



UNIVERSIDADE EDUARDO MONDLANE

FACULDADE DE ENGENHARIA

DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

LICENCIATURA EM ENGENHARIA MECÂNICA

Desenvolvimento de um modelo de armazenamento de energia térmica usando materiais com mudança de fase para secagem de milho

Discente:

Ngulele, Armando Luísa

Supervisor:

Supervisor Eng.º Freitas Z. P. Garrine

Maputo, Dezembro de 2025



UNIVERSIDADE EDUARDO MONDLANE

FACULDADE DE ENGENHARIA

DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

LICENCIATURA EM ENGENHARIA MECÂNICA

**Desenvolvimento de um modelo de
armazenamento de energia térmica usando
materias com mudança de fase para secagem
de milho**

Discente:

Ngulele, Armando Luísa

Supervisor

Eng.º Freitas Z. P. Garrine

Maputo, Dezembro de 2025



**Desenvolvimento de um modelo de armazenamento
de energia térmica usando materiais com mudança
de fase para secagem de milho**

Naulele. Armando Luisa

TERMO DE ENTREGA DO RELATÓRIO DE TRABALHO DE LICENCIATURA

Declaro que o estudante Armando Luisa Ngulele entregou no dia ____/____/2025 as três cópias do relatório do seu Trabalho de Licenciatura com a referência: _____, intitulado: **Desenvolvimento de um modelo de armazenamento de energia térmica usando materiais com mudança de fase para secagem de milho.**

Maputo, _____ de _____ de 2025

Chefe da Secretaria

DECLARAÇÃO DE HONRA

Eu, Armando Luisa Ngulele, declaro, sob palavra de honra, que o presente trabalho de licenciatura com o tema, **Desenvolvimento de um modelo de armazenamento de energia térmica usando materiais com mudança de fase para secagem de milho**, que apresento para o cumprimento dos requisitos para a obtenção do grau de Licenciatura em Engenharia Mecânica, foi por mim realizado, com base nos recursos que no mesmo se faz referência.

(Armando Luisa Ngulele)

Dedicatória

Dedico este trabalho à minha mãe, pelo amor incondicional, pela força e pelo apoio constante em todas as etapas da minha vida.

Agradecimentos

Agradeço, primeiramente, à minha mãe, Luisa Armando Ngulele, por sempre ter acreditado em mim, por me incentivar a lutar pelos meus sonhos e por todo o amor, dedicação e sacrifício que me acompanharam em cada etapa da minha vida. Sem o seu apoio incondicional, nada disso seria possível.

Expresso também a minha profunda gratidão à minha avó Laura, pelo carinho, compreensão e palavras de encorajamento.

À minha segunda mãe, Clélia Megy Mafume, manifesto o meu sincero agradecimento pela presença constante, paciência e apoio incansável durante toda esta jornada académica. A sua confiança e incentivo foram fundamentais para a concretização deste objectivo.

Agradeço igualmente ao meu irmão Daniel, pela amizade, companheirismo e por estar sempre ao meu lado em todas as etapas da minha vida.

Ao meu primo Armando Patrício e a toda a minha família, deixo o meu reconhecimento pela força, coragem e motivação que sempre me transmitiram, contribuindo de forma essencial para a realização deste sonho.

À minha namorada, Jéssica Marrengula, deixo um agradecimento muito especial pelo amor, paciência e compreensão demonstrados ao longo desta caminhada. O seu apoio constante, incentivo e presença foram fundamentais para superar os desafios e alcançar esta importante etapa da minha vida.

Dirijo um especial agradecimento ao meu supervisor, Eng.º Freitas Z. P. Garrine, pela orientação, paciência e disponibilidade demonstradas ao longo do desenvolvimento deste trabalho. As suas valiosas contribuições e conselhos foram fundamentais para o êxito desta pesquisa.

Aos meus amigos José Nhacutove e Paulo Mombi manifesto a minha sincera gratidão pelos momentos inesquecíveis que partilhámos ao longo da vida universitária. Cada conversa, risada e desafio enfrentado juntos tornou esta caminhada mais leve e significativa

Resumo

O presente trabalho teve como objectivo desenvolver um sistema de secagem de milho integrado a um reservatório de armazenamento de energia térmica com materiais de mudança de fase (PCM), de forma a reduzir as perdas pós-colheita e aumentar a eficiência energética do processo. Para tal, foi efectuado o dimensionamento completo do sistema, incluindo o secador de milho, o trocador de calor do tipo casco e tubos, os colectores solares térmicos de tubos evacuados e o reservatório de PCM, utilizando parafina RT55 como material de mudança de fase.

Foi também realizada uma simulação numérica no software COMSOL Multiphysics, com o intuito de analisar o comportamento térmico do PCM durante os processos de fusão e solidificação. A simulação permitiu observar a evolução temporal da temperatura e da fracção líquida, confirmando a capacidade da parafina RT55 em armazenar e libertar calor de forma eficiente.

Os resultados obtidos demonstraram que o sistema proposto é tecnicamente viável, garantindo temperaturas adequadas para a secagem do milho e aproveitamento efectivo da energia solar. A análise económica e ambiental indicou que a implementação do sistema pode reduzir significativamente o consumo de combustíveis fósseis e as emissões de CO₂, configurando-se como uma solução sustentável e promissora para o sector agrícola em Moçambique.

Palavras-chave: Armazenamento de energia térmica, Materiais de mudança de fase (PCM), Secagem de milho.

Abstract

The present work aimed to develop a maize drying system integrated with a thermal energy storage reservoir using phase change materials (PCM), in order to reduce post-harvest losses and increase the energy efficiency of the process. For this purpose, the complete design of the system was carried out, including the maize dryer, the shell-and-tube heat exchanger, the evacuated tube solar collectors, and the PCM reservoir, using RT55 paraffin as the phase change material.

A numerical simulation was also performed using COMSOL Multiphysics to analyze the thermal behavior of the PCM during melting and solidification processes. The simulation allowed the observation of the temporal evolution of temperature and liquid fraction, confirming the ability of RT55 paraffin to efficiently store and release heat.

The results demonstrated that the proposed system is technically feasible, ensuring suitable temperatures for maize drying and effective utilization of solar energy. The economic and environmental analysis indicated that the system's implementation can significantly reduce fossil fuel consumption and CO₂ emissions, making it a sustainable and promising solution for the agricultural sector in Mozambique.

Keywords: Thermal energy storage, Phase change materials (PCM), Maize drying.

Índice

DECLARAÇÃO DE HONRA.....	iii
Dedicatória	iv
Agradecimentos	v
Resumo.....	vi
Abstract	vii
CAPÍTULO I	1
1. Introdução	1
1.1. Estruturado do trabalho	2
1.2.Objectivos	2
1.2.1. Objectivo Geral.....	2
1.2.2. Objectivos Específicos.....	2
1.2. Justificativa do tema.....	3
1.3. Metodologia de Pesquisa	3
CAPÍTULO II	4
2.1 Energia solar	4
2.1.1. Colectores Solares Térmios.....	5
2.1.2. Colectores Solares de Placa Plana	6
2.1.3 Colectores Solares de Tubos Evacuados	7
2.2. Milho.....	7
2.2.1. Colheita do milho	8
2.2.2. Secagem de milho	9
2.2.3. Secagem natural do milho	9
2.2.4. Secagem artificial do milho	10
2.2.Temperatura de secagem de milho	10
2.3. Armazenamento de energia térmica	10
2.3.1. Armazenamento de calor sensível.....	11

2.3.2. Armazenamento de calor latente	12
2.3.3. Propriedades dos PCM.....	13
2.3.4. Encapsulamento do PCM para melhorar a capacidade de armazenamento	14
2.3.5. Tipos de PCM.....	15
2.4. Fluido de Transferência de Calor	15
2.4.1. Importância das geometrias dos tanques de armazenamento térmico.....	16
2.5. Trabalhos relacionados	17
Capítulo III.....	19
3. Metodologia de Execução dos Cálculo	19
3.1. Secador de milho implementado	20
3.1.1. Cálculo da energia térmica necessária para a secagem	22
3.2. Dimensionamento do trocador de calor	29
3.4. Dimensionamento do volume e massa de PCM	33
3.4.1. Modelo do armazenamento em PCM	34
3.4.2. Modelo de simulação numérica para o sistema de armazenamento de energia térmica.....	35
Capítulo IV.....	40
4.Resultados e Sua Discussão	40
4.1. Resultados do Calor a ser armazenado e dimensionamento do volume e massa de PCM.....	45
4.2. Resultados da simulação numérica para o sistema de armazenamento de energia térmica.....	46
4.2.1 Geração da Malha	46
4.2.2. Comportamento da temperatura do PCM durante o processo de carregamento	47
4.2.3. Evolução da temperatura média do PCM durante o processo de carregamento térmico.....	48

4.2.4. Evolução da fracção líquida do PCM ao longo do tempo	49
4.2.5. Indicador de fase do PCM em diferentes instantes dos processos de fusão e solidificação	50
4.2.6. Síntese Geral do processo de carga e descarga do PCM	51
Capítulo V	52
5. Avaliação ambiental e económica do projecto	52
5.1. Avaliação económica	53
5.1.1 Investimento inicial do projecto	53
5.1.2. Cálculo dos Custos Operacionais Fixos	55
5.1.3. Cálculo dos custos operacionais variáveis	55
5.1.4. Estimativa de receita e margem de lucro	56
5.1.5. Cálculo do período de recuperação actualizado	56
5.1.6. Valor Actual Líquido (VAL)	59
5.2. Avaliação ambiental do projecto	59
Capítulo VI	64
6. Conclusões e Recomendações	64
6.1. Conclusões	64
6.2. Recomendações	65
7. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	66
ANEXOS	71
ANEXO A	71
Anexo B	75
Apêndices	76
Apêndice A	76
Apêndice B	81
Apêndice C	84
Apêndice D	86

Lista de figuras

Figura 1-Variação da temperatura média global ao longo dos anos. (Studies, n.d.) ..	4
Figura 2-energia solar estimada disponível para geração de energia e outras aplicações de energia (GlobalSolarAtlas, 2021).	5
Figura 3–Colector solar de placa plana (GreenSolar, n.d.).	6
Figura 4-Colector solar de tubos evacuados (BASILIO, 2021).....	7
Figura 5- Plantação de milho. (Silva, 2023)	8
Figura 6 -milho na fase da colheita (sistemafaeb, 2023).....	9
Figura 7- diferença entre o calor sensível e latente.(Souza, 2013).	13
Figura 8- configurações geométricas de contêineres de armazenamento PCM.(Zayed, et al., 2020)	17
Figura 9- Funcionamento do Sistema de Secagem com Armazenamento de Energia Térmica usando pcm Fonte: (Elaboração própria)	20
Figura 10 - Secador rotativo industrial (josil, 2017)	21
Figura 11-distribuição do produto (Tunnermann, 2018)	22
Figura 12- trocador de calor do tipo banco de tubos	30
Figura 13- Colector solar de tubos evacuados (BASILIO, 2021).....	32
Figura 14- Volume de controlo. Fonte: Elaboração própria	35
Figura 15- Malha computacional e seus elementos. fonte: (Elaboração própria).....	47
Figura 16- campos da fracção líquida ao longo do tempo. Fonte: (Elaboração própria)	51

Lista de tabelas

Tabela 1-principais fluidos térmicos (Torreira, 2002)	16
Tabela 2- Resultados do cálculo da energia térmica necessária para a secagem do milho.....	40
Tabela 3- Resultados do cálculo do Tempo de Residência e Dimensionamento do Secador.....	42
Tabela 4-Resultados do dimensionamento do trocador de calor	43
Tabela 5-Resultados do dimensionamento do colector solar térmico	43
Tabela 6-Parâmetros geométricos e operacionais do tanque	46
Tabela 7-Custo de equipamentos	54
Tabela 8-Emissões de CO ₂ por Componente do Sistema	61

Lista de Quadros

Quadro 1-Tipos de Armazenamento de Energia. (Zondag, 2012)	11
Quadro 2- Propriedades termodinâmicas e termofísicas dos PCMs	14
Quadro 3- Classificação dos materiais de armazenamento de calor latente. (Yahya, 2012)	15
Quadro 4- classificação das despesas do projecto	53

Lista de gráficos

Gráfico 1-Humidade do Milho removido em função do tempo. fonte:(Elaboração própria).....	41
Gráfico 2- relação entre a irradiância solar (G) e a área do colector solar (Asc).fonte:(Elaboração própria)	44
Gráfico 3 -relação entre a irradiância solar (G) e a eficiência do colector (η).....	45
Gráfico 4- Calor Específico Modificado da Parafina (PCM).fonte:(Elaboração própria)	48
Gráfico 5- Comportamento Térmico do PCM no Processo de Fusão. fonte:(Elaboração própria).....	49
Gráfico 6- evolução da fracção líquida ao longo do tempo fonte: (Elaboração própria)	50
Gráfico 7- Pay Back Simples do projecto. fonte: (Elaboração própria)	59
Gráfico 8- Comparação das Emissões Anuais de CO ₂ entre Sistema a Diesel e Sistema Solar com PCM. fonte:(Elaboração própria).....	63

Siglas e Acrônimos

PCM - Material de Mudança de Fase (do inglês *Phase Change Material*)

TES - Armazenamento de Energia Térmica (do inglês *Thermal Energy Storage*)

LHESS — Sistema de Armazenamento de Energia por Calor Latente (do inglês *Latent Heat Energy Storage System*)

COMSOL - COMSOL Multiphysics (Software de simulação)

CFD - Dinâmica de Fluidos Computacional (do inglês *Computational Fluid Dynamics*)

RT55 - Parafina comercial com ponto de fusão de 55 °C

ETSC - Colector Solar de Tubos Evacuados (do inglês *Evacuated Tube Solar Collector*)

AQS - Água Quente Sanitária

INE - Instituto Nacional de Estatística

IIAM - Instituto de Investigação Agrária de Moçambique

USAID - Agência dos Estados Unidos para o Desenvolvimento Internacional (do inglês *United States Agency for International Development*)

GLP - Gás Liquefeito de Petróleo

VAL – Valor Actual Líquido

Nomenclatura

A - Área da secção do tambor (m^2)

A_c - Área de um colector individual (m^2)

A_T - Área de um tubo individual (m^2)

A_{sc} - Área da superfície colectora (m^2)

A_I - Área livre da secção circular do tambor (m^2)

A_s - Área da secção circular do tambor (m^2)

B - Constante da dimensão do produto ($m^{1/2}$)

C_{agua} - Calor específico da água (J/kgK)

C_{par} - Calor específico médio do ar (J/kgK)

C_{ps} - Capacidade térmica específica da fase sólida do PCM (kJ/kgK)

C_{pl} - Capacidade térmica específica da fase líquida do PCM (kJ/kgK)

ΔH_f - Calor latente de fusão (kJ/kg)

ΔT - Intervalo de temperatura da fusão (K)

ΔT_1 - Diferença de temperatura 1 ($^{\circ}C$)

ΔT_2 - Diferença de temperatura 2 ($^{\circ}C$)

ΔT_{ml} - Diferença de temperatura média logarítmica (K ou $^{\circ}C$)

dT/dt - Derivada material da temperatura (K/s)

D - diâmetro do tubo (m)

d - diâmetro interno do tambor (m)

D_p - Diâmetro do grão de milho (m)

$E_{(Col_d)}$ - Energia útil diária do colector (MJ/m²•dia)

$E_{(Col_e)}$ - Energia efetivamente captada por mês (MJ/mês)

$E_{(Col_m)}$ - Energia útil mensal do colector (MJ/m²mês)

$E_{(n,m)}$ - Necessidades energéticas mensais (kWh)

E_{ap} - Energia solar aproveitável (MJ/m²dia)

F' ($\tau\alpha$) - Fator óptico do colector (adimensional)

f - Fator de perda ou aproveitamento (adimensional)

FCt – Fluxo de Caixa em t anos

G - Irradiância solar incidente (W/m²)

H_{corr} -Irradiação horizontal média corrigida (MJ/m²dia)

I - Intensidade útil de radiação solar (MJ/m²h)

I_{optima} - Inclinação óptima do colector solar (°)

L - calor latente de fusão do PCM (kJ/kg)

l - comprimento do tambor rotativo (m)

K – Taxa de desconto

I_0 – Investimento Inicial

Lat - Latitude do local (°)

mar - Massa de água a remover do produto (kg)

mas - Massa de ar de secagem por segundo (kg/s)

mva - Massa de vapor de água na entrada (kg/h)

mvas - Massa de vapor de água na saída (kg/h)

mvae - Massa de vapor de água na entrada (kg/h)

mf - Massa final do milho (kg)

mi - Massa inicial do milho (kg)

m_{pcm} - Massa do PCM (kg)

\dot{m}_{ar} - Fluxo mássico do ar (kg/h)

\dot{m}_{agua} - Fluxo mássico da água (kg/h)

Q - Energia térmica total necessária (kWh)

Qas - Vazão de ar necessária para a secagem (m³/h)

Qc - Quantidade de calor necessária à secagem (kcal)

Qcf - Calor necessário com perdas (kJ)

Qpcm - Quantidade de calor a ser armazenada no PCM (kJ)

\dot{Q}_{trans} - Taxa de calor transferido (W ou kW)

Rms - Razão de mistura do ar na saída (kg vapor/kg ar seco)

Rm - Razão de mistura (kg vapor/kg ar seco ou g/kg)

ρ - Massa volúmica do material (kg/m³)

ρ_{agua} - Densidade da água (kg/m³)

ρ_{pcm} - Densidade do PCM (kg/m³)

ρ_{as} - Densidade absoluta do ar seco (kg/m³)

ρ_{va} - Densidade absoluta do vapor de água (kg de vapor/m³ de ar)

t_{sec} - Tempo de secagem (s ou h)

T_{s} - Temperatura de secagem (°C)

$T_{f,\text{saida}}$ - Temperatura do fluido na saída (K)

$T_{f,\text{entr}}$ - Temperatura do fluido na entrada (K)

$T_{f,\text{saida}}$ - Temperatura do ar na saída do sistema (K)

$T_{q,\text{saida}}$ - Temperatura do ar na entrada do sistema (K)

T_{r} - Tempo de residência do produto no tambor rotativo (min)

U - Coeficiente global de transferência de calor (W/m²K)

V - Volume do armazenamento (m³)

V_{I} - Volume livre disponível (m³)

v_{p} - Volume ocupado pelo produto (m³)

v_{s} - Volume interno do secador (m³)

V_{pcm} - Volume do PCM (m³)

v_{as} - Velocidade do ar de secagem (m/s)

v - Vetor velocidade do fluido (m/s)

N : número de tubos ou unidades de troca térmica (adimensional)

n - rotação do tambor (rpm)

N_{ct} - Número teórico de colectores (adimensional)

N_{cr} - Número real de colectores (adimensional)

Δh - Variação da entalpia (kJ/kg)

p - pressão do fluido (Pa ou kPa)

P_s - perdas na secagem (adimensional)

p_{vs} - Pressão de vapor saturado (kPa ou hPa)

P_V - Pressão parcial de vapor (kPa ou hPa)

U_f - Humidade final do milho (decimal ou %)

U_i - Humidade inicial do milho (decimal ou %)

UR — Humidade relativa do ar (%)

CAPÍTULO I

1. Introdução

Em África, a agricultura é vital para a economia, sendo a principal fonte de emprego. (Cunguara, 2011). Em Moçambique, a agricultura emprega mais de 80% da população (INE, 2006) No entanto, a preservação de produtos agrícolas enfrenta desafios consideráveis, especialmente devido às perdas pós-colheita que chegam a atingir até 70%, causadas por métodos inadequados de secagem e armazenamento (Muchanga, 2021).

A adopção de sistemas de secagem artificial tem-se mostrado uma alternativa eficaz para superar essas limitações, uma vez que permite maior controlo sobre as condições de temperatura e fluxo de ar, resultando em grãos com qualidade superior e com menor risco de deterioração. Contudo, os sistemas convencionais de secagem dependem, em grande parte, de fontes de energia não renováveis, o que eleva os custos operacionais e aumenta o impacto ambiental do processo.

Perante esse contexto, torna-se pertinente o desenvolvimento de tecnologias de secagem sustentáveis, que façam uso eficiente dos recursos energéticos e contribuam para a redução das emissões de gases com efeito de estufa. Uma das alternativas promissoras é o armazenamento de energia térmica utilizando materiais de mudança de fase (PCMs).

Assim, o presente trabalho propõe o desenvolvimento de um modelo de armazenamento de energia térmica com PCM aplicado a um sistema de secagem solar de milho, com o objectivo de aumentar a eficiência do processo e reduzir os custos energéticos, ao mesmo tempo que se promove o uso de fontes de energia renováveis e sustentáveis.

1.1. Estruturado do trabalho

O trabalho está estruturado em seis capítulos, organizados da seguinte forma:

- O Capítulo I apresenta a introdução, as motivações do estudo, os objectivos e a metodologia adoptada;
- O Capítulo II, intitulado “Estudo da Arte”, aborda o referencial teórico relacionado com a secagem de produtos agrícolas, o armazenamento de energia térmica e as propriedades dos materiais de mudança de fase (PCMs);
- O Capítulo III, designado “Metodologia de Execução dos Cálculos”, descreve detalhadamente os procedimentos, equações e parâmetros utilizados no dimensionamento e análise do sistema;
- O Capítulo IV, “Resultados e Sua Discussão”, apresenta e analisa os resultados obtidos nas simulações e cálculos efectuados;
- O Capítulo V, “Avaliação Ambiental e Económica do Projecto”, trata da análise da viabilidade do sistema sob as perspectivas ambiental e económica e,
- Por fim, o Capítulo VI, “Conclusões e Recomendações”, apresenta as principais conclusões alcançadas e propõe recomendações para trabalhos futuros.

1.2.Objectivos

1.2.1. Objectivo Geral.

Desenvolver um modelo de armazenamento de energia térmica usando PCMs para secagem de milho.

1.2.2. Objectivos Específicos

1. Projectar um sistema de secagem de milho;
2. Dimensionar um reservatório térmico com pcm;
3. Desenvolver um modelo de simulação numérica para o sistema de armazenamento de energia térmica;
4. Avaliar o comportamento dinâmico do PCM e,
5. Estudar a viabilidade económica e ambiental do projecto

1.2. Justificativa do tema

A província de Tete constitui uma das principais regiões produtoras de milho em Moçambique, desempenhando um papel estratégico na segurança alimentar do país. Em 2023, Tete liderou a produção nacional com 501.080 toneladas, seguida de Manica com 398.619 toneladas (Lusa, 2024). A região tem grande potencial para a introdução de tecnologias inovadoras, especialmente em secagem e armazenamento de grãos, visando reduzir perdas pós-colheita. Dentro da província, o distrito de Angónia destaca-se como o principal produtor de milho, sendo considerado o "celeiro de Tete". (Júnior, 2016).

A baixa qualidade do milho, resultante dos métodos tradicionais de secagem ao sol, limita significativamente a comercialização formal e dificulta a exportação. Os grãos frequentemente apresentam defeitos, como queimaduras e mau aspecto, devido à exposição a condições climáticas adversas. Nesse contexto, a secagem artificial surge como uma solução capaz de controlar de forma precisa os parâmetros de secagem, garantindo grãos de melhor qualidade, reduzindo o tempo de processamento e permitindo que os campos sejam desocupados para novas sementeiras.

Dessa forma, a projecção de um sistema de secagem artificial de milho, associado ao armazenamento de energia térmica por meio de materiais de mudança de fase (PCMs), apresenta-se como uma alternativa sustentável e eficiente. Este projecto tem potencial para aumentar a produtividade, melhorar a renda dos produtores e contribuir para o desenvolvimento económico da província de Tete e do país.

1.3. Metodologia de Pesquisa

A pesquisa foi realizada a partir de:

Pesquisa bibliográfica: foram colectados dados teóricos sobre sistemas de secagem de produtos agrícolas, armazenamento térmico com PCM e colectores solares, além de estudados modelos matemáticos para cálculos de transferência de calor, fusão e solidificação do PCM, e dimensionamento de sistemas solares.

CAPÍTULO II

2.Estado da arte

2.1 Energia solar

O uso excessivo de combustíveis fósseis libera grandes quantidades de CO₂ na atmosfera, intensificando o efeito estufa. Isso contribui para o aquecimento global, provocando o derretimento das calotas polares, a elevação do nível do mar e o aumento da ocorrência de eventos climáticos extremos. A evolução da temperatura média anual do planeta encontra-se representada na Figura 1. Em 2018 foram lançados para atmosfera 37,1 milhões de toneladas de CO₂, (cleantechnica, 2016).

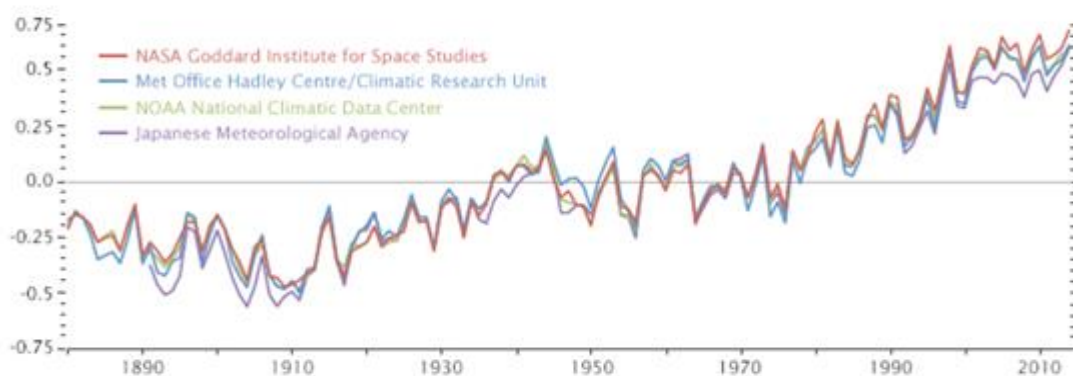


Figura 1-Variação da temperatura média global ao longo dos anos. (Studies, n.d.)

As fontes renováveis de energia apresentam vantagens ambientais sendo que os seus impactos são apenas locais ao contrário dos combustíveis fósseis. No caso da energia solar a sua maior desvantagem é a intermitência do recurso. (Waterson, 2017, pp. 466-473).

A radiação solar é uma das fontes renováveis de energia em maior crescimento nos últimos anos, tanto a nível de produção eléctrica como para produção de calor ou frio. (Lizana, 2018, pp. 3705-3749).

Em Moçambique, a província de Tete apresenta uma das maiores incidências solares, a Figura 2 representa a média de longo prazo dos totais diários/anuais da irradiação horizontal global (GHI). O banco de dados de recursos solares subjacente

é calculado pelo modelo Solargis a partir de dados atmosféricos e de satélite com intervalo de tempo de 15 ou 30 minutos. (GlobalSolarAtlas, 2021),

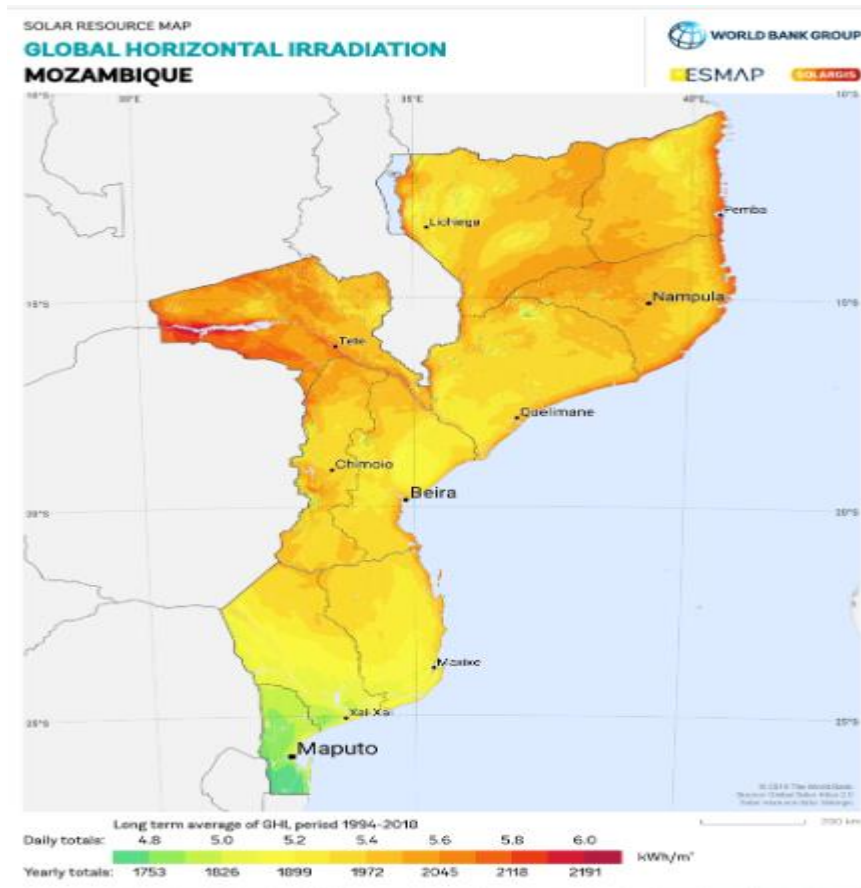


Figura 2-energia solar estimada disponível para geração de energia e outras aplicações de energia (GlobalSolarAtlas, 2021).

2.1.1. Colectores Solares Térmicos

Um colector solar funciona como uma superfície escura que absorve a radiação solar, aquece-se e transfere calor ao fluido de trabalho, como ar ou água. Essa energia recebida é chamada de energia útil, embora parte dela seja perdida por processos de transferência de calor. (KUMAR, BAREDAR, & QURESHI, 2015).

Segundo (SANTOS, 2004), as principais partes constituintes de um colector solar são:

- Superfície absorvedora de energia solar (exemplo: placa metálica plana pintada com tinta preta de alta absorvidade, leito de pedras, chapa de concreto, etc.);
- Dutos em contato com a superfície absorvedora, por onde circula o fluido (água ou ar);
- Isolamento nas laterais e no fundo do colector, para evitar perdas térmicas;
- Uma ou mais coberturas transparentes à radiação solar, e situadas sobre a placa.

Para otimizar o aproveitamento da radiação no hemisfério sul, os colectores devem estar voltados para o Norte geográfico e com inclinação ajustada à latitude do local. Quanto mais ao sul estiverem instalados, maior deve ser essa inclinação. (KALOGIROU, 2004).

2.1.2. Colectores Solares de Placa Plana

Os colectores solares de placa plana são amplamente fabricados e utilizados devido à sua durabilidade, baixo custo e facilidade de produção. No entanto, sua aplicação é tecnicamente e economicamente viável principalmente em regiões de clima quente e ensolarado, ou durante o verão. (Kalogirou, 2014). A Figura 3 ilustra um Colector solar de placa plana.



Figura 3—Colector solar de placa plana (GreenSolar, n.d.).

2.1.3 Colectores Solares de Tubos Evacuados

Os colectores solares de tubos evacuados foram desenvolvidos para superar as limitações dos colectores de placa plana, especialmente em altas temperaturas de operação. Eles utilizam tubos de vidro com vácuo entre as camadas e materiais selectivos para reduzir perdas térmicas, o que permite maior eficiência mesmo em climas frios e com baixa radiação solar, a Figura 4 mostra um Colector solar de tubos evacuados.



Figura 4-Colector solar de tubos evacuados (BASILIO, 2021)

Pelo Anexo A Quadro A1 conclui-se que o colector solar de tubo evacuado (ETSC) apresenta melhor desempenho térmico em relação aos colectores de placa plana, proporcionando maior temperatura de saída do fluido e menores perdas de calor. Isso se deve à presença de isolamento a vácuo e ao revestimento selectivo do absorvedor, que juntos aumentam a eficiência do sistema.(Kim & Seo, 2007, pp. 772-795).

2.2. Milho

O ciclo de crescimento varia de 80 à 150 dias, adaptando-se bem a temperaturas de 18 a 30 °C e a uma precipitação média entre 450 e 600 mm, desde

que bem distribuída ao longo do ciclo. Embora pouco sensível à variação da luz, o milho apresenta melhor desempenho com dias longos durante a fase de floração (Cambaza, 2007)

Estudo feito pela (USAID, 2011) aponta que o milho é a cultura mais produzida em Moçambique, olhando para o número de pequenas explorações, área cultivada e produção de energia. O milho é um dos cereais mais cultivados mundialmente, Dados do INE (2010) indicam que do total das pequenas explorações agrícolas, 68% praticam a cultura de milho e do total da área das culturas alimentares básicas, na mesma categoria de explorações agrícolas, o milho ocupa cerca de 44,09% (1.360.937 hectares), a Figura 5 mostra uma plantação de milho.



Figura 5- Plantação de milho. (Silva, 2023)

2.2.1. Colheita do milho

O milho deve ser colhido quando atinge a maturação fisiológica, reconhecida por uma mancha preta onde o grão se liga ao sabugo. Mesmo assim, é melhor esperar alguns dias antes de colher. A humidade ideal do grão nessa fase deve estar entre 20% e 25%. (MINAG, 2011).

Após a colheita, a humidade do milho deve ser reduzida para cerca de 14% a 16%. A secagem deve ser feita de forma lenta e controlada, para evitar variações bruscas de humidade que possam causar rachaduras nos grãos e reduzir sua qualidade. (SITOE, 2005), a Figura 6 mostra o estagio do milho na fase da colheita.



Figura 6 -milho na fase da colheita (sistemafaeb, 2023).

2.2.2. Secagem de milho

A secagem é um processo que envolve a transferência simultânea de calor e massa entre o produto e o meio secante, geralmente o ar. Esse processo pode ser definido tanto pelo ponto de vista físico, como uma operação de transferência de energia e massa, quanto pelo aspecto prático, como uma operação unitária destinada a reduzir o teor de água do produto até um nível seguro para armazenamento. Esse nível é aquele em que a actividade microbiana é inibida, embora não completamente eliminada. (Filho, 2011).

2.2.3. Secagem natural do milho

A secagem natural do milho, embora comum, apresenta riscos, pois o produto permanece exposto a condições ambientais desfavoráveis no campo. Devido à alta taxa respiratória do milho, há consumo de reservas energéticas, o que compromete sua qualidade. Além disso, os grãos estão sujeitos ao ataque de insectos, pássaros, roedores e principalmente fungos, acelerando sua deterioração. Em contraste, a secagem artificial é uma técnica mais segura, que permite preservar a qualidade do milho colhido com alto teor de água e matéria seca, tornando-o adequado para o armazenamento. (SILVA, AFONSO, & GUIMARÃES, 1995).

2.2.4. Secagem artificial do milho

A maior parte dos agricultores em Moçambique usa a secagem a sombra que pode ser feita dentro de uma estrutura de secagem ou celeiro com uma boa ventilação, (IIAM).

A secagem artificial do milho consiste no uso de estratégias que aceleram o processo de perda de água dos grãos. A forma mais comum de secagem artificial consiste no uso de secadores. Estes aparelhos apresentam, como principais componentes estruturais, um sistema de aquecimento do ar, que pode ser composto de fornalhas a lenha queimadores de gás (GLP), caldeira ou sistema de aquecimento solar e ventiladores, que compõem o sistema de movimentação e insuflação de ar, podem apresentar também transportadores de grãos, como elevadores de caçambas, transportadores helicoidais, fitas ou correias transportadoras. (embrapa, 2015).

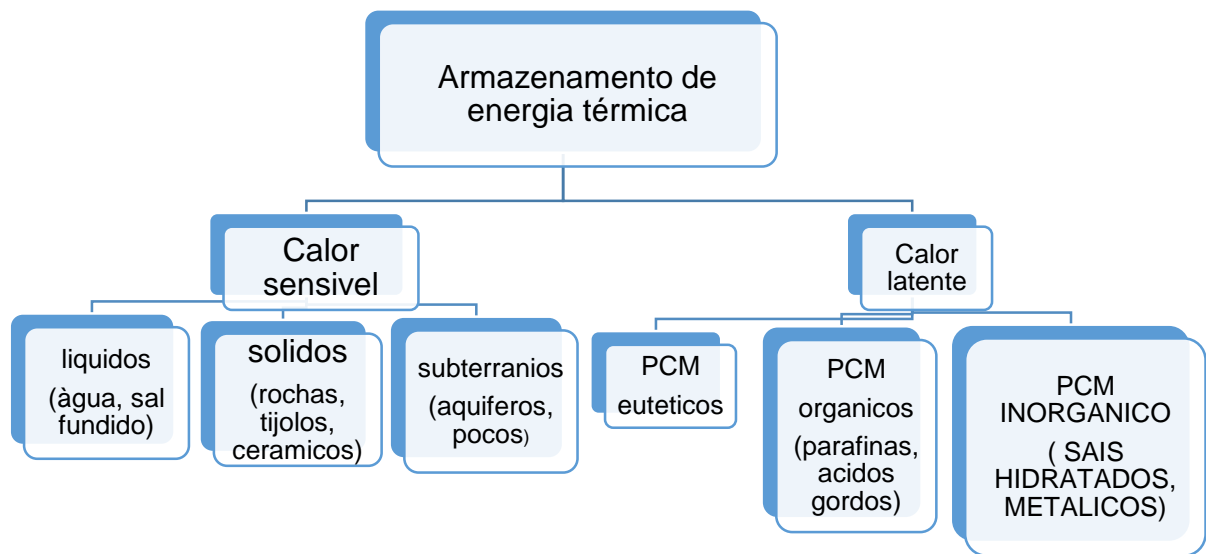
2.2. Temperatura de secagem de milho

Durante o processo de secagem, os grãos de milho não devem ultrapassar 60°C (dos Santos, 2019).

2.3. Armazenamento de energia térmica

A acumulação de energia térmica (TES) é uma forma de conservar temporariamente a energia para uso futuro, sendo a temperatura de armazenamento um factor determinante para sua aplicação. Essa tecnologia permite, por exemplo, armazenar calor solar durante o dia para uso nocturno, conservar calor no verão para aquecimento no inverno, ou armazenar frio no inverno para resfriamento no verão, inclusive aproveitando horários de tarifas eléctricas mais baixas. Além de melhorar a eficiência energética em sistemas de aquecimento, refrigeração e ar condicionado, o TES ajuda a contornar a intermitência de fontes renováveis, como a solar, oferecendo benefícios como a redução do uso de combustíveis fósseis, diminuição dos custos com importações energéticas e vantagens ambientais. (Costa S. , 2014), o **Error! Reference source not found.** mostra os Tipos de Armazenamento de Energia.

Quadro 1-Tipos de Armazenamento de Energia. (Zondag, 2012)



2.3.1. Armazenamento de calor sensível

No sistema de armazenamento de calor sensível, a energia é armazenada por meio da variação de temperatura de um material, sem mudança de fase. A quantidade de energia acumulada depende da diferença entre as temperaturas inicial e final, da massa do material e do seu calor específico, conforme expresso pela equação:

$$Q_{\text{sen}} = \rho C_p V \Delta T \quad (2)$$

A eficiência desse tipo de armazenamento está directamente ligada ao calor específico volumétrico do material, que indica a capacidade de um certo volume armazenar energia durante o aquecimento ou resfriamento. (Costa S. , 2014).

Onde:

C_p – é o calor específico do material do suporte de armazenamento (kJ/kg K)

ρ – é a massa volúmica do material (kg/m³)

V – é o volume do armazenamento (m^3)

ΔT - é a variação de temperatura provocada no armazenamento (K)

No anexo A Tabela A3 estão apresentados alguns materiais comumente utilizados e as suas propriedades. Segundo (Costa S. , 2014) O calor específico volumétrico de um material descreve a capacidade de um determinado volume de uma substância armazenar energia enquanto sofre alteração de temperatura, sem mudança de fase.

2.3.2. Armazenamento de calor latente

O calor latente é a energia armazenada durante a mudança de fase de um material, sem variação de temperatura. A quantidade de energia armazenada é dada por:

$$QI=m\Delta h \quad (2.1)$$

Em que:

QI - é o calor armazenado (kj);

m - a massa (kg) e,

Δh - a variação da entalpia (kJ/kg).

De notar que nesta equação já se encontra incluído o armazenamento térmico correspondente ao calor sensível. Os materiais de mudança de fase (PCMs) possuem maior capacidade volumétrica de armazenamento de energia do que os sistemas de calor sensível, alcançando cerca de 300 – 500 MJ/m³. Os PCMs são classificados em três categorias: orgânicos (como parafinas e não-parafinas), inorgânicos (principalmente hidratos de sal e metais), e eutéticos, que são misturas de materiais orgânicos e inorgânicos (Tatsidjoudung & Luo, 2013). A Figura 7 mostra a diferença entre o calor sensível e latente.

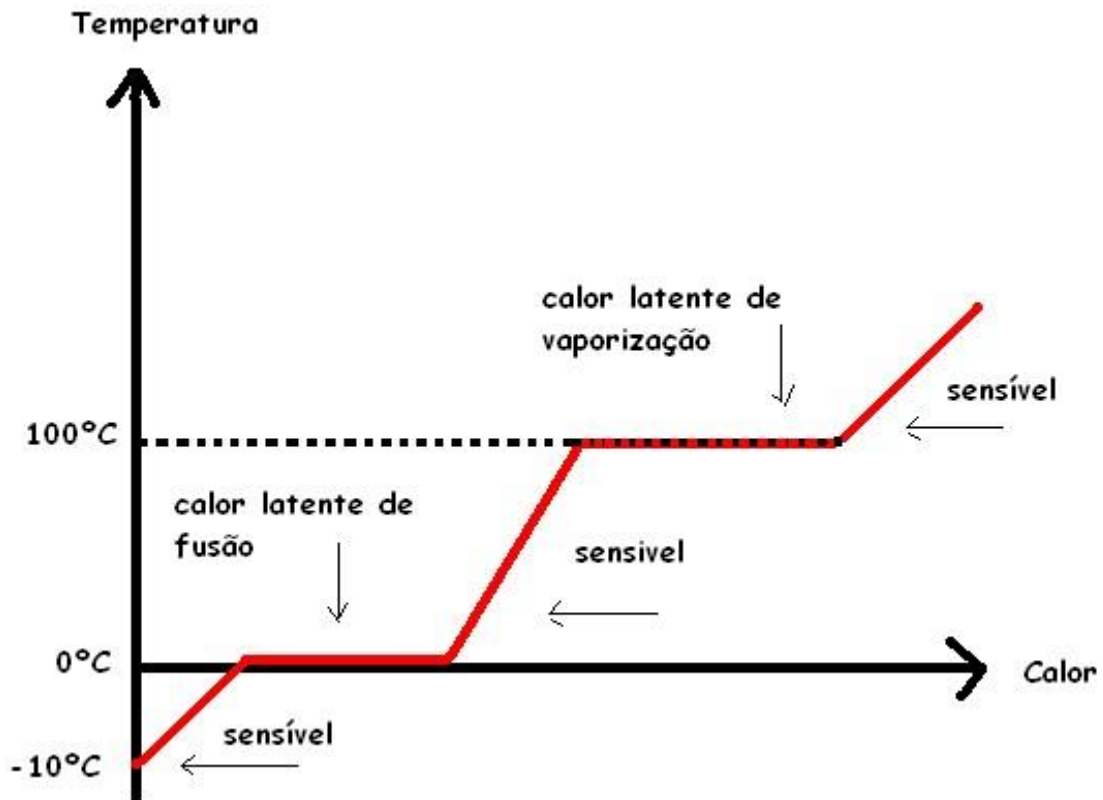


Figura 7- diferença entre o calor sensível e latente.(Souza, 2013).

2.3.3. Propriedades dos PCM

Segundo (Alva, 2017, pp. 693-706) A escolha do material utilizado para armazenar energia vai afectar a performance do sistema de armazenamento. Existem diversas propriedades termodinâmicas e termofísicas que se devem ter em conta na escolha do tipo de material, sendo que estas encontram-se enumeradas e descritas no **Error! Reference source not found.**

Quadro 2- Propriedades termodinâmicas e termofísicas dos PCMs

Ponto de fusão	Deve ser adequada a cada aplicação
Massa volúmica	Uma maior massa volúmica leva a uma maior quantidade de energia armazenada em menor espaço.
Calor latente de fusão	Os PCM devem ter este parâmetro o mais elevado possível de forma a aumentar a capacidade de armazenamento.
Condutividade térmica	Maior condutividade térmica resulta no aumento do fluxo de carga e descarga.
Calor específico	Um valor mais elevado deste parâmetro leva a um maior armazenamento em calor sensível.
Supercooling	Este fenómeno acontece quando a temperatura de fusão e de solidificação não são iguais, pelo que deve ser o menor possível.
Custo	Materiais baratos levam a menor investimento e menor custo de operação.
Disponibilidade	Deve existir localmente de forma a existir um abastecimento rápido.
Estabilidade térmica	Não deve existir decomposição a temperaturas elevadas, permitindo uma gama mais alargada, e maior aproveitamento de calor sensível.
Estabilidade química	Leva a um maior número de cargas e descargas.

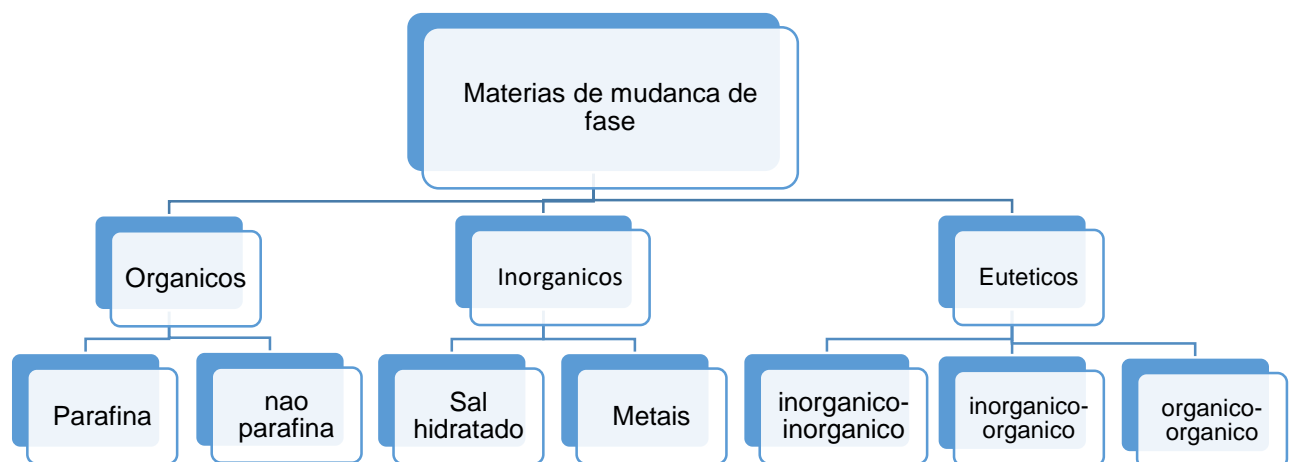
2.3.4. Encapsulamento do PCM para melhorar a capacidade de armazenamento

O encapsulamento do PCM desempenha um papel muito importante no funcionamento do sistema. O reservatório deve satisfazer vários critérios como: a

resistência mecânica, estabilidade e a resistência à corrosão. O encapsulamento deve proteger o PCM do exterior, deve ter uma área superficial adequada para a transferência de calor pretendida, deve ter estabilidade estrutural e deve ser de fácil manuseamento. (Regin, Solanki, & Saini, 2008).

2.3.5. Tipos de PCM

Quadro 3- Classificação dos materiais de armazenamento de calor latente. (Yahya, 2012)



Os PCMs mais utilizados em aplicações comerciais são as parafinas, uma vez que apresentam diversas vantagens, de entre as quais destacam-se o baixo supercooling, elevados níveis de estabilidade química, baixo custo de operação, fusão congruente, são inodoras e além disso são compatíveis com os metais utilizados no encapsulamento das mesmas. No entanto, estas apresentam uma variação de volume considerável devido à mudança de fase (cerca de 10%), uma baixa massa volúmica (valores típicos entre os 800 - 1000 kg/m³) e baixa condutividade (0,1-0,35 W/mK). O calor latente de fusão volumétrico médio é de 170 MJ/m³. (Fang, Lin, & Alva, 2018).

2.4. Fluido de Transferência de Calor

O armazenamento de calor latente destaca-se por sua elevada densidade energética, podendo armazenar 5 a 14 vezes mais calor por volume do que os sistemas de calor sensível. Entretanto, os PCMs não actuam como meio de transporte

de calor, exigindo a presença de um fluido térmico e um permutador de calor. Esse fluido é responsável por transferir energia térmica da fonte para o PCM e, posteriormente, do PCM para a carga térmica, garantindo a eficiência do sistema de armazenamento e recuperação de calor. (Resende & Silva, 2015).

Os principais fluidos térmicos utilizados na transferência de calor conhecidos actualmente e suas respectivas temperaturas usuais são mostrados na Tabela 1.

Tabela 1-principais fluidos térmicos (Torreira, 2002)

Fluido térmico	Temperatura usual (°C)
Água (líquida ou vapor)	200
Misturas de sais inorgânicos	550
Mercúrio	540
Misturas difenil/óxido difenílico	370
Compostos orgânicos halogenados	325
Silicatos orgânicos	350
Óleos minerais	315

2.4.1. Importância das geometrias dos tanques de armazenamento térmico

Os recipientes de armazenamento com PCM são projectados para conter simultaneamente os tubos de fluido e o material de mudança de fase, diferentemente dos trocadores de calor convencionais que realizam a transferência e o armazenamento de calor ao mesmo tempo. Por isso, o desempenho eficaz dos PCMs está directamente ligado à configuração dos contêineres, sendo que a geometria e as dimensões do recipiente influenciam significativamente a eficiência da troca térmica e a capacidade de armazenamento do material. (Ismail & Henríquez). Recipientes cilíndricos (tubo em tubo, casco e tubo, anel concêntrico e tubo triplex), (Zayed, et al., 2020), categorizados para serem usados no sistema de armazenamento PCM, a Figura 8 mostra várias configurações geométricas de reservatórios de armazenamento PCM.

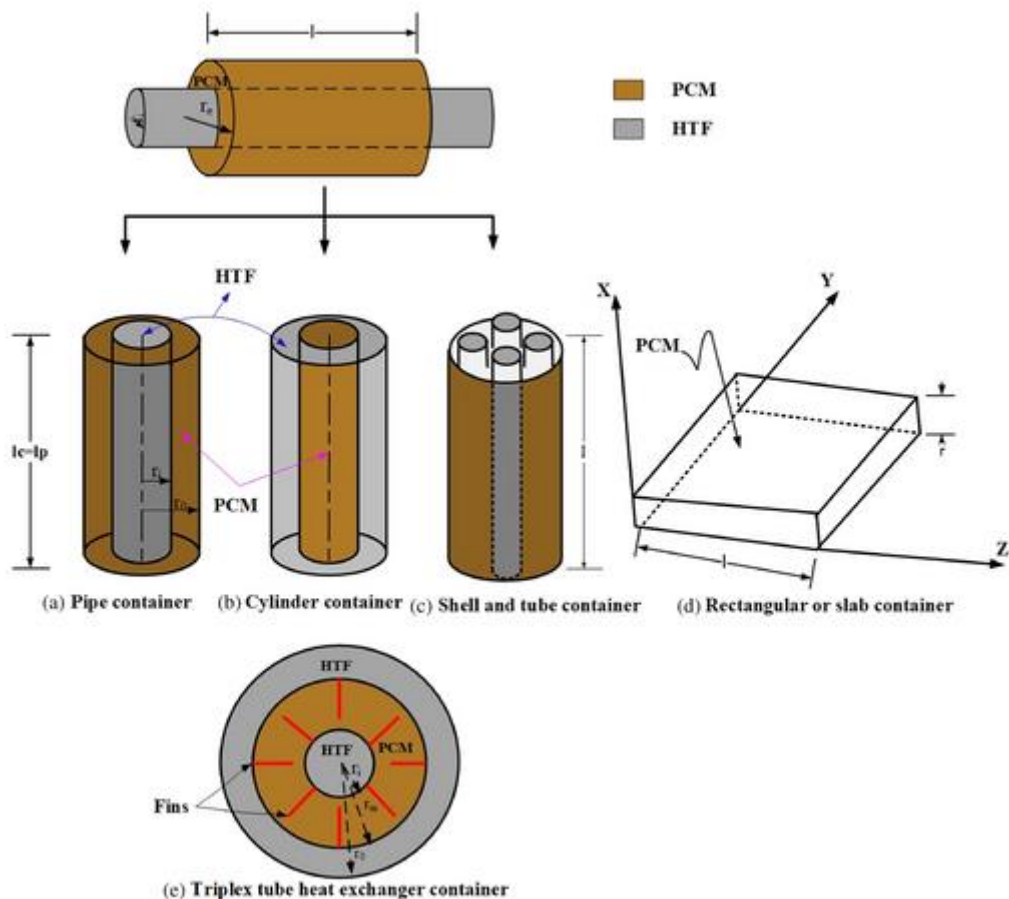


Figura 8- configurações geométricas de contêineres de armazenamento PCM.(Zayed, et al., 2020)

2.5. Trabalhos relacionados

(Zhao, Yuan, Haghghat, Lu, & Feng, 2019) Realizaram um estudo com o objectivo de avaliar o rendimento de um sistema solar para aquecimento de um espaço utilizando armazenamento de energia com recurso a PCM. O estudo foi realizado em Lhasa, capital do Tibet. Esta cidade tem a particularidade de ser uma das cidades com maior número de horas com exposição solar no planeta com 6000 a 8000 MJ/m² de radiação incidente por ano. Outra particularidade desta cidade é a baixa temperatura anual média, 7,4°C, o que faz deste local ideal para aproveitamento de energia solar equipado com armazenamento de calor com PCM. Foram estudados três cenários diferentes, A, B e C e O cenário A é o mais completo e complexo, pois o calor proveniente do colectador solar, pode ser utilizado directamente no espaço que se pretende aquecer, ou caso não seja necessário, quer parcialmente ou na sua

totalidade, é armazenado num reservatório contendo os módulos de PCM. Caso o calor armazenado no PCM seja insuficiente ou não haja calor disponível é utilizado uma fonte auxiliar de calor para suprimir este défice. No cenário B o calor proveniente do colector solar será armazenado no reservatório, e só posteriormente poderá ser utilizado. No entanto, neste cenário também está disponível uma fonte auxiliar de calor quando necessário, tal como no cenário A, caso não exista calor disponível no reservatório é apenas utilizado o sistema auxiliar. Por último, no cenário C, o sistema auxiliar nunca trabalha isolado, nos restantes parâmetros é idêntico ao cenário B.

Os resultados demonstraram que o cenário A foi o mais rentável energeticamente e o C o pior. Por exemplo, um edifício que necessite de aquecimento 24 h/dia, o esquema A poupa 65% de energia, o B 50% e o C 46% face à utilização do sistema auxiliar de aquecimento. Mohamed et al. [32], estudaram a hipótese de utilizar um reservatório com PCM para armazenar energia, num sistema de destilação. Foram comparados 4 modelos, o convencional (já utilizado) que usa energia proveniente de fonte solar sem armazenamento, o convencional utilizando um reservatório com PCM, o convencional com um reservatório com PCM e alhetas embutidas no interior do PCM de forma a aumentar a área de contacto e desta forma o fluxo de calor, e por último o modelo convencional com PCM e utilizando fibras de lã de aço de forma a aumentar a transferência de calor. Os resultados mostraram que todos os modelos aumentam a quantidade de água potável produzida em comparação com o modelo convencional. O modelo com alhetas foi o que apresentou maior produção e melhor eficiência energética, enquanto o modelo correspondente às fibras de lã resultou na melhor eficiência exegética. No entanto, como o mais importante é o custo por litro de água, os modelos alternativos não se mostraram rentáveis. (ESAPOUR, 2016) Estudou numericamente especificações geométricas e parâmetros operacionais de sistemas de armazenamento de calor multitubos. A investigação numérica considerou que a parte interna do casco é preenchida com RT35 como PCM, o qual é aquecido pelo fluido de transferência de calor (HTF) que escoia pelos tubos internos. Os resultados mostraram que a condução é a forma mais dominante de transferência de calor no início do processo de fusão, a qual é procedida pela dominância da convecção. O estudo também concluiu que conforme o número de tubos aumentava, a superfície de contacto entre o PCM e o fluido também

aumentava, fazendo com que a transferência de calor por convecção aumentasse o processo de fusão, reduzindo então o tempo total de fusão.

(SEDDEGH, WANG, & HENDERSON, 2015) Realizaram um estudo comparativo sobre o comportamento térmico de trocadores de calor casco e tubo orientados verticalmente e horizontalmente para o armazenamento de energia utilizando PCM. Os resultados das simulações mostraram que durante o processo de carga para a orientação horizontal, a transferência de calor por convecção tem um grande efeito no processo de fusão na parte superior do PCM sólido e é menos significativa durante a fusão da parte inferior do mesmo. Os resultados também mostraram que ao aumentar a temperatura do fluido quente, o tempo para armazenar energia reduz substancialmente, independente da orientação do trocador de calor.

Capítulo III

3. Metodologia de Execução dos Cálculo

Neste capítulo são apresentados os métodos de cálculo para Desenvolver um modelo de armazenamento de energia térmica usando PCMs para secagem de milho. O trabalho será realizado com auxílio de *Softwares (autocad, EES, FUSION 360, COMSOL, PYTHON)* de simulação e cálculos de transferência de calor. A Figura 9

mostra o Funcionamento do Sistema de Secagem com Armazenamento de Energia Térmica usando PCM.

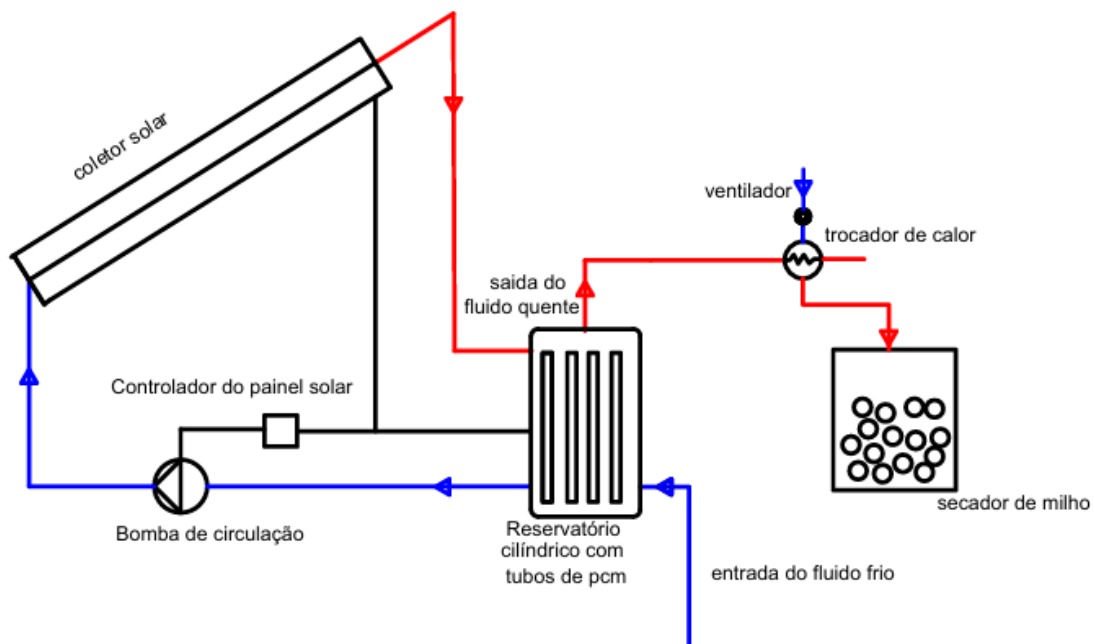


Figura 9- Funcionamento do Sistema de Secagem com Armazenamento de Energia Térmica usando pcm Fonte: (Elaboração própria)

3.1. Secador de milho implementado

O sistema de secagem rotativo proposto substitui a fôrnelha convencional por colectores solares térmicos que aquecem um fluido térmico, como água ou óleo, que transfere calor ao ar de secagem por meio de um trocador de calor.

O produto húmido entra no tambor rotativo através de um sistema de transporte (fita, redler, helicóide ou chupim) e é distribuído internamente por suspensores, que aumentam o contacto com o ar quente e aceleram a evaporação da humidade.

A rotação do tambor, controlada por inversor de frequência, junto com a inclinação de até 5°, garante a movimentação adequada e o tempo de residência ideal do material no interior do equipamento.

Após a secagem, o ar carregado de partículas segue para um ciclone, onde ocorre a separação do pó. Em seguida, um ventilador promove a sucção do ar, mantendo o fluxo contínuo no sistema.

O produto seco é então direccionado, por transporte auxiliar, para o armazenamento.

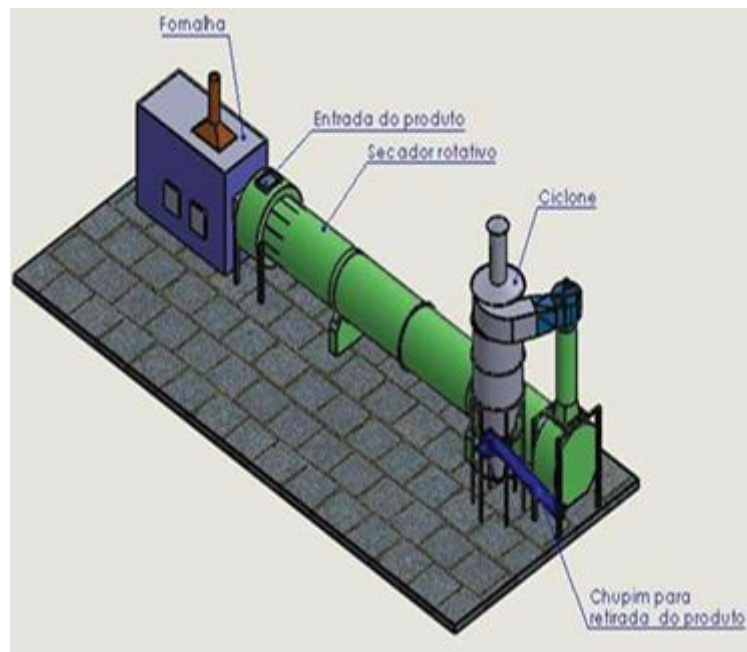


Figura 10 - Secador rotativo industrial (joscil, 2017)



Figura 11-distribuição do produto (Tunnermann, 2018)

3.1.1. Cálculo da energia térmica necessária para a secagem

O cálculo da energia térmica necessária para a secagem do milho é um passo fundamental para dimensionamento do sistema de secagem solar/convencional. Os dados preliminares consideram a variação de temperatura de secagem, estados de humidade inicial e final, propriedades térmicas do grão e da água, bem como a massa total a ser processada. Com base nesses dados é possível estimar a energia sensível necessária para elevar a temperatura do grão e de sua água livre até a temperatura de secagem, além da energia latente exigida para evaporar a quantidade de água removida durante o processo. Estes resultados servem de base para o dimensionamento do colector solar e do trocador de calor, e para estimativas económicas e de desempenho do sistema.

3.1.1.1. Dados preliminares

- ✚ Temperatura de secagem do milho (T_{sm}) varia de 50 á 60°C;
- ✚ Temperatura inicial do milho (T_{im}): 20°C (temperatura media anual de angonia);
- ✚ Irradiação média anual em Angonia (G): 1996.55 (kW/m^3);
- ✚ A humidade inicial (U_i) dos grãos de milho varia de 20% á 25%. (MINAG, 2011);
- ✚ Humidade final (U_f) do milho varia de 14% á 16%. (SITOE, 2005);
- ✚ Calor específico do milho ($C_{p_{mil}}$): 2,002 á 2,996 kJ/kgk. Para temperaturas que variam de 30 á 60°C (Verma, 2000);
- ✚ Calor específico da água ($C_{p_{agua}}$)=4,22kJ/kg K;
- ✚ Calor latente de vaporização da água (h_{fg})=2257 kJ/kg e,
- ✚ $m_i=5000kg$.

O milho inicialmente tem 25% de humidade e é seco até aos 14 % de humidade. A temperatura inicial de 20 °C , Quantidade de Calor Necessária à Secagem calcula-se de:

$$Q_c = \text{mix} [((1 - U_i) \times C_{p_{\text{mil}}}) + (U_i \times C_{p_{\text{agua}}})] \times (T_s - T_{im}) + (m_{ar} \times h_{fg}) \quad (3.1)$$

Onde:

Q_c = quantidade de calor necessária à secagem (kcal);

m_i = massa inicial do produto a ser secado (kg);

m_{ar} = massa de água a ser removida;

U_i = teor de humidade inicial (% BU);

U_f = teor de humidade final (% BU);

$C_{p_{\text{mil}}}$ = calor específico do produto a ser secado (kcal/kg°C);

$C_{p_{\text{agua}}}$ = calor específico da água (1 kcal/kg°C);

h_{fg} = calor latente de vaporização da água (540 kcal/kg);

T_s = temperatura de secagem (°C) e,

T_{im} = temperatura inicial do milho (°C)

Considerando uma perda (ps) estimada em 30%, tem-se que a quantidade de calor necessária final (Q_{cf}) para a retirada da humidade dos grãos é de **(MILMAN, 2002)**:

$$Q_{cf} = Q_c \times ps \quad (3.2)$$

Vazão de ar necessária para a secagem

$$Q_{as} = \frac{Q_{cf}}{0,286(T_s - T_{im})} \quad (3.3)$$

Massa de água a remover

$$m_{ar} = m_i - m_f \quad (3.4)$$

$$mf = \frac{mi(1-Ui)}{1-Uf} \quad (3.5)$$

3.1.2. Propriedades do ar de entrada

A partir da condição da pressão atmosférica, temperatura e humidade relativa de Angonia, pode-se identificar a quantidade de massa de vapor de água presente no ar natural.

Pressão de vapor saturado (pvs)

$$pvs = 6,1078 \times 10^{\left(\frac{7,5 \times T_{im}}{237,3 + T_{im}}\right)} \quad (3.6)$$

Pressão de vapor não saturado (pv)

$$PV = pvs \times UR \quad (3.7)$$

$$PV = \frac{Rm \times Ps}{0,622 + Rm} \quad (3.8)$$

Densidade absoluta do vapor de água ou humidade absoluta do ar (kg de vapor de água/m³ de ar).

$$\rho_{va} = \frac{0,21668 \times pv}{T_{im}} \quad (3.9)$$

Razão de mistura (gramas de vapor/kg de ar)

$$Rm = \frac{0,622 \times pv}{p - pv} \quad (3.10)$$

Densidade absoluta do ar seco (kg de ar seco/m³ de ar)

$$\rho_{as} = \frac{0,34837 \times (Ps - pv)}{T + 273,15} \quad (3.11)$$

Volume específico do ar seco (m³ de ar/kg de ar seco)

$$Ve = \frac{1}{\rho_{as}} \quad (3.12)$$

Massa de ar seco na entrada (kg de ar seco/hora)

$$m_{as} = \rho_{as} \times Q_{es} \quad (3.13)$$

Massa de vapor de água na entrada (kg de vapor de água/hora)

$$m_{va} = m_{as} \times R_m \quad (3.14)$$

3.1.2.1 Propriedades do ar de secagem

Entalpia de ar de secagem

$$h = (1006,76 \times T_s) + [R_m(2502086,97 + (1862,79 \times T_s))] \quad (3.15)$$

Para esta etapa é necessário fazer uma iteração, com as quatro equações apresentadas a seguir, mantendo a entalpia constante e variando a temperatura, até atingir a umidade relativa do ar de saída próxima ou superior a 80%. Indicando uma eficiência razoável nos parâmetros de secagem.

$$R_{ms} = \left[\frac{h - (1006,76 \times T_s)}{(2502086,97 + (1.862,79 \times T_s))} \right] \times X_{UR} \quad (3.16)$$

Pressão parcial do vapor na saída conforme nova razão de mistura após passagem do ar de secagem pela massa do milho.

$$P_V = \frac{R_{ms} \times T}{0,622 + R_{ms}} \quad (3.17)$$

$$pvs=UR \times 6,1078 \times 10^{\left(\frac{7,5+T}{237,3+T}\right)} \quad (3.18)$$

$$UR = \frac{PV}{pvs} \quad (3.19)$$

3.1.2.3. Quantidade de água removida na secagem

$$mvar = mvas - mvae \quad (3.20)$$

$$tsec = \frac{mar}{mvar} \quad (3.21)$$

onde:

mvar=massa do vapor de água removida na secagem;

mar=massa de água retirada;

mvas=massa do vapor de água na saída;

mvae=massa do vapor de água na entrada e,

tsec=tempo de secagem

3.1.2.4. Tempo de Residência

De acordo com (Eilchebelrger, 2001) o tempo de residência do produto durante a secagem depende directamente da capacidade de evaporação da instalação e do teor de humidade inicial do material. A velocidade de evaporação não é constante: ela ocorre rapidamente no início do processo, quando o teor de humidade é elevado, e diminui gradualmente à medida que a humidade se aproxima do nível ideal para armazenagem.

Para prever esse tempo com maior precisão, modelos matemáticos como o proposto por (Iguaz, Esnoz, Martínez, López, & Vírseda, 2003) podem ser aplicados. Esse modelo considera balanços de massa e energia em elementos discretos do secador, permitindo a determinação do tempo médio de residência com base em parâmetros operacionais e físicos do sistema.

O modelo matemático apresentado trata da secagem em secadores rotativos, utilizando o método de elementos de volume, onde são realizados balanços de massa e energia em cada elemento.

$$B = 5 \times D_p^{0,5} \quad (3.22)$$

$$T_r = \frac{0,689 \times L \times n \times m_i}{(\tan \alpha \times n \times D) \times [(n \times m_i) + (\frac{10,5 \times B \times L \times M_{as} \times A}{1000})]} \quad (3.23)$$

Onde:

B—Constante da dimensão do produto;

D_p—diâmetro do milho (9mm);

t_r—Tempo de residência do produto com o ar de secagem;

L—Comprimento do tambor rotativo;

α—Ângulo de inclinação do tambor;

N—Rotação do tambor (RPM);

n—Número de elemento de volume;

m_{as}—Massa de ar de secagem por segundo (kg/s) e,

A—Área do diâmetro do tambor.

3.1.3 Cálculo do volume interno do secador, volume do produto e livre

3.1.3.1 Volume interno do secador (v_s)

$$V_s = \frac{\pi D^2 l}{4} \quad (3.24)$$

Onde:

D: diâmetro interno do tambor e,

l: comprimento útil de secagem

3.1.3.2. Volume ocupado pelo produto (v_p)

$$v_p = \frac{m_i}{p_e} \quad (3.25)$$

Onde:

m_i : massa inicial do produto e,

p_e : peso específico do produto

3.1.3.3. Volume livre disponível (v_l)

$$V_l = V_s - V_p \quad (3.26)$$

3.1.4. Area livre da secção circular do tambor (AI)

Para calcular a **velocidade de passagem do ar de secagem (v_{as})**. É essencial que a velocidade do ar **não ultrapasse 7,5 m/s**, evitando o arraste indesejado do produto pelo fluxo de ar.

3.1.4.1. Área livre (AI):

$$Al = \frac{VI}{l} \quad (3.27)$$

Onde:

VI= volume livre (m³) e,

l= comprimento do tambor (m).

3.1.4.2. Velocidade do ar de secagem (vas):

$$vas = \frac{Qas}{Al} \quad (3.28)$$

Onde:

Qas=vazão de ar de secagem (m³/s) e,

Al=área livre da secção transversal (m²)

3.1.4.3. vazão mássica (Qm)

$$Qm = \frac{mas + mva}{3600} \quad (3.29)$$

3.1.4.4 Área da secção circular do tambor (As)

$$As = \frac{\pi D^2 l}{4} \quad (3.30)$$

Onde:

D=diâmetro interno do tambor.

3.2. Dimensionamento do trocador de calor

Dimensionar o trocador de calor, implica determinar a área necessária para a troca de calor. Considera-se aqui um banco de tubos em que o fluido frio passa pelo banco figura 12 e o fluido quente pelos tubos: $U=50W/m^2$.

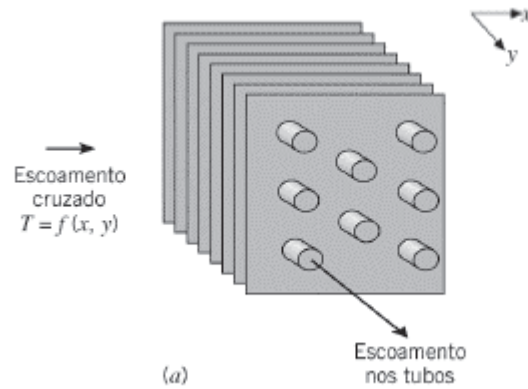


Figura 12- trocador de calor do tipo banco de tubos (BERGMAN, LAVINE, INCROPERA, & DEWITT, 2017)

3.2. 1. Dados de entrada

$$T_{q,saida} = ?$$

$$Q = 2.485.899,30 \text{ kJ}$$

$$T_{f,entr} = 20^\circ\text{C}$$

$$\dot{m}_{ar} = 8,93 \text{ kg/s}$$

$$t_{sec} = 2,04 \text{ horas}$$

$$T_{f,saida} = 52^\circ\text{C}$$

$$T_{q,entr} = 70^\circ\text{C}$$

$$C_{par} = 1.005 \text{ kJ/kg}$$

$$C_{Pagua} = 4,180 \text{ kJ/kg}$$

Determina-se primeiro a taxa de calor a ser transferido como se segue

$$Q_{trans} = \frac{Q}{t_{sec}} \tag{3.31}$$

Q_{trans} = taxa de calor transferido em kW;

Q=energia térmica total necessária em kWh;

tsec=tempo de secagem em segundos(s);

Cálculo do fluxo mássico do ar

$$\dot{m}_{ar} = \frac{Q_{trans}}{\bar{C}_{par}(T_{q,saida} - T_{f,entr})} \quad (3.32)$$

Cálculo do fluxo mássico da água

3.2.1. Cálculo da Área Necessária para a Troca de Calor

$$A_{total} = \frac{Q_{trans}}{U\Delta T_{ml}} \quad (3.34)$$

3.2. 1. 1. A temperatura média logarítmica é dada por

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \quad (3.35)$$

$$\Delta T_1 = T_{q,entr} - T_{f,saida} \quad (3.36)$$

$$\Delta T_2 = T_{q,saida} - T_{f,entr} \quad (3.37)$$

$$N = \frac{A_{total}}{A_T} \quad (3.38)$$

$$A_{tubo} = \pi D l \quad (3.39)$$

3.3. Dimensionamento do colector solar

O **colector solar de tubo evacuado**, figura 13 foi escolhido para esse trabalho devido a sua maior temperatura de saída do fluido e menores perdas de calor quando comparado com os colectores solares de placa plana A.



Figura 13- Colector solar de tubos evacuados (BASILIO, 2021)

3.3. 1. Necessidades Energéticas

$$E_{n,m} = Q \times \text{dias do mês} \quad (3.40)$$

$$I_{otima} = \text{Lat} + \text{ang}_{utiliz} \quad (28)$$

$$I_{otima} = \text{Lat} + \text{ang}_{utiliz} \quad (3.41)$$

irradiação horizontal média corrigida

$$H_{corr} = H \text{Cof}_{correlacao} \quad (3.42)$$

- -Depois de obtido o valor (H) são admitidos os seguintes coeficientes de correcção, $\text{Cof}_{correlacao}$: 1,05-caso a localização do sistema solar térmico seja uma zona de montanha com atmosfera limpa e,
- 0,95-caso a localização seja em zonas poluídas, ou grandes cidades.

Estimar um valor de correcção caso exista projecção de sombras sobre os colectores.

3.3. 2. Cálculo da energia aproveitável

$$E_{ap} = H_{corr} f 0,94 \quad (3.43)$$

Cálculo da intensidade útil

$$I = \frac{E_{ap}}{n_{hs}} \quad (3.44)$$

Rendimento de um colector solar

$$\eta = F'(\tau \alpha) - (F' x U_l) x \left[\frac{(T_f - T_D)}{G} \right] \quad (3.45)$$

Cálculo da energia útil

$$E_{Col.d} = 30 E_{ap} \eta_r P_g \quad (3.46)$$

Cálculo da área da superfície colectora

$$A_{sc} = \frac{E_{nm}}{E_{col.m}} \quad (3.47)$$

Cálculo do número teórico de colectores calculos

$$N_{ct} = \frac{A_{sc}}{A_c} \quad (3.48)$$

Cálculo da energia efectiva captada por mês

$$E_{Col.e} = E_{Col.m} A_c N_{cr} \quad (3.49)$$

3.4. Dimensionamento do volume e massa de PCM

Conforme dito no capítulo II Os PCMs mais utilizados em aplicações comerciais são as parafinas e serão o caso de estudo, vamos avaliar a parafina RT55 que está dentro da faixa de temperatura de secagem:

Massa do PCM

$$m_{pcm} = \frac{Q_{pcm}}{L} \quad (3.50)$$

Onde:

m_{pcm} -Massa do PCM necessária (kg);

Q_{pcm} -Quantidade de calor a ser armazenada (kJ) e,

L-Calor latente de fusão do PCM (kJ/kg)

Volume do PCM

$$V_{pcm} = \frac{m_{pcm}}{\rho_{pcm}} \quad (2.51)$$

Onde:

V_{pcm} –Volume do PCM (m³);

m_{pcm} -Massa do PCM (kg) e,

ρ_{pcm} – Densidade do PCM (kg/m³).

3.4.1. Modelo do armazenamento em PCM

O modelo de reservatório térmico escolhido é um cilindro de casco e tubo.

(Han, Ding, Huang, Tong, & Ding, 2017) Fizeram a investigação numérica em três recipientes cilíndricos, ou seja, cilindro, casco e tubo e tubo. Ele concluiu que as configurações de casco e tubo levam muito menos tempo do que outras para derreter para a mesma área de superfície de transferência de calor e massa de PCM.

Para a modelagem térmica, considerou-se o espaço entre o tubo interno de PCM e a parede do reservatório como volume de controlo, de forma análoga ao lado do casco em trocadores de calor do tipo casco e tubos. Esse volume de controlo é o domínio de circulação do fluido de trabalho (água), responsável por carregar ou descarregar a energia térmica do PCM, conforme mostra a Figura 14.

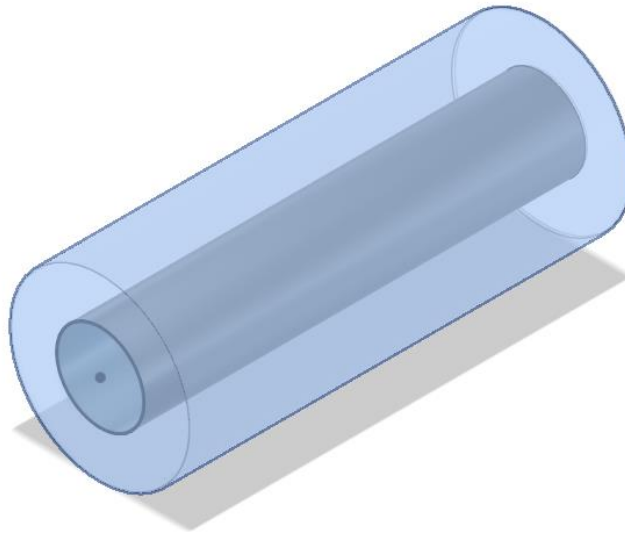


Figura 14- Volume de controle. Fonte: Elaboração própria

3.4.2. Modelo de simulação numérica para o sistema de armazenamento de energia térmica

O presente modelo de simulação numérica tem como objectivo analisar o comportamento térmico de um sistema de armazenamento de energia térmica utilizando parafina como PCM. Serão investigados o escoamento da água nos tubos de cobre, a transferência de calor por condução no PCM e por convecção na água, bem como o efeito da mudança de fase durante a fusão da parafina. O modelo considera ainda a interação fluido-térmica, condições transientes e a modificação da capacidade térmica específica para representar de forma estável o armazenamento de calor latente.

1. Escoamento de Fluido

Para simular o comportamento dinâmico da água fluindo dentro do tubo de cobre é necessário resolver simultaneamente:

Equação da Continuidade:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla(\rho v) = 0 \quad (3.52)$$

ρ =densidade da água

v =vetor velocidade

Equação de Navier-Stokes (em coordenadas cilíndricas):

$$\rho \frac{Dv}{Dt} = -\nabla p + \mu \nabla^2 \quad (4.53)$$

p =pressão do fluido

μ =viscosidade da água

2. Transferência de Calor: Convecção

A transferência de calor da água para a parede do tubo ocorre por convecção. Nesse caso, é necessário resolver a equação de energia completa, usando as velocidades obtidas das equações anteriores:

$$\rho C_p \frac{\partial T}{\partial t} = k \nabla^2 T \quad (5.54)$$

k =condutividade térmica e,

T =temperatura

O efeito da convecção é tratado pelo termo da derivada material $\frac{dT}{dt}$

3. Transferência de Calor: Condução

No restante do LHESS (reservatório com parafina), a transferência de calor ocorre somente por condução, pois o PCM fundido tem volume pequeno e a convecção é desprezível:

$$\rho C_p \frac{\partial T}{\partial t} = k \nabla^2 T \quad (6.55)$$

4. Transferência com Mudança de Fase

Durante a fusão do PCM (parafina), a equação da interface de fusão é:

$$\rho \frac{Dv}{Dt} = -\nabla p + \mu \nabla^2 v \quad (7.56)$$

$$K_s \nabla T_s - K_l \nabla T_l = \rho L \frac{dx}{dt} \quad (8.57)$$

k_l : condutividade térmica na fase sólida e líquida;

T_s, T_l : temperaturas em cada fase;

L =calor latente de fusão e,

x =posição da interface de fusão

Nota: Essa equação não foi resolvida directamente no COMSOL. Em vez disso, o processo de fusão foi modelado alterando a capacidade térmica específica c_p , como mostrado a seguir.

5. Condições de Contorno

A simulação foi realizada usando geometria 2D com simetria axial no COMSOL. Para resolver as equações de Navier-Stokes e energia (condução+convecção na água), foi usada uma análise transiente com interação fluido-térmica.

Condições adotadas:

Temperatura inicial do sistema: 293K;

Paredes externa: termicamente isoladas;

Superfície do tubo: condição de não deslizamento (no-slip);

Saída do tubo: sem tensão viscosa ou fluxo convectivo;

Entrada da água: temperatura de 343K, velocidade variando entre 0,01 e 1 m/s6.

Resolução Numérica— Modificação da Capacidade Térmica Específica c_p

Problema:

A equação da interface de fusão (Eq. 3.57) é difícil de resolver directamente. Para contornar isso, foi feita uma modificação no calor específico c_p da parafina.

A parafina usada tem:

Entalpia de fusão: 170 kJ/kg

Intervalo de fusão: 324,15 K a 330,15 K

Ajuste no c_p

$$\begin{cases} C_{ps} & \text{se } T < 324,15 \text{ K} \\ \frac{C_{pl} + C_{ps}}{2} + \frac{\Delta H_f}{\Delta T} & \text{se } 324,15 \text{ K} \leq T \leq 330,15 \text{ K} \\ C_{pl} & \text{se } T > 330,15 \text{ K} \end{cases} \quad (9.58)$$

C_{ps} =capacidade térmica específica da fase sólida (kJ/kg·K);

C_{pl} =capacidade térmica específica da fase líquida (kJ/kg·K);

ΔH =calor latente de fusão (kJ/kg);

$\Delta T = T_l - T_s$ =intervalo de temperatura da mudança de fase (K);

T_s =temperatura inicial da fusão (K) e,

T_l =temperatura final da fusão (K).

$$\begin{cases} 2,5 \text{ kJ/kg} & \text{se } T < 324,15 \text{ K} \\ 30,58 \text{ kJ/kg} & \text{se } 324,15 \text{ K} \leq T \leq 330,15 \text{ K} \\ 2,5 \text{ kJ/kg} & \text{se } T > 330,15 \text{ K} \end{cases}$$

Esse aumento artificial de c_p simula a absorção de calor latente durante a mudança de fase.

Métodos para Implementar o cp no COMSOL

1. Usando Funções Lógicas:

$$cp(T)=2,5+28,33\cdot(T>324,15)-28,33\cdot(T>330,15)\text{kJ/kg} \quad (10.59)$$

2. Usando Funções Contínuas (Heaviside Suavizada):

$$Cp (T)=2,5+28,33\times[\text{flc2hs}(T-324,15\times 0,2)-\text{flc2hs}(T-330,15\times 0,2)] \text{ kJ/kg} \quad (11.60)$$

A função flc2hs é uma versão suavizada da função de Heaviside, com derivada de 2ª ordem contínua e sem overshoot.

Essas abordagens permitiram simular o processo de fusão no COMSOL de forma mais estável e realista, sem precisar resolver directamente a equação da interface.

Capítulo IV

4. Resultados e Sua Discussão

Neste capítulo serão apresentados e discutidos os resultados obtidos ao longo do trabalho, incluindo o cálculo da energia térmica necessária para a secagem do milho, o dimensionamento do secador, do trocador de calor e do colector solar térmico, bem como o estudo do sistema de armazenamento de energia térmica com PCM.

Tabela 2- Resultados do cálculo da energia térmica necessária para a secagem do milho

Temperatura de secagem (T_s)	52°C
Temperatura de saída	30°C
Entalpia do ar de entrada	233.496,64J/kg
Entalpia do ar de saída	233.496.64J/kg
Razão de mistura entrada (R_m)	0,06970
Razão de mistura saída (R_{ms})	0,07947
Pressão parcial de vapor (P_V)	3,399kPa
Pressão de vapor saturado (p_{vs})	4,243kPa
Massa inicial do milho	5.000kg
Massa final do milho	4.360,47kg
Massa de água a remover	639,53kg
Calor necessário (sem perdas)	1.912.230,23kJ
Calor necessário (com perdas)	2485899,30kJ
Vazão de ar necessária	271.623,61m ³ /h
Densidade do ar seco	0,1183kg/m ³
Massa de ar seco: 32140,54kg/h	32140,54kg/h
Massa de vapor de água (entrada)	2240,17kg/h
Massa de vapor de água (saída)	2554,36kg/h
Vapor removido	314,19 kg/h
Tempo estimado de secagem	2,04 horas

Para o dimensionamento do sistema consideramos atender 4 ciclos por dia, ou seja, a quantidade calor necessária por dia é de $4 \times 2.485,89930 \text{ MJ}$ que corresponde à $Q=9.942,59 \text{ MJ}$

O **Error! Reference source not found.** apresenta a variação da humidade do milho e da massa de vapor removido ao longo do tempo durante o processo de secagem artificial. O gráfico permite observar a relação inversa entre esses dois parâmetros: à medida que o tempo de secagem aumenta, ocorre a remoção progressiva da humidade presente nos grãos, o que se reflete no aumento da quantidade de vapor acumulado:

- A curva azul (vapor acumulado) mostra um aumento praticamente linear até cerca de 2 horas, indicando que a maior parte da água é removida de forma eficiente nesse período.
- Após aproximadamente 2 horas, a curva de vapor acumulado se estabiliza, indicando que a maior parte da água já foi removida e o processo entra em uma fase de secagem lenta.
- A linha verde (humidade do milho) decresce rapidamente até atingir um patamar próximo de 14%, que é o valor final desejado.

Essa estabilização indica que o processo atingiu o objectivo de secagem segura, ideal para armazenamento e conservação do milho.

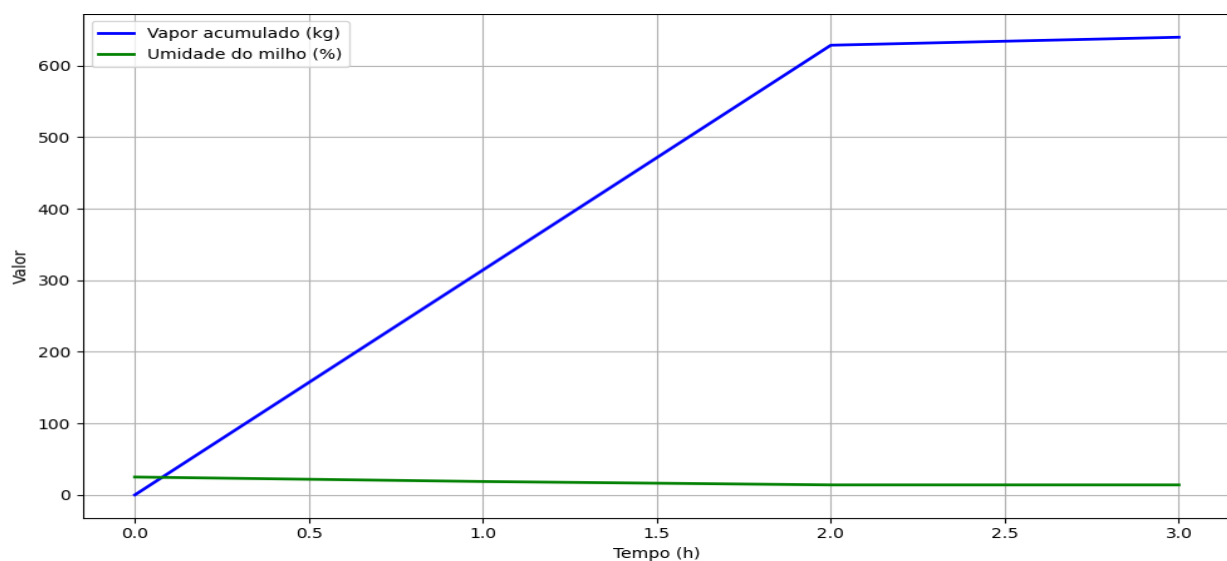


Gráfico 1-Humidade do Milho removido em função do tempo. fonte:(Elaboração própria)

A Tabela 3 apresenta os resultados obtidos no cálculo do tempo de residência e no dimensionamento do secador rotativo. Nela são apresentados os principais parâmetros geométricos e operacionais que caracterizam o equipamento, incluindo o volume total do tambor, o volume ocupado pelo produto, o volume livre disponível para o escoamento do ar, bem como a área de passagem e a velocidade do ar no interior do secador. Esses valores são fundamentais para a análise do desempenho do sistema e para garantir uma operação eficiente do processo de secagem.

Tabela 3- Resultados do cálculo do Tempo de Residência e Dimensionamento do Secador

Constante B	0,474
Volume do tambor (Vs)	67,33 m ³
Volume ocupado pelo produto (Vp)	6,94 m ³
Volume livre (VI)	60,39 m ³
Área livre (AI)	10,06 m ²
Velocidade do ar (vas)	750 m/s
Área da secção transversal (As)	11,22 m ²
Tempo de residência estimado (Tr)	131,13 min
Tempo excedente (Δt)	8,73min

A Tabela 4 apresenta os principais resultados do dimensionamento do trocador de calor do sistema de secagem solar de milho, responsável pela transferência da energia térmica captada pelos colectores solares para o ar de secagem. Os valores demonstram um desempenho eficiente, assegurando temperaturas adequadas para o processo.

Tabela 4-Resultados do dimensionamento do trocador de calor

A_{total}	$254 m^2$
A_{tubol}	$0,118m^2$
ΔT_{ml}	$26,65^{\circ}C$
l	$1,5m$
D	$25mm$
\dot{m}_{agua}	$6,59kg/s$
$T_{q,saida}$	$57,72^{\circ}C$
\dot{m}_{ar}	$8,93kg/s$
Q_{trans}	$338494w$
N	2153 tubos

A Tabela 5 apresenta os resultados do dimensionamento dos colectores solares térmicos, que têm a função de captar e converter a energia solar em calor para o processo de secagem do milho. A tabela 5 mostra valores de irradiação solar corrigida, rendimento médio dos colectores, energia útil diária obtida e área total necessária para suprir a demanda térmica do sistema. Estes resultados permitem avaliar a eficiência do campo solar e confirmar que a configuração adoptada garante a quantidade de energia requerida para manter a temperatura de secagem de forma estável e contínua.

Tabela 5-Resultados do dimensionamento do colector solar térmico

Energia total mensal (E_{nm})	$29827,8 MJ$
Inclinação óptima (l_{otima})	30°
Irradiação corrigida (H_{corr})	$19,95 MJ/m^2/dia$
Energia solar aproveitável (E_{ap})	$18,75 MJ/m^2/dia$
Intensidade útil (I)	$2,344 MJ/m^2/h$
Rendimento do colector (η)	$0,625$
Energia útil por dia (E_{col_d})	$11,72 MJ/m^2/dia$
Área total de colectores (A_{sc}) ²	$848,3m^2$
Número teórico de colectores (N_{ct})	$302,96$
Número real dos colectores solares	303
Energia efectiva captada por mês (E_{col_e})	$29.8278 MJ/mês$

O **Error! Reference source not found.** mostra a relação inversa entre a irradiância solar (G) e a área do colector solar (A_{sc}). Observa-se que, à medida que a irradiância aumenta, a área necessária para o colector diminui significativamente. Isso ocorre porque uma maior disponibilidade de radiação solar permite atender à mesma demanda energética com uma superfície menor de captação.

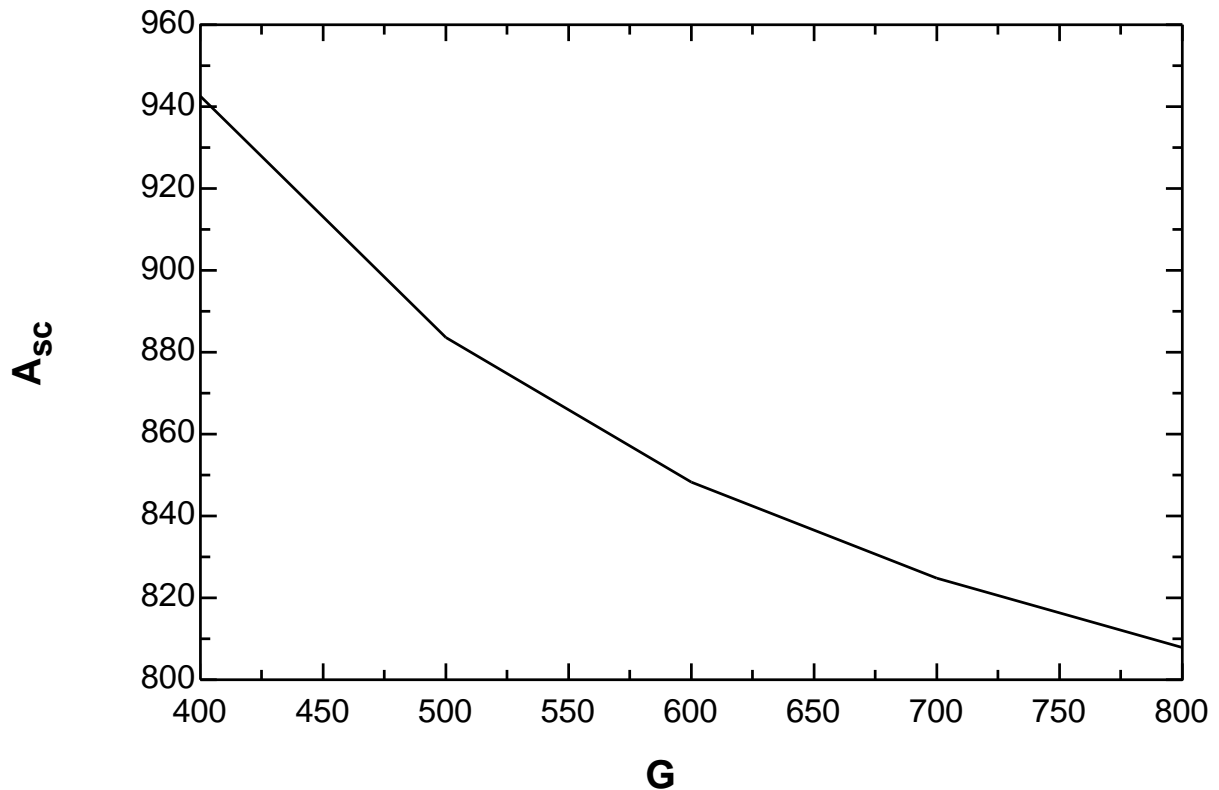


Gráfico 2- relação entre a irradiância solar (G) e a área do colector solar (A_{sc}).fonte:(Elaboração própria)

Gráfico 3 -relação entre a irradiância solar (G) e a eficiência do colector (η).

evidencia uma relação directa entre a irradiância solar (G) e a eficiência do colector (η). Observa-se que, à medida que a irradiância aumenta, a eficiência do sistema também se eleva, indicando um melhor aproveitamento da energia solar disponível. Essa tendência confirma a importância de considerar as condições climáticas locais no dimensionamento do colector solar, garantindo um desempenho otimizado com menor área de captação e maior eficiência térmica.

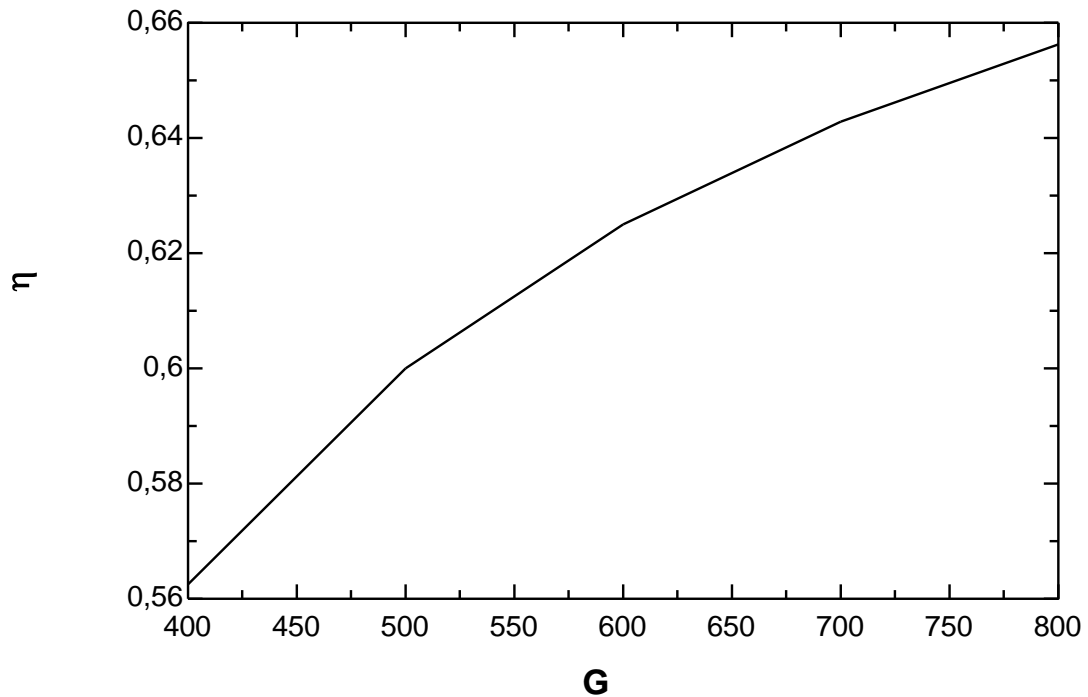


Gráfico 3 -relação entre a irradiância solar (G) e a eficiência do colector (η).
 fonte:(Elaboração própria)

O tempo de residência do milho no secador é de 2,1855h, pelo que em 8 horas não seria possível completar os 4 ciclos necessários por dia. Daí que há necessidade de armazenar o excedente de calor durante as horas de maior pico para compensar no momento de menor pico de radiação solar. Um cálculo rápido do tempo excedente seria $4 \times 2,1855$ que resulta em aproximadamente 44,52 minutos com radiação solar quase 0.

4.1. Resultados do Calor a ser armazenado e dimensionamento do volume e massa de PCM

Nesta secção são apresentados os resultados referentes à quantidade de calor a ser armazenado pelo sistema e ao dimensionamento do PCM necessário para atender à demanda térmica do secador. Com base na energia disponível nos colectores solares e na energia requerida pelo processo de secagem, determinou-se a massa e o volume de parafina RT55 necessários, garantindo que o material de mudança de fase possa armazenar eficientemente o calor durante o dia e fornecê-lo de forma controlada ao secador, assegurando estabilidade térmica e eficiência energética do sistema.

Energia útil por dia (E_{col_d}): 11,72 MJ/m²/dia;

Energia disponível no colector por dia: $E_{col_dx} A_{sc}=9.942,1MJ$;

Q necessário no secador durante as 8 horas de sol: $9.048,67MJ$ e,

$Q = \text{Energia disponível no colector por dia} - Q \text{ necessário no secador}$

$Q=893,43MJ$

$m_{pcm} = 5.255,5kg$

$V_{pcm}=5,97m^3$

a tabela 6 indica os parâmetros geométricos do reservatório.

Tabela 6-Parâmetros geométricos e operacionais do tanque

Parâmetro	Valor
Volume do tanque (<i>Vtanque</i>)	40 m ³
Área interna do tanque (<i>Atanque</i>)	40,1 m ²
Altura do tanque (<i>L</i>)	3,2 m
Raio do cilindro unitário de PCM (<i>Rc</i>)	20 mm
Volume de PCM contido no tanque (<i>Vpcm</i>)	5,97 m ³
Número de tubos de PCM	1485

4.2. Resultados da simulação numérica para o sistema de armazenamento de energia térmica

Nesta secção são apresentados os resultados da simulação numérica do sistema de armazenamento de energia térmica com PCM.

4.2.1 Geração da Malha

A geração da malha é uma etapa fundamental na modelagem numérica, pois define como o domínio físico do sistema será discretizado para a solução das equações de transferência de calor e escoamento. Cada elemento da malha representa uma pequena região onde as variáveis do problema, como temperatura e velocidade, serão calculadas. A malha, Figura 15 utilizada na simulação foi cuidadosamente configurada para garantir precisão nos resultados, sobretudo em regiões críticas de transferência de calor e mudança de fase.

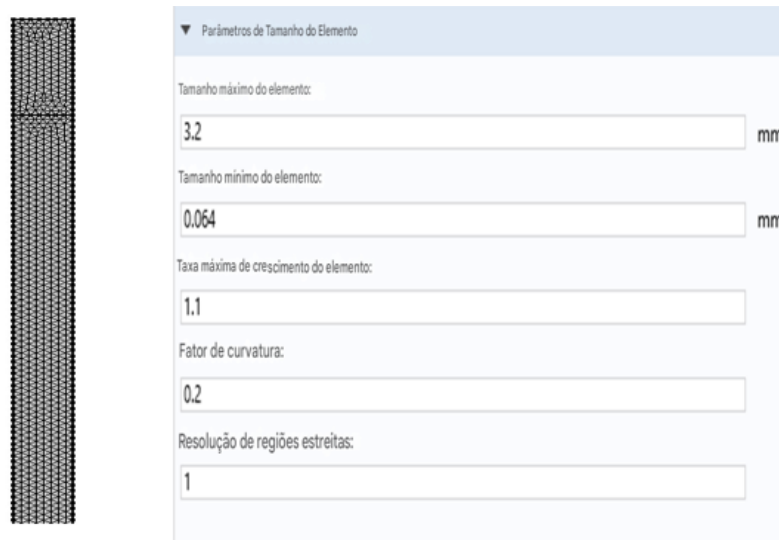


Figura 15- Malha computacional e seus elementos. fonte: (Elaboração própria)

4.2.2. Comportamento da temperatura do PCM durante o processo de carregamento

O **Error! Reference source not found.** apresenta o comportamento da temperatura do PCM (parafina RT55) durante o processo de carregamento no interior do sistema de armazenamento de energia térmica em calor latente (LHESS). Verifica-se que, a partir de aproximadamente 324 K, o material inicia sua transição de fase, a qual se estende até cerca de 330 K. Nesse intervalo, a temperatura do PCM permanece praticamente constante, mesmo com o fornecimento contínuo de energia térmica. Esse efeito ocorre porque a energia é utilizada principalmente na mudança de fase do estado sólido para o líquido, em vez de provocar aumento significativo da temperatura.

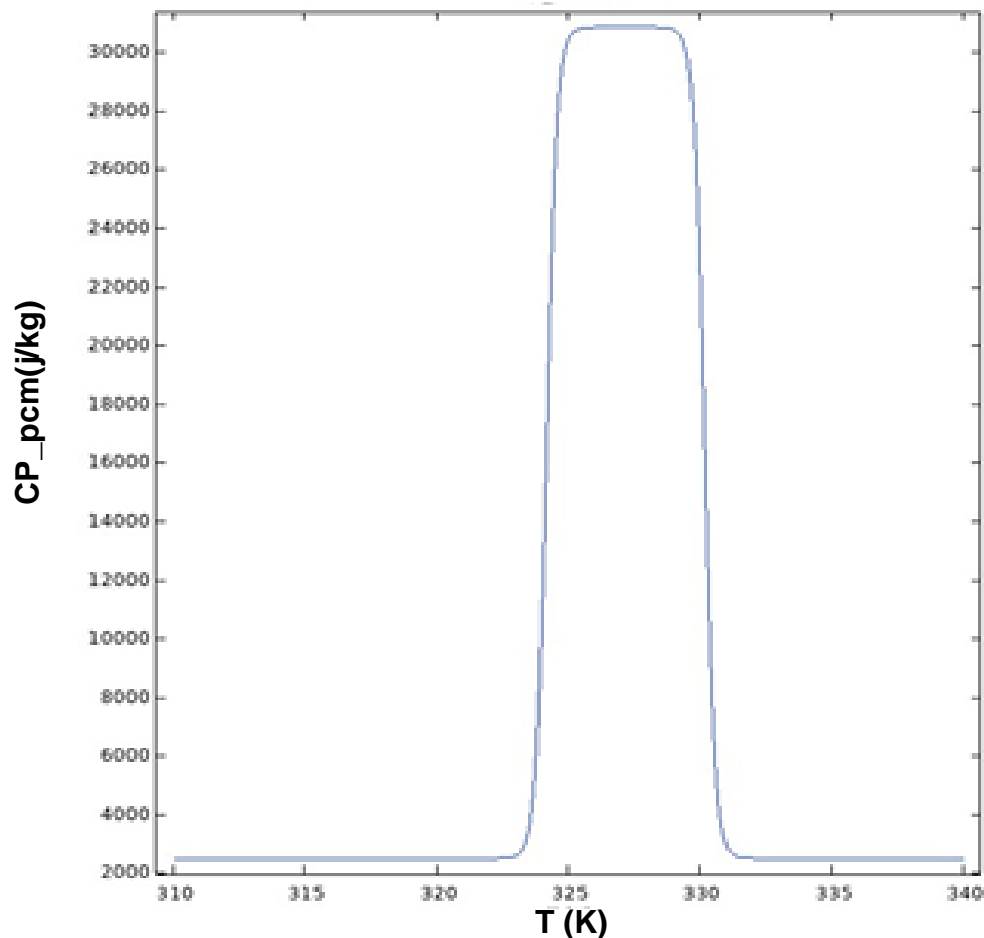


Gráfico 4- Calor Específico Modificado da Parafina (PCM).fonte:(Elaboração própria)

A elevação do cp demonstra a capacidade do PCM em armazenar grandes quantidades de energia térmica sem variações significativas de temperatura, característica fundamental para o bom desempenho do sistema de armazenamento de energia térmica em calor latente (LHESS). Em termos práticos, isso significa que o PCM contribui para maior estabilidade térmica do sistema e aumenta sua eficiência no aproveitamento da energia disponível.

4.2.3. Evolução da temperatura média do PCM durante o processo de carregamento térmico **Error! Reference source not found.** apresenta a evolução da temperatura média do PCM durante o processo de carregamento térmico. Inicialmente, o material encontrava-se totalmente sólido, a aproximadamente 293.15K. Observa-se que a temperatura aumenta rapidamente até atingir a faixa de transição de fase (324.15 á330.15K), correspondente ao intervalo de fusão do RT55.

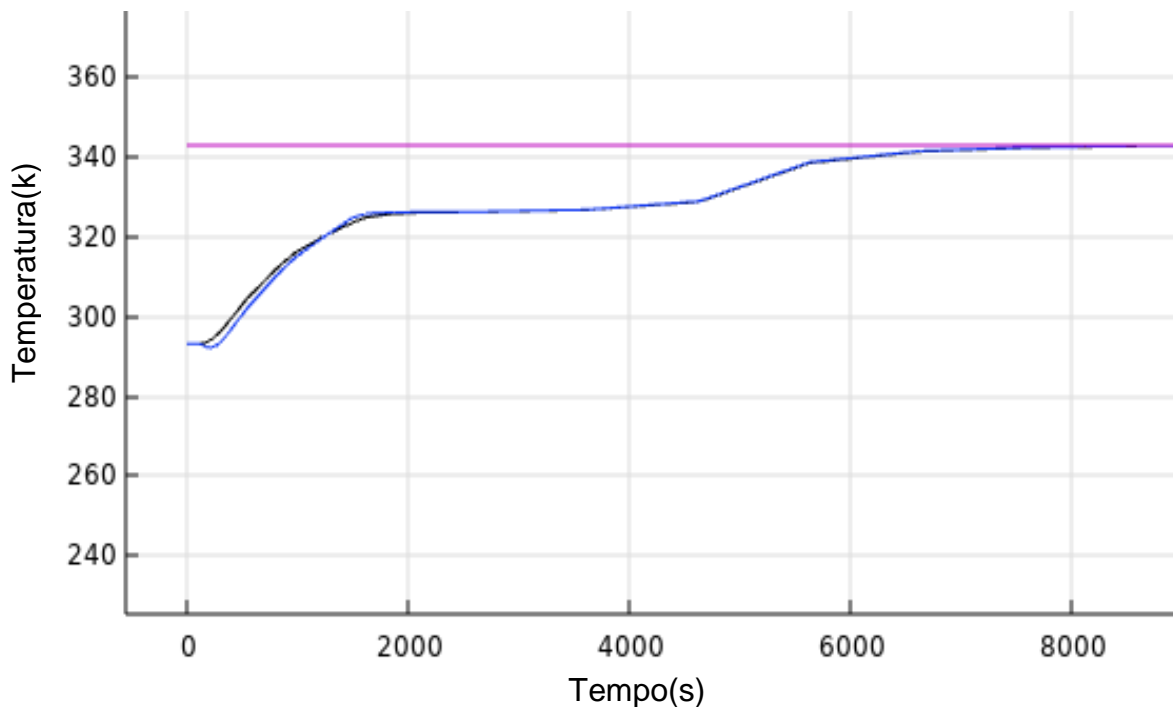


Gráfico 5- Comportamento Térmico do PCM no Processo de Fusão. fonte:(Elaboração própria)

Nesse intervalo, a curva apresenta um comportamento caracterizado por um platô, evidenciando que a energia fornecida ao sistema foi absorvida na forma de calor latente de fusão. Esse resultado demonstra a capacidade do PCM de armazenar energia térmica mantendo sua temperatura praticamente constante durante a mudança de fase.

Após cerca de 5000s, o material encontra-se totalmente fundido. Esse comportamento confirma a função do PCM como meio de armazenamento térmico, capaz de absorver grandes quantidades de energia sem elevação significativa de temperatura.

4.2.4. Evolução da fracção líquida do PCM ao longo do tempo

O **Error! Reference source not found.** apresenta a evolução da fracção líquida do PCM ao longo do tempo. No início do processo de descarga, a fracção líquida era igual a 1, indicando que o material estava completamente fundido. Com o passar do tempo, essa fracção diminuiu progressivamente, refletindo a transformação gradual do líquido em sólido.

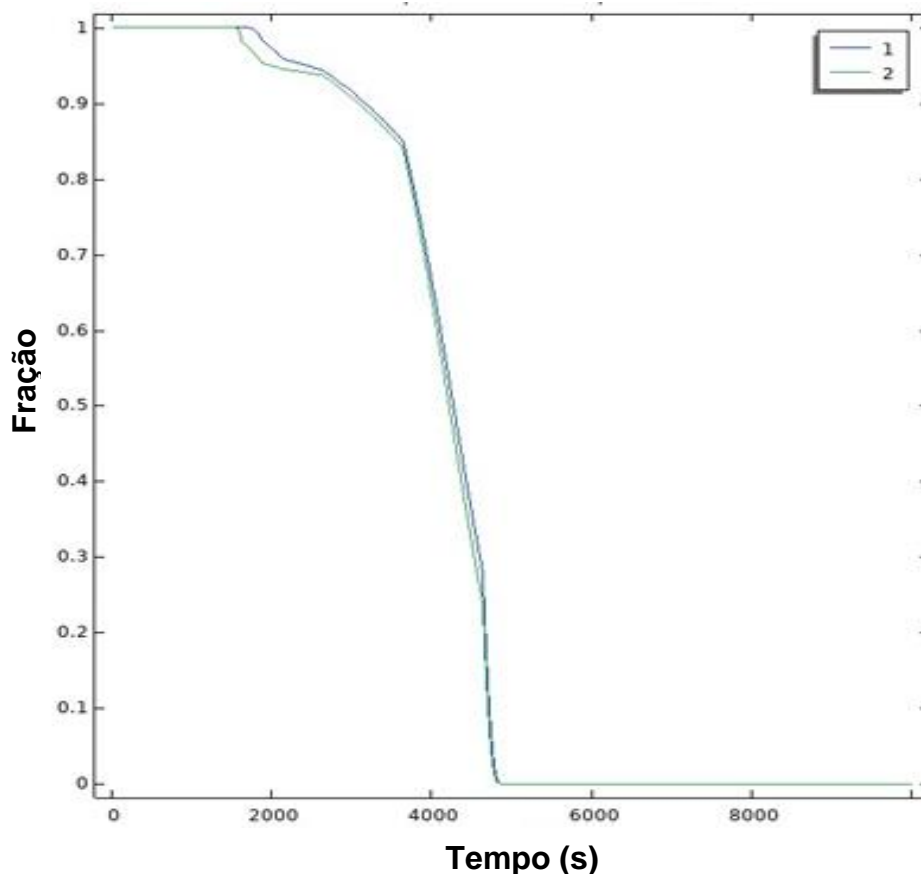


Gráfico 6- evolução da fracção líquida ao longo do tempo fonte: (Elaboração própria)

Entre 0 s e aproximadamente 4.500s, ocorre a maior variação da fracção líquida, caracterizando a liberação do calor latente de solidificação. Durante esse período, a energia armazenada na fase líquida foi devolvida ao fluido de resfriamento de maneira controlada, mantendo a temperatura próxima à faixa de transição de fase. Após 5000s, a fracção líquida estabilizou-se em 0, indicando que o PCM estava totalmente solidificado e que toda a energia latente havia sido liberada.

4.2.5. Indicador de fase do PCM em diferentes instantes dos processos de fusão e solidificação

A Figura 16 apresenta os contornos do indicador de fase do PCM em diferentes instantes dos processos de fusão e solidificação. Durante a fusão, observa-se que a mudança de fase tem início nas regiões próximas às paredes em contacto com o fluido aquecido, propagando-se gradualmente em direcção ao centro do PCM. Esse comportamento mostra que o calor foi absorvido de forma contínua, resultando no avanço da interface sólido-líquido até a fusão completa do material.

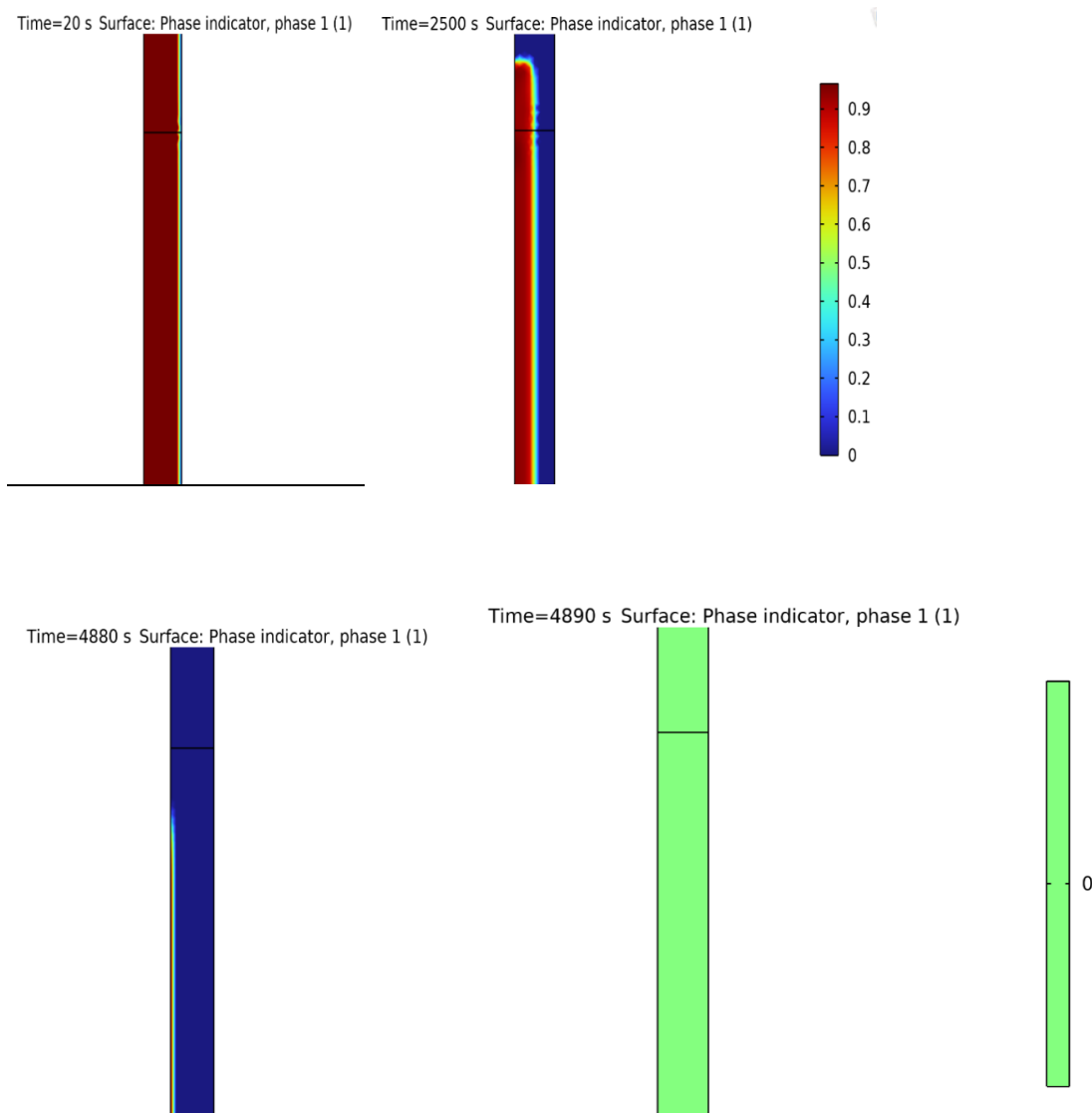


Figura 16- campos da fracção líquida ao longo do tempo. Fonte: (Elaboração própria)

De forma análoga, na solidificação, o processo se inicia nas superfícies em contacto com o fluido de resfriamento e progride em direcção ao núcleo do PCM. Essa evolução espacial confirma os resultados temporais obtidos nos gráficos 5 e 6 ilustrando de maneira clara como a interface líquido-sólido se desloca ao longo do tempo.

4.2.6. Síntese Geral do processo de carga e descarga do PCM

Os resultados obtidos demonstram o desempenho esperado do PCM RT55 nos dois modos de operação do sistema:

- Na fusão (carga), o material absorveu calor mantendo sua temperatura praticamente constante na faixa de transição, evidenciando a capacidade de armazenar grandes quantidades de energia térmica sob a forma de calor latente e,
- Na solidificação (descarga), o PCM liberou gradualmente essa energia, fornecendo calor ao fluido de resfriamento e mantendo a estabilidade térmica do sistema durante o processo.

Assim, pode-se concluir que o RT55 mostrou-se eficiente para aplicações de armazenamento de energia térmica, cumprindo sua função de estabilizador térmico tanto no carregamento quanto na descarga.

Capítulo V

5.Avaliação ambiental e económica do projecto

A avaliação ambiental e económica constitui uma etapa essencial na análise da viabilidade global do sistema de armazenamento de energia térmica proposto. Esta abordagem permite não apenas verificar o desempenho técnico, mas também compreender o impacto ambiental associado e o retorno financeiro do investimento realizado.

5.1. Avaliação económica

A avaliação económica do projecto será analisada com base em dois de alguns critérios recomendados para este tipo de estudos, que são:

- Período de Recuperação Actualizado (PRA) e,
- Valor Actual Líquido (VAL).

Para a viabilidade económica do projecto, será usada a seguinte metodologia de cálculo:

- ❖ Investimento inicial;
- ❖ Cálculo dos custos operacionais fixos;
- ❖ Cálculo dos custos operacionais variáveis;
- ❖ Estimativa de receita e margem de lucro;
- ❖ Cálculo do período de recuperação actualizado;
- ❖ Valor actual líquido e,
- ❖ Decisão de viabilidade.

5.1.1 Investimento inicial do projecto

O cálculo do investimento inicial consiste em estimar o montante financeiro necessário para implementar o projecto, englobando a aquisição de equipamentos, a construção ou adaptação da infra-estrutura e todos os elementos essenciais para o funcionamento eficiente da instalação.

O **Error! Reference source not found.** mostra a classificação das despesas do projecto, facilitando a organização do orçamento e a análise de custos por tipo de despesa.

Quadro 4- classificação das despesas do projecto

Categoria	Componentes
C. equip	Colectores, PCM, trocador,

	reservatório, ventilador, bombas, controlador
C. I. equi	Instalação e ajustes
C. Outros	

$$\text{Investimento Inicial} = \text{C.equip} + \text{C.I.equip} + \text{C.Outros} + \text{COF} \quad (5)$$

Tabela 7-Custo de equipamentos

Equipamento	Custo (MTn)
Parafina (pcm)	292.970
Trocador de calor	44.681
Reservatório	478.725
Secador	63.830
Ventilador	8.297
Bombas	19.149
Controlador de Temperatura	732
Colector solar	1. 353. 835
Total	2.262.219

$$\text{C. I. equip} = \text{C. equip} \times 5\% \quad (5.1)$$

$$\text{C. I.equip} = 113.110,95 \text{ Mt}$$

$$\text{C. Outros} = \text{C.equip} \times 10\% \quad (5.2)$$

C. Outros = 298.349,4Mt

5.1.2. Cálculo dos Custos Operacionais Fixos

Os custos operacionais fixos são calculados com base nos salários e no preço de manutenção.

$$\text{COF} = \text{Salários} + \text{C. Manutenção} \quad (5.3)$$

Salários (3 Operadores+1 Engenheiro)=563.200Mt/ano=140.800 Mt/mês

$$\text{C. Manutenção} = \text{C. equip} \times 30\% \quad (5.4)$$

C. Manutenção=895.048,2Mt

COF=1.458.248,3Mt

Investimento Inicial=4.889.266,3Mt

5.1.3. Cálculo dos custos operacionais variáveis

5.1.3.1 Matéria-prima

Para o cálculo da matéria-prima considerou-se a aquisição do milho húmido junto a pequenos agricultores da região de Angónia, a um preço médio de 17 Mt/kg. O sistema de secagem está dimensionado para processar 8 toneladas de milho por dia durante 120 dias de operação anual, correspondendo à época de colheita. O custo medio de transporte por tonelada a um perimetro de 200 Km da unidade de secagem será de 123.000Mts/tonelada.

Dessa forma, a quantidade total de milho húmido necessária ao longo do período de operação é:

8t/dia×120dias=960toneladas

Considerando o preço médio de 17 MZN/kg, o custo total do milho é estimado em:

$$C.\text{mat.prima}=960.000 \times 17 = 16.320.000 \text{Mt/ano} = 4.080.000 \text{Mt/mês}$$

$$C.\text{Utilidades} = C.\text{mat.prima} \times 5\% \quad (5.5)$$

$$C.\text{Utilidades} = 204.000 \text{Mt}$$

$$\text{COV} = C.\text{mat.prima} + C.\text{Utilidades} + C.\text{transporte} \quad (5.6)$$

$$\text{COV} = 4.407.000 \text{Mt/mês}$$

5.1.4. Estimativa de receita e margem de lucro

A estimativa de receita e margem de lucro do projecto será calculada com base na quantidade de milho seco produzida anualmente e no preço de comercialização definido para o mercado local.

O sistema de secagem, dimensionado com base no potencial de produção da região de Angónia, foi projectado para processar 8 toneladas de milho por dia, durante 120 dias de operação anual, resultando numa produção total de 960 toneladas de milho seco por ano. Considerando um preço médio de venda de 25 Mt/kg de milho seco e uma redução de 14% do peso inicial decorrente do processo de secagem, tem-se:

$$825.600 \text{kg} \times 25 \text{Mt/kg} = 20.640.000 \text{Mt/ano} = 5.160.000 \text{mt/mês}$$

$$\text{Preço de Venda} = 5.160.000 \text{mt/mês}$$

$$\text{Custo Variável} = 4.407.000 \text{Mt/mês}$$

$$\text{Margem de Lucro Unitária} = \text{Preço de Venda} - \text{Custo Variável}$$

$$\text{Margem de Lucro Unitária} = 753.000 \text{Mt/mês} = 3.012.000 \text{Mt/ano}$$

5.1.5. Cálculo do período de recuperação actualizado

A tabela 8 demonstra os fluxos de caixa e os fluxos de caixa acumulados. Que permitem avaliar a viabilidade financeira do projecto, identificar o período de retorno

do investimento e analisar a evolução dos recursos ao longo do tempo, fornecendo uma base para decisões estratégicas de planeamento e implementação.

Para o cálculo do período de retorno actualizado, será usada a seguinte fórmula:

$$PRA = \frac{I_0}{\sum_{t=1}^n \frac{FC_t}{K^t}} \quad (5.7)$$

I_0 =investimento inicial

FC_t =fluxo de caixa no período t

k=taxa de desconto

t=período (ano)

n=número de períodos considerados

Tabela 8- Fluxos de caixa do projecto

Período (ano)	Fluxos de Caixa (Mt)	Fluxos de Caixa Descontados(K = 0,20)	Fluxos de Caixa Acumulados (Mt)
0	-4 889 266,3	-4 889 266,3	-4889266,3
1	3.012.000	2 510 000	-2 379 266,3

2	3.012.000	2 091 666,667	-287599,6333
3	3.012.000	1.743 055,556	1455455,922
4	3.012.000	1452546,296	2908002,219
5	3.012.000	1210455,247	4118457,465
6	3.012.000	1008712,706	5127170,171
7	3.012.000	840593,9215	5967764,093
8	3.012.000	700494,9346	6668259,027
9	3.012.000	583745,7788	7252004,806
10	3.012.000	486454,8157	7738459,622
11	3.012.000	405379,0131	8143838,635
12	3.012.000	337815,8442	8481654,479
13	3.012.000	281513,2035	8763167,682
14	3.012.000	234594,3363	8997762,019
15	3.012.000	195495,2802	9193257,299

De acordo com os dados obtidos na , pelo método do período de retorno simples, no terceiro ano é obtido o retorno do valor investido no projecto, o que mostra que o projecto é economicamente atractivo.

$$PRA = \frac{4889266,3}{9.193.257,299} = 0,53183177 \times 15 = 7,98 \text{ ANOS}$$

Pelo método do período de retorno actualizado, com uma taxa de retorno do projecto de 20%, o tempo de retorno do valor investido no projecto é de precisamente, 7 anos, 11 meses e 23 dias.

O gráfico 7 ilustra o período de retorno simples, do ano de investimento até os 15 anos de vida útil do projecto.

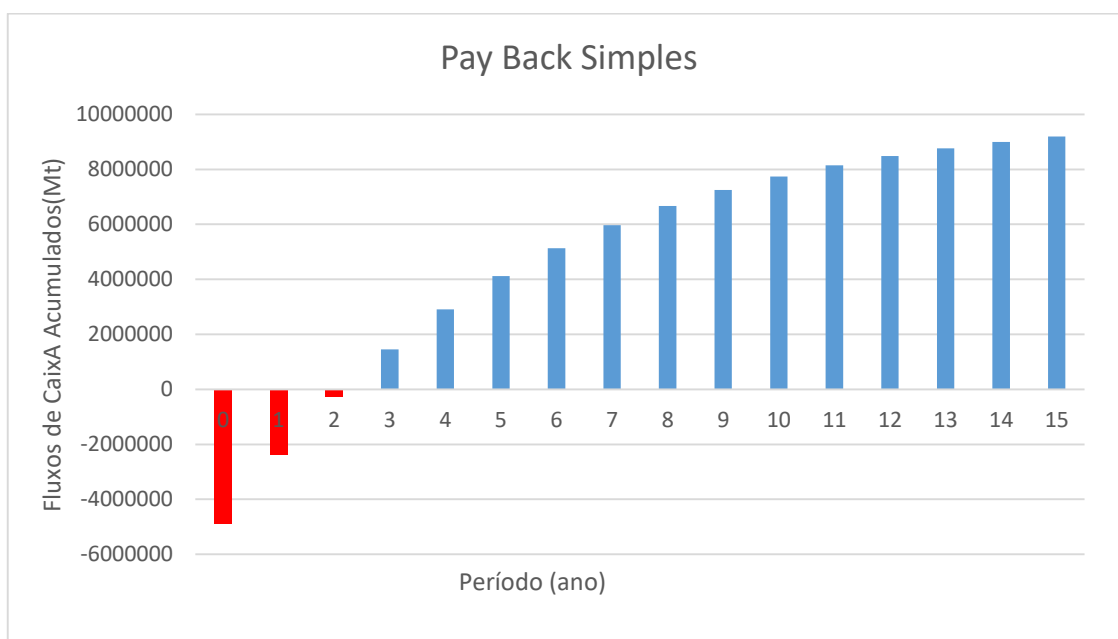


Gráfico 7- Pay Back Simples do projecto. fonte: (Elaboração própria)

5.1.6. Valor Actual Líquido (VAL)

Para obtenção do valor presente líquido, que considera todos os períodos de retorno e não apenas o período de payback. O VAL é calculado pela seguinte fórmula, com uma taxa de desconto de 20% (k=0,2):

$$VAL = \left[\sum_{t=1}^n \frac{FC_t}{(1+k)^t} \right] - \left[I_0 + \sum_{t=1}^n \frac{It}{(1+k)^t} \right] \quad (5.4)$$

$$VAL = 9.193.257,299 - 4.889.266,3$$

$$VAL = 4.303.990,99 \text{ Mt}$$

Sendo o VAL > 0, e com um valor bastante significativo, o projecto é dado como economicamente muito viável.

5.2. Avaliação ambiental do projecto

Neste capítulo, é realizada a avaliação das emissões de gases de efeito estufa (GEE) associadas à construção e implementação do sistema de secagem de milho com armazenamento térmico usando PCM.

O objectivo é estimar as emissões incorporadas na fabricação, transporte e montagem de todos os componentes do sistema.

As emissões totais de cada componente são calculadas somando as contribuições de todos os materiais e processos envolvidos, segundo a fórmula:

$$E_{total} = \sum(M_i \times F_i)$$

onde:

- E_{total} = emissão total de CO₂ do componente (kgCO₂);
- M_i = quantidade do material ou recurso utilizado (kg, m³, unidade, etc.) e,
- F_i = factor de emissão de CO₂ correspondente ao material ou processo (kgCO₂/kg ou equivalente).

Em seguida, para obter a emissão anualizada, distribui-se a emissão total ao longo da vida útil do projecto usando:

$$E_{anual} = \frac{E_{total}}{t_{vida}} \quad (5.5)$$

onde:

- E_{anual} = emissão de CO₂ por ano (kgCO₂/ano) e,
- t_{vida} = vida útil do projecto ou do componente (anos).

Dessa forma, é possível avaliar o impacto ambiental médio anual de cada componente do sistema, facilitando comparações e estratégias de mitigação de emissões. A Tabela 8 mostra os valores calculados de emissão total e anual para cada componente do sistema.

Tabela 8-Emissões de CO₂ por Componente do Sistema

Componente	Emissão Anual	Emissão Total (kgCO ₂)
Trocador de calor	530,96	7.964,43
Reservatório+PCM+tubos + isolamento	3.543,19	53.147,81
Colectores solares	3.958,73	59.381
Ventilador	6,67	100
Bomba	11,67	175
Controlador	3,33	50
Tubos do sistema + válvulas	102,65	1.539,69
Secador rotativo (tambor + ciclone + entrada/saída)	153,33	2.300
Todo o sistema de secagem de milho	8.310,53	124.657,93

Para efeito de comparação, considerando um sistema a *diesel*:

Energia anual necessária: $Q_{\text{anual}} = 1.085.840,4 \text{ MJ/ano}$

Poder calorífico inferior (PCI) do diesel: $\text{PCI} \approx 35,8 \text{ MJ/L}$

Eficiência da fornalha: $\eta_f = 70\%$

Factor de emissão do diesel: $\text{FE} = 2,68 \text{ kgCO}_2/\text{L}$

volume de diesel necessário

$$\text{Volume diesel} = \frac{Q_{\text{anual}}}{\text{PCI} \times \eta_f} \quad (5.6)$$

Volume diesel≈43.330 litros/ano

Emissões anuais de CO₂

$$Eco_{2,anualD} = \text{Volume diesel} \times FE \quad (5.7)$$

$$Eco_{2,anualD} \approx 116.074 \text{ kg CO}_2/\text{ano}$$

Economia anual de CO₂

$$CO_{2,poupadoporano} = 116.074 - 8.311 \approx 107.763 \text{ kg CO}_2/\text{ano}$$

$$\text{Redução percentual} = \frac{Eco_{2,anualD}}{CO_{2,poupadoporano}} \times 100 \quad (5.8)$$

$$\text{Redução percentual} \approx 92,8\%$$

Preço por crédito de carbono: 15USD/tCO₂

$$CO_{2,poupadoporano} = 107,763 \text{ tCO}_2/\text{ano}$$

$$\text{Receita anual} = 107,763 \text{ tCO}_2/\text{ano} \times 15 \text{ USD/tCO}_2$$

$$\text{Receita anual} = 1.616,445 \text{ USD/ano}$$

Considerando que o sistema evita a emissão de 107,76 toneladas de CO₂ por ano, e que cada crédito de carbono (equivalente a 1 tonelada de CO₂) tem o valor de 15USD, o ganho obtido com a comercialização desses créditos seria de aproximadamente 1 616 USD por ano, o que corresponde a cerca de 103 444 Meticais por ano. Este valor representa uma receita adicional significativa, contribuindo para a sustentabilidade económica e ambiental do projecto.

O Gráfico 8 mostra que se o sistema de secagem de milho fosse alimentado a diesel, seriam necessários aproximadamente 43.330 litros de diesel por ano, resultando em 116.074kgCO₂/ano emitidos. Ao utilizar o sistema proposto com energia solar e armazenamento térmico com PCM, as emissões anuais caem para

8.311kgCO₂/ano, representando uma economia de cerca de 107.763 kg CO₂/ano. Isso corresponde a uma redução percentual de aproximadamente 92,8%, evidenciando que o uso de fontes renováveis reduz significativamente o impacto ambiental do processo, tornando o sistema mais sustentável e alinhado com práticas de mitigação de gases de efeito estufa.

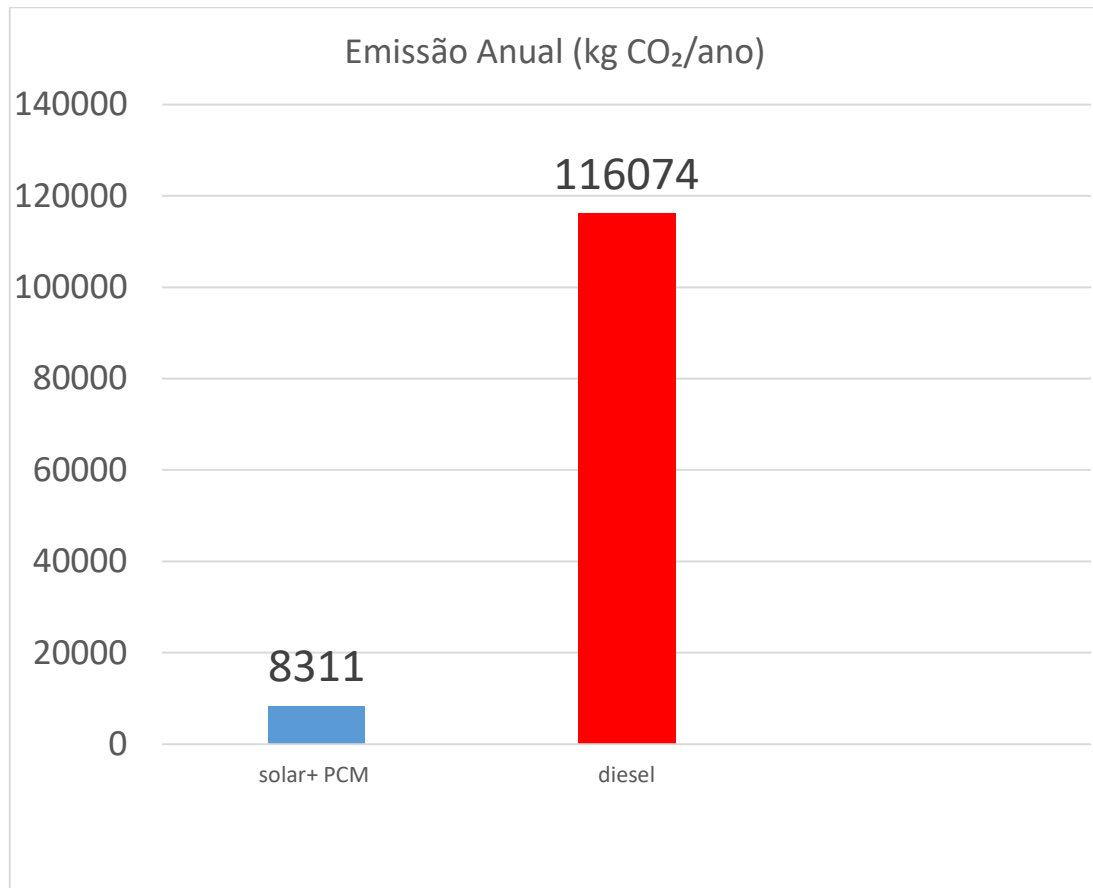


Gráfico 8- Comparação das Emissões Anuais de CO₂ entre Sistema a Diesel e Sistema Solar com PCM. fonte:(Elaboração própria)

Capítulo VI

6. Conclusões e Recomendações

No decurso deste trabalho, foram realizados cálculos detalhados para a projecção de um sistema de secagem de milho, abrangendo desde a determinação da energia necessária para a secagem até ao dimensionamento de um reservatório térmico com PCM, capaz de armazenar energia solar para períodos sem radiação. Foram também desenvolvidos modelos numéricos no COMSOL, permitindo simular o comportamento dinâmico do PCM, analisando a fusão e solidificação, a distribuição de temperatura e o tempo de carregamento e descarregamento térmico.

Com base nestas análises, foi possível criar um modelo matemático do sistema, avaliando diferentes condições de funcionamento e garantindo a versatilidade e eficiência do processo. O projecto contempla o uso de fontes de energia renováveis, com destaque para colectores solares térmicos e armazenamento em PCM, reduzindo a dependência de combustíveis fósseis e tornando o sistema ambientalmente sustentável.

6.1. Conclusões

- O sistema projectado satisfaz a necessidade energética para reduzir o teor de humidade do milho de 25% para cerca de 14%, assegurando a preservação e qualidade do grão;
- O reservatório térmico com PCM demonstrou capacidade de fornecer calor de forma contínua e estável, suavizando as variações de temperatura e garantindo o funcionamento do sistema mesmo em períodos sem insolação;
- O modelo numérico desenvolvido permitiu prever com precisão o comportamento do PCM e otimizar o projecto do sistema de armazenamento de energia térmica;
- O sistema é economicamente viável, com retorno do investimento num prazo aceitável, e ambientalmente sustentável, promovendo a redução do consumo

de combustíveis fósseis e, para além da secagem de milho, o sistema apresenta condições adequadas para secar outros produtos agrícolas, ampliando a sua aplicabilidade.

6.2. Recomendações

- ❖ Adaptar o sistema para outros produtos agrícolas, ajustando parâmetros de temperatura e tempo de secagem conforme o produto;
- ❖ Explorar a combinação de energia solar com outras fontes de energia, como biomassa, para aumentar a autonomia e flexibilidade do sistema;
- ❖ Realizar simulações adicionais incluindo variações sazonais de radiação solar e diferentes humidades iniciais do milho, para validar a robustez do modelo e,
- ❖ Avaliar a performance do sistema em diferentes regiões e estações, considerando variações de temperatura ambiente, humidade relativa e radiação solar.

7.REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

1. AGYENIM. (2009). A review of materials, heat transfer and phase change problem formulation for latent heat thermal energy storage systems (LHTESS). *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, pp. 615-628.
2. Alva. (2017). *Thermal energy storage materials and systems for solar energy applications*. Renewable and Sustainable Energy Reviews.
3. BAL, L. M., SATYA, S., & N, N. S. (2010). Solar dryer with thermal energy storage systems for drying agricultural food products: A review. . *Renewable and Sustainable Energy* , pp. 2298-2314.
4. BASILIO, K. (2021). *INVESTIGAÇÃO EXPERIMENTAL DO DESEMPENHO TÉRMICO DE UM COLECTOR SOLAR DE TUBOS A VÁCUO DE ALTA PRESSÃO* .
5. BERGMAN, T. L., LAVINE, A. S., INCROPERA, F. P., & DEWITT, D. P. (2017). *fundamentos de Transferência de Calor e Massa*. 7ª ed. Rio de Janeiro.
6. Cambaza, C. (2007). *Estudo de datas de sementeira para reduzir o risco de falha da cultura de milho (Zea mays L.) na agricultura de sequeiro no Distrito de Chókwè* . MAPUTO: UNIVERSIDADE EDUARDO MONDLANE FACULDADE DE AGRONOMIA E ENGENHARIA FLORESTAL.
7. cleantechnica. (2016). *Energy Landscape Now Sees More Diversified Energy Mix, Says World Energy Council*.
8. Costa, L. (2014). *Armazenamento de Energia Térmica Através de Materiais de* porto: Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto.
9. Costa, S. (2014). *Armazenamento de Energia Térmica Através de Materiais de Mudança de Fase*. PORTO: Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto.
10. Cunguara, B. (2011). *O Sector Agrário em Moçambique: Análise situacional, constrangimentos e oportunidades para o crescimento agrário* . Maputo : Documento apresentado no “Diálogo sobre a Promoção de Crescimento Agrário em Moçambique”.
11. DA SILVA, W. (2020). *CARACTERIZAÇÃO TÉRMICA DE ROCHAS PARA UTILIZAÇÃO*. JOÃO PESSOA – PB: UNIVERSIDADE FEDERAL DA PARAÍBA CENTRO DE ENERGIAS ALTERNATIVAS E RENOVÁVEIS.
12. Dinçer, I., & Rosen, M. A. (2011). *Thermal Energy Storage Systems and Applications*. .2nd ed. Chichester, Reino Unido.

13. dos Santos, R. (2019, maio 30). *Secagem de grãos de milho: entenda quando vale a pena e como aprimorá-la*. Retrieved from <https://blog.aegro.com.br/secagem-de-graos-de-milho/>
14. Eilchebelrger, I. (2001). *secagem de grãos . passo fundo: embrapa*.
15. embrapa. (2015). *Cultivo do Milho*.
16. ESAPOUR. (2016). Numerical study on geometrical specifications and operational parameters of multi-tube heat storage systems. *Applied Thermal Engineering*, pp. 351-363.
17. ESEN, Mehmet, DURMUS, Aydin, DURMUS, & Ayla. (1998). *Geometric design of solar-aided latent heat store depending on various parameters and phase change materials*. Solar Energy.
18. Esfandeh, S., Esfe, M. H., & Hassan, M. (2012). *application of nanofluids in solar energy collectors focusing on solar stills*.
19. Fang, Lin, & Alva. (2018). *An overview of thermal energy storage systems* Energy.
20. Filho, E. (2011). *Métodos e temperaturas de secagem sobre a qualidade físico-química e microbiológica de grãos de milho no armazenamento*. Porto alegre.
21. Filho, J. d. (2013). *Avaliação da eficiência térmica de um colector solar tipo tubo evacuado modificado*. Dissertação de mestrado, Universidade Estadual Paulista.
22. GlobalSolarAtlas. (2021, marco 17). Retrieved from https://commons.wikimedia.org/wiki/File%3AMozambique_GHI_Solar-resource-map_GlobalSolarAtlas_World-Bank-Esmap
23. GreenSolar. (n.d.). *Portfolio*. Retrieved from Commercial Solar System In Hopkins MO: <https://www.greensolartechnologies.com/portfolio>
24. Han, G. S., Ding, H. S., Huang, Y., Tong, L. G., & Ding, Y. L. (2017). A comparative study on the performances of different shell-and-tube type latent heat thermal energy storage units including the effects of natural convection. *type latent heat thermal energy storage units including the effects of natural convection Mass Transfer*, pp. 228–23.
25. Iguaz, A., Esnoz, A., Martínez, G., López, A., & Vírseda, P. (2003). Mathematical modelling and simulation for the drying process of vegetable wholesale by-products in a rotary dryer. *Journal of Food Engineering*.
26. IIAM. (n.d.). *Rotação milho e soja*.
27. INE. (2006). *Inquérito Integrado à Força de Trabalho(IFTRAB 2004/05)*. Maputo: Instituto Nacional de Estatísticas.
28. Ismail, K. A., & Henríquez, J. R. (n.d.). Parametric study on composite and PCM glass systems. *Energy Conversion and Management* , pp. 973–993.

29. joscil. (2017). *equipamento para cereais*. <https://www.joscil.com/>
30. Júnior, F. (2016). Angónia:O celeiro de Tete. *voaportugues*.
31. KALOGIROU, S. A. (2004). Solar thermal collectors and applications. *Progress in Energy And Combustion Science*, pp. 231-295.
32. Kalogirou, S. A. (2014). *Solar Energy Engineering: Processes and Systems*.
33. Kim, Y., & Seo, T. (2007). *Thermal performances comparisons of the glass evacuated tube solar collectors with shapes of absorber tube*. *Renewable Energy*.
34. KUMAR, A., BAREDAR, P., & QURESHI, U. (2015). Historical and recent development of photovoltaic thermal (PVT) technologies. *Renew Sustain Energy Rev*, pp. 1428-1436.
35. Liu, Z., Zhun Yu, Yang, T., Di Qin, Shuisheng Li, Guoqiang Zhang, . . . Mahmood Mastani Joybari. (2018). , A review on macro-encapsulated phase change material for building envelope applications. . *Building and Environment*, pp. 281-294.
36. Lizana, J. e. (2018). *Advanced low-carbon energy measures based on thermal energy storage in buildings. A review*. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*.
37. Lusa. (2024). Produção de Cereais em queda em Moçambique com arroz a recuar 34% em 2023. *RTP Notícias* .
38. Matavel, D. (2025). Tete: Angónia prevê comercializar mais de 300 mil toneladas de culturas diversas em 2025. *Rádio Moçambique*.
39. MINAG. (2011). *Balanço preliminar das campanhas agrícolas 2010/2011*. Moçambique.
40. Muchanga, I. (2021). Industrialização é solução para perdas pós-colheita. *jornal domingo*.
41. O. Pons, A. Aguado, A. I. Fernández, L. F. Cabeza, & J. M. Chimenos. (2014). Review of the use of phase change materials (PCMs) in buildings with reinforced concrete structures. *Materiales Materiales* .
42. Regin, A., Solanki, S., & Saini, J. (2008). Heat transfer characteristics of thermal Heat transfer characteristics of thermal. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, pp. 2438-2458.
43. Resende, P., & Silva. (2015). *Estudo de um sistema de armazenamento térmico com transição de fase*. Lisboa.
44. rubitherm. (2025). *produtos*. Retrieved from Rubitherm Technologies : <https://www.rubitherm.eu/en/>

45. SANTOS, B. M. (2004). *Metodologia de dimensionamento de sistemas de aquecimento Solar para secagem de produtos agrícolas*. Universidade Estadual de Campinas.
46. SEDDEGH, S., WANG, X., & HENDERSON, A. D. (2015). A comparative study of thermal behaviour of a horizontal and vertical shell-and-tube energy storage using phase change materials. *Applied Thermal Engineering*, pp. 345-358.
47. SILVA, J. S., AFONSO, A. D., & GUIMARÃES, A. C. (1995). *Estudos dos métodos de Secagem*. Instituto Maria.
48. SILVA, T. (2021). *APLICAÇÃO DE MATERIAL DE MUDANÇA DE FASE COMO. RONDONÓPOLIS – MT: UNIVERSIDADE FEDERAL DE MATO GROSSO INSTITUTO DE CIÊNCIAS AGRÁRIAS E TECNOLÓGICAS*.
49. sistema faeb. (2023, JUNHO 26). *FAEB SENAR SINDICATOS*. Retrieved from <https://sistema faeb.org.br/colheita-do-milho-verao-chega-a-85-na-bahia/>
50. SITO E, T. (2005). *Agricultura familiar em Moçambique, estratégias de desenvolvimento 2005. unguiculata L.) no rendimento de grãos, uso eficiente da terra e ocorrência de pragas*.
51. Souza, C. (2013, junho 6). *Física e Matemática*. Retrieved from carlamcoelho: <https://carlamcoelho.blogspot.com/2013/06/calor-sensivel-e-calor-latente.html>
52. Studies, N. (n.d.). Retrieved from <https://earthobservatory.nasa.gov/world-of-change>
53. Tatsidjodoung, P. N., & Luo, L. (2013). *A review of potential materials for thermal energy storage in building applications*. Renewable and Sustainable Energy Reviews,.
54. Torreira. (2002). *Fluidos Térmicos – Água, Vapor e Óleos Térmicos*. São Paulo: Editora Hemus.
55. Tunnermann, H. (2018). *Metodologia para dimensionamento de um equipamento para secagem da vagem verde de soja e seus resíduos*. Passo Fundo, RS, Brasil: Universidade de Passo Fundo (UPF) programa de Pós-Graduação em Projeto e Processos de Fabricação.
56. USAID. (2011). *Milho uma Cultura de boa Nutrição e de muita Energia*.
57. Verma. (2000). *Mechanical and thermal properties of maize*. Journal of Food Science and Technology.
58. Waterson, M. (2017). *characteristics of electricity storage, renewables and markets*. Energy Policy.
59. Yahya, S. (2012). *Phase transformation of phase change materials (PCM)*. Retrieved from . <http://epg.eng.ox.ac.uk/>
60. Zayed, M. E., Zhao, J., Li, W. E., Elbanna, A. M., Jing, L., & Geweda, A. E. (2020). Recent progress in phase change materials storage containers. *Geometries, design considerations and heat transfer improvement methods*.

61. Zhao, J., Yuan, Y., Haghghat, F., Lu, J., & Feng, G. (2019). Investigation of energy performance and operational schemes of a Tibet-focused PCM-integrated solar heating system employing a dynamic energy simulation model. *Energy*, pp. 141-154.
62. Zondag, P. d. (2012). *Seasonal and daily heat storage for heating & cooling of buildings*.

ANEXOS

ANEXO A

Quadros, Tabelas e Figuras

Quadro A1-comparação de colectores de placa plana e de tubo evacuado
(Esfandeh, Esfe, & Hassan, 2012)

Colector de placa plana	Colector de tubo evacuado
Geração lenta de calor	Geração rápida de calor
A perda de calor é alta	A perda de calor é baixa
Baixa eficiência em alta temperatura	Maior eficiência em altas temperaturas
Longa vida útil do sistema	Longa vida útil do sistema
O custo de manutenção é baixo	O custo de manutenção é alto
Faixa de temperatura: 60°C–80°C	Faixa de temperatura: 60°C–120°C
O colector pode ser danificado pelo congelamento da água	Desempenho adequado mesmo em condições frias
Não pode ser limpo manualmente	Pode ser limpo manualmente
Difícil e caro substituir a chapa de vidro	Tubo de vidro fácil de substituir
A neve pode diminuir o desempenho por cobrir a superfície absorvente.	A neve cai através das aberturas dos tubos colectores

Quadro A2-temperatura de utilização de colectores solares

Gama de Temperatura	Tipo de colector
<40°C	Colectores sem cobertura ou colectores planos comuns de baixo custo
40–70°C	Colectores planos selectivos ou colectores do tipo CPC
70–100°C	Colectores do tipo CPC, colectores de tubos de vácuo ou outros colectores estacionários de rendimento elevado. Colectores concentradores para sistemas de média e grande dimensão
>100°C	Colectores concentradores, colectores de tubos de vácuo com CPC

Tabela A1-materiais comumente utilizados e as suas propriedades

Material	Massa volúmica (kg/m³)	Calor específico (J/kgK)	Calor específico volumétrico 10⁶(J/m³K)
Barro	1458	879	1,28
Tijolo	1800	837	1,51
Arenito	2200	712	1,57
Madeira	700	2390	1,67
Betão	2000	880	1,76
Vidro	2710	837	2,27
Alumínio	2710	896	2,43
Ferro	7900	452	3,57
Aço	7840	465	3,68
Magnetite	5177	752	3,89
Água	988	4182	4,17

Tabela A2- Parafinas comerciais e suas propriedades adaptado de (rubitherm, 2025)

Propriedade	Ponto de fusão(°C)	Entalpia de fusão (kJ/kg)	Condutividade termica[W/(m·K)]	Densidade solid a[kg/l]	Densidade liquid a[kg/l]	Max temperatura de operacao(°C)	Faixa operacional(°C)	Expansao volumetrica(%)	Ponto de inflamação
RT22 HC	22	190	0,2	0,76	0,7	50	14-29	12,5	>200
RT35 HC	35	240	0,2	0,88	0,77	70	27-42	12	177
RT64 HC	64	250	0,2	0,9	0,8	95	57-72	11	>190
RT70 HC	70	260	0,2	0,9	0,8	90	62-77	n.a.	225
RT80 HC	80	220	0,2	0,9	0,8	110	70-80	n.a.	>200
RT90 HC	90	170	0,2	0,95	0,85	120	83-98	n.a.	>200
RT55	55	170	0,2	0,88	0,77	90	48-63	14	>200

Tabela A3-Propriedades termofísicas da água (ESEN, et al., 1998)

Propriedade	Valor
Massa específica ($\rho_{\text{água}}$)	1000 kg/m ³
Calor específico da água ($C_{p\text{água}}$)	4,200 kJ/kg.K
Condutividade térmica da água ($k_{\text{água}}$)	0,606 W/m.K
Viscosidade dinâmica da água (μ)	0,000653 kg/m.s

Tabela A4-Valores representativos de coeficientes globais de transferência de calor

Tipo de trocador de Calor	U, W/m ² ·C
Trocadores de calor de água-para-água	850 – 1700
Trocadores de calor de água-para-óleo	100 – 350
Água- para-gasolina ou querosene	300 – 1000
Aquecedores de água de alimentação tratada	1000 – 8500
Vapor-para-óleo combustível leve	200 – 400
Vapor-para-óleo combustível pesado	50 – 200
Condensadores de vapor	1000 – 6000
Condensadores de Freon (resfriados com água)	300 – 1000
Condensadores de Amônia (água nos tubos)	800 – 1400
Condensadores de Álcool (água nos tubos)	250 – 700
Gás – para gás	10 – 40
Água para ar em tubos alhetados (agua nos tubos)	30 – 60 (1)
	400 – 850 (2)
Vapor - para ar em tubos alhetados (vapor nos tubos)	30 – 300 (1)
	400 – 4000 (2)

(1) Baseado na área do lado do ar
 (2) Baseado na área do lado da água ou do vapor

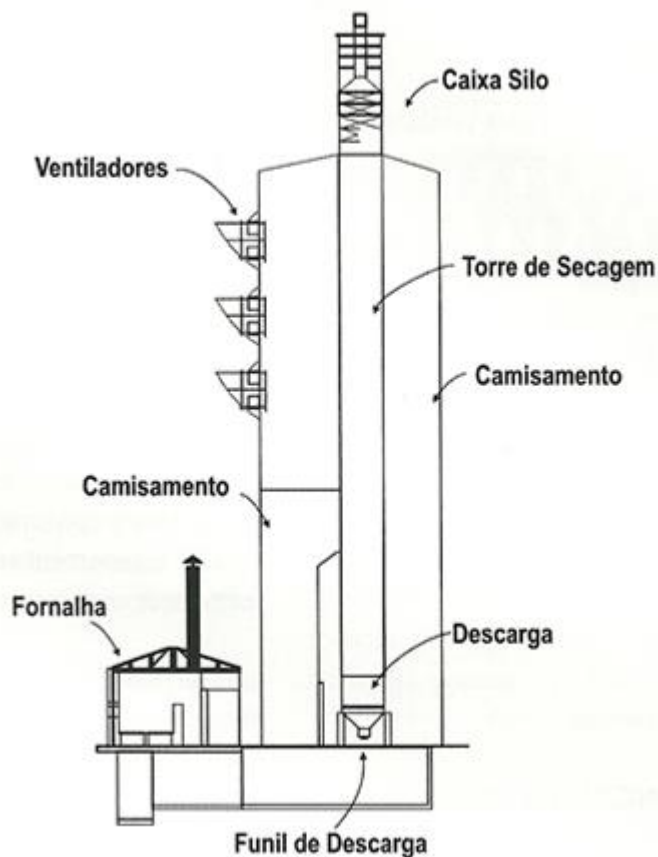


Figura A1- Secador de torre e seus componentes básicos

Anexo B

Factores de cálculo do Rendimento dos Colectores Solares

Tabela B1- Inclinação óptima dos colectores solares térmicos

Utilização (por estação)	Inclinação Ótima do Colector
Todo o ano (AQS)	Latitude do lugar - 5 °
Inverno (Aquecimento)	Latitude do lugar +15 °
Verão (Piscinas descobertas/ hotéis de temporada)	Latitude do lugar -15 °

Tabela B2- Rendimentos ópticos e coeficientes de perdas térmicas de colectores

Tipo de Colector	F' (τ α)	(F' x U _l)(W/(m ² °C))
Não – seletivo	0.7 - 0.8	8 – 9
Seletivo	0.7 - 0.8	4.5 – 6
C.P.C.	0.7 – 0.75	3.7 / 4.2
Tubos de Evacuação	0.7 - 0.8	1.8 – 3

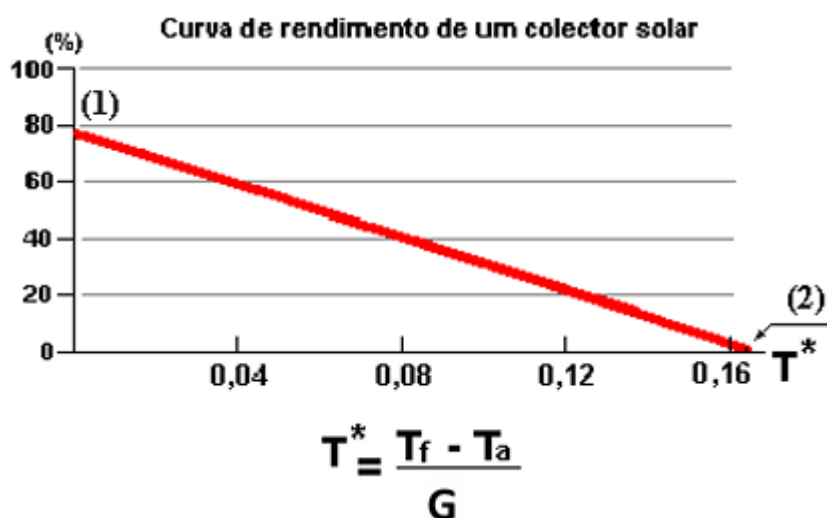


Figura B1- Valores típicos para parâmetros de eficiência dos diferentes tipos de Colectores Solares Térmicos.

Apêndices

Apêndice A

Programa em Python para cálculo da temperatura de secagem e da energia térmica necessária para a secagem do milho

```
# =====  
# CÁLCULO DE SECAGEM DE MILHO  
# =====  
  
# -----  
# FUNÇÃO: PRESSÃO DE VAPOR SATURADO (pvs)  
# -----  
def pvs(T): # T em °C, retorna hPa  
    return 6.1078 * 10 ** ((7.5 * T) / (237.3 + T))  
  
# -----  
# DADOS DE ENTRADA  
# -----  
mi = 5000          # Massa inicial do milho (kg)  
Ui = 0.25         # Humidade inicial (b.u.)  
Uf = 0.14         # Humidade final (b.u.)  
Tim = 20          # Temperatura inicial do milho (°C)  
cp_milho = 2.5    # Calor específico do milho (kJ/kg.K)  
cp_agua = 4.22    # Calor específico da água (kJ/kg.K)  
hfg = 2257        # Calor latente da água (kJ/kg)  
perda = 1.3       # Fator de perdas (30%)  
P = 101.325       # Pressão atmosférica (kPa)  
UR = 0.75         # Humidade relativa do ar de entrada (75%)  
T_saida = 30      # Temperatura de saída do ar (°C)  
UR_objetivo = 0.80 # UR desejada do ar na saída  
  
# -----
```

```

# MASSA FINAL E MASSA DE ÁGUA A REMOVER
# -----
mf = (mi * (1 - Ui)) / (1 - Uf) # Massa final (kg)
mar = mi - mf                # Massa de água removida (kg)

# -----
# FUNÇÃO: BUSCA DA TEMPERATURA DE SECAGEM IDEAL (Ts)
# -----
def buscar_Ts(Ts_min=40, Ts_max=80, passo=1):
    for Ts in range(Ts_min, Ts_max + 1, passo):
        try:
            # Pressão de vapor saturado na entrada
            pvs_entrada = pvs(Ts)      # hPa
            pv_entrada = pvs_entrada * UR # hPa
            pv_entrada_kPa = pv_entrada / 10 # kPa

            # Razão de mistura na entrada
            Rm = 0.622 * pv_entrada_kPa / (P - pv_entrada_kPa)

            # Entalpia do ar de entrada (J/kg)
            h_entrada = (1006.76 * Ts) + Rm * (2502086.97 + (1862.79 * Ts))

            # Razão de mistura na saída
            Rms = (h_entrada - 1006.76 * T_saida) / (2502086.97 + (1862.79 * T_saida))
            if Rms <= 0:
                continue # ignora valores não físicos

            # Pressão parcial de vapor e UR na saída
            PV = Rms * T_saida / (0.622 + Rms)      # kPa
            pvs_saida = pvs(T_saida) / 10          # kPa
            UR_saida = PV / pvs_saida

```

```

    if UR_saida >= UR_objetivo:
        return Ts, h_entrada, Rm, Rms, UR_saida, PV, pvs_saida
    except:
        continue
    return None, None, None, None, None, None, None

# -----
# EXECUTA BUSCA E CÁLCULOS
# -----
Ts, h_entrada, Rm, Rms, UR_saida, PV, pvs_saida = buscar_Ts()

if Ts is not None:
    # Entalpia do ar de saída
    h_saida = (1006.76 * T_saida) + Rms * (2502086.97 + (1862.79 * T_saida))

    # Calor total necessário
    Qc = mi * (((1 - Ui) * cp_milho) + (Ui * cp_agua)) * (Ts - Tim) + mar * hfg # kJ
    Qcf = Qc * perda # com perdas

    # Vazão de ar necessária (m³/h)
    Qas = Qcf / (0.286 * (Ts - Tim))

    # Densidade do ar seco na entrada (kg/m³)
    rho_as = (0.34837 * (P - (pvs(Tim) * UR / 10))) / (Tim + 273.15)

    # Massa de ar seco por hora
    mas = rho_as * Qas

    # Massas de vapor de água
    mvae = mas * Rm # entrada

```

```

mvas = mas * Rms # saída
mvar = mvas - mvae # removido

# Tempo de secagem (h)
tsec = mar / mvar if mvar > 0 else float('inf')

# -----
# RESULTADOS FINAIS
# -----
print("===== RESULTADOS DA SECAGEM =====")
print(f"Temperatura de secagem (Ts): {Ts:.2f} °C")
print(f"Temperatura de saída: {T_saida:.2f} °C")
print(f"UR do ar na entrada: {UR*100:.2f} %")
print(f"UR do ar na saída: {UR_saida*100:.2f} %")
print(f"Entalpia do ar de entrada: {h_entrada:.2f} J/kg")
print(f"Entalpia do ar de saída: {h_saida:.2f} J/kg")
print(f"Razão de mistura entrada (Rm): {Rm:.5f}")
print(f"Razão de mistura saída (Rms): {Rms:.5f}")
print(f"Pressão parcial de vapor (PV): {PV:.3f} kPa")
print(f"Pressão de vapor saturado (pvs): {pvs_saida:.3f} kPa")

print("\n----- ENERGIA E VAZÃO DE AR -----")
print(f"Calor necessário (sem perdas): {Qc:.2f} kJ")
print(f"Calor necessário (com perdas): {Qcf:.2f} kJ")
print(f"Vazão de ar necessária: {Qas:.2f} m³/h")
print(f"Densidade do ar seco: {rho_as:.4f} kg/m³")
print(f"Massa de ar seco: {mas:.2f} kg/h")

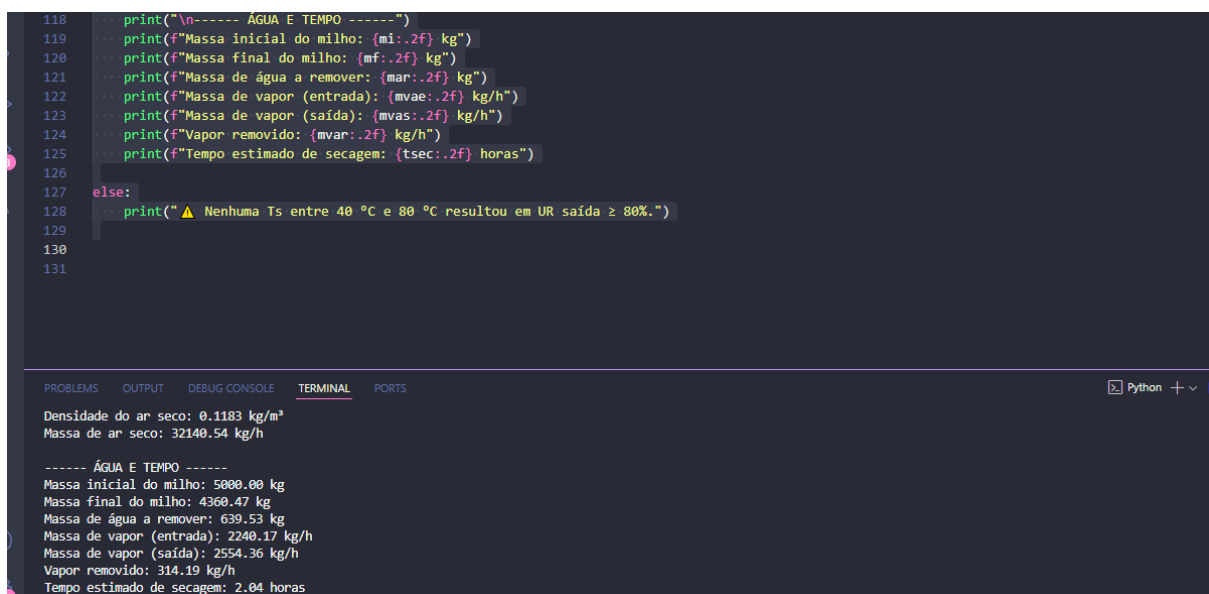
print("\n----- ÁGUA E TEMPO -----")
print(f"Massa inicial do milho: {mi:.2f} kg")
print(f"Massa final do milho: {mf:.2f} kg")

```

```
print(f"Massa de água a remover: {mar:.2f} kg")
print(f"Massa de vapor (entrada): {mvae:.2f} kg/h")
print(f"Massa de vapor (saída): {mvas:.2f} kg/h")
print(f"Vapor removido: {mvar:.2f} kg/h")
print(f"Tempo estimado de secagem: {tsec:.2f} horas")
```

else:

```
print("⚠️ Nenhuma Ts entre 40 °C e 80 °C resultou em UR saída ≥ 80%.")
```



The screenshot shows a code editor with Python code and a terminal window. The code includes print statements for various variables and an else block with a warning message. The terminal output shows the execution results, including air density, mass of dry air, and the calculated values for water to be removed, vapor input/output, and drying time.

```
118     print("\n----- ÁGUA E TEMPO -----")
119     print(f"Massa inicial do milho: {mi:.2f} kg")
120     print(f"Massa final do milho: {mf:.2f} kg")
121     print(f"Massa de água a remover: {mar:.2f} kg")
122     print(f"Massa de vapor (entrada): {mvae:.2f} kg/h")
123     print(f"Massa de vapor (saída): {mvas:.2f} kg/h")
124     print(f"Vapor removido: {mvar:.2f} kg/h")
125     print(f"Tempo estimado de secagem: {tsec:.2f} horas")
126
127 else:
128     print("⚠️ Nenhuma Ts entre 40 °C e 80 °C resultou em UR saída ≥ 80%.")
129
130
131
```

PROBLEMS OUTPUT DEBUG CONSOLE TERMINAL PORTS Python +

Densidade do ar seco: 0.1183 kg/m³
Massa de ar seco: 32140.54 kg/h

----- ÁGUA E TEMPO -----
Massa inicial do milho: 5000.00 kg
Massa final do milho: 4360.47 kg
Massa de água a remover: 639.53 kg
Massa de vapor (entrada): 2240.17 kg/h
Massa de vapor (saída): 2554.36 kg/h
Vapor removido: 314.19 kg/h
Tempo estimado de secagem: 2.04 horas

Apêndice B

Dimensionamento do Secador de Milho e Cálculo do Tempo de Residência em Python

```
import math

# Dados fornecidos
m_i = 5000      # kg (massa inicial)
rho_e = 720     # kg/m³ (densidade do milho a granel)
Q_as_m3_h = 271623.61 # m³/h (vazão de ar)
D = 3.78       # m (diâmetro interno do tambor)
L = 6.00       # m (comprimento do tambor)
alpha_deg = 4   # graus
N = 5          # rpm
Dp = 0.009     # m (diâmetro do grão)

# Constante B
B = 5 * math.sqrt(Dp) # B = 5 * sqrt(Dp)

# Conversões e cálculos auxiliares
alpha_rad = math.radians(alpha_deg)
Q_as = Q_as_m3_h / 3600 # m³/s (vazão volumétrica do ar)

# Cálculo das áreas e volumes
Vs = math.pi * D**2 * L / 4      # Volume interno do tambor (m³)
Vp = m_i / rho_e                 # Volume ocupado pelo produto (m³)
VI = Vs - Vp                     # Volume livre (m³)
AI = VI / L                      # Área livre para passagem do ar (m²)
v_as = Q_as / AI                 # Velocidade do ar (m/s)
As = math.pi * D**2 / 4         # Área da secção transversal do tambor (m²)

# Massa de ar seco (convertendo valor conhecido 8,93 kg/s)
```

```

m_as = 8.93 # kg/s
m_as_h = m_as * 3600 # kg/h

# Cálculo do tempo de residência (h) conforme fórmula fornecida
numerador = 0.689 * L * N * m_i
denominador_1 = math.tan(alpha_rad) * N * D
denominador_2 = (N * m_i) + ((10.5 * B * L * m_as_h * As) / 1000)
Tr_h = numerador / (denominador_1 * denominador_2)
Tr_min = Tr_h * 60

# Impressão dos dados de entrada
print("==== DADOS DE ENTRADA ====")
print(f"Massa inicial do milho (m_i): {m_i} kg")
print(f"Densidade do milho a granel (rho_e): {rho_e} kg/m³")
print(f"Vazão volumétrica do ar (Q_as): {Q_as_m3_h} m³/h ({Q_as:.2f} m³/s)")
print(f"Diâmetro do tambor (D): {D} m")
print(f"Comprimento do tambor (L): {L} m")
print(f"Diâmetro do grão (Dp): {Dp} m")
print(f"Ângulo de inclinação (alpha): {alpha_deg}° ({alpha_rad:.4f} rad)")
print(f"Rotação (N): {N} rpm")
print(f"Massa de ar seco (m_as): {m_as} kg/s ({m_as_h:.2f} kg/h)")
print(f"Constante B: {B:.3f}")
print("\n==== RESULTADOS ====")
print(f"Volume do tambor (Vs): {Vs:.2f} m³")
print(f"Volume ocupado pelo produto (Vp): {Vp:.2f} m³")
print(f"Volume livre (Vl): {Vl:.2f} m³")
print(f"Área livre (Al): {Al:.2f} m²")
print(f"Velocidade do ar (v_as): {v_as:.2f} m/s")
print(f"Área da secção transversal (As): {As:.2f} m²")
print(f"Tempo de residência estimado (Tr): {Tr_h:.4f} h ({Tr_min:.2f} min)")

```

```
resultados phyton.py X
C:\Users\User\Desktop> resultados phyton.py > ...
4 def pvs(T): # em hPa
5     return 6.1078 * 10 ** ((7.5 * T) / (237.3 + T))
6
7 # -----
8 # DADOS DE ENTRADA
9 # -----
10 mi = 5000 # Massa inicial do milho (kg)
11 Ui = 0.25 # Umidade inicial (b.u.)
12 Uf = 0.14 # Umidade final (b.u.)
13 Tim = 20 # Temperatura inicial do milho (°C)
14 cp_milho = 2.5 # Calor específico do milho (kJ/kg.K)
15 cp_agua = 4.22 # Calor específico da água (kJ/kg.K)
16 hfg = 2257 # Calor latente da água (kJ/kg)
17 perda = 1.3 # Fator de perdas (30%)
18 P = 101.325 # Pressão atmosférica (kPa)
19 UR = 0.75 # Umidade relativa de entrada (75%)
20 T_saida = 30 # Temperatura de saída do ar (°C)
21 UR_objetivo = 0.80 # UR desejada do ar na saída
22
23 # -----
PROBLEMS OUTPUT DEBUG CONSOLE TERMINAL PORTS
Densidade do ar seco: 0.1183 kg/m³
Massa de ar seco: 32140.54 kg/h
----- ÁGUA E TEMPO -----
Massa inicial do milho: 5000.00 kg
Massa final do milho: 4360.47 kg
Massa de água a remover: 639.53 kg
Massa de vapor (entrada): 2240.17 kg/h
Massa de vapor (saída): 2554.36 kg/h
Vapor removido: 314.19 kg/h
Tempo estimado de secagem: 2.04 horas
PS C:\Users\User>
```

Apêndice C

Código em EES para o dimensionamento do trocador de calor

```
"=== DIMENSIONAMENTO DE UM TROCADOR DE CALOR BANCO DE TUBOS  
==="
```

```
"=====
```

```
"=== 1) DADOS DE ENTRADA ==="
```

```
U = 50      "Coeficiente global de transferência de calor [W/(m2·°C)]"
```

```
Cp_ar = 1005  "Calor específico do ar [J/(kg·°C)]"
```

```
Cp_agua = 4180  "Calor específico da água [J/(kg·°C)]"
```

```
Tq_entr = 70  "Temperatura de entrada do fluido quente [°C]"
```

```
Tf_saida = 52  "Temperatura de saída do fluido quente [°C]"
```

```
Tf_entr = 20  "Temperatura de entrada do fluido frio [°C]"
```

```
mdot_ar = 8,93  "Fluxo mássico do ar [kg/s]"
```

```
Q_total_kJ = 2485899,3  "Energia total com perdas [kJ]"
```

```
t_sec_h = 2,04  "Tempo de secagem [h]"
```

```
"=== 2) PRÉ-CÁLCULOS ==="
```

```
t_sec_s = t_sec_h * 3600  "Tempo de secagem [s]"
```

```
Q_trans = Q_total_kJ * 1000 / t_sec_s  "Taxa média de calor transferido [W]"
```

```
"Temperatura da água quente na saída ==="
```

```
Tq_saida = Q_trans / (mdot_ar * Cp_ar) + Tf_entr  "Temperatura da água  
quente na saída [°C] (calculada)"
```

```
"=== 4) FLUXO MÁSSICO DA ÁGUA ==="
```

```
mdot_agua = Q_trans / (Cp_agua * (Tq_entr - Tq_saida))  "Fluxo mássico da água  
[kg/s]"
```

```
"=== 5) DIFERENÇAS DE TEMPERATURA ==="
```

```
DeltaT1 = Tq_entr - Tf_saida
```

$$\Delta T_2 = T_{q_saida} - T_{f_entr}$$

"Temperatura Média Logarítmica"

$$\Delta T_{ml} = (\Delta T_1 - \Delta T_2) / \ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)$$

"=== 6) ÁREA TOTAL NECESSÁRIA ==="

$$A_{total} = Q_{trans} / (U * \Delta T_{ml}) \quad \text{"Área total de troca térmica [m²]"}$$

"=== 7) RESULTADOS ==="

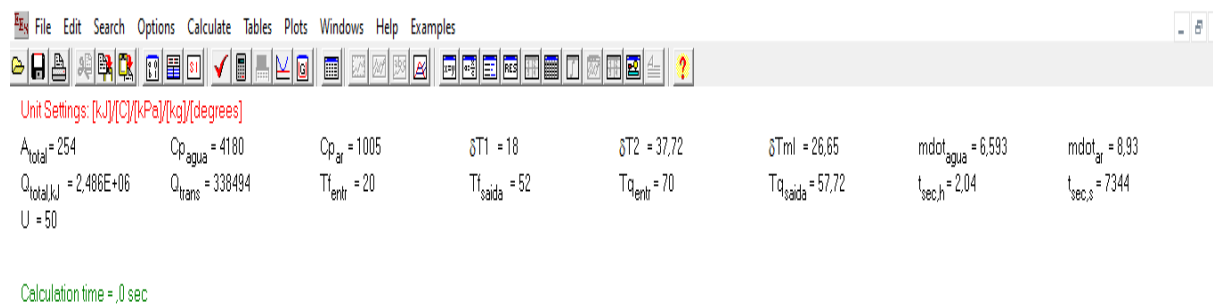
" Q_trans : Taxa de calor transferido [W] "

" m_dot_ar : Fluxo mássico do ar [kg/s] "

" m_dot_agua : Fluxo mássico da água [kg/s] "

" DeltaTml : Temperatura média logarítmica [°C] "

" A_total : Área total necessária para troca de calor [m²] "



The screenshot shows a software window with a menu bar (File, Edit, Search, Options, Calculate, Tables, Plots, Windows, Help, Examples) and a toolbar. Below the toolbar, the unit settings are displayed as: **Unit Settings: [kJ][C]/[kPa]/[kg]/[degrees]**. The calculation results are shown in a grid format:

$A_{total} = 254$	$C_{p_agua} = 4180$	$C_{p_ar} = 1005$	$\delta T_1 = 18$	$\delta T_2 = 37,72$	$\delta T_{ml} = 26,65$	$m_{dot_agua} = 6,593$	$m_{dot_ar} = 0,93$
$Q_{total,kJ} = 2,486E+06$	$Q_{trans} = 338494$	$T_{f_entr} = 20$	$T_{f_saida} = 52$	$T_{q_entr} = 70$	$T_{q_saida} = 57,72$	$t_{sec,h} = 2,04$	$t_{sec,s} = 7344$
$U = 50$							

At the bottom, it states: **Calculation time = ,0 sec**

Apêndice D

Programa em EES para o dimensionamento de colectores solares

```
"=====
"== DIMENSIONAMENTO DE UM COLECTOR DE TUBO EVACUADO ==
"=====

"=== 1) ENTRADA DE DADOS ==="
Q = 9942,59      "Energia necessária por dia [MJ]"
n_h = 1         "Número de ciclos por dia"
dias_mes = 30   "Dias de operação no mês"

Latitude = 15   "Latitude do local [°]"
ang_utiliz = 15 "Correção de inclinação para inverno [+15°]"
H = 19         "Irradiação horizontal média [MJ/m²/dia]"
Coef_correlacao = 1,05 "Coeficiente de correção (zona limpa, sem poluição)"
f = 1         "Fator de área efetiva do colector"
n_hs = 8      "Horas de sol por dia"

"Parâmetros do colector"
Fta = 0,75     "Rendimento óptico típico do tubo evacuado"
U_l = 2,0     "Perda térmica [W/m²°C]"
Tf = 70      "Temperatura do fluido [°C]"
Tl = 20      "Temperatura ambiente [°C]"

P_g = 1       "Fator de disponibilidade global"
A_c = 2,8     "Área de um colector [m²]"

"=== 2) CÁLCULOS ==="

"2.1 Energia total no mês"
E_nm = Q * n_h * dias_mes

"2.2 Inclinação ótima"
l_otima = Latitude + ang_utiliz

"2.3 Irradiação corrigida"
H_corr = H * Coef_correlacao

"2.4 Energia solar aproveitável"
E_ap = H_corr * f * 0,94

"2.5 Intensidade útil"
I = E_ap / n_hs

"2.6 Rendimento do colector"
eta = Fta - (Fta * U_l) * ( (Tf - Tl) / G )
```

"2.7 Energia útil coletada por dia por m²"

$$E_{col_d} = E_{ap} * \eta * P_g$$

"2.8 Energia útil coletada por mês por m²"

$$E_{col_m} = E_{col_d} * dias_mes$$

"2.9 Área da superfície colectora"

$$A_{sc} = E_{nm} / E_{col_m}$$

"2.10 Número teórico de colectores"

$$N_{ct} = A_{sc} / A_c$$

"--- Energia efetiva do campo de colectores ---"

$$E_{col_e} = E_{col_m} * A_c * N_{ct} \text{ "MJ/mês"}$$

$Q_{excedente_mes} = E_{col_e} - E_{nm}$ "Calor excedente mensal [MJ]"

$Q_{excedente_dia} = Q_{excedente_mes} / dias_mes$ "Calor excedente diário [MJ]"

"=== 3) SAÍDAS ==="

"E_nm"

"I_otima"

"H_corr"

"E_ap"

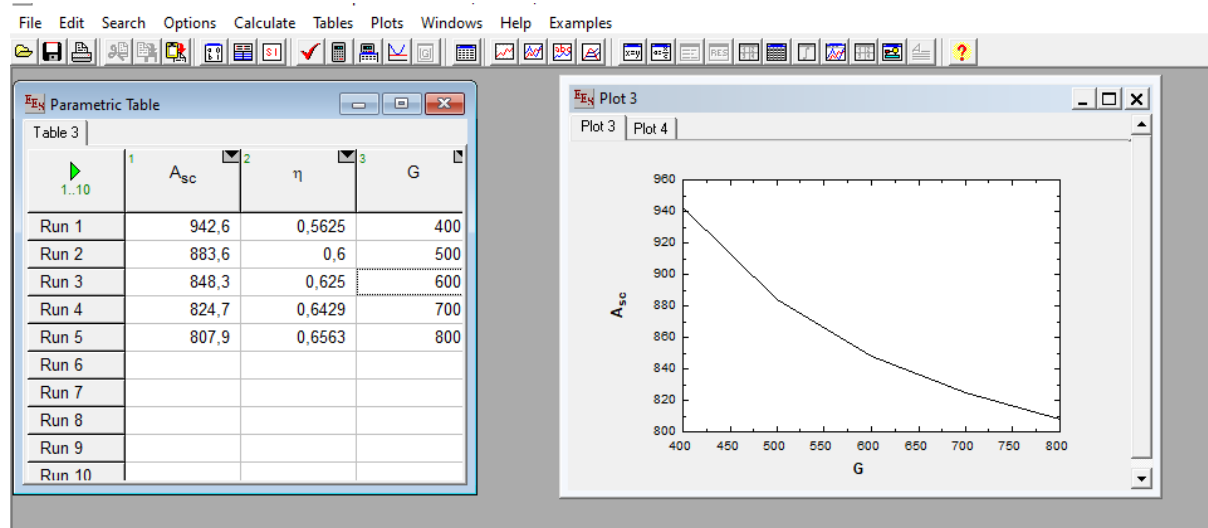
"I"

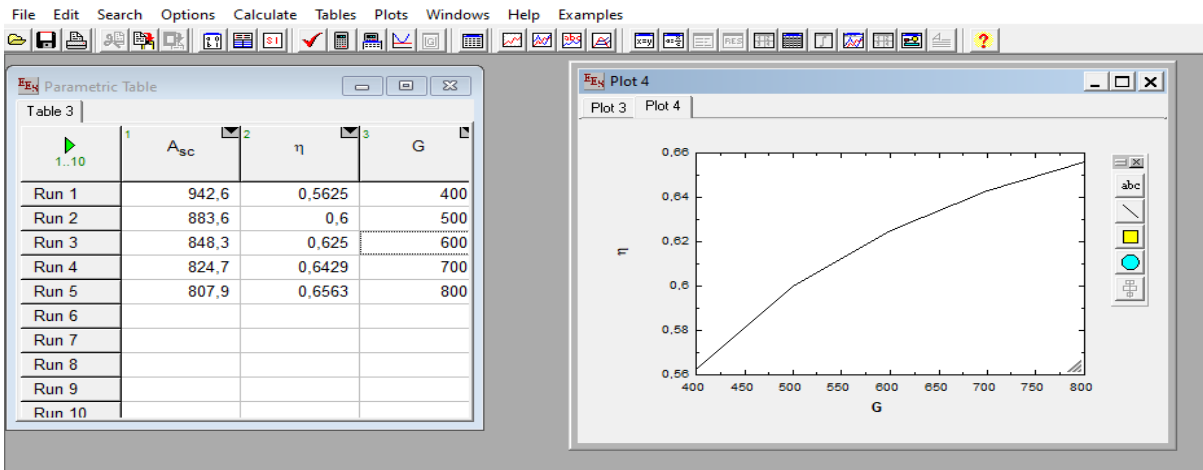
"eta"

"E_col_d"

"E_col_m"

"A_sc"





Unit Settings: [kJ][C]/[kPa]/[kg]/[degrees]

ang _{utilz} = 15	$A_c = 2,8$	$A_{sc} = 848,3$	Coef _{correlacao} = 1,05	dias _{mes} = 30	$\eta = 0,625$	$E_{ap} = 18,75$	$E_{col,d} = 11,72$
$E_{cole} = 298278$	$E_{col,m} = 351,6$	$E_{rm} = 298278$	f = 1	Fta = 0,75	G = 600	H = 19	$H_{corr} = 19,95$
l = 2,344	l _{otima} = 30	Latitude = 15	$N_{ct} = 303$	$n_h = 1$	$n_{hs} = 8$	$P_g = 1$	Q = 9943
Q _{excedente,dia} = 0	Q _{excedente,mes} = 0	Tf = 70	Tl = 20	$U_j = 2$			

Calculation time = ,0 sec