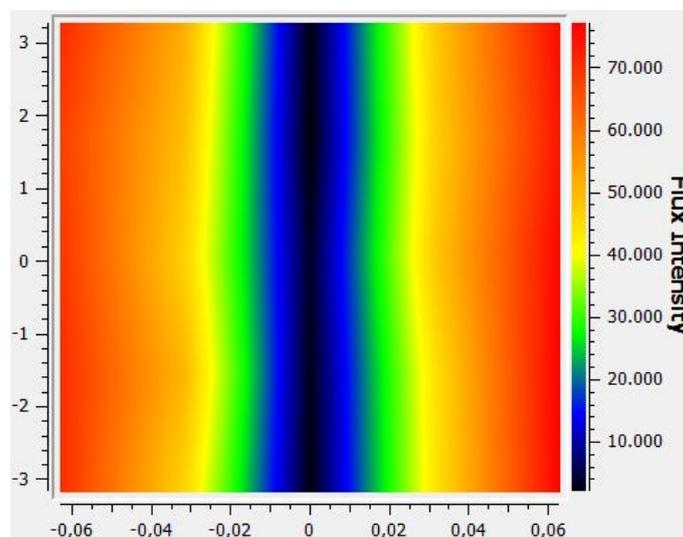
Fonte: Autor.

salientar que o concentrador permanece eficiente mesmo funcionando a $163,45\text{ }^{\circ}\text{C}$ (Temperatura de saída do concentrador solar). O comportamento térmico do concentrador ao variar a vazão mássica é indicado na Tabela 14. Os valores mencionados na Tabela 14 correspondem ao meio dia.

A vazão do fluido no coletor é inversamente proporcional à temperatura de saída do fluido, isto é, quanto menor é a vazão, maior é a diferença de temperatura. Isso explica o fato de quanto mais lento for o escoamento no absorvedor, mais irradiação o fluido recebe, e conseqüentemente o ganho de energia ao longo do tubo é maior. A eficiência ficou praticamente constante (69,75 % em média). Por outro lado, as perdas de calor para o meio ambiente cresceram à medida que a temperatura se afasta do meio ambiente. Os coletores solares cilindro-parabólicos, além de serem eficientes a baixa temperatura, se mostram eficazes nas aplicações de alta temperatura (cerca de $500\text{ }^{\circ}\text{C}$).

As análises optico-geométrica e térmica efetuadas nas Seções 4.3.1 e 4.3.2 respectivamente, conduziram ao dimensionamento do concentrador cilindro do

Figura 27 – Densidade de fluxo no contorno do absorvedor.



Fonte: Autor.

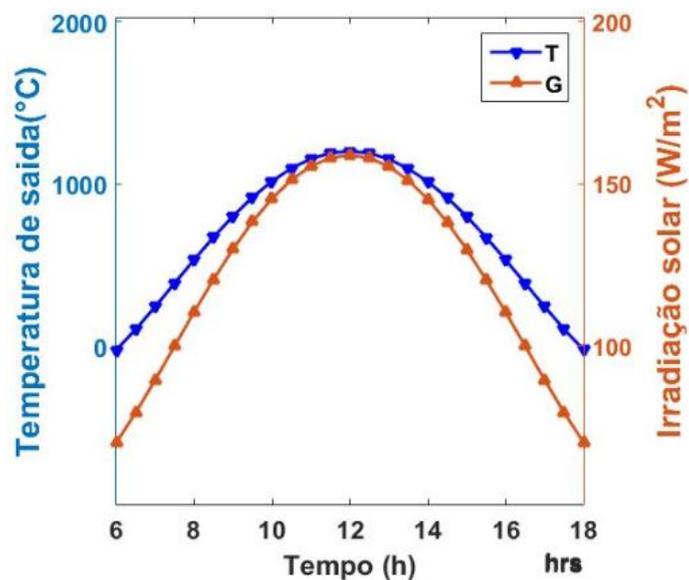
ponto de vista térmico, geométrico e óptico.

4.4 Modelamento da unidade de armazenamento térmico de energia

4.4.1 Dimensionamento da bateria térmica

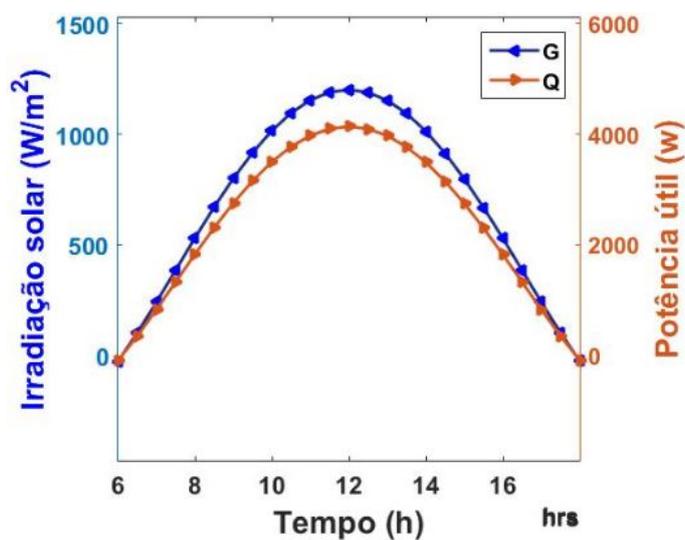
O dimensionamento da unidade de armazenamento consiste em determinar a quantidade de energia a estocar em um dia, o volume do PCM necessário, e as temperaturas críticas de operação. Usou-se o modelo matemático do "Problema de Stefan" resolvido na Seção 3.4.5 e alguns dados experimentais obtidos por [Sharma et al. \(2009\)](#). De acordo com os resultados de dimensionamento do concentrador solar, o fluido de trabalho que penetra no trocador de calor pode oscilar no intervalo entre $163,45\text{ }^{\circ}\text{C}$ e $500\text{ }^{\circ}\text{C}$ ao variar a vazão. A determinação do volume do PCM é realizada impondo uma temperatura de $400\text{ }^{\circ}\text{C}$ nas fronteiras do trocador de calor e escolhendo $51,1\text{ MJ}$ como quantidade de energia a armazenar. Os gráficos da posição da fronteira de mudança de fase e de distribuição da temperatura no PCM durante a carga são apresentados respectivamente nas Figuras 31a e 31b.

Figura 28 – Variação da irradiação solar e a temperatura de saída durante o dia.



Fonte: Autor.

Figura 29 – Variação da potência útil e a irradiação solar no decorrer do dia.



Fonte: Autor.

Ao impor a temperatura da superfície da parede do tubo no valor especificado de $T_H = 400 \text{ }^\circ\text{C}$, a temperatura aumenta gradualmente no interior do PCM a medida que o calor penetra no fundo, como evidenciada na Figura 31b. Recorde que, nos instantes iniciais (entre 0 e 30min), apenas as primeiras camadas circundantes

Tabela 13 – Parâmetros geométricos e termo-físicos do concentrador cilindro-parabólico.

| Parâmetros | Valores | Unidades |
|------------------------------------|---------|-------------------|
| <i>Dados meteorológicos</i> | | |
| Velocidade média do vento | 7,5 | m/s |
| Densidade do ar | 1,232 | kg/m ³ |
| Temperatura de céu | 8,1 | °C |
| Temperatura média do meio ambiente | 28 | °C |
| <i>Sistema óptico</i> | | |
| Área do coletor | 5 | m ² |
| Emissividade | 0,91 | - |
| Refletividade | 0,90 | - |
| Fator de Absorção | 0,96 | - |
| Fator de Transmissão | 0,963 | - |
| Fator de Intercessão | 0,845 | - |
| <i>Absorvedor</i> | | |
| Área | 0,4239 | m ² |
| Diâmetro interno | 0,025 | m |
| Diâmetro externo | 0,027 | m |
| Comprimento | 3 | m |
| <i>Cobertura de vidro</i> | | |
| Diâmetro interno | 0,038 | m |
| Condutividade térmica | 1,4 | W/(m.K) |
| Diâmetro externo | 0,04 | m |
| <i>Fluido de trabalho</i> | | |
| Calor específico | 2.319,5 | J/(Kg.K) |
| Vazão mássica do fluido | 0,021 | Kg/s |

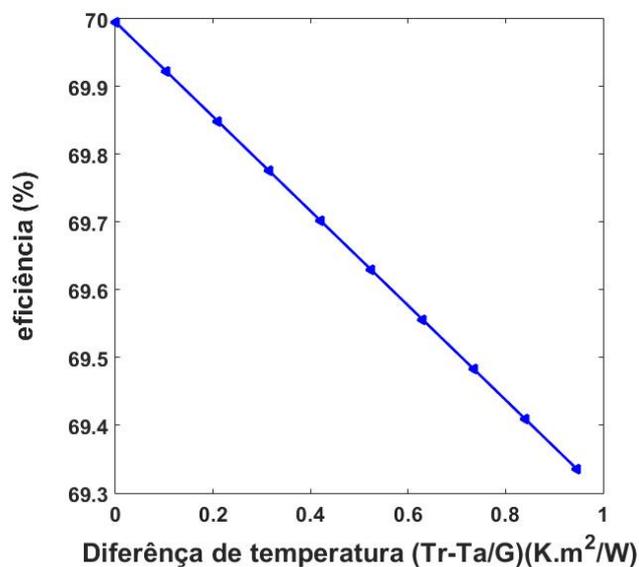
Fonte: Autor.

Tabela 14 – Desempenho do concentrador solar em função da vazão mássica.

| Vazão Mássica (kg/s) | Temperatura de saída (°C) | Eficiência(%) | Coef. De Perda de calor W/m ² .K |
|----------------------|---------------------------|---------------|---|
| 0,121 | 177,02 | 69,97 | 0,11 |
| 0,100 | 272,73 | 69,92 | 0,38 |
| 0,006 | 394,53 | 69,87 | 1,11 |
| 0,004 | 546,73 | 69,23 | 2,96 |

Fonte: Autor.

Figura 30 – Eficiência do coletor concentrador.



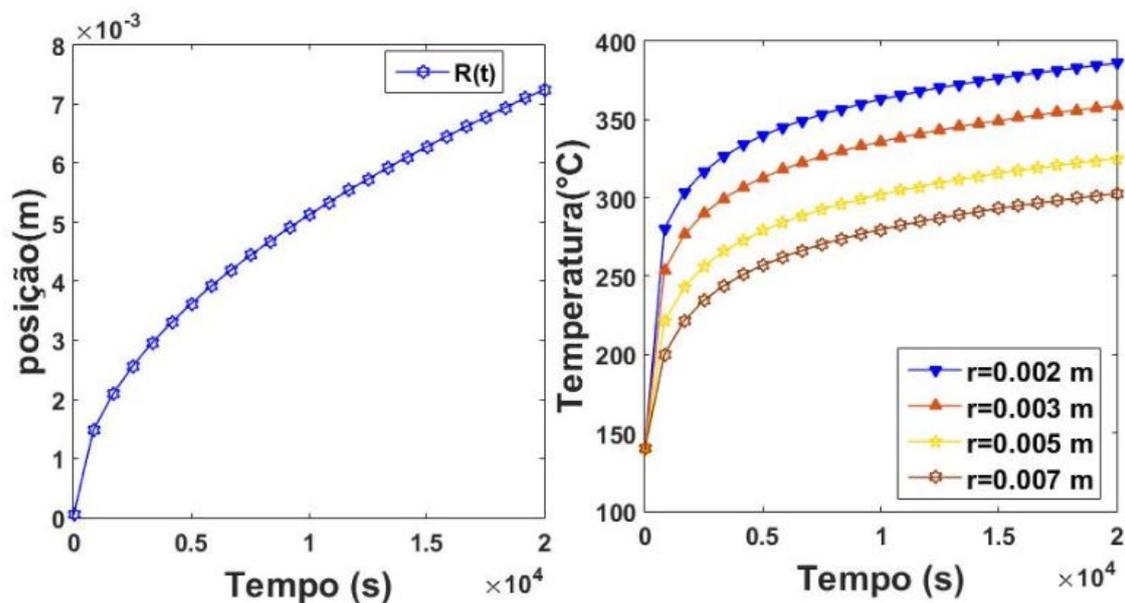
Fonte: Autor.

o tubo do trocador de calor são afetadas pela transferência de calor. Além disso o gradiente de temperatura diminui nas profundidades do material de armazenamento e a temperatura tende para um valor estável de aproximadamente $400\text{ }^{\circ}\text{C}$. Desse modo, é evidente que para aproveitar do potencial energética do PCM, é preciso delimitar uma espessura do PCM muito próxima do trocador de calor na qual o gradiente de temperatura será maior. Essa espessura é determinada impondo uma temperatura de $300\text{ }^{\circ}\text{C}$ que o PCM deve alcançar para obter uma carga energética diária de $51,1\text{ MJ}$ depois de um tempo de carga de $5H$. Nessas condições, foram obtidas as espessuras de $0,002\text{ m}$, $0,003\text{ m}$ e $0,005\text{ m}$ a partir da Figura (31b). Na prática, uma espessura de $0,002\text{ m}$ ou $0,003\text{ m}$ aumenta a câmara de cozimento longitudinalmente, a qual proporciona uma panela maior na altura. Sendo que isso é indesejável, foi escolhido a espessura de $0,005\text{ m}$.

A velocidade da frente de mudança de fase cresce subitamente nos primeiros instantes como indicado na Figura 31, e a partir de meia hora, a evolução é mais lenta em profundidade.

A descarga do material de armazenamento é o processo inverso da carga observado na Figura 31b. Esta foi obtida considerando as mesmas condições de

Figura 31 – a) Posição da frente de mudança de fase durante a fusão. b) Distribuição da temperatura no PCM durante a fusão (carga), com $R_t = 0,015$.



Fonte: Autor

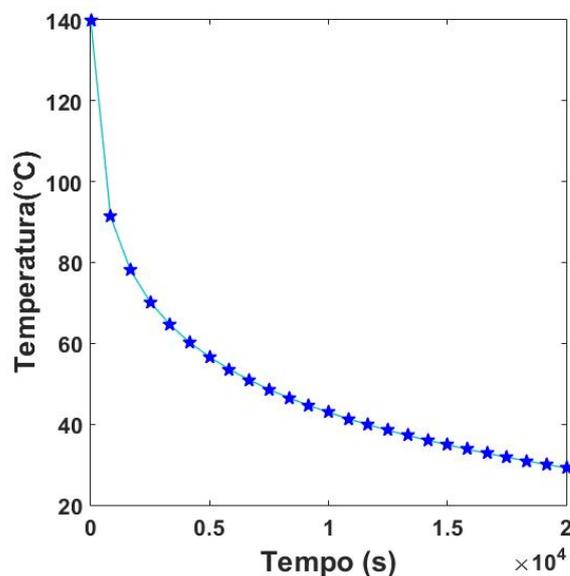
dimensionamento durante o processo de carga, exceto o fato de que, ao colocar a panela na câmara de cozimento, esta se encontra inicialmente na temperatura do meio ambiente. Por esse motivo, uma nova condição de Dirichlet foi especificada na parede da câmara de cozimento a $T_H = 28 \text{ }^\circ\text{C}$ (temperatura do meio ambiente). Por conseguinte o calor é fornecido à comida com uma diminuição rápida da temperatura da camada mais próxima da parede da panela como mostrado na Figura 32. Ao decorrer do tempo, a temperatura diminui até atingir um valor equivalente à temperatura do meio ambiente.

4.5 Recapitulação dos parâmetros e análise global da resposta do sistema

Um resumo dos parâmetros ótimos relevantes do fogão solar do tipo indireto com armazenamento térmico de energia é apresentado na Tabela 15.

Para avaliar a capacidade de geração de energia térmica pelo coletor e o

Figura 32 – Comportamento da temperatura durante a solidificação do PCM (Descarga).



Fonte: Autor

armazenamento térmico de energia pelo acumulador, foi exibida na Tabela 16 uma relação entre a área de recepção do concentrador, a potência do concentrador e a energia total armazenada. Os valores obtidos se referem a uma temperatura de saída de 163,45 °C com uma irradiação média equivalente a 554,3361 W/m². Os dados da Tabela 16 relatam que quanto maior for a área do concentrador, maior são a potência gerada e a quantidade de energia armazenada por uma irradiação média. A comparação do desempenho do trabalho de referência com o do protótipo projetado é apresentada na Tabela 17. A eficiência real do sistema dimensionado é de 42,27 %. Esse valor foi obtido dividindo a potência de carga do sistema pela potência incidente no concentrador. Recorde que a eficiência do sistema pode diminuir por causa das flutuações climáticas, desde que a fonte de energia é o Sol. O bom desempenho do protótipo em relação ao modelo de referência é devido em maior parte ao fluido de trabalho usado, ao PCM, e ao concentrador solar. Na prática, pode se usar óleos vegetais como foi o caso de Coccia et al. (2017) que usou óleo de amendoim como fluido de trabalho.

O sistema de fogão solar do tipo indireto com armazenamento térmico de

Tabela 15 – Dados técnicos do fogão solar projetado.

| Concentrador solar | | Unidade de armazenamento | |
|------------------------|---|---|----------------------------|
| Características | Valores (S.I) | Características | Valores (S.I) |
| Fator de concentração | 68,30 | Quantidade total de Energia | 51,1 MJ |
| Distância focal | 2 m | Espessura entorno do trocador | 0,05 m |
| Ângulo de borda | 80°C | Volume do PCM | 0,0207m ³ |
| Temperatura de saída | 163,54 °C – 500 °C ao variar a vasão | Temperatura máxima de operação | 300°C |
| Comprimento do coletor | 4m | Quantidade total de Energia por unidade de volume (P.U.V) | 2.476,86MJ.m ⁻³ |
| Área de recepção | 5m ² | Taxa de carga | 2.840 W |
| Diâmetro do absorvedor | 0,027 m | - | - |
| Potência | 3.210 W | - | - |
| Bomba | | Fluido de trabalho | |
| Potência da bomba | 370 W | Temperatura de transferência de calor admissível | 300°C |

Fonte: Autor.

Tabela 16 – Relação entre a área de recepção do concentrador, a potência do concentrador e a energia total armazenada.

| Área A_0 (m ²) | Potência útil Q_u (W) | Energia armazenada (MJ.m ⁻³) |
|------------------------------|-------------------------|--|
| 2 | 14.241 | 1.077,6022 |
| 4 | 28.491 | 1997,5593 |
| 6 | 42.741 | 2.507,2993 |
| 8 | 56.991 | 2.535,1484 |
| 10 | 71.242 | 2.697,5498 |

Fonte: Autor.

Tabela 17 – Comparação dos resultados do trabalho de referência com o do protótipo dimensionado.

| Variáveis/elemento de comparação | Trabalho de referência | Protótipo dimensionado |
|----------------------------------|-------------------------------------|--|
| Temperatura de saída do coletor | 135,8 °C | 163,54 °C – 500 °C ao variar a vasão |
| Energia armazenada | 32,3 MJ | 51,1 MJ |
| Tempo de carga | 7 h | 5 h |
| Coletor usado | Coletor solar plano a tubo evacuado | Concentrador solar cilindro parabólico |
| Eficiência | 15,7 – 21,9 (%) | 42,27 (%) |
| Fluido de trabalho | Água | HTO 21 (óleo térmico) |

Fonte: Autor.

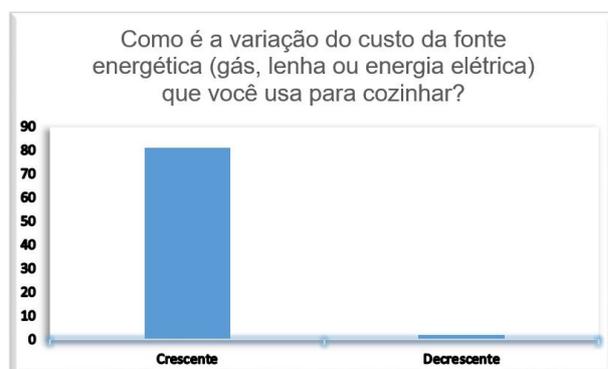
energia modelado e dimensionado no presente trabalho apresenta características diferenciadas em relação aos fogões solares do mesmo tipo nos seguintes aspectos:

- O fogão solar possui um sistema de coleta de raios solares de concentração (concentrador solar cilindro-parabólico) que possibilita uma geração de energia eficiente termicamente e de alta temperatura em comparação com os coletores solares planos a tubo evacuado usados nos trabalhos encontrados na literatura. Até 400 °C, o concentrador tem uma eficiência de 69,75 % enquanto a partir de 130 °C os coletores planos possuem uma eficiência menor a 60 % (DUFFIE; BECKMAN, 2013).
- O meio de armazenamento usado é uma mistura de sais que estoca a energia por calor latente. Essa técnica de estocagem é geralmente utilizada nas usinas solares térmicas (CSP). Este PCM pode ser reciclado após a sua vida útil. Além disso, é um composto não tóxico em comparação com os PCM's sintetizados como Acetilamina, Eritritol e hexa hidrato de magnésio que são comumente empregados.
- A configuração do dispositivo é escolhida de tal forma que o usuário possa ter uma facilidade de uso, e interagir eficazmente com o fogão solar. Além disso a geometria da unidade de armazenamento garante um isolamento térmico a fim de minimizar as perdas térmicas.

4.6 Opiniões do público sobre o dispositivo

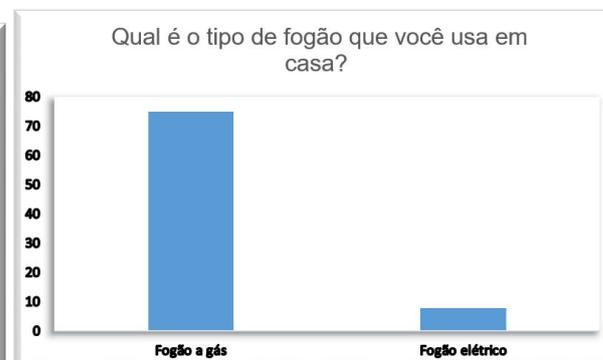
Os resultados do requerimento realizado por meio de Google Formulário são apresentados nessa seção. Foram 83 respondentes no total. Os questionários assim que as respostas dos participantes são relatados graficamente (Figuras 33-38). Algumas apreciações e críticas foram igualmente recebidas durante a investigação. Estas são disponíveis no apêndice. Por razões de privacidade a divulgação dos resultados são anônimos.

Figura 33 – Variação energética no setor do cozimento domiciliar.



Fonte: Autor.

Figura 34 – Quantidade de fogão usado por categoria.



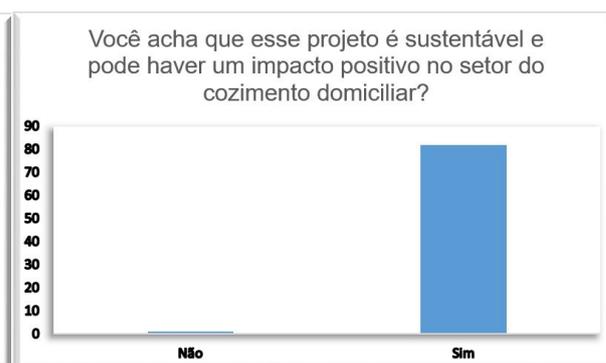
Fonte: Autor

Figura 35 – Pessoas que já ouviram falar de um fogão solar.



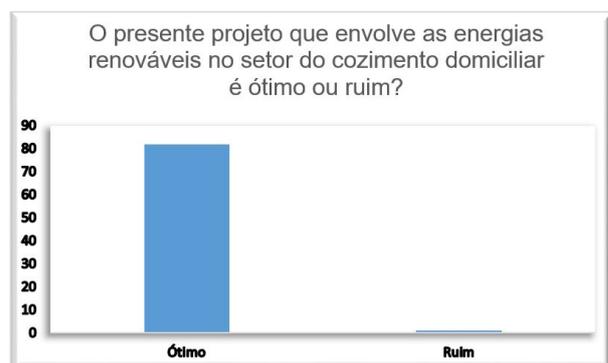
Fonte: Autor.

Figura 36 – Opinião sobre o impacto do projeto.



Fonte: Autor.

Figura 37 – Apreciação da qualidade do projeto.



Fonte: Autor.

Figura 38 – Pessoas que vão aceitar adquirir o fogão solar.



Fonte: Autor.

5 Conclusão

Neste trabalho foi modelado e simulado um protótipo de fogão solar domiciliar do tipo indireto com unidade de armazenamento térmico de energia, possibilitando a cocção dos alimentos em tempo nublado e a noite. O fogão solar dimensionado é capaz de realizar as três refeições do dia (café da manhã, almoço e jantar). O estudo engloba os aspectos tanto estrutural quanto matemático do protótipo para cumprir às exigências da população em termo de cozimento domiciliar. Para isso, uma metodologia de pesquisa científica foi previamente elaborada. Esse método visa descobrir por meio de pesquisa exploratória qualitativa e quantitativa, uma resposta conveniente à questão do cozimento domiciliar por sistema de fonte renovável e sustentável.

Uma primeira análise consistiu em determinar criteriosamente, uma configuração de fogão solar indireto que se enquadra à demanda do usuário. Na mesma óptica, foi selecionado a configuração ideal com um maior porcentagem (36,36 %) no critério facilidade de uso. Depois, iniciou-se a fase da modelagem com um estudo termodinâmico em regime permanente por meio do software EES, para computar as trocas energéticas do sistema com as vizinhanças e também conhecer as propriedades termodinâmicas em cada ponto do sistema. Observou-se uma potência líquida de geração do concentrador equivalente a 3.210 W enquanto a transferência de calor no trocador de calor se efetua com uma potência de 2.840 W . Em seguida, os componentes foram modelados e dimensionados individualmente.

O cálculo do concentrador solar foi realizado usando o software Soltrace afim de otimizar os parâmetros ópticos e geométricos. Assim foi obtido uma distância focal de 2 m ; um ângulo de borda de 80° ; um fator de concentração de 68,30. O fluxo de calor é repartido simetricamente ao redor do tubo absorvedor com uma concentração uniforme de 70,77 %. A bateria térmica foi simulada usando uma mistura de sais considerada como um material de mudança de fase (PCM). O acumulador foi projetado para um tempo total de 5h de carga, sendo capaz de armazenar $2.476,86\text{ MJ.m}^{-3}$. O desenvolvimento do fogão solar foi realizado levando

em consideração as condições meteorológicas (irradiação, velocidade, vento, etc..) da cidade de Fortaleza. Os dados de irradiação usados para o dimensionamento do sistema são obtidos em um dia ensolarado com pico de irradiação aproximadamente igual a 1.200 W.m^{-2} . Apesar de o verão dura o ano todo em Fortaleza, recomenda-se usar um fogão convencional de apoio em dois dias nublados seguidos.

Para o dimensionamento de um fogão solar do tipo indireto usando um PCM como material de armazenamento térmico de energia, sugere-se a seguinte metodologia

- Definir o local de implantação do sistema. Mediante uma pesquisa de campo, recolher as opiniões do público beneficiário, no âmbito de projetar um fogão solar que se adapta, do ponto de vista estrutural e do modo de uso ao usuário.
- Selecionar os elementos que irão constituir o fogão solar. O coletor deve se adequar ao tipo de fogão solar a construir. A escolha do PCM pode ser realizada de acordo com as prescrições indicadas na Tabela 3.
- Com base nos dados climáticos do local, realizar uma análise termodinâmica do sistema, tendo como referência os resultados experimentais de trabalhos já publicados. Através de uma decisão de engenharia, determinar se a energia total que se quer armazenar pode ser realmente produzida pela irradiação solar do local de implantação.
- Por meio de uma análise térmica e óptica, dimensionar o coletor solar de tal forma que o fluxo de calor incidente no absorvedor e a temperatura de saída possa garantir o carregamento do acumulador térmico.
- Simular a unidade de armazenamento afim de prever o comportamento térmico, para posteriormente, determinar medidas convenientes ao isolamento térmico. Dessa forma a transferência de calor para a comida torna-se eficaz, e as perdas térmicas serão minimizadas. O volume do PCM, o tamanho da unidade de armazenamento assim como as características importantes podem ser determinadas nessa etapa.

- Por fim escolher convenientemente os materiais para construção do fogão solar em tamanho real.

De acordo com os resultados do requerimento, observa-se que os fogões solares são benéficos economicamente e sustentavelmente para uma grande maioria da população, principalmente as da baixa renda. Apesar de as fontes energéticas de cozimento atuais sejam dispendiosas e poluentes, cerca de 70 % não são informados da existência de tal dispositivo solar, e portanto ignoram seus benefícios ecológicos e sociais no setor do cozimento. Eis os desafios que podem suscitar pesquisas futuras nessa linha para estender a matriz energética limpa e conscientizar a população.

5.1 Trabalhos futuros

Tendo em vista a complexidade do sistema e o prazo limitado para realização do trabalho, alguns aspectos fundamentais não foram abordados. Sugere-se como trabalhos futuros

- Um estudo aprofundado do comportamento do material de armazenamento resolvendo numericamente as equações de transporte (massa, momentum e energia).
- Desenvolver o mesmo protótipo integrando várias bocas para cozimento, possibilitando assim, a preparação de vários pratos ao mesmo tempo.
- Melhorar a interface humano-máquina por meio de automação do sistema.
- Analisar termicamente o PCM pelo método da calorimetria diferencial por varredura (DSC).

Referências

- ABRAMOWITZ, M.; STEGUN, I. A. *Handbook of mathematical functions: with formulas, graphs, and mathematical tables*. [S.l.]: Courier Corporation, 1965. v. 55.
- AMELIN, D.; SOURIAU, C. *Fabrication de cuiseurs et de séchoirs solaires*. [S.l.]: CTA, 2014.
- ARAMESH, M. et al. A review of recent advances in solar cooking technology. *Renewable energy*, Elsevier, 2019.
- BALAJI, K.; INIYAN, S.; SWAMI, M. V. Exergy, economic and environmental analysis of forced circulation flat plate solar collector using heat transfer enhancer in riser tube. *Journal of cleaner production*, Elsevier, v. 171, p. 1118–1127, 2018.
- BRONZATTI, F. L.; NETO, A. I. Matrizes energéticas no brasil: cenário 2010-2030. *Encontro Nacional de Engenharia de Produção*, v. 28, p. 13–16, 2008.
- BROOK, R. Solid edge's goal seek: The next best thing to hindsight (on the edge solid edge tutorial). *Oct*, v. 1, p. 3, 2007.
- CARVALHO, I. M. S. Dimensionamento de um sistema de teto arrefecido integrando materiais de mudança de fase. 2013.
- ÇENGEL, Y. A.; GHAJAR, A. J. *Transferência de Calor e Massa*. [S.l.]: Amgh Editora, 2009.
- CHAUDHARY, A.; KUMAR, A.; YADAV, A. Experimental investigation of a solar cooker based on parabolic dish collector with phase change thermal storage unit in indian climatic conditions. *Journal of Renewable and Sustainable Energy*, AIP, v. 5, n. 2, p. 023107, 2013.
- CLIENTS, A. Hto 21. p. 9–10, 2010.
- COCCIA, G. et al. Design, manufacturing, and test of a high concentration ratio solar box cooker with multiple reflectors. *Solar Energy*, Elsevier, v. 155, p. 781–792, 2017.
- CUCE, P. M. Box type solar cookers with sensible thermal energy storage medium: A comparative experimental investigation and thermodynamic analysis. *Solar Energy*, Elsevier, v. 166, p. 432–440, 2018.

- DA, Da, estudo numérico and de, mudança and de, fase. 2015. Universidade Do Vale Do Rio Dos Sinos -Unisinos Unidade Acadêmica De Pesquisa E Pós-Graduação Programa De Pós Graduação Em Engenharia Mecânica.
- DASIN, D. Y.; ALIYU, A. S.; GODI, N. Y. Verification of the performance of parabolic concentrating solar cooker on some food stuffs cooked in bauchi—north east, nigeria. In: IEEE. *Renewable Energy Congress (IREC), 2015 6th International*. [S.l.], 2015. p. 1–5.
- DUFFIE, J.; BECKMAN, W. *Solar Engineering of Thermal Processes, 4th ed.* [s.n.], 2013. v. 116. 67 p. ISSN 01996231. ISBN 1118418123. Disponível em: <<http://books.google.com/books?hl=en&lr=&id=qkaWBrOuAEgC>>.
- ESTRÁZULAS, J. J. Estudo numérico da mudança de fase de pcms em cavidades cilíndricas. Universidade do Vale do Rio dos Sinos, 2015.
- EUGÈNE, H. G. Conception et étude technique d'une cuisinière solaire fonctionnant avec un fluide thermique couplé à un stockage à deux phases. 2007.
- FEDERAL, U. et al. c." / 4,. 1983.
- FONT, F. A one-phase stefan problem with size-dependent thermal conductivity. *Applied Mathematical Modelling*, v. 63, p. 172 – 178, 2018. ISSN 0307-904X. Disponível em: <<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0307904X18303056>>.
- GHODBANE, M.; BOUMEDDANE, B. Engineering design and optical investigation of a concentrating collector: Case study of a parabolic trough concentrator. *Journal of Fundamental and Applied Sciences*, University of El Oued, v. 10, n. 2, 2018.
- GONÇALVES, L. C. *Planejamento de energia e metodologia de avaliação ambiental estratégica: conceitos e críticas*. [S.l.]: Juruá, 2009.
- GUPTA, S. C. *The classical Stefan problem: basic concepts, modelling and analysis*. [S.l.]: Elsevier, 2003. v. 45.
- HARMIM, A. et al. Solar cooking development in algerian sahara: Towards a socially suitable solar cooker. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Elsevier, v. 37, p. 207–214, 2014.
- HEIDEMANN, L. A.; OLIVEIRA, Â. M. M. d.; VEIT, E. A. Ferramentas online no ensino de ciências: uma proposta com o google docs. *Física na escola*. São Paulo. Vol. 11, n. 2,(out. 2010), p. 30-33, 2010.

- HEREZ, A.; RAMADAN, M.; KHALED, M. Review on solar cooker systems: economic and environmental study for different lebanese scenarios. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Elsevier, v. 81, p. 421–432, 2018.
- HEREZ, A.; RAMADAN, M.; KHALED, M. Review on solar cooker systems: Economic and environmental study for different Lebanese scenarios. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, v. 81, n. February 2017, p. 421–432, 2018. ISSN 18790690.
- HIGHAM, D. J.; HIGHAM, N. J. *MATLAB guide*. [S.l.]: Siam, 2016. v. 150.
- HUSSEIN, H.; EL-GHETANY, H.; NADA, S. Experimental investigation of novel indirect solar cooker with indoor pcm thermal storage and cooking unit. *Energy conversion and management*, Elsevier, v. 49, n. 8, p. 2237–2246, 2008.
- IEA, I. E. A. World energy outlook 2019, oecd, paris, france, 2019, <https://www.iea.org/weo/>. OECD, p. Last accessed August 18, 2019, 2019.
- JAVIERRE, E. et al. A comparison of numerical models for one-dimensional stefan problems. *Journal of Computational and Applied Mathematics*, Elsevier, v. 192, n. 2, p. 445–459, 2006.
- JONSSON, T. *On the one dimensional Stefan problem: with some numerical analysis*. 2013.
- KALOGIROU, S. A. Solar thermal collectors and applications. *Progress in energy and combustion science*, Elsevier, v. 30, n. 3, p. 231–295, 2004.
- KALOGIROU, S. A. et al. Design and performance characteristics of a parabolic-trough solar-collector system. *Applied energy*, Elsevier, v. 47, n. 4, p. 341–354, 1994.
- KLEIN, S. A.; ALVARADO, F. Engineering equation solver. *F-Chart Software, Madison, WI*, v. 1, 2002.
- KUMAR, A.; PRAKASH, O.; KAVITI, A. K. A comprehensive review of scheffler solar collector. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Elsevier, v. 77, p. 890–898, 2017.
- MARTINEZ, F. F. *Beyond the classical Stefan problem*. Tese (Doutorado) — Doctoral Thesis, Applied Mathematics, Facultat de Matematiques I Estadistica . . . , 2014.
- MATHIEU, A. *Contribution à la conception et à l'optimisation thermodynamique d'une microcentrale solaire thermo-électrique*. Tese (Doutorado) — Université de Lorraine, 2012.

- MELO, A. V. d. *Projeto, construção e análise de desempenho de um forno solar alternativo tipo caixa a baixo custo*. Dissertação (Mestrado) — Universidade Federal do Rio Grande do Norte, 2009.
- MENDES, J. F. et al. Armazenamento de energia solar termica. LNEG, 2010.
- MURTY, V. et al. Evaluation of thermal performance of heat exchanger unit for parabolic solar cooker for off-place cooking. CSIR, 2007.
- NOMAN, M. et al. An investigation of a solar cooker with parabolic trough concentrator. *Case Studies in Thermal Engineering*, Elsevier, v. 14, p. 100436, 2019.
- OTTE, P. P. Solar cooking in Mozambique-an investigation of end-user's needs for the design of solar cookers. *Energy Policy*, Elsevier, v. 74, n. C, p. 366–375, 2014. ISSN 03014215. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.enpol.2014.06.032>>.
- PINHEIRO, P. C. d. C. Análise e testes de 4 fogões solares. In: 11TH BRAZILIAN CONGRESS OF THERMAL ENGINEERING AND SCIENCES-ENCIT. [S.l.], 2006.
- ROCHE, M. L'utilisation d'un mélange de sels fondus pour le stockage de chaleur. *Revue de Physique Appliquée*, Société Française de Physique, v. 15, n. 4, p. 895–902, 1980.
- SALDANHA, L. K. L. et al. Sistema universidade aberta do brasil: uma avaliação da educação a distância da universidade federal de santa maria baseada em indicadores de eficiência. Universidade Federal de Santa Maria, 2018.
- SARI, K. E. A. R. R. Thermal performance of parabolic trough solar collector. *Iraqi journal of mechanical and material engineering*, Babylon University, v. 2018, n. 3, p. 389–404, 2018.
- SHARAFELDIN, M.; GRÓF, G. Experimental investigation of flat plate solar collector using ceo2-water nanofluid. *Energy conversion and management*, Elsevier, v. 155, p. 32–41, 2018.
- SHARMA, A. et al. Solar cooker with latent heat storage systems: A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Elsevier, v. 13, n. 6-7, p. 1599–1605, 2009.
- SHARMA, S. et al. Thermal performance of a solar cooker based on an evacuated tube solar collector with a pcm storage unit. *Solar Energy*, Elsevier, v. 78, n. 3, p. 416–426, 2005.

- SINGH, H. et al. Experimental comparison of different heat transfer fluid for thermal performance of a solar cooker based on evacuated tube collector. *Environment, Development and Sustainability*, Springer, v. 17, n. 3, p. 497–511, 2015.
- STEFAN, J. Über die theorie der eisbildung, insbesondere über die eisbildung im polarmeere. *Annalen der Physik*, Wiley Online Library, v. 278, n. 2, p. 269–286, 1891.
- TARWIDI, D. Modeling and numerical simulation of solar cooker with pcm as thermal energy storage. In: IEEE. *Information and Communication Technology (ICoICT), 2015 3rd International Conference on*. [S.l.], 2015. p. 584–589.
- TARWIDI, D.; MURDIANSYAH, D. T.; GINANJAR, N. Performance evaluation of various phase change materials for thermal energy storage of a solar cooker via numerical simulation. *Int. Journal of Renewable Energy Development*, v. 3, n. 5, p. 199–210, 2016.
- TZIVANIDIS, C. et al. Thermal and optical efficiency investigation of a parabolic trough collector. *Case Studies in Thermal Engineering*, Elsevier, v. 6, p. 226–237, 2015.
- WEIQING, X. The stefan problem with a kinetic condition at the free boundary. *SIAM Journal on Mathematical Analysis*, SIAM, v. 21, n. 2, p. 362–373, 1990.
- WENDELIN, T. Soltrace: a new optical modeling tool for concentrating solar optics. In: AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS. *ASME 2003 International Solar Energy Conference*. [S.l.], 2003. p. 253–260.
- ZHAO, C.; WU, Z. Thermal property characterization of a low melting-temperature ternary nitrate salt mixture for thermal energy storage systems. *Solar Energy Materials and Solar Cells*, Elsevier, v. 95, n. 12, p. 3341–3346, 2011.

Apêndices

APÊNDICE A – Opiniões, sugestões e críticas dos indivíduos questionados

Sobre a pergunta: **Opine sobre o projeto (observação, dicas para o sucesso do projeto, etc..)**; recolhemos integralmente as seguintes respostas

- Quanto vai custar em média?
- Muito interessante!
- Acho uma ideia maravilhosa.
- Forma de aquisição facilitada ajudará na adesão do projeto.
- Legal
- Eu acho que é um projeto muito legal que necessita de apoio.
- Um projeto que visa o uso de energia renovável e não poluente deverá ser muito bem vindo! com certeza investirei para adquirir esse produto.
- Bastante curioso e promissor.
- É um projeto a acompanhar mesmo. Será de utilidade maior no futuro.
- Fiquei curiosa e torço para que dê certo pôr em prática a ideia.
- O projeto é muito bom, mas 2800,00*reais* para a maioria é muito dinheiro, teria que ter um parcelamento longo em torno de 24 meses, e também a manutenção do fogão solar com uma garantia de pelo menos 5anos
- Projeto interessante, ideias inovadoras são sempre Bem-vindas.
- Tornar acessível a todos, explicar de forma real os benefícios.
- Projeto importante de ser desenvolvido e economicamente viável .

- O dispositivo tem uma ótima proposta, e talvez até contribua para a diminuição dos processos burocráticos para a aquisição de energia solar doméstica.
- O questionário poderia ser melhorado. Nem toda pergunta é respondida com "sim/não", pode haver um "talvez" pelo menos. Fica complicado responder a pergunta sobre a variação energética quando você usuário e conhecedor de apenas um sistema de cozimento.
- Acredito que pode melhorar a qualidade de vida de muitas pessoas.
- Mostrar melhor como se daria esse funcionamento e a garantia de funcionamento.
- Ótimas ideias.
- Acho que o projeto é maravilhoso e teria uma aceitação
- Qual seria o custo e o tempo de manutenção? E o espaço que ele ocuparia, seria o mesmo de um fogão normal?
- Acho um projeto muito inteligente que poderia melhorar nossas vidas.
- Legal! bem interessante!
- Uma boa ideia, até mesmo pq a economia vai ser ótima
- É um ótimo projeto que poderá ter impactos bem positivos na sociedade, em se tratando de sustentabilidade. Boa sorte ao desenvolvedor.
- Seria uma ótima alternativa caso o projeto seja patenteadado uma forma de projeto social que vise a integração das partes sociais mais carentes.
- Muito obrigado por essa incrível ideia! Por favor, continue firme esse projeto. A natureza agradece!
- Um projeto maravilhoso que vou está torcendo para que dê certo e eu possa adquirir esse produto.
- Ótima ideia.

- Ótimo projeto.
- Acredito que as quantidades de combustível do fogão não é tão relevante comparada a outros gastos, porém atualmente sustentabilidade está em alta e agrega valor. Ainda mais todo tipo de redução de recursos não renováveis é bem vindo no mercado.
- A iniciativa é ótima, se realmente for fabricado esse fogão e ele for de uso prático e eficiente acredito q será muito bem aceito pelos consumidores.
- Eu acho muito interessante esse fogão solar, e espero que tudo dê certo.
- Econômico
- Eu adoro essas inovações visto que em outros países há cidades que cozinham dentro da terra por aquecimento próximos a vulcões. É viável, importante e para o bolso do consumidor seria satisfatório visto que os aumentos constantes e abusivos do gás. Torço para que um dia, ele seja aprovado é que ajude famílias de poder aquisitivo menor. E vamos rumo ao progresso. Já utilizamos a energia solar porque não o fogão. Sucesso para você.
- Acredito que o projeto é bastante viável.
- Interessante.

APÊNDICE B – impressões dos indivíduos questionados

Sobre a pergunta: **Caso você já ouvido falar de um fogão solar, resuma suas impressões em relação a esse dispositivo solar**; obtemos as seguintes respostas

- Acredito que seja um produto viável economicamente e ambientalmente sustentável, com a possibilidade de promover melhorias na qualidade de vida de diversas famílias, principalmente àquelas que moram em regiões com grande capacidade de geração de energia a partir do sol.
- A proposta é bastante interessante contudo seu custo no curto prazo aparenta ser muito alto.
- É uma forma alternativa viável quando o assunto é sustentabilidade.
- Vi um projeto uma vez na UFC , achei muito interessante e viável.
- Economicamente viável e saudável.
- Que pode ser bem econômico a longo prazo.
- Ideia promissora, no entanto o modelo a mim posto está longe do alcance monetário da população abaixo da média.
- É uma ótima opção, uma pena que não são fabricados ainda com frequência e não estão disponíveis pra o consumo de todos.
- Achei bastante interessante e econômico. Seria algo muito bom para famílias de baixa renda.