



**UNIVERSIDADE FEDERAL DE PERNAMBUCO
CENTRO DE TECNOLOGIA E GEOCIÊNCIAS
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

MATHEUS DE MELO PEREIRA DO RÊGO

**ANÁLISE ENERGÉTICA DE UM SISTEMA DE ARMAZENAMENTO TÉRMICO
POR CALOR SENSÍVEL INTEGRADO A UM COLETOR SOLAR HÍBRIDO**

Recife
2019

MATHEUS DE MELO PEREIRA DO RÊGO

**ANÁLISE ENERGÉTICA DE UM SISTEMA DE ARMAZENAMENTO TÉRMICO
POR CALOR SENSÍVEL INTEGRADO A UM COLETOR SOLAR HÍBRIDO**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado ao Curso de Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Pernambuco como requisito parcial para obtenção do Grau de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. Jorge Recarte Henríquez Guerrero.

**Recife
2019**

Catálogo na fonte
Bibliotecária Margareth Malta, CRB-4 / 1198

R343a Rêgo, Matheus de Melo Pereira do.
Análise energética de um sistema de armazenamento térmico por calor sensível integrado a um coletor solar híbrido / Matheus de Melo Pereira do Rêgo. – 2019. 103 folhas, il., tabs.

Orientador: Prof. Dr. Jorge Recarte Henríquez Guerrero.
TCC (Graduação) – Universidade Federal de Pernambuco. CTG.
Departamento de Engenharia Mecânica, 2019.
Inclui Referências e Anexo.

1. Engenharia Mecânica. 2. Coletor solar híbrido. 3. Eficiência térmica. 4. Energia solar. 5. Termoacumulador por calor sensível. 6. Simulação numérica. I. Henríquez Guerrero, Jorge Recarte. (Orientador). II. Título.

UFPE

621 CDD (22. ed.)

BCTG/2019-478

MATHEUS DE MELO PEREIRA DO RÊGO

**ANÁLISE ENERGÉTICA DE UM SISTEMA DE ARMAZENAMENTO TÉRMICO
POR CALOR SENSÍVEL INTEGRADO A UM COLETOR SOLAR HÍBRIDO**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado ao curso de graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Pernambuco como requisito parcial para obtenção do Grau de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Aprovado em: 19/12/2019.

BANCA EXAMINADORA

Prof. Dr. Jorge Recarte Henríquez Guerrero (Orientador)

Prof. Marcus Costa Araújo (Examinador interno)

Prof. José Claudino de Lira Júnior (Examinador interno)

Dedico este trabalho à minha família, em especial aos meus pais, e a todos que me acompanharam nesta jornada.

AGRADECIMENTOS

Em primeiro lugar, agradeço aos meus pais por me educarem, me darem suporte para a vida acadêmica e por me ensinarem os valores necessários para eu poder e saber buscar meus objetivos pessoais e profissionais.

A toda minha família, por me acompanhar e me apoiar durante toda a minha vida, me incentivando e acreditando em meu potencial.

A minha namorada, por me incentivar e dar suporte durante toda a graduação e elaboração do trabalho e por acreditar em mim desde o início.

Aos meus amigos parceiros de graduação, que me acompanharam e me inspiraram e me fizeram buscar ser melhor durante todos esses anos de curso.

A todos os meus amigos, pelos momentos de alegria, pelos incentivos e por compreenderem o tempo abdicado para o alcance dos meus objetivos.

Ao meu orientador, Professor Jorge Henríquez, por me guiar na realização deste trabalho e prestar todo o suporte necessário. Também por sua disponibilidade.

À universidade e ao governo federal pela oportunidade e privilégio de estudar em uma instituição de referência que me proporcionou conhecimento e crescimento.

RESUMO

A energia solar e os dispositivos necessários para utilizá-la da melhor forma estão sendo intensamente estudados no meio científico, devido à escassez de outros recursos energéticos como combustíveis fósseis, e ao impacto ambiental gerado no processo de geração de algumas formas de energia. A energia solar é limpa e renovável e tem boa disponibilidade em certas regiões, com capacidade pouco explorada, como no Nordeste do Brasil. O trabalho tem o objetivo de simular e avaliar, para diferentes valores de vazão mássica de fluido de trabalho, a performance de coletores solares híbridos de placa plana e tubo associados com um termoacumulador por calor sensível localizados na cidade de Recife, a fim de entender a melhor forma de utilizar essa energia e a melhor forma de projetar os dispositivos coletores e acumuladores. Para isso, foram desenvolvidos dois modelos matemáticos que representassem o funcionamento de termoacumuladores completamente misturados e termoacumuladores com estratificação de temperatura. Foi feita a associação destes com um modelo de coletor solar híbrido. O sistema é idealizado para uso residencial, com dimensões compactas. As equações foram então solucionadas utilizando métodos iterativos de diferenças finitas no ambiente MatLab. Ambos os modelos podem entregar performances diferentes a depender da necessidade, de forma que o tanque misturado alcança melhor eficiência energética combinada enquanto o modelo estratificado garante maior qualidade de energia para consumo. A redução da vazão para os tanques estratificados garantiu uma melhor amplitude de temperatura entre o topo e base do tanque de armazenamento, porém, quando aumentada a vazão, a estratificação é destruída. Ambos os modelos apresentaram resultados similares em termos de eficiência elétrica e de resfriamento dos módulos fotovoltaicos.

Palavras-chave: Coletor solar híbrido. Eficiência térmica. Energia solar. Termoacumulador por calor sensível. Simulação numérica.

ABSTRACT

Solar energy and the devices needed to make the best use of it are being intensively studied in the scientific world due to the scarcity of other energy resources such as fossil fuels, and the environmental impact generated during the process of generation of some forms of power. Solar energy is clean and renewable and has good availability in certain regions, with underexploited capacity, as in the Northeast of Brazil. This study aims to simulate and evaluate, for different working fluid mass flow values, the performance of hybrid flat plate and tube solar collectors associated with a sensible thermal energy storage located in the city of Recife, in order to understand the best way of using this energy and the best way to design collectors and storage devices. To do this, two mathematical models were developed to represent the operation of completely mixed thermal storages and stratified thermal storages. These were associated with a hybrid solar collector model. The system is designed for residential use, having compact dimensions. The equations were then solved using iterative finite difference methods using the MatLab software. Both models can deliver different performances depending on what is needed, so that the mixed tank achieves better combined energy efficiency while the stratified model ensures higher power quality for consumption. Flow reduction for stratified tanks ensured a better temperature range between the top and bottom of the storage tank, but when the flow rate is increased, stratification is destroyed. Both models presented similar results in terms of electrical efficiency and cooling of photovoltaic modules.

Keywords: Hybrid solar collector. Thermal efficiency. Solar energy. Sensible thermal energy storage. Numerical simulation.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Oferta interna de energia elétrica no Brasil por fonte no ano de 2018. ...	20
Figura 2 - Modelo de construção de módulos fotovoltaicos.....	20
Figura 3 - Sistema de coletor térmico FPC genérico.....	21
Figura 4 - Coletor PV/T de placa e tubo refrigerado a água.	22
Figura 5 - Esquema de coletor solar com concentrador.....	33
Figura 6 - Incidência de radiação solar sobre a superfície de um coletor térmico. ...	34
Figura 7 - a) Representação gráfica dos ângulos de radiação solar numa superfície inclinada. b) Representação gráfico do ângulo de azimute solar.....	35
Figura 8 - Modelo de fluxo de energia ao longo de um sistema FPC.....	36
Figura 9 - Fluxo de energia através de um coletor PV/T.	39
Figura 10 - Gráfico da eficiência dos tipos de coletores relacionado com a variação de temperatura entre fluido e ambiente.....	41
Figura 11 - Comparação exergética entre os tipos de coletores solares.....	41
Figura 12 - a) gráfico de demanda e oferta de energia solar ao longo do tempo. b) gráfico de carregamento e descarregamento de energia ao longo do dia.....	42
Figura 13 - Modelo genérico de termoacumulador completamente misturado.....	48
Figura 14 - Modelo genérico de termoacumulador com estratificação de temperatura.....	49
Figura 15 - a) tanque com alto nível de estratificação. b) tanque com baixo nível de estratificação.	49
Figura 16 - Termoacumulador com tubos de distribuição de água.....	50
Figura 17 - Fotografia de distribuição de água em um termoacumulador.	51
Figura 18 - Modelo genérico de termoacumulador com o uso de dois tanques independentes.....	52
Figura 19 - Coletor PV/T de placa e tubo refrigerado a água.	54
Figura 20 - Esquema utilizado na modelagem do tanque completamente misturado.....	59
Figura 21 - Volume de controle do tanque completamente misturado.	60
Figura 22 - Circuito de resistências térmicas para o tanque completamente misturado.....	61

Figura 23 - Esquema utilizado na modelagem do tanque com estratificação.....	67
Figura 24 - Volume de controle do tanque com estratificação.....	68
Figura 25 - Circuito de resistências térmicas para o primeiro nó do tanque estratificado.....	70
Figura 26 - Circuito de resistências térmicas para os nós intermediários do tanque estratificado.....	71
Figura 27 - Circuito de resistências térmicas para o último nó do tanque estratificado.....	72
Figura 28 - Fluxograma do algoritmo do coletor PV/T implementado em MatLab.....	75
Figura 29 - Fluxograma do algoritmo do termoacumulador misturado implementado em MatLab.....	76
Figura 30 - Fluxograma do algoritmo do termoacumulador estratificado implementado em MatLab.....	78
Figura 31 - Gráficos de temperatura das camadas do sistema PV/T+TA para diferentes vazões mássicas.....	81
Figura 32 - Gráficos de eficiência térmica, elétrica e combinada para diversas vazões mássicas.....	83
Figura 33 - Gráficos de temperatura das camadas e grau de estratificação para vazão de 0,001kg/s.....	85
Figura 34 - Gráficos de temperatura das camadas e grau de estratificação para vazão de 0,005kg/s.....	86
Figura 35 - Gráficos de temperatura das camadas e grau de estratificação para vazão de 0,01kg/s.....	87
Figura 36 - Gráficos de temperatura das camadas e grau de estratificação para vazão de 0,05kg/s.....	87
Figura 37 - Gráficos de temperatura das camadas e grau de estratificação para vazão de 0,1kg/s.....	88
Figura 38 - Gráficos do gradiente de temperatura ao longo da direção axial em vários instantes do dia para vazão de 0,001kg/s.....	90
Figura 39 - Gráficos do gradiente de temperatura ao longo da direção axial em vários instantes do dia para vazão de 0,005kg/s.....	90
Figura 40 - Gráficos do gradiente de temperatura ao longo da direção axial em vários instantes do dia para vazão de 0,01kg/s.....	91

Figura 41 - Gráficos do gradiente de temperatura ao longo da direção axial em vários instantes do dia para vazão de 0,05kg/s.....	92
Figura 42 - Gráficos do gradiente de temperatura ao longo da direção axial em vários instantes do dia para vazão de 0,1kg/s.....	93
Figura 43 - Gráficos de eficiência do tanque estratificado para diversas vazões mássicas.	94

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Consumo de energia elétrica por classe.	23
Tabela 2 - Eficiências combinadas dos sistemas FPC, PV e PV/T.	23
Tabela 3 - Equações diferenciais de balanços energéticos das camadas PV/T.	55
Tabela 4 - Soluções das equações de balanço energético das camadas do PV/T...	56
Tabela 5 - Informações gerais do tanque modelado.	79
Tabela 6 - Comparativo de resultados de tempo de carregamento para diferentes vazões mássicas.	82
Tabela 7 - Comparativo de eficiências médias em relação a vazão mássica.....	84
Tabela 8 - Comparativo dos graus de estratificação para diferentes vazões.	89
Tabela 9 - Comparativo de eficiências médias dos sistemas para diferentes vazões.	95

LISTA DE SIGLAS E ABREVIATURAS

1D	Unidimensional
2D	Bidimensional
3D	Tridimensional
CHESF	Companhia Hidrelétrica do São Francisco
EPE	Empresa de pesquisa energética
FPC	<i>Flat Plate Collector</i>
CPP	coletor de placa plana
HTF	<i>heat transfer fluid</i>
FTC	fluido transferidor de calor
PV	<i>Photovoltaic</i> ou Fotovoltaico
PV/T	<i>Photovoltaic/Thermal</i> ou Coletor Solar Híbrido
PV/T+TA	Coletor solar híbrido acoplado à termoacumulador
PV/Tg	Coletor solar híbrido com cobertura de vidro
STES	<i>sensible thermal energy storage</i>
TA	Termoacumulador
TCS	Termoacumulador por calor sensível
VC	Volume de controle

LISTA DE SÍMBOLOS

Letras Latinas

C_b	Condutividade térmica do material entre o tubo de água e a chapa [W/m K]
c_p	Calor específico à pressão constante de um material [J/kg K]
D_o	Diâmetro externo do tubo do coletor [m]
D_i	Diâmetro interno do tubo do coletor [m]
F_R	Fator de remoção de calor
F'	Fator de eficiência do coletor
h_{fi}	Coefficiente de transferência de calor do fluido [W/m ² K]
I_m	Corrente no ponto de máxima potência de células fotovoltaicas [A]
\dot{m}	Vazão mássica de fluido por unidade de área [kg/s m ²]
S	Energia solar absorvida [W/m ² K]
T_{w1}	Temperatura do fluido na saída do coletor [K]
T_{w0}	Temperatura do fluido na entrada do coletor [K]
$T_{p,m}$	Temperatura média da placa do coletor [K]
T_a	Temperatura ambiente [K]
$t/2$	Espessura do tubo do coletor [m]
Q_i	Irradiação solar [W/m ²]
Q_u	Energia útil coletada [W/m ²]
U_L	Coefficiente global de perda de calor no coletor [W/m ² K]
V_m	Tensão no ponto de máxima potência de células fotovoltaicas [V]
W	Distância entre os tubos [m]
A_{co}	Área superficial do coletor [m ²]
V	Velocidade do vento exterior ao tanque [m/s]
T_{tq}	Temperatura da água do tanque completamente misturado [K]
m_{tq}	Massa de água total do tanque [kg]
q_{pt}	Fluxo de perda de energia para o ambiente externo [W]
q_{dif}	Fluxo de calor por difusão entre nós adjacentes [W]
Q_g	Fluxo de radiação solar absorvida pelo vidro [W]
$Q_{conv,g-ar}$	Fluxo de calor convectivo entre o vidro e o ar ambiente [W]

$Q_{rad,g-ar}$	Fluxo de calor devido à transferência radiativa do ar e o vidro [W]
$Q_{rad,g-pv}$	Fluxo de calor por radiação térmica entre vidro e módulo PV [W]
$Q_{conv,g-pv}$	Fluxo de calor convectivo entre o vidro e o módulo PV [W]
Q_{pv}	Fluxo de radiação solar absorvida pelo módulo PV [W]
$Q_{rad,pv-g}$	Fluxo de calor devido a radiação entre módulo PV e vidro [W]
$Q_{conv,pv-g}$	Fluxo de calor por convecção entre módulo PV e vidro [W]
$Q_{cond,pv-co}$	Fluxo de calor condutivo entre módulo PV e placa coletora [W]
$Q_{cond,pv-tubo}$	Fluxo de calor por condução entre módulo PV e tubos [W]
$Q_{cond,co-pv}$	Fluxo de calor por condução entre coletor e módulo PV [W]
$Q_{cond,co-tubo}$	Fluxo de calor por condução entre coletor e tubos de água [W]
$Q_{cond,co-isoc}$	Fluxo de calor por condução entre coletor e isolamento térmico [W]
$Q_{cond,tubo-co}$	Fluxo de calor por condução entre tubos e coletor [W]
$Q_{cond,tubo-pv}$	Fluxo de calor por condução entre tubos e módulo PV [W]
$Q_{cond,isoc-co}$	Fluxo de calor por condução entre isolamento e coletor [W]
Q_{water}	Fluxo de calor por meio de transferência de massa de água [W]
$Q_{cond,tubo-isoc}$	Fluxo de calor por condução entre tubos e isolamento térmico [W]
$Q_{conv,tubo-water}$	Fluxo de calor por convecção entre a água e os tubos [W]
$Q_{cond,isoc-tubo}$	Fluxo de calor por condução entre isolamento e tubos [W]
$Q_{conv,isoc-ar}$	Fluxo de calor por convecção entre isolamento e ar externo [W]
$Q_{cond,water-tubo}$	Fluxo de calor por condução entre água e tubos [W]
\dot{m}_{water}	Vazão mássica do sistema com coletor e termoacumulador [kg/s]
R_{tot}	Resistência térmica total de um sistema [K/W]
R_{cond}	Resistência térmica condutiva [K/W]
R_{conv}	Resistência térmica convectiva [K/W]
R_L	Resistência térmica total das perdas para superfície lateral do tanque [K/W]
R_S	Resistência térmica total das perdas para superfície superior do tanque [K/W]
R_{dif}	Resistência térmica à difusão entre nós adjacentes [K/W]
m_{no}	Massa de um nó [kg]
T_{no}	Temperatura de um nó no tanque [K]
Str	Grau de estratificação do tanque

ΔT	Amplitude de temperatura entre base e topo do tanque estratificado [K]
$\Delta T_{m\acute{a}x}$	Amplitude máx. de temperatura entre base e topo do tanque estratificado [K]
$t_{\Delta m\acute{a}x}$	Tempo para alcançar a amplitude máxima do tanque estratificado [h]
t_{car}	Tempo de carregamento para temperatura de referência do tanque [h]
T_{ref}	Temperatura de referência para a análise do tanque misturado [C]
$t_{carm\acute{a}x}$	Tempo de carregamento para temperatura máxima do tanque [h]
$T_{m\acute{a}x}$	Temperatura máxima alcançada pela água do tanque [K]
Δx	Espessura de um no do tanque [m]
Δt	Intervalo de tempo entre dois instantes consecutivos [s]
n	Número de nós no modelo de tanque estratificado
G	Radiação solar por unidade de rea [W/m ²]
h	Coeficiente de transferência de calor por convecção [W/m ² .K]
k	Condutividade térmica [W/m.K]
D	Diâmetro interno do tanque [m]
D_{ext}	Diâmetro externo do tanque [m]
Nu	Número de Nusselt
Pr	Número de Prandtl
T_g	Temperatura da camada de vidro [K]
T_{co}	Temperatura da camada da placa absorvedora [K]
T_{water}	Temperatura da camada de gua [K]
T_{isoc}	Temperatura da camada do isolamento do coletor [K]
T_{tubo}	Temperatura da camada de tubo [K]
T_{pv}	Temperatura da camada do módulo fotovoltaico [K]

Letras gregas

ν	Viscosidade cinemática [m ² /s]
ρ	Massa específica [kg/m ³]
μ	Viscosidade dinâmica [kg/s.m]

δ_{isot}	Espessura do isolamento térmico do tanque [m]
$\delta_{paredet}$	Espessura da parede do tanque [m]
δ_p	Espessura da placa absorvedora [m]
η_{el}	Eficiência elétrica das células fotovoltaicas [%]
η_{ref}	Eficiência elétrica de células fotovoltaicas em condições padrão [%]
η_{comb}	Eficiência combinada elétrica e térmica [%]
η_{ter}	Eficiência térmica [%]
β_r	Coefficiente de temperatura de eficiência da célula [1/K]
\varnothing	Latitude [°]
β	Ângulo de inclinação da superfície do coletor [°]
γ	Ângulo de azimute da superfície [°]
ω	Ângulo horário [°]
θ	Ângulo de incidência [°]
θ_z	Ângulo zenital [°]
α_s	Ângulo de altitude solar [°]
γ_s	Ângulo de azimute solar [°]

Índices

ti	Índice indicativo de instante de tempo
j	Índice indicativo de número da camada de análise
L	Lateral
S	Superior
conv	Convectivo
cond	Condução
rad	Radiativo
water	Camada da água
tubo	Camada dos tubos
isoc	Camada do isolamento térmico do coletor
co	Camada do coletor ou placa absorvedora
pv	Camada do módulo fotovoltaico
g	Camada do vidro da cobertura
ar	Índice que indica trocas de calor com o ar ambiente

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	19
1.1	APRESENTAÇÃO E CONTEXTUALIZAÇÃO DO PROBLEMA	19
1.2	JUSTIFICATIVA	22
1.3	OBJETIVO GERAL.....	24
1.4	OBJETIVOS ESPECÍFICOS	24
1.5	APRESENTAÇÃO DO TRABALHO	24
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	26
2.1	COLETORES SOLARES HÍBRIDOS	26
2.2	TERMOACUMULAÇÃO POR CALOR SENSÍVEL.....	29
3	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	32
3.1	ENERGIA SOLAR E COLETORES SOLARES	32
3.2	RADIAÇÃO SOLAR.....	33
3.3	COLETOR SOLAR TÉRMICO PLANO	36
3.4	PAINÉIS FOTOVOLTAICOS.....	38
3.5	SISTEMAS COLETORES HÍBRIDOS (PV/T).....	39
3.6	TERMOACUMULAÇÃO	42
3.6.1	Armazenamento de energia térmica por calor sensível.....	44
3.6.2	Armazenamento térmico por calor sensível em tanques de água para sistemas PV/Ts.....	45
3.6.2.1	Armazenamento térmico com um único tanque completamente misturado	47
3.6.2.2	Armazenamento térmico com um único tanque estratificado	48
3.6.2.3	Armazenamento térmico com dois tanques independentes	51
4	METODOLOGIA	53
4.1	CONSIDERAÇÕES INICIAIS	53
4.2	MODELAGEM	54
4.2.1	Coletor solar híbrido	54
4.2.2	Termoacumuladores.....	57
4.2.2.1	Termoacumulador com um tanque completamente misturado.....	59
4.2.2.1.1	<i>Perdas para a superfície lateral do tanque.....</i>	<i>62</i>
4.2.2.1.2	<i>Perdas para a superfície superior do tanque.....</i>	<i>64</i>
4.2.2.1.3	<i>Solução da equação diferencial para o tanque misturado.....</i>	<i>65</i>

4.2.2.1.4	<i>Eficiência elétrica, térmica e combinada</i>	65
4.2.2.2	Termoacumulador com um tanque estratificado.....	66
4.2.2.2.1	<i>Circuito de resistências térmicas para o nó 1</i>	69
4.2.2.2.2	<i>Circuito de resistência térmica para os nós intermediários</i>	71
4.2.2.2.3	<i>Circuito de resistência térmica para o nó n</i>	71
4.2.2.2.4	<i>Solução da equação diferencial</i>	72
4.2.2.2.5	<i>Eficiência elétrica e térmica</i>	73
4.2.2.2.6	<i>Grau de estratificação</i>	73
4.3	SOLUÇÃO NUMÉRICA	74
4.3.1	Coletor solar híbrido	74
4.3.2	Termoacumuladores	76
5	ANÁLISE DE RESULTADOS	79
5.1	CONSIDERAÇÕES INICIAIS	79
5.2	ANÁLISES DO TANQUE COMPLETAMENTE MISTURADO	80
5.2.1	Tempo de carregamento térmico do sistema em relação à vazão mássica	80
5.2.2	Eficiência do sistema em relação à vazão mássica	82
5.3	ANÁLISES DO TANQUE COM ESTRATIFICAÇÃO DE TEMPERATURA...	84
5.3.1	Grau de estratificação ao longo do tempo	84
5.3.2	Gradiente de temperatura ao longo da direção axial do tanque	89
5.3.3	Eficiência do sistema em relação à vazão mássica	93
6	CONCLUSÕES E TRABALHOS FUTUROS	96
6.1	CONCLUSÕES	96
6.2	SUGESTÕES DE TRABALHOS FUTUROS	97
	REFERÊNCIAS	99
	ANEXO A – INFORMAÇÕES DO COLETOR SOLAR HÍBRIDO	102

1 INTRODUÇÃO

Este capítulo tem por objetivo introduzir o tema do trabalho, apresentando o contexto atual do assunto e os objetivos do trabalho.

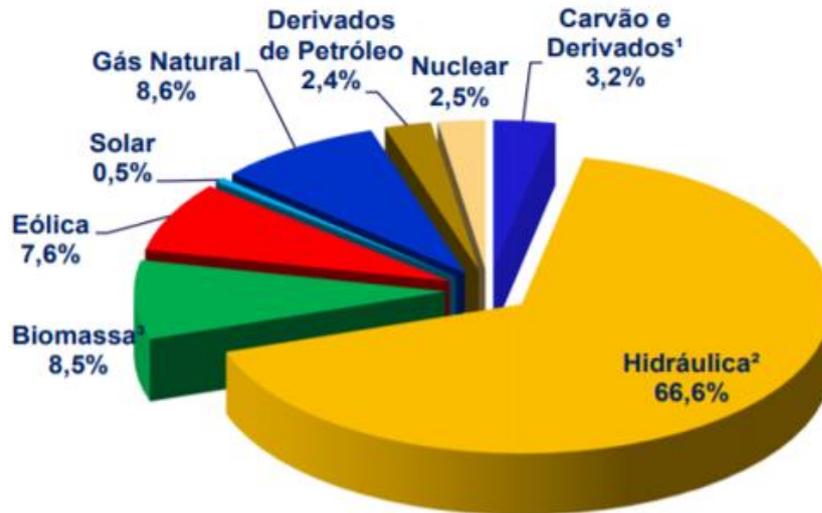
1.1 APRESENTAÇÃO E CONTEXTUALIZAÇÃO DO PROBLEMA

A matriz energética nacional é reconhecida por ter uma relevante parcela de energias renováveis. A energia proveniente das usinas hidrelétricas representa 64% da oferta interna de energia elétrica do Brasil. Porém, com as recentes crises hídricas sofridas pelo país devido à prolongada seca e falta de chuvas, as usinas termelétricas passaram a ser mais utilizadas (MINISTÉRIO DE MINAS E ENERGIA, 2016). Segundo a Empresa de Pesquisa Elétrica (2019), entre os anos de 1998 e 2012 a capacidade instalada brasileira de energia hidrelétrica caiu de 88% para 73%, ao mesmo tempo em que a capacidade instalada em usinas termelétricas subiu de 12% para 27%.

As termelétricas representam uma fonte de energia não satisfatória de vários pontos de vista. Um deles é o elevado custo que ela representa, encarecendo a conta de energia da população e de todos os setores que consomem energia elétrica, como o industrial ou o comercial. Outro problema é o fato dela não ser uma energia renovável e limpa, tendo em vista que ela é gerada pela queima de combustíveis, que são finitos. Além disso, a produção de energia por meio de termelétricas já é um dos principais agentes poluidores do Brasil, praticamente se igualando à poluição gerada (contabilizada pela emissão de gás carbônico) pelo desmatamento da Amazônia. Em 2012, as termelétricas já representavam 30% das emissões geradas pelo país, enquanto o desmatamento representava 32% (um valor baixo se comparado aos 77% correspondentes ao ano de 1995) (EPE, 2019).

Tendo em vista o problema da crise energética associado à poluição e ao alto custo relacionado à geração de energia elétrica nas outras formas, a energia solar tem se destacado como uma boa alternativa de energia limpa e sustentável. Atualmente, a capacidade elétrica instalada relacionada à energia solar representa somente 0,5% do total nacional. O gráfico da Empresa de Pesquisa Energética (2019), que mostra a distribuição das capacidades instaladas de diversas formas de geração de energia é apresentado na Figura 1. As informações são referentes ao Brasil no ano de 2018.

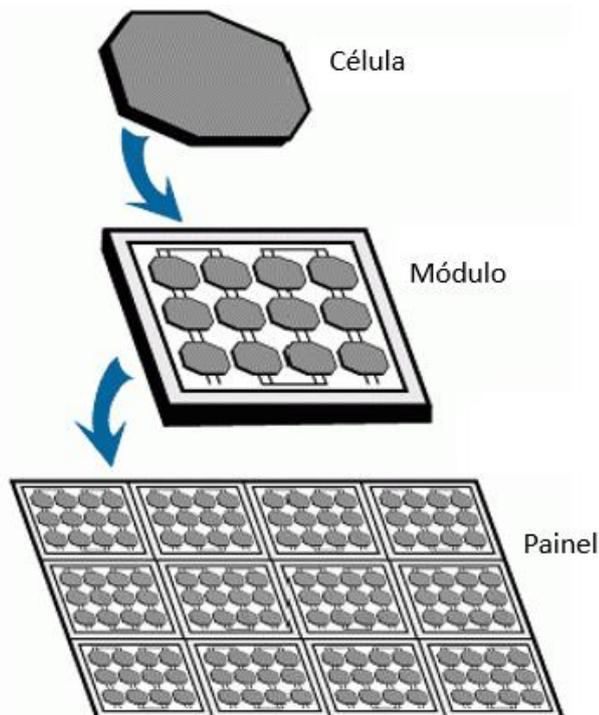
Figura 1 - Oferta interna de energia elétrica no Brasil por fonte no ano de 2018.



Fonte: Adaptado de Empresa de Pesquisa Energética (2019).

A energia elétrica proveniente de energia solar é obtida por meio de células fotovoltaicas, geralmente de silício, mas podem ser feitas de outros materiais semicondutores. O conjunto dessas células caracteriza um módulo fotovoltaico (PV ou *photovoltaic*, apresentados na Figura 2).

Figura 2 - Modelo de construção de módulos fotovoltaicos.



Fonte: Adaptado de NASA Science (2002).

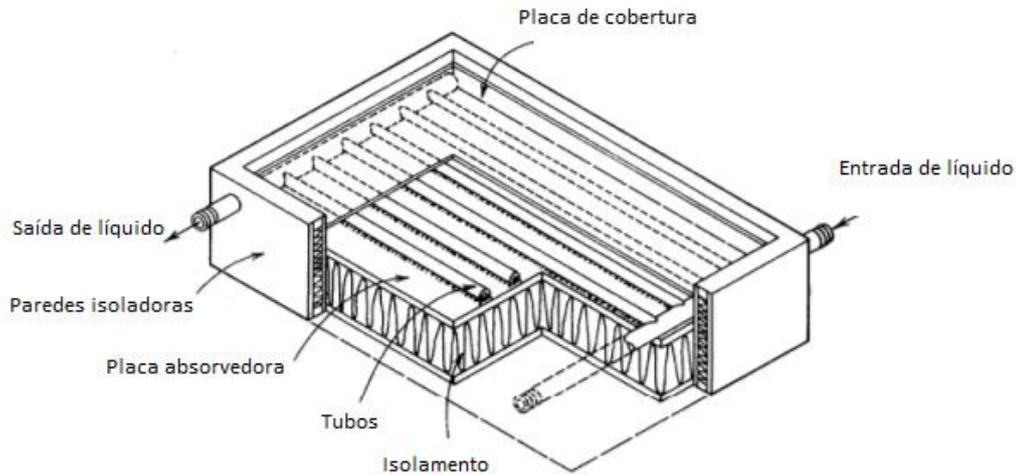
Há várias razões para o baixo uso dos sistemas fotovoltaicos tradicionais. Uma delas é o fato de que não é uma tecnologia de custos baixos, sendo necessário

um alto investimento, com retorno somente a longo prazo. Outro problema é a questão da intermitência dessa fonte, que só consegue gerar energia enquanto há incidência de radiação solar e depende diretamente da intensidade dessa radiação.

A energia elétrica não é a única maneira de se aproveitar a radiação solar. Ela também é utilizada na geração de energia térmica. Para esse caso, são utilizados sistemas coletores solares. Eles podem ser de basicamente dois tipos: coletores solares planos ou concentradores.

Esses sistemas são muito utilizados para aquecimento de água residencial ou mesmo industrial, quando se precisa de água em temperaturas em torno de 60°C e 80°C. Um modelo de coletor solar pode ser visto na Figura 3.

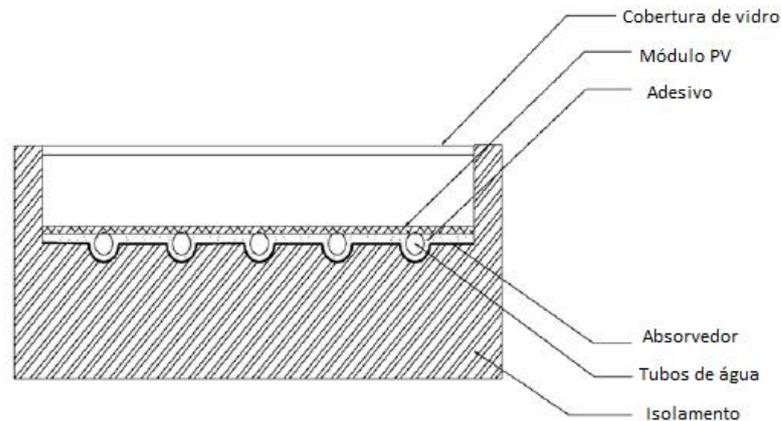
Figura 3 - Sistema de coletor térmico FPC genérico.



Fonte: Adaptado de Struckmann (2008).

No contexto de utilização de energia solar, há ainda um outro sistema possível de ser utilizado, visando gerar energia térmica e elétrica. Esse sistema é chamado de coletor solar híbrido ou PV/T. Um modelo genérico pode ser visto na Figura 4.

Figura 4 - Coletor PV/T de placa e tubo refrigerado a água.



Fonte: Adaptado de Charalambous (2006).

O armazenamento da energia gerada pelos coletores é uma solução de grande relevância para a geração de energia de origem solar, visando um fornecimento de energia ininterrupto. Surge o conceito de termoacumulação. Os termoacumuladores são equipamentos que podem ser acoplados aos coletores solares para que a energia térmica por eles gerada seja armazenada enquanto não há demanda, podendo ser utilizada posteriormente, quando não há oferta, por exemplo.

1.2 JUSTIFICATIVA

Energia de uma forma ampla é um insumo essencial ao ser humano, seja qual for seu tipo. Se tratando de energia elétrica, todos os cidadãos fazem uso de alguma forma. Seja indiretamente, pelo consumo de produtos e serviços que necessitam de energia elétrica para serem produzidos, seja diretamente, com o uso residencial para os eletrodomésticos, iluminação e outros usos variados.

Os dois maiores grupos consumidores de energia elétrica do país são as residências e as indústrias, conforme a Tabela 1 elaborada pela Empresa de Pesquisa Energética (2019). Juntos, representaram 64,7% do consumo elétrico total do País no ano de 2018.

Tabela 1 - Consumo de energia elétrica por classe.

	2014 (GWh)	2015 (GWh)	2016 (GWh)	2017 (GWh)	2018 (GWh)	Δ% (2018/2017)	Part. % (2018)
Brasil	474.823	465.708	461.780	467.161	474.820	1,6%	100,0%
Residencial	132.302	131.190	132.872	134.368	137.615	2,4%	29,0%
Industrial	179.106	169.289	165.314	167.398	169.625	1,3%	35,7%
Comercial	89.840	90.768	87.873	88.292	88.631	0,4%	18,7%
Rural	25.671	25.899	27.266	28.136	29.168	3,7%	6,1%
Poder público	15.355	15.196	15.096	15.052	15.076	0,2%	3,2%
Iluminação pública	14.043	15.333	15.035	15.443	15.690	1,6%	3,3%
Serviço público	15.242	14.730	14.969	15.196	15.778	3,8%	3,3%
Próprio	3.265	3.304	3.355	3.277	3.238	-1,2%	0,7%

Fonte: Adaptado de EPE (2019).

Nesse contexto, há uma tendência de desenvolvimento dos sistemas de extração de energia solar do tipo PV/T, com o objetivo de aumentar suas eficiências e, principalmente, reduzir o custo de instalação desses equipamentos, para que eles possam ser mais acessíveis e competitivos e para que possam contribuir para uma matriz energética nacional mais sustentável e limpa (CHARALAMBOUS, 2006).

Os coletores do tipo PV/T são sistemas de rendimento elétrico inferior ao de um sistema PV comum e de rendimento térmico inferior ao de um FPC. Porém, no caso de coletores PV/T, por se tratar de um equipamento que gera duas formas de energia, deve ser comparado levando em consideração a sua eficiência combinada, isto é, a soma da eficiência térmica e elétrica.

A eficiência combinada (somatório das eficiências térmica e elétrica) de dois coletores híbridos instalados juntos é maior do que a eficiência de um sistema PV e um sistema FPC instalados juntos, de mesmas dimensões. Isto é importante para os casos em que a área de superfície disponível para instalação é um fator relevante. Nesses casos, o sistema híbrido seria mais eficiente e teria uma capacidade de geração maior, como exibido na Tabela 2 (ZONDAG *et al.*, 1999; SOPIAN *et al.*, 1996).

Tabela 2 - Eficiências combinadas dos sistemas FPC, PV e PV/T.

Equipamento	Eficiência (%)
Coletor térmico	24-28
Painel fotovoltaico	6-7
Coletor híbrido (PV/T)	30-35

Fonte: Adaptado de Sopian *et al.* (1996).

As fontes de energia renováveis têm estado indeterminado, ou seja, não garantem uma previsibilidade a longo prazo sobre a capacidade de geração energética. Em outras palavras, as energias renováveis são sazonais e dependem de fatores externos difíceis de prever e de contabilizar. Para que esse tipo de fonte

de energia seja viável economicamente e para que possa fornecer energia de forma ininterrupta, é necessário o uso de tecnologia de armazenamento térmico de energia.

A necessidade de um modelo de termoacumulação adequado para os coletores híbridos é um dos motivos do desenvolvimento desta pesquisa, tendo em vista a necessidade de garantir um fornecimento de energia constante e possivelmente comercializável, beneficiando, primeiramente, o usuário doméstico no quesito economia de energia da rede elétrica, e na redução da poluição ambiental; e depois, o setor industrial com os mesmos benefícios econômicos e ambientais.

1.3 OBJETIVO GERAL

O objetivo principal deste trabalho é analisar numericamente o comportamento térmico de um coletor solar híbrido quando acoplado a um sistema de acumulação de energia térmica por calor sensível através de um estudo paramétrico.

1.4 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Definir o tipo de tecnologia a ser utilizada no termoacumulador por calor sensível;
- Construir modelos matemáticos e numéricos para o sistema de termoacumulação;
- Realizar integração dos modelos numéricos do armazenador e coletor no ambiente MatLab;
- Realizar um estudo paramétrico sobre o sistema, avaliando as influências da vazão mássica em relação a eficiência energética global;
- Comparar as eficiências energéticas dos sistemas PV/Ts com acumulação térmica.

1.5 APRESENTAÇÃO DO TRABALHO

O trabalho se divide em 6 capítulos. O primeiro apresenta uma introdução sobre o contexto de energia solar, coletores solares em geral, o cenário brasileiro de energia, além das motivações da pesquisa e de objetivos gerais e específicos do trabalho. O segundo capítulo apresenta uma revisão da literatura em relação aos

dois temas principais do trabalho: coletores solares híbridos e termoacumuladores por calor sensível. Já o terceiro capítulo apresenta a fundamentação e conhecimentos básicos necessários para compreender o trabalho integralmente, discutindo em detalhes sobre os tipos de termoacumuladores e suas particularidades. O capítulo quatro descreve como foram construídos os modelos, as equações de balanço de energia e suas soluções e os algoritmos utilizados para realizar o estudo. O capítulo cinco apresenta e discute os resultados obtidos pela simulação numérica e, por fim, o capítulo seis apresenta as conclusões do trabalho e sugestões para continuidade da pesquisa neste tema.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Este capítulo tem como objetivo fazer uma curadoria do que já foi pesquisado em relação ao tema do trabalho, apresentando os resultados obtidos para definir o nível de aprofundamento que a comunidade científica alcançou no tema. Será dividido em dois tópicos, sendo um a revisão da literatura sobre os coletores solares híbridos e outro sobre o armazenamento de energia térmica e seus métodos e modelos. Em alguns casos, os dois temas foram abordados de maneira conjunta pelos autores e assim serão apresentados.

2.1 COLETORES SOLARES HÍBRIDOS

Segundo Zondag *et al.* (1999), um coletor PV/T gera menos energia elétrica do que um módulo fotovoltaico e menos energia térmica do que um coletor de placa plana de mesma área. Por outro lado, considerando o fator área ocupada e para situações onde esse é um fator limitador, dois coletores PV/T têm uma performance energética melhor do que se fosse utilizada uma associação de um coletor de placa plana e um módulo fotovoltaico, onde a área de um conjunto fosse igual a de outro.

Ainda, em outro estudo, Zondag *et al.* (2003) desenvolveram 4 modelos numéricos de sistemas PV/T. Um deles foi modelado em 3D e de forma dinâmica, outros 3 considerando estado estacionário e em 1D, 2D e 3D, e obtiveram resultados de eficiência semelhantes em todos os modelos, diferindo em no máximo 1%. Concluiu-se então que o modelo de 1D e estado estacionário teve um retorno satisfatório, com menor necessidade de processamento computacional e tempo; e que ignorar os efeitos dinâmicos tem um impacto pequeno no resultado.

Um outro estudo experimental realizado por Tripanagnostopoulos *et al.* (2002) concluiu, a partir da construção e teste dos equipamentos, que a eficiência elétrica do coletor solar híbrido plano com células fotovoltaicas de silício conseguiu superar em 3,2% a eficiência de um módulo fotovoltaico com células de mesmo material.

Sandnes e Rekstad (2002) constataram, por meio de um modelo experimental construído, que a energia absorvida pelos sistemas PV/T com cobertura é inferior à dos FPC, não só pela existência da cobertura de vidro como também pela menor capacidade de absorção das células fotovoltaicas quando comparadas com o absorvedor utilizado nos sistemas FPC (já que nesse tipo de sistemas, elas são as responsáveis por receber a energia solar). O estudo mostra que um coletor do tipo

FPC garante a maior eficiência térmica para pequenas diferenças de temperatura. Porém, quando a variação aumenta, o coletor PV/T com cobertura (PV/Tg) apresenta uma eficiência maior, devido à reduzida perda de calor para o ambiente.

Rejeb, Dhaou e Jemni (2015) desenvolveram um modelo matemático para analisar o comportamento dinâmico de coletores solares híbridos de placa e tubo, com cobertura de vidro, para 4 dias típicos do ano, na Tunísia. O método de elementos finitos foi utilizado para resolver numericamente o sistema. É observada a perda de eficiência elétrica com o aumento da radiação solar e o ganho em eficiência térmica. De maneira global, é constatado um ganho de eficiência com o aumento da radiação, ou seja, o ganho de eficiência térmica supera a perda de eficiência elétrica. Conseqüentemente, foi constatado ainda que a alta temperatura das células fotovoltaicas favorece a eficiência térmica, mas prejudica a eficiência elétrica do coletor, conforme gráfico abaixo. A temperatura da água que entra nos tubos também teve seu impacto mensurado no modelo. O impacto na eficiência elétrica ocorre pois com maior temperatura da água, há maior temperatura nas células fotovoltaicas, que perdem eficiência. Já a eficiência térmica é reduzida pois ocorre o aumento da temperatura da placa absorvedora e conseqüentemente maiores perdas térmicas. O modelo comparou módulos PV/T com nenhuma, uma ou duas coberturas de vidro. Quanto mais coberturas, pior é a eficiência elétrica, pois o vidro reflete muita luz e tem baixa transmitância. Por outro lado, mais coberturas garantem maior eficiência térmica, pois o mesmo vidro atua como isolante e diminui as perdas de temperatura da placa para o ambiente. A condutividade térmica entre os materiais da placa absorvedora e das células fotovoltaicas tem um efeito positivo sobre a eficiência, ou seja, quanto maior a condutividade, mais eficiente o sistema, porém constata que acima de $300 \text{ W/m}^2\text{K}$ o ganho é irrelevante.

Chow (2003) desenvolveu um modelo dinâmico para simular e analisar o fluxo transiente de energia através dos componentes de um coletor solar híbrido. O modelo foi desenvolvido utilizando método de elementos finitos para volumes de controle. O sistema consiste em um módulo PV/T, com uma camada de cobertura de vidro e resfriamento com água. A análise concluiu que as eficiências de coletores PV/Ts podem variar entre 60% e 70%, de acordo com os materiais utilizados na sua construção (placa absorvedora, tubos e a placa fotovoltaica), devido às suas condutividades térmicas e coeficiente de transferência de calor. Quanto mais altos forem esses coeficientes, mais eficiente é o sistema, e também geralmente mais

caro. O estudo verificou ainda a resposta dinâmica do sistema quando há uma variação brusca da vazão de água nos tubos. O resultado mostra que há um ganho abrupto de 73% em energia térmica e um ganho gradual na performance das células fotovoltaicas, para uma variação de 0,002 kg/s para 0,004 kg/s na vazão. O tempo de estabilização do novo estado também foi calculado, podendo variar entre 47 e 530 segundos, a depender do parâmetro avaliado (ganho elétrico, ganho térmico, temperatura dos componentes, etc.). O estudo concluiu que o modelo unidimensional utilizado apresentou resultados satisfatórios se comparado com os modelos de estado estacionário, e ainda concluiu que o uso de apenas 1 nó por componente é suficiente na implementação do método de elementos finitos.

Rubio, Filho e Henríquez (2018) desenvolveram um modelo para avaliar a performance energética elétrica e térmica de um coletor solar híbrido com 1 camada de cobertura de vidro e resfriamento por tubos com circulação de água. O modelo foi desenvolvido e adaptado para o software MATLAB e validado com dados experimentais da literatura. O modelo concluiu que as células fotovoltaicas de um sistema PV/T com cobertura conseguem absorver 80% da irradiância total e usar para geração de energia elétrica. Além disso, foi constatada uma eficiência global (a soma da eficiência térmica e elétrica) em média de 65%. No estudo, a eficiência foi afetada tanto pela irradiância solar quanto pela velocidade do vento externo e a temperatura ambiente do ar (fatores que variam de acordo com a estação do ano), de forma que, quanto maior a velocidade do vento e menor a temperatura ambiente, menor será a eficiência térmica do coletor. Do ponto de vista interno, foi constatado que a vazão de água dentro da serpentina tem um impacto muito grande na eficiência térmica deste modelo de coletor, porém não tão grande na eficiência elétrica.

Bhattarai *et al.* (2012) desenvolveram um modelo matemático unidimensional para simular o processo dinâmico de um coletor PV/T de placa e tubo com tanque para armazenamento térmico. A variação encontrada entre os valores esperados e os valores medidos experimentalmente de temperatura da água no tanque não superaram 1,7%. As eficiências térmica e elétrica também tiveram seus valores esperados (calculados no modelo) comparados com os experimentais e foram relatados desvios de ordem baixa. O modelo ainda simulou tanques de armazenamento de diferentes capacidades, tendo um aumento na eficiência global de 38,4% para 57,4% quando aumentada a capacidade de 30 kg/m² para 75 kg/m²,

onde a métrica kg/m^2 indica a massa de água em quilos para cada metro quadrado de área de coletor.

2.2 TERMOACUMULAÇÃO POR CALOR SENSÍVEL

Li (2016) realizou uma curadoria da literatura recente relacionada a termoacumuladores por calor sensível, definindo alguns conceitos importantes como a estratificação de temperatura da água dentro de um tanque de armazenamento e a termoclina (linha imaginária que divide o tanque em água quente e água fria). O Autor concluiu que o aumento da vazão mássica do HTF até certo ponto tende a melhorar a estratificação, o que é benéfico para a eficiência do sistema. Porém, se a vazão for muito elevada, há uma tendência de ocorrer a mistura das águas quente e fria do tanque, prejudicando a eficiência. Segundo o autor, deve-se encontrar um valor ótimo de vazão do HTF. Ainda, é analisada a geometria do tanque, concluindo que uma maior razão de aspecto (razão entre de altura e diâmetro do tanque) garante uma melhor estratificação de temperaturas. Os pontos de entrada e saída do fluido também têm seus impactos sobre a estratificação analisados, sendo ideal que ambos estejam mais distantes do centro do tanque, em lados opostos.

Elouali *et al.* (2019) analisaram a performance de termoacumuladores por calor sensível com o uso de sólidos como armazenadores de energia térmica e ar como fluido transferidor de calor (HTF ou *heat transfer fluid*), operando de 20°C até 550°C em ciclos de carregamento e descarregamento. O sistema é conhecido como *packed bed* e foi validado em quatro modelagens de complexidades diferentes, comparando os resultados com dados experimentais da literatura. Os autores realizaram uma análise numérica para avaliar o impacto de alguns parâmetros sobre o comportamento térmico do sistema e concluíram que o aumento da vazão mássica do HTF, assim como o aumento do diâmetro das partículas sólidas e a diminuição porosidade do sistema de armazenamento contribuem para a redução do tempo de carregamento do sistema. Ainda, concluíram que, para sistemas onde não se consegue uma alta vazão mássica, é vantajoso utilizar partículas sólidas de diâmetros menores.

Kalaiarasi *et al.* (2016) desenvolveram um sistema experimental de coletor de placas planas (FPC) com uso de ar forçado via soprador, integrado com um termoacumulador de calor sensível para armazenamento da energia térmica. Foi

utilizado um modelo não usual de armazenamento, com tubos de cobre ligados por placas de cobre, dentro dos quais há um fluxo de óleo sintético de alta qualidade que troca calor com o ar soprado por baixo dos tubos, com o óleo funcionando como HTF. Este modelo foi submetido a testes e comparação com um modelo tradicional de coletor de placas planas com aquecimento de ar. Os sistemas foram submetidos a duas diferentes vazões mássicas de ar, 0,018 kg/s e 0,026 kg/s. Foi concluído que o modelo desenvolvido performa de maneira superior em comparação ao tradicional, tendo eficiências energética e exergética maiores (59,02% contra 32,07% e 37,53% contra 19,79%, respectivamente). Os resultados encontrados foram melhores (em termos de eficiência térmica) quando utilizada maior vazão de ar, porém, os autores destacam a importância de encontrar um valor ótimo de vazão para alcançar uma temperatura desejada de uso final do ar aquecido. O modelo com acumulação térmica mostrou que ainda há ganho em eficiência mesmo quando a radiação solar começa a cair, isso porque a massa de óleo ainda tem calor residual com capacidade de troca, conseguindo operar por mais horas do que o modelo sem armazenador térmico.

Doretti *et al.* (2019) desenvolveram um modelo de capacitância agrupada para analisar energeticamente e termicamente um sistema de termoacumulação que consiste em um paralelepípedo de concreto que pode ser aquecido e resfriado por um fluxo de óleo que percorre o concreto por meio de 4 trechos de tubos embutidos. O sistema foi testado com duas composições de concreto diferentes, e os modelos computacionais foram validados com experimentos reais. O modelo requer pouco esforço computacional e alcançou resultados satisfatórios. As energias trocadas entre fluido e concreto tiveram pequenos desvios quando comparados com o resultado real, sendo sempre menores do que a incerteza experimental. O modelo ainda concluiu que um fluxo de óleo turbulento por dentro dos tubos favorece a troca térmica e consequentemente a eficiência e o ganho energético do sistema. O estudo concluiu que a precisão e a existência de uma tendência nos desvios entre o sistema desenvolvido e o modelo computacional podem variar de acordo com a composição do concreto, obtendo resultados diferentes.

Rao *et al.* (2018) desenvolveram um estudo experimental, em laboratório, a fim de analisar a performance de termoacumuladores por calor sensível durante o processo de carregamento e descarregamento de calor, utilizando 3 materiais diferentes como armazenadores. Os modelos são corpos cilíndricos de concreto ou

aço fundido, por dentro dos quais passam tubos contendo o HTF. A velocidade do HTF dentro dos tubos foi definida como 0,25 m/s e não foi evidenciado uma melhor performance quando aumentada para 0,5 m/s. Os autores relatam que a performance do sistema depende muito do intervalo de temperatura em que ele está operando, já que as propriedades termofísicas dos materiais e do fluido tem consideráveis alterações de acordo com a temperatura. O protótipo de aço fundido demonstrou uma taxa de transferência de calor muito superior aos protótipos de concreto devido a sua maior condutividade térmica, mas o concreto possui custo inferior.

Lugolole *et al.* (2018) desenvolveram três modelos experimentais para simular o carregamento de armazenadores térmicos por calor sensível, comparando as performances térmicas dos conjuntos. Um dos sistemas utilizava óleo de girassol tanto como fluido transferidor de calor e como fluido armazenador da energia. Outros dois modelos utilizaram o mesmo óleo como HTF e rochas como o material armazenador de calor, sendo um modelo com rochas maiores e outro com rochas menores. Foram testados os carregamentos com três velocidades diferentes do HTF, sendo 4 m/s, 8 m/s e 12 m/s. Para mesma velocidade, o modelo de óleo de girassol tinha menor tempo de carregamento devido a sua massa total ser menor, seguido do modelo de rochas pequenas. Além disso, o modelo de rochas pequenas possui menor porosidade, garantindo uma taxa de transferência de calor maior, pois há maior superfície de contato entre o fluido e as rochas. O estudo concluiu que, considerando todos os parâmetros analisados, o modelo de rochas pequenas teve a melhor performance térmica no geral.

3 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Este capítulo tem como objetivo apresentar a fundamentação dos conceitos utilizados na pesquisa.

3.1 ENERGIA SOLAR E COLETORES SOLARES

A energia solar é resultado do aproveitamento da energia emitida em forma de radiação pelo sol. Ela pode ser aproveitada basicamente sob as formas de calor e eletricidade. O calor é obtido por meio de um coletor solar térmico, podendo ser do tipo plano ou com concentrador, e são destinados basicamente ao aquecimento de água. Já a energia elétrica é obtida por meio de células fotovoltaicas.

A energia solar é um recurso limpo e sustentável, que não emite poluentes durante o seu uso, sendo emissora apenas durante o processo de fabricação dos equipamentos usados na instalação.

Porém, é uma fonte de energia inteiramente intermitente, dependendo diretamente de condições climáticas. Outro fator de relevância é a variação da incidência solar ao longo de um dia. A localização em que o sistema de captação de energia solar está instalado e a inclinação dele em relação aos raios incidentes também são fatores que influenciam na quantidade de radiação solar captada para a geração de energia.

Os coletores do tipo concentradores conseguem, em geral, entregar um maior ganho em temperatura na placa absorvedora para uma mesma radiação solar incidente e conseqüentemente maior ganho em energia térmica do sistema. Para isso, são utilizados dispositivos óticos com o objetivo de reduzir a área do absorvedor. O dispositivo, em geral de superfície circular, concentra a radiação que incidiria sobre uma área maior em uma área menor, garantindo dessa forma menos perdas térmicas para o ambiente e maior aproveitamento da energia solar (DUFFIE; BECKMAN., 2013).

Os coletores com concentrador podem usar dispositivos reflexivos ou refratores para aumentar o fluxo de energia nas placas absorvedoras. Além disso, a zona de absorção pode ser concentrada em um ponto ou em uma linha, a depender do tipo de elemento concentrador. O elemento de concentração pode ser, como na Figura 5, uma superfície parabólica refletiva, que concentra a radiação em um único ponto absorvedor.

Figura 5 - Esquema de coletor solar com concentrador.



Fonte: Adaptado de Duffie e Beckman (2013).

O coletor solar plano, sistema que será melhor introduzido adiante, é um dos objetos de estudo deste trabalho. Apesar de não conseguir, em geral, atingir um nível de qualidade de energia térmica, é um sistema mais aplicável para o uso residencial, devido a sua maior simplicidade de construção e ao fato de que a aplicação residencial não demanda temperaturas tão elevadas de água.

3.2 RADIAÇÃO SOLAR

Para conseguir mensurar a energia solar absorvida por um coletor solar plano é necessário entender o comportamento da radiação solar sobre uma superfície, quais as características desse tipo de energia e como ela é aproveitada pelo coletor.

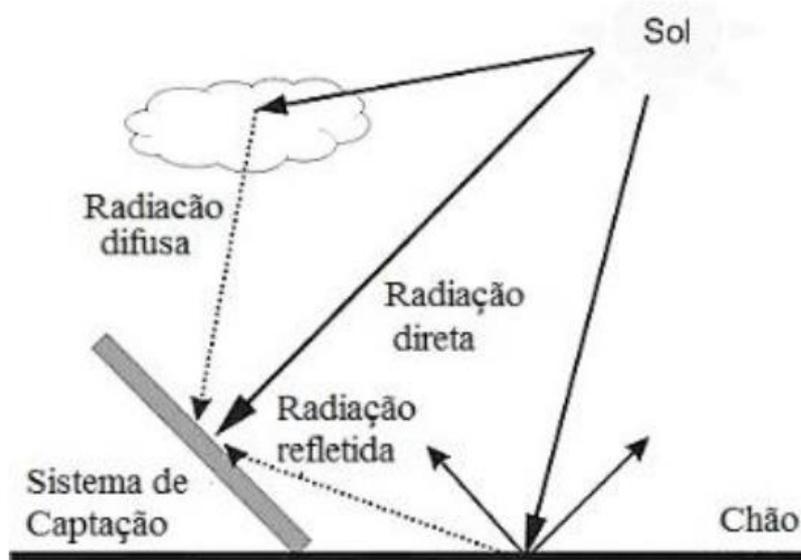
Duffie e Beckman (2013) explicam o fenômeno da energia solar por meio da definição de vários conceitos. Alguns dos mais importantes são:

- a) Radiação solar direta: é a radiação recebida diretamente do sol, antes de sofrer difusão na atmosfera.
- b) Radiação difusa: é a radiação recebida do sol, após sofrer difusão na atmosfera.
- c) Radiação solar total: é o somatório das radiações difusa e solar, emitidas pelo sol, sob uma superfície.
- d) Irradiação: é a taxa em que a energia radiante incide sobre uma superfície por unidade de área.
- e) Tempo solar: é uma medida de tempo que busca identificar a exata posição do sol em relação a um observador. O tempo solar difere do tempo padrão do relógio (determinado pelo fuso-horário em que o observador está localizado), de forma que o “meio-dia” no tempo solar é o

horário exato em que o sol cruza o meridiano do observador (curva imaginária, iniciando no polo norte até o polo sul, passando pelo ponto em que se localiza o observador). Ou seja, o tempo solar é uma correção em relação ao tempo padrão, baseado na posição exata (longitudinal) do observador. Essa correção leva em conta, além da posição longitudinal do observador, a posição da terra em relação ao sol, de acordo com o dia específico de um ano.

A Figura 6 mostra os tipos de radiação e como elas incidem sobre uma superfície de um coletor solar.

Figura 6 - Incidência de radiação solar sobre a superfície de um coletor térmico.



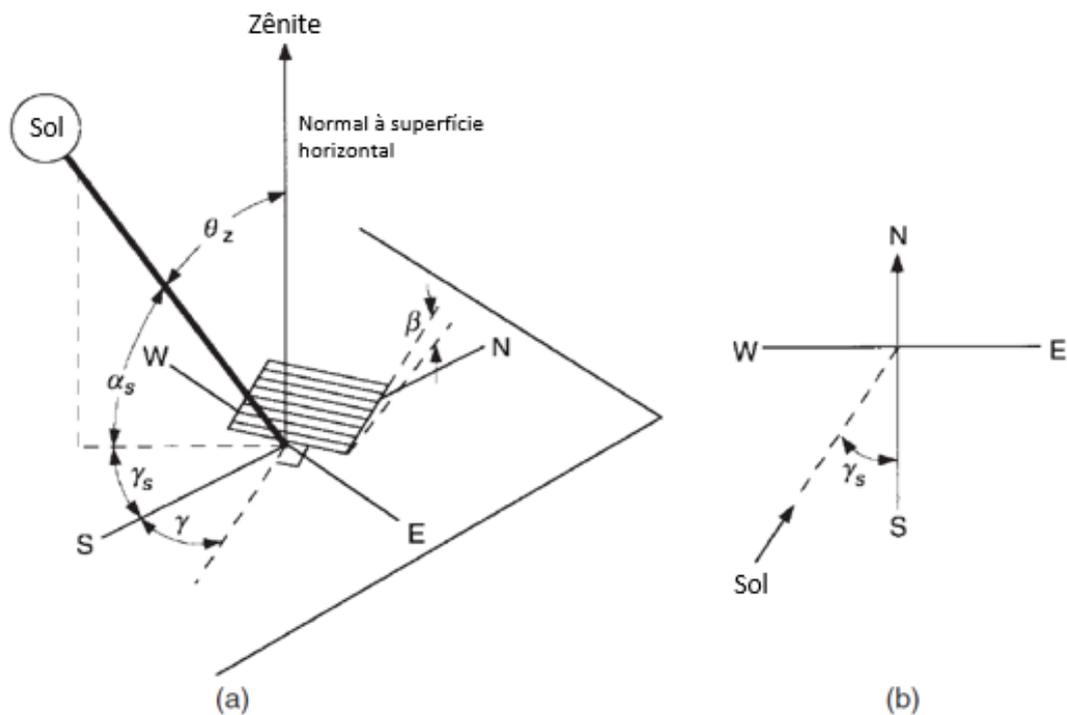
Fonte: Rubio (2016).

Para mensurar a quantidade de energia que chega a uma superfície coletora, é necessário, além destes conceitos, definir alguns ângulos. Estes ângulos são utilizados nos cálculos da radiação e foram descritos por Duffie e Beckman (2013). A Figura 7 ilustra estes ângulos. São eles:

- a) Latitude (ϕ): é a localização angular de análise, ao norte ou sul do equador, com os valores positivos representando o Norte, onde: $-90^\circ \leq \phi \leq 90^\circ$.
- b) Ângulo de inclinação da superfície (β): é o ângulo entre o plano da superfície do coletor em análise e a superfície horizontal. O alcance de β é representado por: $0^\circ \leq \beta \leq 180^\circ$

- c) Ângulo de azimute da superfície (γ): é o ângulo de desvio da projeção sobre o plano horizontal da normal à superfície do coletor, desde o meridiano local. $-180^\circ \leq \gamma \leq 180^\circ$
- d) Ângulo horário (ω): é o deslocamento do sol no sentido de leste a oeste do meridiano local devido à rotação da terra em torno de seu próprio eixo, resultando em uma variação de 15° a cada hora.
- e) Ângulo de incidência (θ): é o ângulo entre o feixe de radiação solar na superfície e a normal da superfície.
- f) Ângulo zenital (θ_z): é o ângulo entre a vertical zênite e o feixe de radiação solar na superfície. Para superfícies horizontais (com $\beta = 0$), $\theta_z = \theta$.
- g) Ângulo de altitude solar (α_s): é o ângulo entre a horizontal e o feixe de radiação solar. É complementar ao ângulo θ_z .
- h) Ângulo de azimute solar (γ_s): é o ângulo do deslocamento da projeção do raio solar na superfície horizontal com a direção sul. O ângulo é positivo em direção ao leste e negativo em direção ao oeste.

Figura 7 - a) Representação gráfica dos ângulos de radiação solar numa superfície inclinada. b) Representação gráfico do ângulo de azimute solar.



Fonte: Adaptado de Duffie e Beckman (2013).

Com as definições dos ângulos, a partir da localização global do equipamento coletor e das configurações de instalação, é possível obter a radiação solar sobre o

plano inclinado, utilizando dados de radiação média do local e, a partir desta radiação, mensurar os fluxos de energia em um sistema coletor e sua eficiência.

3.3 COLETOR SOLAR TÉRMICO PLANO

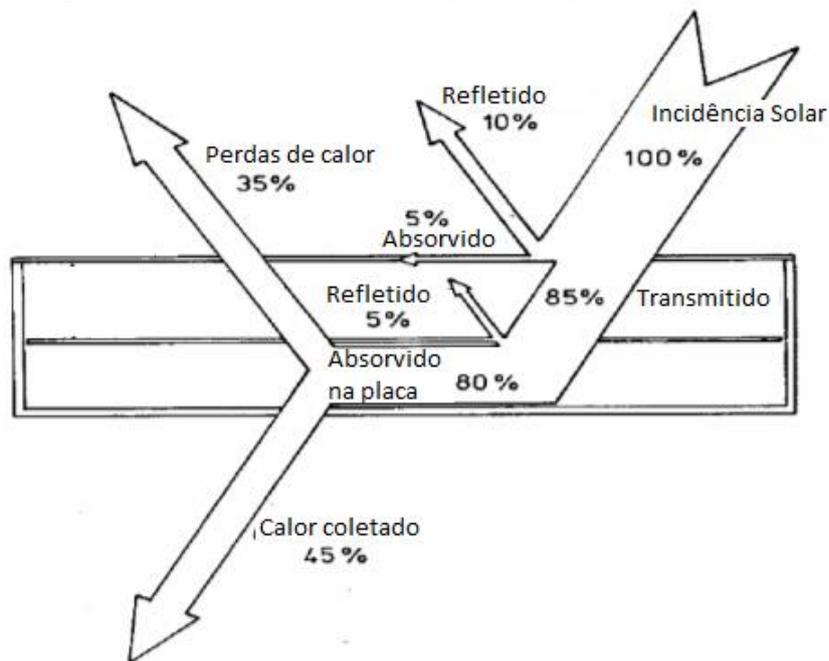
O coletor solar térmico plano é a maneira mais comum e mais difundida de converter a energia da radiação em energia térmica. A estrutura de um FPC é basicamente uma “caixa” com uma cobertura de vidro na parte superior. Ela é composta por uma placa absorvedora preta e tubos por onde passa o fluido a ser aquecido. A caixa, em geral, é isolada nas laterais e na parte de baixo.

O FPC opera da seguinte forma: primeiramente, a radiação solar atravessa a cobertura de vidro, onde ocorrem perdas devido a reflexão e absorção da cobertura de vidro. A energia restante é absorvida pela placa absorvedora. Uma parte dessa energia é coletada na forma de calor e a outra parte é desperdiçada para o ambiente.

Na Figura 8 pode ser visto o fluxo de calor através de um coletor solar plano, explicitando todas as perdas e transferências de calor ao longo do processo de captação de energia.

Aplicando a 1ª Lei da Termodinâmica, pode-se realizar o balanço de energia desse sistema, como foi proposto por Hottel e Willier (1958):

Figura 8 - Modelo de fluxo de energia ao longo de um sistema FPC.



Fonte: Adaptado de Struckmann (2008).

De forma geral, para um coletor de área superficial A_{co} e sujeito a uma intensidade de radiação solar I , a quantidade de radiação solar recebida pelo coletor é dada por:

$$Q_i = I \cdot A \quad (3.1)$$

A energia útil absorvida por um coletor pode ser dada por:

$$Q_u = \dot{m} c_p \cdot (T_{w1} - T_{w0}) \quad (3.2)$$

Onde \dot{m} é a vazão mássica do sistema, c_p é o calor específico do material a pressão constante e T_{w0} e T_{w1} são a temperatura de entrada e de saída da água do coletor. A energia útil também pode ser descrita pela diferença entre a energia recebida pelo coletor e as perdas de calor para o ambiente:

$$Q_u = A_{co} [S - U_L(T_{p,m} - T_{ar})] \quad (3.3)$$

Em que S é energia solar absorvida, U_L é o coeficiente global de perda de calor do coletor, $T_{p,m}$ é a temperatura média na placa do coletor e T_{ar} é a temperatura do ambiente externo ao coletor.

A maneira ideal de descrever Q_u é pela equação 3.4, devido à dificuldade de se calcular a temperatura média da placa absorvedora ($T_{p,m}$) pois esta depende do modelo de coletor, da radiação incidente e das condições do fluido (HOTTEL E WILLIER, 1958):

$$Q_u = A_{co} F_R [S - U_L(T_i - T_{ar})] \quad (3.4)$$

Onde F_R é definido por:

$$F_R = \frac{\dot{m} c_p}{A_{co} U_L} \left[1 - e^{-\frac{A_{co} U_L F'}{\dot{m} c_p}} \right] \quad (3.5)$$

e F' , F , x e D_o são definidos por:

$$F' = \frac{\frac{1}{U_L}}{W \left[\frac{1}{U_L [D_o + (W - D_o) F]} + \frac{1}{C_b} + \frac{1}{\pi D_i h_{fi}} \right]} \quad (3.6)$$

$$F = \frac{\tanh(x)}{x} \quad (3.7)$$

$$x = \sqrt{\frac{U_L}{k \delta_p} \left(\frac{W - D_o}{2} \right)} \quad (3.8)$$

$$D_o = D_i + t \quad (3.9)$$

Onde W é o espaçamento entre os tubos do coletor e D_o e D_i são o diâmetro externo e o diâmetro interno dos tubos, respectivamente. $t/2$ é a espessura da parede dos tubos, k é a condutividade do material da placa, δ_p é sua espessura, C_b é a condutância do material presente entre a placa e os tubos e h_{fi} é o coeficiente de transferência de calor do fluido.

3.4 PAINÉIS FOTOVOLTAICOS

Painéis fotovoltaicos são equipamentos que convertem energia solar (radiação) em energia elétrica por meio da excitação de elétrons que ocorre nos materiais semicondutores (geralmente o silício). Os painéis fotovoltaicos comuns de silício possuem eficiência baixa e limitada em torno de 20%. Além disso, esta é reduzida com o aumento excessivo de temperatura das células (MICHAEL; SELVARASAN; GOIC, 2016).

Zondag *et al.* (2008) definem a eficiência energética máxima de um sistema fotovoltaico pela equação:

$$\eta_{el} = \frac{I_m V_m}{Q_i A} \quad (3.10)$$

Em que I_m e V_m são a corrente do módulo no momento de máxima potência e a diferença de potencial do módulo no mesmo momento.

A eficiência elétrica do módulo PV para uma temperatura qualquer ao longo de sua operação pode ser definida por:

$$\eta_{el} = \eta_{ref}(1 - \beta_r [T_{pv} - 25^\circ C]) \quad (3.11)$$

Em que η_{ref} é a eficiência de referência do módulo para a temperatura de $25^\circ C$, β_r é o coeficiente de temperatura da eficiência das células e T_{pv} é a temperatura do módulo fotovoltaico.

Os painéis fotovoltaicos podem ter diversas aplicabilidades, como o uso residencial ou o industrial. Porém, ainda representam uma pequena parcela da capacidade elétrica do Brasil, devido ao custo elevado de instalação. Esse tipo de tecnologia pode ser instalado em grandes áreas. A Companhia Hidrelétrica do São Francisco está desenvolvendo um projeto de planta de energia solar flutuante, sobre o rio Sobradinho, na Bahia. Um protótipo já foi instalado no rio e a capacidade

prevista após o fim das obras é de 10MW, dividida em 3 unidades de geração independentes (CHESF, 2017).

3.5 SISTEMAS COLETORES HÍBRIDOS (PV/T)

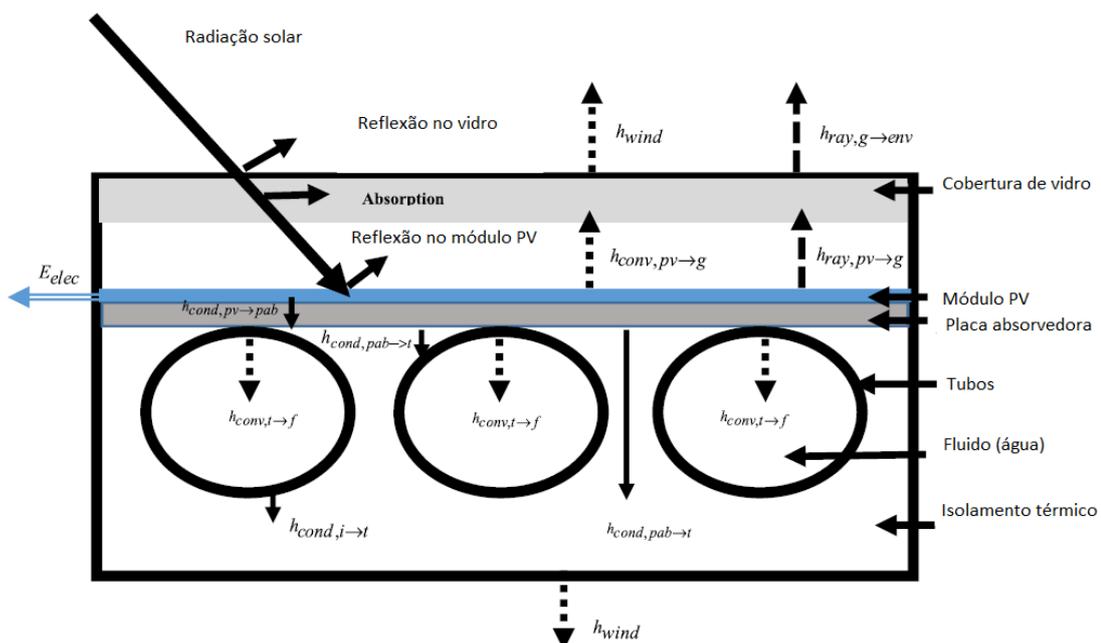
Nos últimos 35 anos muita pesquisa vem sendo desenvolvida a respeito dos coletores solares híbridos (PV/T). Esse tipo de tecnologia é caracterizado por ser uma associação de módulos fotovoltaicos e coletores térmicos. Como citado anteriormente, esse sistema possui eficiência combinada superior as eficiências independentes dos sistemas PV e dos sistemas FPC, sendo capazes de gerar mais energia por unidade de área instalada.

Essas pesquisas recentes têm como objetivo principal aprimorar os modelos de coletores PV/T, por meio de métodos numéricos e analíticos, avaliação qualitativa das eficiências elétricas e térmicas, simulação e experimentação.

Florschuetz (1979) desenvolveu modelos analíticos baseados no modelo de FPC estabelecido por Hottel e Willier (1958). Após realizar comparações com os dois modelos, concluiu que o modelo tradicional de FPC pode ser utilizado para sistemas PV/T e que as expressões que determinam os coeficientes numéricos F' e F_R , para fins práticos, podem também ser utilizadas.

O funcionamento mais detalhado de coletores PV/T está representado na Figura 9.

Figura 9 - Fluxo de energia através de um coletor PV/T.



Fonte: Adaptado de Rejeb, Dhaou e Jemni (2015).

A radiação solar incide sobre o sistema. Parte dessa radiação é refletida pela cobertura de vidro existente no sistema. A parte da radiação que atravessa o vidro atinge o módulo PV, gerando instantaneamente energia elétrica. Fixada abaixo do módulo PV existe uma placa absorvedora metálica (geralmente colada ou adesivada), que absorve por condução a energia na forma de calor proveniente das células. Essa placa absorvedora é responsável por receber esse calor e transferi-lo para os tubos que passam por baixo dela, dentro dos quais passa água que será aquecida (CHARALAMBOUS *et al.*, 2006).

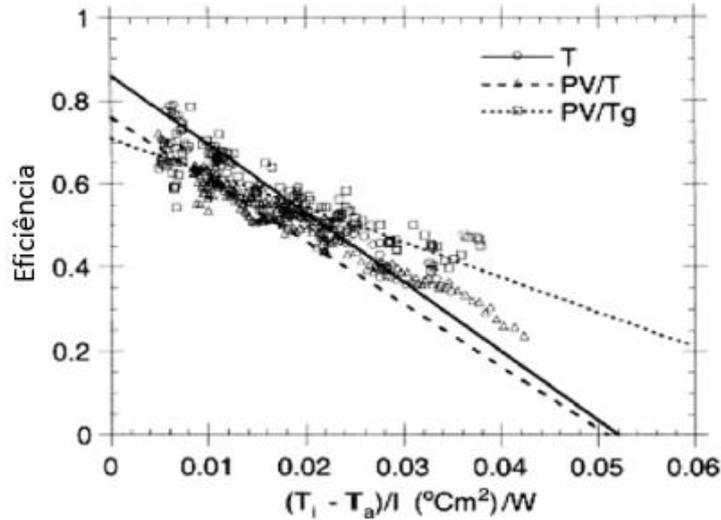
Os sistemas PV/T podem possuir uma, mais de uma ou nenhuma cobertura de vidro. Essa cobertura tem uma função isolante, de reduzir as perdas de calor para o meio ambiente. Porém, quando usada, pelo efeito da reflexão da radiação solar, reduz a intensidade da radiação que atinge os módulos fotovoltaicos, reduzindo assim a geração de energia elétrica e consequentemente a eficiência elétrica.

Quando comparado com os sistemas coletores térmicos comuns (FPC), Sandnes e Rekstad (2002) constataram, por meio de um modelo real construído, que a energia absorvida pelos sistemas PV/T é inferior à dos FPC, não só pela existência da cobertura de vidro como também pela menor capacidade de absorção das células fotovoltaicas (já que nesse tipo de sistemas, elas são as responsáveis por receber a energia solar) quando comparadas com o absorvedor utilizado nos sistemas FPC. Os resultados desse estudo estão apresentados na Figura 10. O gráfico mostra que o coletor do tipo FPC (no gráfico mostrado como T ou somente térmico) garante a maior eficiência térmica para pequenas diferenças de temperatura. Porém, quando a variação aumenta, o coletor PV/T com cobertura (PV/Tg) apresenta uma eficiência maior, devido à reduzida perda de calor para o ambiente.

Outro estudo foi realizado por Fujisawa e Tani (1997) e consistiu na modelagem e construção de um sistema PV/T para realizar uma análise exérgica. Os resultados estão apresentados na Figura 11, mostrando dois gráficos, um considerando a exérgia térmica e outro a elétrica, e comparando os sistemas PV/T sem cobertura, PV/T com cobertura, um sistema PV (no caso da análise exérgica elétrica) e um sistema FPC (no caso da análise exérgica térmica). Do ponto de vista elétrico, o sistema PV/T sem cobertura se mostrou melhor, já que os modelos com cobertura são caracterizados pela perda por reflexão. Do ponto de vista

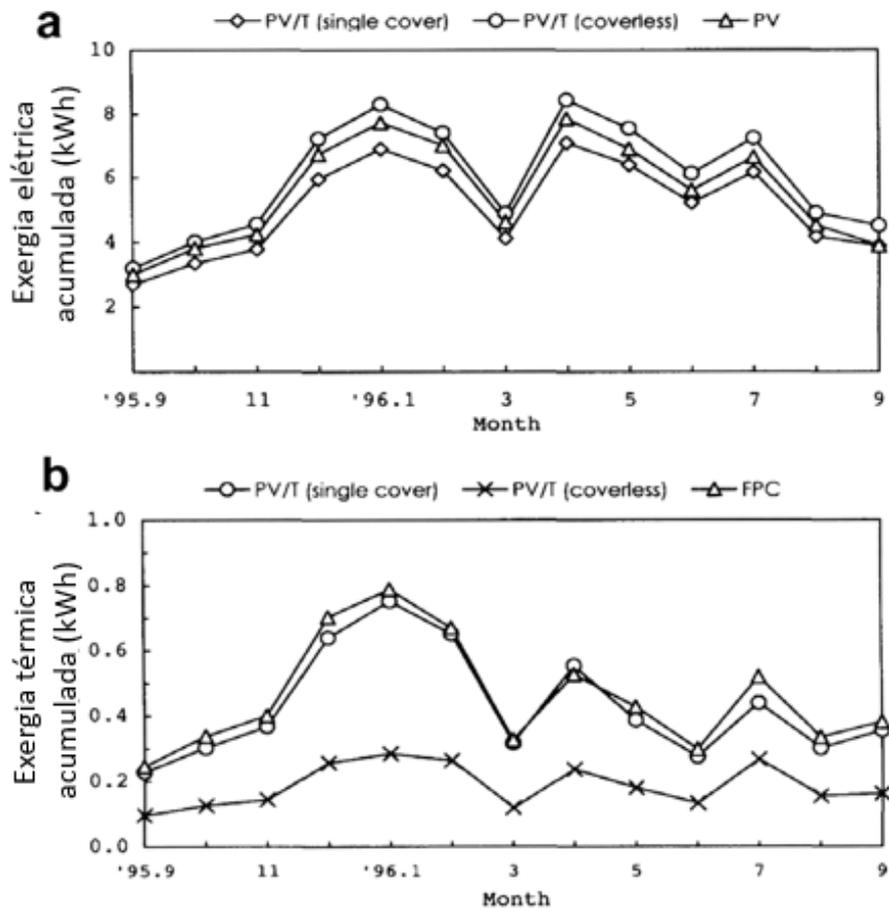
térmico, o modelo FPC (coletor solar plano) se mostrou melhor ao lado do modelo PV/T com cobertura, o que era esperado devido as menores perdas para o ambiente.

Figura 10 - Gráfico da eficiência dos tipos de coletores relacionado com a variação de temperatura entre fluido e ambiente.



Fonte: Adaptado de Sandnes e Rekstad (2002).

Figura 11 - Comparação exergética entre os tipos de coletores solares.



Fonte: Adaptado de Fujisawa e Tani (1997).

3.6 TERMOACUMULAÇÃO

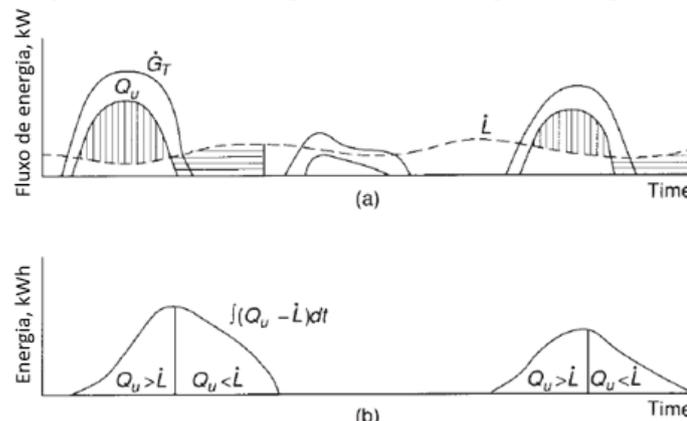
A energia solar é uma energia dependente das condições climáticas, do horário do dia e da sazonalidade – que sofre influências de acordo com as estações ou épocas do ano. Dessa forma, a energia solar por si só não conseguiria atender uma demanda constante dentro de um ano completo, pois sua capacidade de geração é sazonal. Para atender as demandas de consumo de energia, que em geral não acompanham essa variação na geração, é necessário armazenar essa energia para uso posterior.

Assim, os termoacumuladores são sistemas acoplados aos de geração de energia, com o intuito de armazenar o calor gerado para poder manter um fornecimento ininterrupto de energia térmica, para o caso de a fonte de calor não poder atender tal demanda. Os sistemas coletores solares dependem da temperatura em que estão operando, fazendo com que todo o sistema a ele acoplado também seja dependente, incluindo os acumuladores (DUFFIE; BECKMAN, 2013).

A capacidade máxima de um sistema de armazenamento de energia é diretamente dependente da disponibilidade de radiação solar, da natureza das cargas que serão alimentadas por esse sistema, da natureza do sistema gerador de energia auxiliar que opera em conjunto com o coletor solar, e de fatores econômicos como custo de fabricação e de operação de um acumulador (DUFFIE; BECKMAN, 2013).

De maneira resumida, Figura 12 explicita as vantagens de se ter um sistema de armazenamento de energia acoplado ao coletor solar ou a qualquer outra fonte de energia estocástica.

Figura 12 - a) gráfico de demanda e oferta de energia solar ao longo do tempo. b) gráfico de carregamento e descarregamento de energia ao longo do dia.



Fonte: Adaptado de Duffie e Beckman (2013).

Na Figura 12.a, G_T é a incidência solar instantânea, enquanto que Q_U representa a energia útil coletada. A curva tracejada L indica a demanda instantânea de energia. As linhas hachuradas verticalmente mostram o excesso de energia em relação a demanda, um potencial para realizar o armazenamento de energia, enquanto que as linhas hachuradas horizontalmente representam a energia que pode ser retirada do armazenamento devido à falta de energia útil disponível no momento.

A partir dessa análise, pode-se observar na Figura 12.b que, com o uso do armazenamento de energia foi possível otimizar o uso da energia gerada, estocando-a e depois retirando-a do acumulador para atender a demanda. As áreas com $Q_U > L$ representam a estocagem de energia no acumulador, enquanto que as áreas com $Q_U < L$ representam a retirada de energia do acumulador.

Energia térmica pode ser armazenada basicamente por meio de 3 métodos. São eles:

- a) armazenagem por calor sensível;
- b) armazenagem por calor latente;
- c) armazenagem por meio de reações termoquímicas.

O armazenamento por calor sensível consiste no acúmulo de energia por meio da mudança de temperatura do material utilizado para estocá-la. O sistema pode operar tanto gerando calor quanto frio. Também pode funcionar com sólidos ou líquidos como meio de armazenagem térmica e líquidos ou gases como HTF. A quantidade de energia interna que é absorvida ou liberada depende diretamente das temperaturas inicial (T_1) e final (T_2), da massa do material (m) e de seu calor específico à pressão constante (c_p), conforme equação abaixo (BARNES; LEVINE, 2011).

$$\Delta U = mc_p(T_1 - T_2) \quad (3.12)$$

Já o armazenamento por calor latente consiste no acúmulo ou liberação de energia durante uma troca de fase isotérmica do material utilizado na estocagem. O sistema pode operar com um material que é submetido tanto a fusão quanto a vaporização durante as trocas térmicas entre fonte de energia e meio de armazenamento.

O armazenamento por meio de reações termoquímicas exige que ocorra, na substância de estocagem, quando submetida a certa quantidade de energia, uma reação reversível que absorverá ou liberará energia quando as ligações atômicas forem quebradas ou refeitas. As reações são catalisadas pelo calor oriundo da fonte de energia do sistema. Este tipo de armazenagem ainda é o menos utilizado na prática devido à alta complexidade das reações termoquímicas e do alto custo dos materiais utilizados (BARNES; LEVINE, 2011).

Para este trabalho, será realizada a modelagem e simulação de alguns sistemas de termoacumuladores por calor sensível, sendo somente este método explorado em detalhes.

3.6.1 Armazenamento de energia térmica por calor sensível

Dentro do universo de termoacumuladores que armazenam energia por meio de variações de calor sensível, há diversas opções de sistemas possíveis de serem utilizados, podendo variar em sua geometria, nas características dos materiais utilizados para estocagem e para transporte de energia, no funcionamento do sistema em si, no *range* de temperaturas em que opera, dentre outras.

Os sistemas mais utilizados são os com tanque de água, os de “cama de rochas” e os aquíferos. Os aquíferos consistem em ter água como HTF e tanto água como rochas subterrâneas como acumulador térmico (ambos os materiais são responsáveis por acumular a energia térmica), de forma que a água aquecida é direcionada para baixo da superfície e troca calor com as rochas. Este sistema não tem uma aplicação simples pois exige uma condição natural de subsolo e de rochas mais propícia, assim como uma área subterrânea grande. Por outro lado, por em geral ser um sistema de dimensões maiores, em termos de capacidade de armazenamento, pode ser utilizado para armazenar energia térmica com demanda de consumo mais distante, conseguindo armazenar a energia por meses, ou seja, pode ter, por exemplo, o sistema carregado no verão e sua descarga somente no inverno (PAKSOY, 2007).

O sistema de cama de rochas utiliza, em geral, ar ou óleo como HTF e as rochas como armazenador de energia. Podem variar na dimensão e quantidade de rochas (o que define a porosidade do sistema, ou seja, qual a facilidade de o fluido escoar pelo mesmo), no tipo de fluido, entre outros aspectos. A porosidade, por

exemplo, influencia também na velocidade e eficiência em que o sistema troca energia (ELOUALI *et al.*, 2019). Fisicamente, o sistema geralmente funciona em um compartimento com uma base onde são apoiadas as rochas, com um duto de entrada, geralmente na parte superior, e outro de saída para o fluido, na parte inferior (DUFFIE; BECKMAN, 2013).

Por último, o método mais tradicional de armazenamento de energia por calor sensível é com uso de água tanto como material que estoca a energia como material que transfere energia da fonte para o acumulador (HTF) e vice-versa. Dessa forma, é utilizado um ou mais tanques de água, e, geralmente com o auxílio de uma bomba, ocorre a circulação do fluido no sistema, movimentando água entre a fonte de energia térmica, o tanque de armazenamento e o local de consumo da energia (geralmente um trocador de calor). Este sistema também pode operar com outros fluidos, por exemplo óleos (DUFFIE; BECKMAN, 2013).

3.6.2 Armazenamento térmico por calor sensível em tanques de água para sistemas PV/Ts

Um sistema de armazenamento térmico onde o calor é armazenado em forma de variação da energia interna e conseqüente variação de temperatura é considerado um STES (*sensible thermal energy storage*, ou armazenador térmico por calor sensível). Nesse método, não há alteração na composição química do material ou mesmo mudança de fase. Em outras palavras, a capacidade de armazenamento térmico do sistema é dependente e diretamente proporcional à massa do material armazenador e ao calor específico do mesmo (LETCHER, 2016).

A água é a substância mais comum utilizada em sistemas de armazenamento térmico em baixa ou média temperatura devido a algumas de suas características. Como dito anteriormente, a energia acumulada em sistema de armazenagem por calor sensível depende diretamente do calor específico e da massa do sistema. A água, por sua vez, possui elevado calor específico, além de alta disponibilidade na natureza e baixo custo de aquisição. Além disso, por possuir uma densidade consideravelmente alta, permite que o sistema seja mais compacto, garantindo menor custo de material e principalmente uma menor perda térmica para o ambiente, já que, em um sistema mais compacto (menos volumoso) a superfície de troca térmica (paredes do tanque) pode ser reduzida, se comparado a um material

menos denso e que ocupa maior volume. Este conceito está associado a capacidade térmica volumétrica de um material (LETCHER, 2016).

Um sistema termoacumulador funciona em basicamente dois regimes, sendo um de carregamento e outro de descarregamento. Para o modelo de acumulação proposto para a modelagem do trabalho, o regime de carregamento consiste em incrementar energia no sistema, por meio de fluxo de água aquecida proveniente do coletor solar híbrido. Ou seja, durante o dia, a energia solar, além de gerar energia elétrica por meio das células fotovoltaicas, aquece (indiretamente, por meio de uma placa absorvedora) a água, que será armazenada no tanque.

O regime de descarregamento consiste em usufruir da energia armazenada no tanque. Para isso, é necessário movimentar o fluxo de água que está mais aquecido para realizar a entrega de energia térmica. Essa entrega de energia pode ocorrer por meio de um trocador de calor, onde a água do tanque troca calor com outro fluido. A depender do modelo de termoacumulação definido para o sistema, a água, tanto para carregamento quanto para descarregamento, pode ser movimentada de forma diferente, sendo cada caso descrito nos próximos tópicos.

Para o uso em PV/Ts, o sistema de acumulação pode funcionar com uma bomba mandando água, inicialmente fria, vinda do tanque de armazenagem ou sem bomba por meio de circulação natural. Essa água resfria o sistema PV/T, mantendo mais baixa a temperatura das células fotovoltaicas e consequentemente melhorando sua eficiência. Ao mesmo tempo, a água é aquecida pela placa absorvedora e retorna ao tanque com temperatura mais elevada. O processo ocorre de maneira contínua durante a operação do sistema, seja em carregamento (acúmulo de energia) ou em descarregamento (liberação da energia para o consumo).

Dentro do universo de estocagem de energia térmica em tanques de água via calor sensível há diversas formas de projetar o funcionamento do sistema. A escolha do modelo que será utilizado pode variar a depender de alguns fatores: do objetivo da estocagem; do *range* de temperaturas em que será realizado o consumo da energia; da disponibilidade de investimento financeiro; da disponibilidade de espaço físico, do fluxo de energia que é gerado pela fonte, dentre outros.

Por exemplo, se usada a termoacumulação em associação a um sistema PV/T, pode-se optar por priorizar a eficiência elétrica do sistema em detrimento da eficiência térmica. Dessa forma, é ideal ter a água entrando sempre mais fria no coletor, garantindo uma melhor refrigeração das células fotovoltaicas e

consequentemente maior geração de energia. Mas, caso a priorização do sistema seja a geração e acumulação de energia térmica, é desejável que a água que chega ao coletor tenha sempre um incremento em temperatura, garantindo assim uma maior temperatura final no tanque de armazenamento. Para esses dois exemplos, podem ser usadas configurações de termoacumuladores diferentes.

Este trabalho se dedica a modelar e simular o desempenho de um sistema de armazenagem de energia térmica em tanques de água associados a um coletor PV/T, utilizando modelagens de 3 tipos de armazenador térmico. São elas:

- a) Uso de um único tanque e temperatura equalizada ao longo do mesmo;
- b) Uso de um único tanque estratificado, com gradiente de temperatura entre topo e base do tanque.
- c) Uso de dois tanques, sendo um para armazenar água quente e outro para água fria.

3.6.2.1 Armazenamento térmico com um único tanque completamente misturado

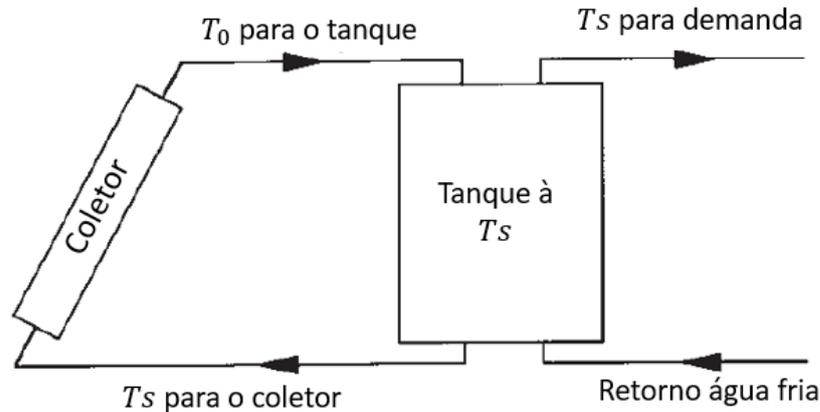
O modelo completamente misturado consiste em garantir que a água aquecida (oriunda da fonte de energia) chegue ao tanque e estabeleça equilíbrio térmico quase que imediatamente. Para isso, é necessário que haja turbulência na entrada e saída do tanque de armazenagem, provocando agitação e mistura e garantindo uma troca térmica mais rápida e eficaz.

Esta modelagem pode ser utilizada para conseguir solucionar matematicamente o sistema de maneira mais fácil e com menos esforço computacional, ou pode ser realmente utilizada na prática, já que, a depender do objetivo fim, pode-se ter, de fato, benefícios em relação ao modelo de tanque estratificado ou outros modelos de armazenadores térmicos.

Com o modelo de tanque único, o carregamento é feito com a movimentação somente da água presente no tanque, ou seja, a água sai do tanque, passa pelo coletor PV/T, aumenta sua energia interna e retorna para o tanque mais aquecida, de forma que a água que vai para o coletor estará constantemente entrando com temperatura mais elevada, até atingir a capacidade máxima de armazenagem do sistema, que será definido pelos parâmetros do sistema, como irradiação total local, perda de calor para o ambiente, eficiência nas trocas térmicas com o coletor híbrido e com os outros componentes do sistema, dentre outros fatores (Figura 13).

Para o regime de descarregamento, o fluxo de fluido é modificado. A água, ao invés de seguir para o resfriamento do coletor, deve ser movimentada para atender a demanda de consumo, via trocador de calor, entregando energia para um outro fluido e retornando para o tanque com menor temperatura.

Figura 13 - Modelo genérico de termoacumulador completamente misturado.



Fonte: Adaptado de Duffie e Beckman (2013).

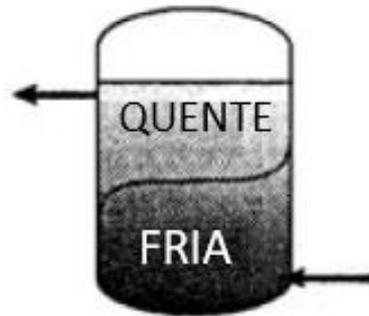
3.6.2.2 Armazenamento térmico com um único tanque estratificado

O modelo estratificado consiste em um tanque com uma diferença longitudinal de temperaturas, ou seja, um gradiente de temperaturas ao longo da direção do eixo do tanque, de forma que a água fria, por ter uma densidade maior, tende a ficar na parte inferior e a água quente na parte superior, sendo esses estados do fluido separados por uma termoclina.

A termoclina é uma camada de massa de fluido que separa, momentaneamente, os dois polos de um tanque com estratificação de temperatura. Esta camada é flutuante e pode ter sua posição e espessura alteradas de acordo com a variação de temperatura do tanque e do grau de estratificação do mesmo. Quanto mais misturado o tanque, mais difusa é a termoclina, a ponto de nem mesmo estar presente em um tanque com maior homogeneidade de temperatura.

A Figura 14 exemplifica um modelo de tanque com gradiente de temperatura, ressaltando a separação dos fluidos em temperatura diferentes por meio da termoclina. Especificamente nesta imagem, é mostrado o sistema em processo de descarregamento, ou seja, a água quente está sendo retirada pela parte superior para consumo e a água fria está sendo reabastecida na parte inferior do tanque.

Figura 14 - Modelo genérico de termoacumulador com estratificação de temperatura.

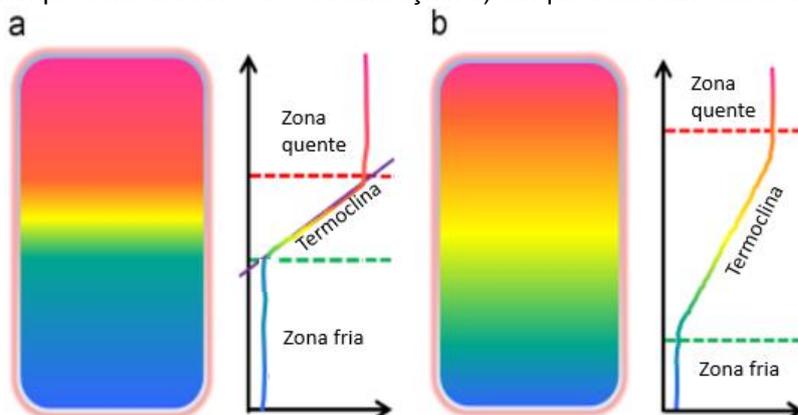


Fonte: Adaptado de Dinçer e Rosen (2011).

O sistema pode se beneficiar dessa estratificação, de forma que a água que alimenta o sistema coletor pode sempre sair da parte inferior do tanque, por meio de um bocal. Sendo essa água mais fria do que o restante do tanque, o coletor poderá alcançar maior eficiência elétrica devido ao maior resfriamento das células fotovoltaicas. Por outro lado, no momento em que a energia térmica do armazenador for solicitada, pode-se utilizar a água localizada na parte superior do tanque e entregar uma energia de maior qualidade (maior temperatura) para o consumo, quando comparado com o sistema completamente misturado. Essas são as grandes vantagens dos tanques estratificados para armazenamento térmico.

A Figura 15.a mostra a distribuição de temperatura em um tanque com alto grau de estratificação, ou seja, com uma termoclina de baixa espessura e boa separação entre a água quente e fria. A Figura 15.b mostra um tanque com estratificação inferior, apresentando uma termoclina mais difusa e pouca separação entre a água quente e fria do tanque. Os gráficos nas figuras demonstram a temperatura da água em relação a direção axial do tanque.

Figura 15 - a) tanque com alto nível de estratificação. b) tanque com baixo nível de estratificação.

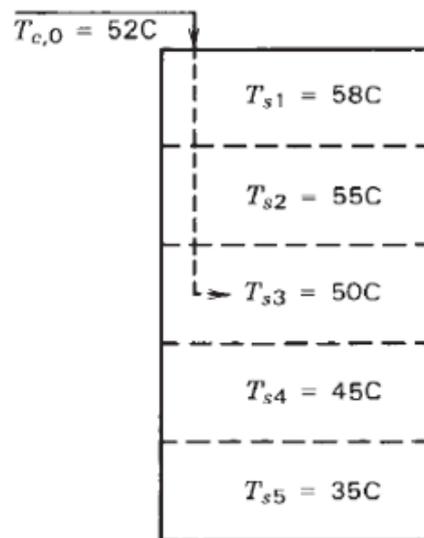


Fonte: Li (2016).

Para garantir uma boa estratificação no sistema, é necessário que haja pouca turbulência no fluxo de água nas entradas e saídas do tanque. Para isso, podem ser utilizados difusores na parte superior do tanque, por onde a água quente proveniente do coletor PV/T entra no sistema. Os mesmos garantem uma menor velocidade de entrada da água no tanque (mantendo a mesma vazão do sistema) e evitam que a água quente se desloque para a parte inferior, o que destruiria a estratificação devido a mistura das massas de água em temperaturas diferentes, que tenderia a eliminar a termoclina e entrar em equilíbrio térmico.

Um outro possível *design* para tanques estratificados consiste na utilização de tubos de distribuição. O conceito é embasado na diferença de densidade do fluido em diferentes temperaturas. O fluido percorre o tubo de distribuição até que encontre, no tanque, uma camada de fluido com temperatura próxima a sua e se distribua, garantindo uma estratificação adequada. A Figura 16 abaixo exemplifica esse tipo de sistema. Nela, observa-se que, uma água que entra no tanque à temperatura de 52°C iria se “acomodar” na terceira camada.

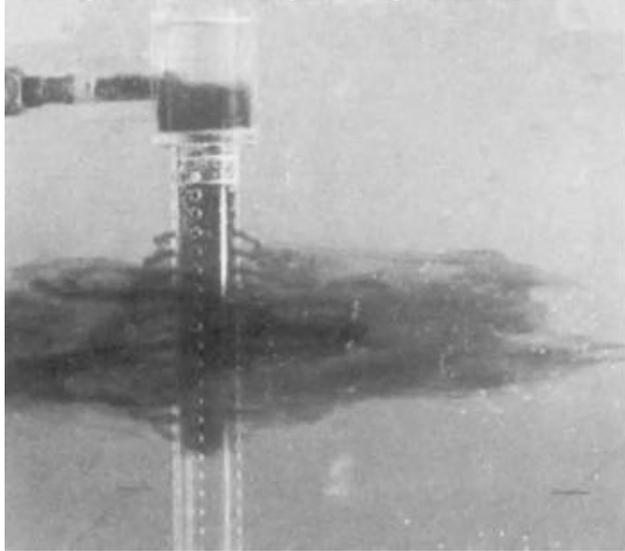
Figura 16 - Termoacumulador com tubos de distribuição de água.



Fonte: Duffie e Beckman (2013).

A Figura 17 é uma fotografia real desse sistema em operação, utilizando fluidos tingidos para ser possível enxergar a sua distribuição nas camadas do tanque.

Figura 17 - Fotografia de distribuição de água em um termoacumulador.



Fonte: Duffie e Beckman (2013).

Outro fator importante para garantir um elevado grau de estratificação é a relação de altura e diâmetro do tanque. Quanto maior a relação, melhor para a estratificação. Porém, há um limite nesta correlação, de forma que, aumentando muito a altura do tanque, aumenta-se demasiadamente a superfície de troca térmica do mesmo com o ambiente, conseqüentemente aumentando as perdas convectivas de calor. Lavan e Thompson (1977), após realizarem estudos, recomendaram uma relação entre 3 e 4 vezes, de forma a otimizar custo e performance do sistema.

3.6.2.3 Armazenamento térmico com dois tanques independentes

Por último, o sistema pode operar também com dois tanques, sendo um para a água mais quente e outro para a água mais fria, de forma que, durante o regime de carregamento, a água que vêm do PV/T é sempre depositada em um tanque (quente), para atender a posterior demanda, enquanto que a água fria é sempre retirada de outro tanque (frio) para resfriar o sistema PV/T.

Durante o regime de descarregamento, a água do tanque mais quente é utilizada, podendo ser movimentada até um trocador e retornar mais fria para o outro tanque.

Este modelo difere dos previamente citados, basicamente, no modo como a água fria é entregue a fonte de calor. Por serem tanques separados, o fluido do tanque de água fria está sujeito somente a temperatura ambiente, e por isso tem pouca variação de temperatura, ou seja, o resfriamento do coletor ocorre com água a temperatura quase constante. Para o uso em associação com coletores solares

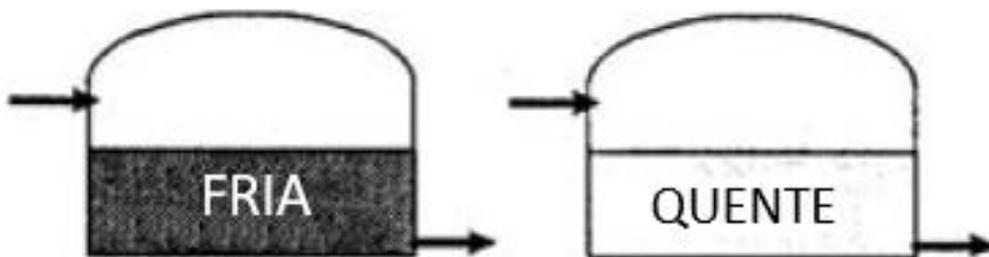
híbridos, o resfriamento do sistema fica mais eficiente, pois a água está sempre numa temperatura mais baixa do que se fosse usado em um só tanque, com as águas quente e fria misturadas.

Por outro lado, a temperatura máxima alcançada pelo acumulador térmico fica reduzida, já que a água sempre entra no ciclo com temperatura mais baixa. Dessa forma, a energia acumulada no tanque carrega menor qualidade devido a temperatura mais baixa, podendo não ser ideal para alguns usos ou projetos, a depender da necessidade de consumo e o objetivo para o qual o sistema foi desenvolvido.

Uma segunda particularidade deste modelo é que, no início do ciclo de carregamento, o tanque de água quente está vazio, garantindo assim que não haja grande troca térmica com uma água em temperatura mais baixa (caso já houvesse água a uma menor temperatura dentro do tanque no início do ciclo).

A Figura 18 abaixo exemplifica o sistema, mostrando que os fluidos em temperaturas diferentes estão sempre reservados em espaços físicos diferentes.

Figura 18 - Modelo genérico de termoacumulador com o uso de dois tanques independentes.



Fonte: Adaptado de Dinçer e Rosen (2011).

4 METODOLOGIA

Este capítulo do trabalho tem por objetivo apresentar os métodos e processos utilizados para obtenção dos resultados da pesquisa.

4.1 CONSIDERAÇÕES INICIAIS

A metodologia do trabalho consiste em, inicialmente, modelar por meio de equações de balanço de energia dois sistemas de armazenagem de energia térmica e solucioná-los por meio do método de diferenças finitas. A segunda etapa consiste em utilizar um modelo numérico de coletor solar híbrido desenvolvido por Rubio (2016) em dissertação de mestrado em Engenharia Mecânica, orientada pelo mesmo orientador deste trabalho e, por meio do *software* MATLAB, realizar a associação deste com os sistemas TAs (termoacumuladores). A partir do algoritmo, simular suas operações e realizar comparações de desempenho para diferentes vazões mássicas, como: eficiência energética, tempo de carregamento do sistema e grau de estratificação.

Os sistemas termoacumuladores desenvolvidos são de tanques de armazenagem de água. O trabalho consiste na modelagem de 2 sistemas diferentes, previamente introduzidos no capítulo 3. São eles: modelo de um tanque completamente misturado e modelo de um tanque com estratificação de temperatura.

Além disso, Rubio (2016) também realiza em seu estudo a modelagem da radiação solar incidente ao longo do dia nos coletores, para um dia típico (dia 14 de novembro) na cidade de Recife, e esta modelagem também serve de base para o desenvolvimento do modelo de PV/T+TA (Sistema de coletor solar híbrido associado com um termoacumulador). Este modelo de radiação solar desenvolvido não é detalhado neste trabalho.

As condições de operação e simulação do sistema, como: temperaturas iniciais, dimensões do sistema, característica dos materiais, detalhes do modelo numérico, e outras informações específicas dos equipamentos são apresentadas no capítulo 5, antes de iniciar a discussão dos resultados.

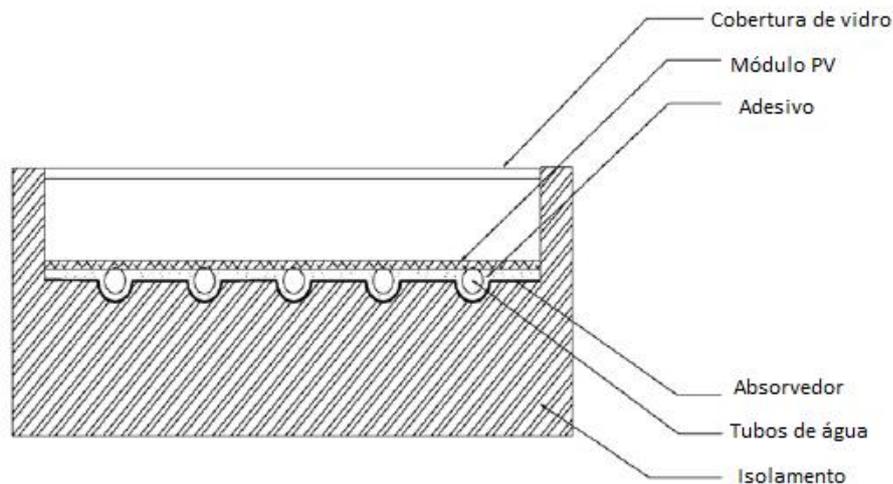
4.2 MODELAGEM

Esta seção abaixo tem como objetivo apresentar o método de solução dos modelos desenvolvidos.

4.2.1 Coletor solar híbrido

O modelo de coletor solar híbrido desenvolvido por Rubio (2016) é um coletor de placas planas e tubo com uma camada de cobertura de vidro. A Figura 4, mostrada inicialmente no capítulo 1 e novamente reproduzida aqui, representa o modelo de coletor utilizado na modelagem da autora. Nela são identificadas as camadas de um coletor PV/T.

Figura 19 - Coletor PV/T de placa e tubo refrigerado a água.



Fonte: Adaptado de Charalambous (2006).

Toda a modelagem consistiu em dividir o sistema em camadas para aplicação de equações de balanço energético. As camadas definidas são: Cobertura de vidro, módulo fotovoltaico, placa absorvedora, tubos, fluido de trabalho e isolamento térmico. O fluxo de água no coletor se dá através de 10 tubos paralelos igualmente espaçados.

Conforme mencionado no capítulo 3, o uso de cobertura de vidro é opcional e acarreta prós e contras, sendo benéfico por garantir menor perda térmica para o ambiente e maléfica por diminuir a incidência de radiação sob as células fotovoltaicas, já que há perdas por reflexão e absorção de energia no vidro, diminuindo a geração de energia elétrica.

No modelo, a autora estabelece um volume de controle para cada camada definida e aplica as leis de balanço de energia em regime transitório em cada um dos VCs. A Tabela 3 exibe todas as equações diferenciais para os 6 volumes de controle definidos no modelo.

Tabela 3 - Equações diferenciais de balanços energéticos das camadas PV/T.

Camadas	Equação de balanço de energia
Vidro	$(mc)_g \frac{dT_g}{dt} = Q_g + Q_{conv,g-ar} + Q_{rad,g-ar} + Q_{rad,g-pv} + Q_{conv,g-pv}$
Módulo fotovoltaico	$(mc)_{gpv} \frac{dT_{pv}}{dt} = Q_{pv} + Q_{rad,pv-g} + Q_{conv,pv-g} + Q_{cond,pv-co} + Q_{cond,pv-tubo}$
Absorvedor térmico	$(mc)_{co} \frac{dT_{co}}{dt} = Q_{cond,co-pv} + Q_{cond,co-tubo} + Q_{cond,co-isoc}$
Tubo	$(mc)_{tubo} \frac{dT_{tubo}}{dt} = Q_{cond,tubo-co} + Q_{cond,tubo-pv} + Q_{cond,tubo-isoc} + Q_{conv,tubo-water}$
Isolamento	$(mc)_{iso} \frac{dT_{isoc}}{dt} = Q_{cond,isoc-co} + Q_{cond,isoc-tubo} + Q_{conv,isoc-ar}$
Água	$(mc)_{water} \frac{dT_{water}}{dt} = Q_{cond,water-tubo} + Q_{water}$

Fonte: Adaptado de Rubio (2016).

As equações diferenciais de cada camada são discretizadas e solucionadas por meio do método de diferenças finitas. O resultado da solução de cada equação de balanço de energia em cada volume de controle definido permite obter a temperatura da camada no instante seguinte de tempo (tempo futuro). Na Tabela 4, podem ser vistas as soluções das equações para cada camada. Com as temperaturas das camadas encontradas, pode-se calcular, utilizando o método numérico desenvolvido, a eficiência do sistema em cada instante e em várias configurações diferentes do sistema, podendo assim avaliar o seu comportamento global.

Tabela 4 - Soluções das equações de balanço energético das camadas do PV/T.

Camadas	Equações discretizadas
Vidro	$T_{g(t_i+1)} = T_{g(t_i)} + \left(\frac{\Delta_t}{(mc)_g} \right) (Q_g + Q_{conv,g-ar} + Q_{rad,g-ar} + Q_{rad,g-pv} + Q_{conv,g-pv})$
Módulo fotovoltaico	$T_{pv(t_i+1)} = T_{pv(t_i)} + \left(\frac{\Delta_t}{(mc)_{pv}} \right) (Q_{pv} + Q_{rad,pv-g} + Q_{conv,pv-g} + Q_{cond,pv-co} + Q_{cond,pv-tubo})$
Absorvedor térmico	$T_{co(t_i+1)} = T_{co(t_i)} + \left(\frac{\Delta_t}{(mc)_{co}} \right) (Q_{cond,co-pv} + Q_{cond,co-tubo} + Q_{cond,co-iso})$
Tubo	$T_{tubo(t_i+1)} = T_{tubo(t_i)} + \left(\frac{\Delta_t}{(mc)_{tubo}} \right) (Q_{cond,tubo-co} + Q_{cond,tubo-pv} + Q_{cond,tubo-iso} + Q_{conv,tubo-water})$
Isolamento	$T_{isoc(t_i+1)} = T_{isoc(t_i)} + \left(\frac{\Delta_t}{(mc)_{iso}} \right) (Q_{cond,isoc-co} + Q_{cond,isoc-tubo} + Q_{conv,isoc-ar})$
Água	$T_{water(t_i+1)} = T_{water(t_i)} + \left(\frac{\Delta_t}{(mc)_{water}} \right) (Q_{cond,water-tubo} + Q_{water})$

Fonte: Adaptado de Rubio (2016).

Onde: T_g é a temperatura do vidro da cobertura do coletor, T_{pv} é a temperatura do módulo fotovoltaico, T_{co} é a temperatura do absorvedor térmico, T_{tubo} é a temperatura no tubo por onde passa a água, T_{isoc} é a temperatura do isolamento térmico e T_{water} é a temperatura da água que circula pelo coletor. As subscrições (t_i) e (t_{i+1}) são indicadores do instante de tempo que a variável foi obtida. Os termos "Q" representam os fluxos de energia dos volumes de controle com seus entornos, seja por condução, convecção, radiação ou transferência de massa.

A partir da solução dessas equações, é possível realizar a associação do sistema coletor (PV/T) com o sistema termoacumulador. A equação da água fornece a temperatura da água no próximo instante de tempo. Esta temperatura é que deve ser considerada como a temperatura da água que vai entrar no tanque.

A componente Q_{water} sofre direta influência do funcionamento do sistema termoacumulador, já que é descrita pela Equação 4.1, sendo: \dot{m}_{water} e c_{water} a

vazão de água do sistema e o calor específico da água, respectivamente; T_{w1} a temperatura da água que sai do VC e T_{w0} a temperatura da água que entra no VC.

$$Q_{water} = (\dot{m}c)_{water}(T_{w1} - T_{w0}) \quad (4.1)$$

É importante destacar que todo o sistema coletor sofre alterações de comportamento devido à implementação de um termoacumulador, já que, com seu uso, deve ocorrer alteração da temperatura da água, mudando a intensidade dos fluxos de calor ao longo de todos os volumes de controle e, conseqüentemente, as eficiências térmica e elétrica do sistema.

4.2.2 Termoacumuladores

Dentre as tecnologias de armazenagem térmica por calor sensível existentes, foram escolhidos para estudo tanques de água como HTF e como fluido que acumula energia, com um dos modelos sendo de um tanque completamente misturado e outro de um tanque com estratificação de temperatura ao longo da direção radial. A escolha foi baseada em dois motivos: estes modelos tem melhor aplicabilidade, já que só utilizam um único tanque; a água é um fluido de elevada disponibilidade e possui boa capacidade térmica.

Os tanques utilizados na modelagem do sistema são cilíndricos, de diâmetro interno D e altura L_{tq} . É importante salientar que as dimensões do tanque são parâmetros relevantes para a eficiência térmica do sistema, principalmente a relação entre estas duas dimensões (razão de aspecto). A depender desta relação, pode haver maior ou menor perda de energia para o ambiente, o que pode levar a uma menor eficiência energética do sistema. Este conceito foi discutido em mais detalhes no capítulo 3.

O tanque possui espessura de parede $\delta_{paredet}$ e espessura de camada isolante δ_{isot} . As dimensões e os materiais utilizados nas paredes e no isolamento térmico também são fundamentais para quantificar as perdas térmicas para o ambiente.

A modelagem é construída como a de um sistema independente do coletor solar. Os dois sistemas se acoplam por meio de parâmetros específicos que representam o funcionamento do conjunto. São estes: a vazão mássica do sistema e as temperaturas de entrada e saída da água que circula no coletor. A água é movimentada através do sistema por meio de uma bomba.

O objetivo do modelo é calcular a temperatura da água e a eficiência do sistema a cada instante de um dia específico. Para isso, é necessário saber quanto de energia útil é gerada e quanto é fornecida por meio da radiação solar. Para mensurar as energias geradas e acumuladas no sistema, precisa-se obter a temperatura de cada camada em cada instante de tempo. Para isso, é utilizada a 1ª lei da termodinâmica, aplicando o balanço de energia para os volumes de controle em questão.

Como dito, as informações necessárias para acoplar os dois sistemas são a vazão mássica do sistema e as temperaturas na camada de água. A vazão mássica é um dado que será objeto de estudo e pode ser diretamente imposto no sistema. A temperatura da camada de água é também obtida pelo balanço de energia no VC da água do coletor. A solução do balanço energético da água, da Tabela 4 fornece o resultado necessário.

A vazão mássica do sistema, a temperatura da água do coletor e da água já presente no tanque são alguns dos parâmetros que irão definir o incremento ou decréscimo de energia no termoacumulador, além de outras variáveis envolvidas em cada equação desenvolvida nos modelos a seguir, como as perdas térmicas para o ambiente. Serão assumidas algumas simplificações para fins de cálculo e simulação numérica, sendo elas:

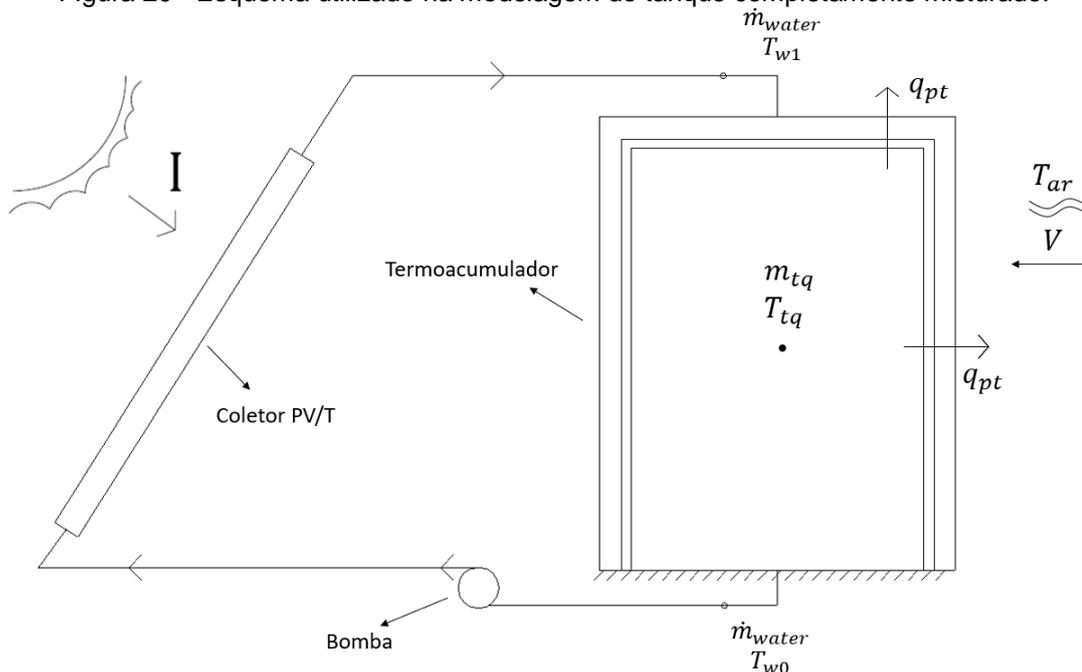
- Não há troca térmica relevante com o ambiente entre o trecho de tubulação que liga o coletor PV/T e o tanque de armazenagem. Dessa forma, a temperatura da água que sai do coletor PV/T (T_{w1}) é a mesma que chega no tanque de armazenagem.
- O modelo é unidimensional, ou seja, não é considerada variação de temperatura no sentido radial do tanque em nenhum dos modelos.
- A modelagem é feita somente para o carregamento do sistema, ou seja, o acúmulo de energia térmica ao longo do dia por meio da energia fornecida pelo coletor PV/T.
- Não é considerada, em uma mesma camada de análise do balanço de energia, qualquer variação de temperatura. Ou seja, há uniformidade de temperatura em cada camada ou nó analisado.
- As propriedades termofísicas dos materiais e fluidos são consideradas constantes na faixa de temperatura em que o sistema opera.
- A análise é feita em regime transiente.

- É desprezado o consumo de energia elétrica de equipamentos auxiliares (bombas).
- O fluxo de ar (vento) existe na direção perpendicular ao eixo do cilindro, com intensidade constante
- A superfície inferior do tanque (base) é considerada adiabática, ou seja, com isolamento ideal, sem troca de calor.

4.2.2.1 Termoacumulador com um tanque completamente misturado

A modelagem dos sistemas acumuladores é feita utilizando como base a primeira lei da termodinâmica para volumes de controle. Para o modelo de termoacumulador com tanque completamente misturado, ou seja, sem estratificação de temperatura, será considerado um sistema conforme a Figura 20, com a entrada de água na superior e a saída de água na parte inferior do tanque.

Figura 20 - Esquema utilizado na modelagem do tanque completamente misturado.



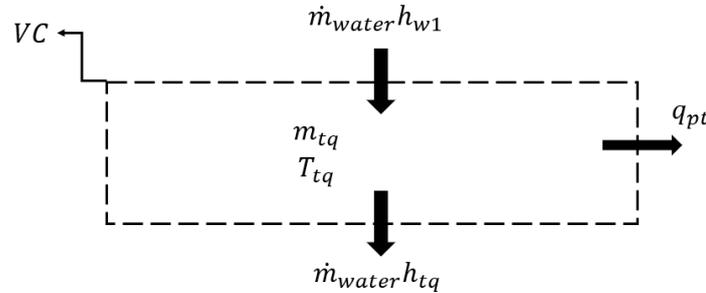
Fonte: O Autor (2019).

A figura mostra o sistema de forma global, o sentido do fluxo de água do sistema, o fluxo de ar forçado externo ao tanque, em temperatura T_{ar} e velocidade do vento V e as perdas na superfície superior e lateral do tanque.

Tomando como volume de controle todo o volume de água contido no tanque, considerando uma única temperatura que represente todo o VC, e os devidos fluxos

de calor existentes devido às perdas térmicas, obtém-se, aplicando a 1º lei da termodinâmica para volumes de controle e considerando o sistema em processo de carregamento (armazenando energia no tanque), a Equação 4.2. O volume de controle em análise pode ser representado pela Figura 21.

Figura 21 - Volume de controle do tanque completamente misturado.



Fonte: O Autor (2019).

$$(mc)_{tq} \frac{dT_{tq}}{dt} = \dot{m}_{water} \cdot h_{w1} - \dot{m}_{water} \cdot h_{tq} - q_{pt} \quad (4.2)$$

Onde m_{tq} , c_{tq} e T_{tq} representam, respectivamente, a massa de água dentro do tanque, o calor específico à pressão constante da água no tanque e a temperatura da água no tanque. \dot{m}_{water} é a vazão da massa de água do sistema, h_{w1} e h_{tq} são, respectivamente, as entalpias de entrada e de saída da água no volume de controle.

Os fluxos de entrada e saída do fluido no tanque são iguais, de forma que a massa de água do tanque é mantida constante. A variação de entalpia pode ser definida pela diferença de temperatura do fluido. Sendo assim, a equação pode ser definida da seguinte forma:

$$(mc)_{tq} \frac{dT_{tq}}{dt} = (\dot{m}c)_{water} (T_{w1} - T_{tq}) - q_{pt} \quad (4.3)$$

Em que T_{w1} e T_{tq} são, respectivamente, a temperatura da água que sai do coletor e entra no tanque e a temperatura do tanque.

A componente q_{pt} representa as perdas totais da água do tanque para o ambiente externo, podendo ser definida utilizando o conceito de resistências térmicas, conforme Equação 4.4. Analogamente à Lei de Ohm, o modelo de resistências térmicas associa um fluxo de calor q_{pt} (corrente elétrica) a uma diferença de temperaturas (diferença de potencial) entre dois pontos e a uma resistência térmica (resistência elétrica).

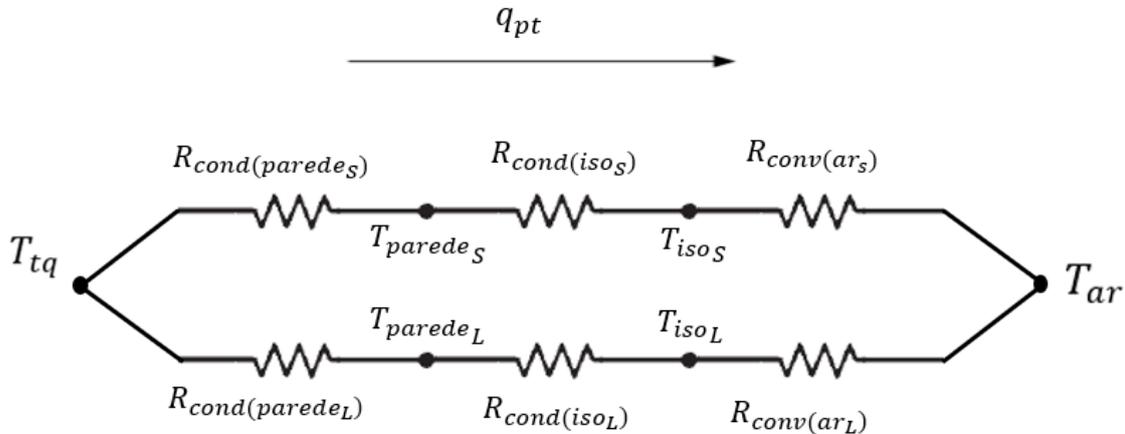
$$q_{pt} = \frac{T_{tq} - T_{ar}}{R_{tot}} \quad (4.4)$$

Em que T_{tq} , T_{ar} e R_{tot} são, respectivamente, a temperatura da água no tanque, a temperatura do ambiente externo e a resistência térmica total, sendo todos calculados em um mesmo instante de tempo. q_{pt} é calculada em Watts.

Como a massa de água está praticamente parada dentro do tanque, devido ao fato que a vazão do sistema PV/T é muito baixa em relação a massa total do armazenador (vazão mássica do sistema entre 0,001 kg/s e 0,1 kg/s e massa total de água no tanque de 199kg) e como o tanque está todo em uma mesma temperatura neste modelo, ou seja, não há movimentação do fluido devido a diferença de temperatura, não será considerada uma troca de calor convectiva entre o fluido (água) e as paredes do tanque.

Dessa forma, R_{tot} é composto, nesta modelagem, por perdas condutivas e convectivas nas superfícies lateral e superior do tanque. O circuito em modelo de resistência térmica para o sistema pode ser visualizado conforme a Figura 22.

Figura 22 - Circuito de resistências térmicas para o tanque completamente misturado.



Fonte: O Autor (2019).

Como temos um sistema com resistências em série e em paralelo, é possível resolvê-lo por meio das três equações abaixo, de forma que R_L , R_S e R_{tot} são, respectivamente, a resistência térmica na superfície superior do tanque, a resistência térmica na superfície lateral do tanque e a resistência térmica total do tanque.

$$R_L = R_{cond(paredes_L)} + R_{cond(iso_L)} + R_{conv(ar_L)} \quad (4.5)$$

$$R_S = R_{cond(paredes_S)} + R_{cond(iso_S)} + R_{conv(ar_S)} \quad (4.6)$$

$$R_{tot} = \frac{1}{\frac{1}{R_L} + \frac{1}{R_S}} \quad (4.7)$$

Em que $R_{cond(paredes)}$ é a resistência condutiva da parede superior do tanque, $R_{cond(isoS)}$ é a resistência condutiva do isolamento térmico superior do tanque, $R_{conv(arS)}$ é a resistência convectiva entre o fluxo de ar externo e a tampa do cilindro, $R_{cond(paredesL)}$ é a resistência condutiva das paredes laterais do tanque, $R_{cond(isoL)}$ é a resistência condutiva do isolamento térmico lateral do tanque e $R_{conv(arS)}$ é a resistência convectiva entre o fluxo de ar externo e a superfície lateral externa do tanque.

4.2.2.1.1 Perdas para a superfície lateral do tanque

Inicialmente, modelando as perdas nas superfícies laterais do tanque, temos, segundo Incropera (2008), a perda por condução através de uma parede cilíndrica, que pode ser descrita pela equação:

$$R_{condL} = \frac{\ln(r_2/r_1)}{2\pi L_{tq} k} \quad (4.8)$$

Onde k é a condutividade térmica do material condutor, r_2 e r_1 são os raios externo e interno da parede, respectivamente, e L_{tq} é o comprimento da parede do cilindro (altura do tanque). Esta equação pode ser utilizada para mensurar tanto as perdas de energia para a parede do tanque quanto para o seu isolamento térmico lateral, já que ambas são perdas condutivas em paredes cilíndricas.

A convecção forçada devido ao escoamento externo de um fluido em torno de um corpo cilíndrico é descrita, segundo Incropera (2008), por meio da resistência convectiva, definida pela equação:

$$R_{convL} = \frac{1}{2\pi r_{ext} L_{tq} h} \quad (4.9)$$

em que r_{ext} é o raio externo do corpo cilíndrico e h é coeficiente de transferência de calor por convecção. Sendo L_{tq} e r conhecidos, o h precisa ser definido.

O coeficiente h define a taxa de transferência de calor entre um fluido em movimento e um corpo de geometria específica. É definido como:

$$h = \frac{Nu \cdot k}{L_x} \quad (4.10)$$

Em que Nu é o número de Nusselt, k é a condutividade térmica do fluido em escoamento e L_x é o comprimento característico do corpo. No caso de um cilindro, o comprimento característico deve ser o seu diâmetro externo (D_{ext}). O número de Nusselt pode ser determinado em função do número de Prandtl e do número de Reynolds, ou seja:

$$Nu = f(Re, Pr) \quad (4.11)$$

O número de Reynolds (Re_D) é determinado pela seguinte expressão:

$$Re_D = \frac{\rho \cdot V \cdot D_{ext}}{\mu} \quad (4.12)$$

Em que ρ , V e μ são, respectivamente, a densidade do fluido em escoamento, a sua velocidade perpendicular ao corpo (cilindro) e a sua viscosidade dinâmica. O número de Reynolds também pode ser expresso por meio da viscosidade cinemática do fluido (ν):

$$Re_D = \frac{V \cdot D_{ext}}{\nu} \quad (4.13)$$

Já o número de Prandtl é definido pela equação:

$$Pr = \frac{c_p \cdot \mu}{k} \quad (4.14)$$

Assim, a expressão para o número de Nusselt de um cilindro circular com fluido se movendo na direção perpendicular ao eixo pode ser definida por equações empíricas de precisão razoável, baseado em resultados obtidos por Churchill e Bernstein (1977), da seguinte forma:

$$Nu_D = 0,3 + \frac{0,62 Re_D^{1/2} Pr^{1/3}}{[1 + (0,4/Pr)^{2/3}]^{1/4}} \left[1 + \left(\frac{Re_D}{282.000} \right)^{5/8} \right]^{4/5} \quad (4.15)$$

Em que Pr e Re_D são, respectivamente, o número Prandtl calculado a temperatura do ar em convecção e o número de Reynolds calculado para o comprimento característico D_{ext} . Churchill e Bernstein (ano) sugerem o uso da Equação 4.15 somente para os casos em que a condição abaixo seja atendida.

$$Re_D Pr \geq 0,2 \quad (4.16)$$

4.2.2.1.2 Perdas para a superfície superior do tanque

As resistências condutivas para a parte superior do tanque (parede e isolamento térmico) podem ser consideradas como condução através de paredes planas, e definidas conforme a equação:

$$R_{cond_s} = \frac{L_c}{k \cdot A_{d1}} \quad (4.17)$$

Em que L_c é a espessura da camada do material condutor, k é a condutividade do material e A_{d1} é a área através da qual o fluxo de calor é transmitido, ou seja, a área do disco interno do tanque.

Para a modelagem da resistência convectiva na parte superior, deve-se utilizar a Equação 4.18, considerando uma convecção forçada em placa plana com escoamento laminar.

$$R_{conv_s} = \frac{1}{A_{d2} h} \quad (4.18)$$

Em que h é o coeficiente convectivo e pode ser determinado pela Equação 4.10, onde L_x é o comprimento característico da placa plana, sendo considerado neste caso como o diâmetro externo da tampa superior do tanque. A_{d2} é, para o caso da convecção, a área do disco externo do tanque, superfície por onde o ar escoar.

O número de Nusselt Nu_L pode ser utilizado para a definição do h conforme a equação:

$$Nu_L = \frac{h L_x}{k} \quad (4.19)$$

Segundo Incropera (2008), Nu_L pode ser determinado pela equação abaixo:

$$Nu_L = 0,664 \cdot Re_L^{1/2} \cdot Pr^{1/3} \quad (4.20)$$

Em que Pr é o número de Prandtl do fluido em escoamento e Re_L é o número de Reynolds calculado para o comprimento característico L_x . A Equação 4.20 deve ser usada para os casos em que:

$$Pr \geq 0,6 \quad (4.21)$$

O número de Reynolds Re_L pode ser calculado pela expressão:

$$Re_L = \frac{V L_x}{\nu} \quad (4.22)$$

Sendo V_{ev} a velocidade do vento e a viscosidade cinética do ar, respectivamente.

4.2.2.1.3 Solução da equação diferencial para o tanque misturado

Com todas as variáveis necessárias, pode-se retornar para a equação de balanço de energia no volume de controle (número da equação). Por se tratar de uma equação diferencial de primeira ordem com condição inicial bem definida (temperatura inicial da água no tanque), pode-se utilizar o método de Euler para discretizá-la. O método consiste em dividir o intervalo de tempo em intervalos iguais (Δt), obtendo uma solução aproximada para a equação diferencial.

Neste caso, deve-se tratar a derivada de T_{tq} no tempo conforme a Equação 4.23.

$$\frac{dT_{tq}}{dt} = \frac{T_{tq(t_{i+1})} - T_{tq(t_i)}}{\Delta t} \quad (4.23)$$

A partir da discretização, é possível solucionar a Equação 4.3 para a temperatura do tanque no tempo futuro, obtendo a equação:

$$T_{tq(t_{i+1})} = T_{tq(t_i)} + \frac{\Delta t}{(mc)_{tq}} \left[(\dot{m}c)_{water} (T_{w1(t_i)} - T_{tq(t_i)}) - \frac{T_{tq(t_i)} - T_{ar(t_i)}}{R_{tot}} \right] \quad (4.24)$$

Todos os componentes à direita da igualdade são calculados em um mesmo instante de tempo, a fim obter a temperatura do tanque no instante seguinte de tempo.

Para esta modelagem, já que todo o tanque é analisado como se estivesse com temperatura uniforme em todo seu volume, esta será a temperatura da água que retorna ao coletor PV/T para iniciar um novo ciclo de resfriamento do mesmo, ou seja:

$$T_{w0(t_{i+1})} = T_{tq(t_i)} \quad (4.25)$$

Em que $T_{w0(t_{i+1})}$ é a temperatura de entrada da água no coletor no próximo instante de tempo.

4.2.2.1.4 Eficiência elétrica, térmica e combinada

O sistema PV/T+TA, sendo capaz de gerar energia elétrica e térmica, pode ter suas eficiências mensuradas.

A eficiência elétrica instantânea $\eta_{ele(ti)}$ do sistema pode ser definida pela equação 4.26.

$$\eta_{ele(ti)} = \eta_{ref} \cdot (1 - \beta_r [T_{pv(ti)} - 25^\circ C]) \quad (4.26)$$

Em que η_{ref} é a eficiência elétrica do módulo fotovoltaico para a temperatura de referência da célula ($25^\circ C$), β é o coeficiente de temperatura do módulo e $T_{pv(ti)}$ é a temperatura do módulo no instante em que está sendo feita a avaliação. Os valores para η_{ref} e β dependem do material utilizado no módulo fotovoltaico e são definidos no capítulo 5.

Já a eficiência térmica instantânea do termoacumulador é mensurada considerando o ganho de energia útil do sistema a cada instante, ou seja, a variação de energia da água do tanque. A eficiência pode então ser dada pela razão entre essa energia e a energia fornecida pela radiação solar, conforme a Equação 4.27.

$$\eta_{ter(ti)} = \frac{\frac{(mc)_{tq}}{\Delta t} \cdot (T_{tq(ti+1)} - T_{tq(ti)})}{G_{(ti)} \cdot A_{co}} \quad (4.27)$$

Em que $G_{(ti)}$ e A_{co} são, respectivamente, o fluxo de radiação solar por unidade de área do coletor PV/T e a área do coletor PV/T.

A eficiência combinada instantânea $\eta_{comb(ti)}$ do sistema PV/T+TA pode ser calculada pela soma simples dos dois termos descritos acima, conforme a Equação 4.28.

$$\eta_{comb(ti)} = \eta_{ele(ti)} + \eta_{ter(ti)} \quad (4.28)$$

4.2.2.2 Termoacumulador com um tanque estratificado

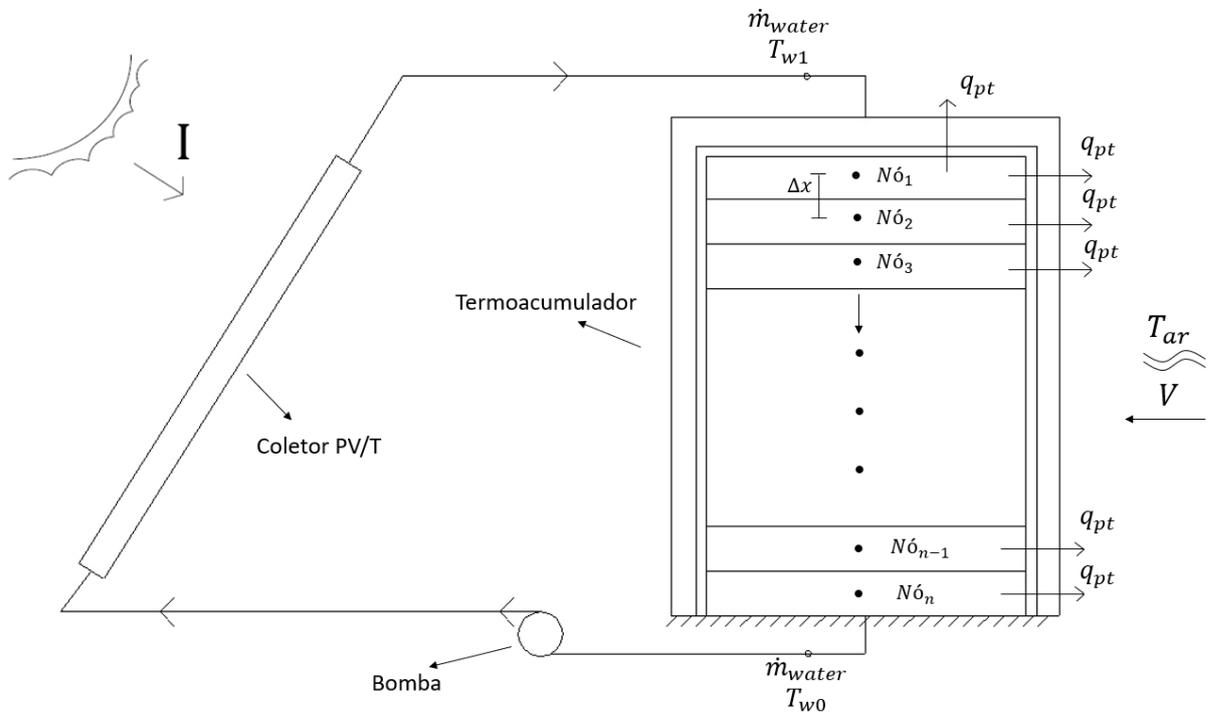
O modelo de termoacumulador estratificado busca garantir um gradiente de temperatura na direção axial do tanque, sendo necessário, para isso, dividi-lo em alguns nós e aplicar as equações de balanço de energia em cada um deles. A entrada de água se dá pela parte superior do tanque, com o fluido se deslocando para baixo, de modo que a numeração dos nós ocorre de 1 até n , sendo n o número total de nós no sistema e j a variável que indica o nó em análise.

Ainda, neste modelo, é considerada a premissa de que massa de água que entra em um nó é a mesma que sai dele para o nó seguinte adjacente. Dessa forma, a massa de cada nó é sempre fixa e igual se comparada com outro. Apesar de ser

possível haver gradiente de temperatura ao longo dos nós do tanque, o modelo assume que a temperatura em um mesmo nó é uniforme, ou seja, não há gradiente de temperatura nas direções radiais ou axial dentro de um mesmo nó. A Figura 23 representa o sistema de tanque estratificado.

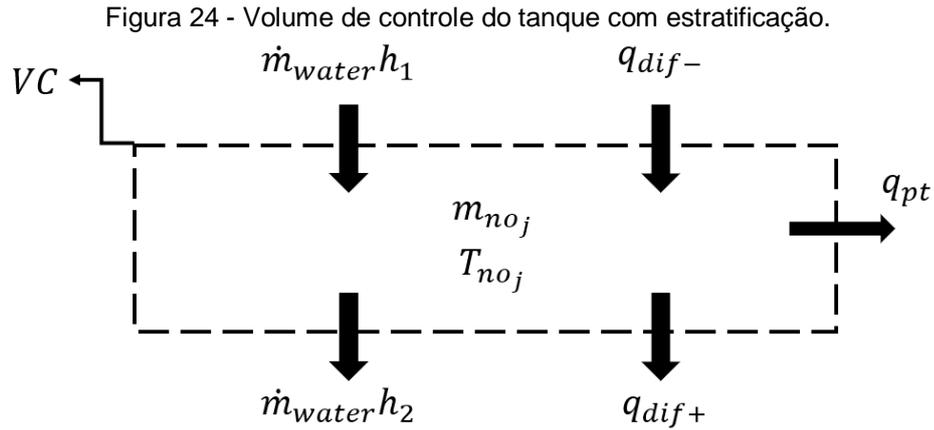
Como neste modelo existem vários volumes de controle, é necessário calcular a temperatura de cada um deles para entender o gradiente de temperatura. O parâmetro Δx representa a distância entre os centros de massa de dois nós adjacentes. A imagem mostra as perdas para as superfícies lateral e superior, assim como o fluxo de ar externo à uma temperatura T_{ar} e velocidade do vento V .

Figura 23 - Esquema utilizado na modelagem do tanque com estratificação.



Fonte: O Autor (2019).

O balanço de energia no VC para um nó genérico pode ser observado na Figura 24. Diferente do modelo completamente misturado, neste é considerada a difusão de energia por condução entre os nós adjacentes do tanque, devido à diferença de temperatura entre os nós.



Fonte: O Autor (2019).

Aplicando a conservação de energia, é obtido o balanço energético do VC de um nó qualquer do sistema, conforme a Equação 4.29:

$$(mc)_{noj} \frac{dT_{noj}}{dt} = \dot{m}_{water} h_1 - \dot{m}_{water} h_2 + q_{dif-} - q_{dif+} - q_{pt} \quad (4.29)$$

Em que \dot{m}_{water} , q_{dif-} , q_{dif+} e q_{pt} são, respectivamente, a vazão mássica de água do sistema, a difusão por condução térmica com o nó anterior, a difusão por condução térmica com o nó subsequente e as perdas para o ambiente. h_1 e h_2 são a entalpia da água na entrada e na saída do VC. T_{noj} , m_{noj} e c_{noj} são respectivamente a temperatura do nó, a massa do nó e o calor específico da água.

Como a vazão mássica de entrada e de saída de água no VC é a mesma, e sabendo que a entalpia pode ser escrita em função da temperatura e do calor específico à pressão constante do fluido, podendo ser escrita na forma da Equação 30:

$$(mc)_{noj} \frac{dT_{noj}}{dt} = (\dot{m}c)_{water} (T_{no(j-1)} - T_{no(j)}) + q_{dif-} - q_{dif+} - q_{pt} \quad (4.30)$$

Em que c_{water} é o calor específico da água e $T_{no(j-1)}$ e $T_{no(j)}$ são a temperatura do nó acima do VC e a temperatura do VC em análise, respectivamente. Para o caso e que $j=1$ (o primeiro nó, na parte superior do tanque), deve ser considerado que:

$$T_{no(j-1)} = T_{w1} \quad (4.31)$$

Onde T_{w1} é a temperatura da água na saída do coletor PV/T.

Para a modelagem do tanque estratificado, as equações desenvolvidas para as perdas condutivas e convectivas para o ambiente podem ser adaptadas, sendo modificadas somente as suas componentes geométricas, já que no primeiro modelo

o tanque era representado por somente um nó, sendo L_{tq} a altura total do tanque e neste modelo serão analisados múltiplos nós adjacentes, sendo necessário dividir a altura pelo número n de nós, obtendo o parâmetro Δx :

$$\Delta x = \frac{L_{tq}}{n} \quad (4.32)$$

Essa alteração representa a mudança nas áreas por onde os fluxos de calor se propagam. Sendo assim, q_{pt} pode ser definida como:

$$q_{pt} = \frac{(T_{no(j)} - T_{ar})}{R_{tot}} \quad (4.33)$$

Em que T_{ar} e R_{tot} são, respectivamente, a temperatura do ar ambiente e a resistência térmica entre a temperatura do nó e do ambiente.

R_{tot} pode ser definido pelo somatório das resistências térmicas consideradas no problema, conforme o circuito de resistência térmica particular de cada nó, que é descrito mais adiante.

$$R_{tot} = \frac{1}{\frac{1}{R_L} + \frac{1}{R_S}} \quad (4.34)$$

Onde R_L e R_S podem ser determinados pelas Equações 4.5 e 4.6, respectivamente.

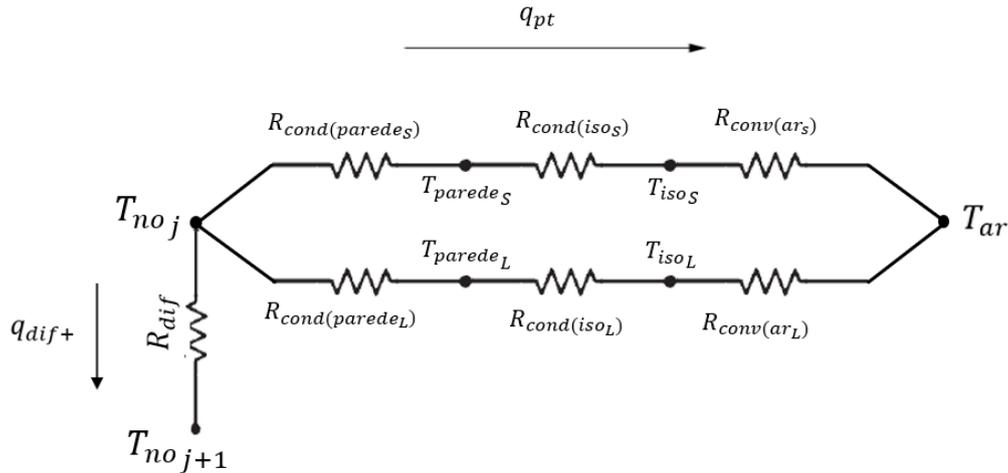
Quanto a difusão térmica entre camadas, é importante notar que, a depender do nó em análise, as componentes q_{dif-} e q_{dif+} , mostradas no balanço energético do nó (Equação 4.30), podem ser nulas. Em resumo, quando analisado o nó 1, q_{dif-} será nula, já que não há nó anterior a ele e conseqüentemente não há difusão de calor. Quando analisado o nó n , q_{dif+} será nula, já que não há nó subsequente a ele. O sistema de Equações 4.35 representa estas condições.

$$\begin{cases} q_{dif-} = 0, & \text{se } j = 1 \\ q_{dif+} = 0 & \text{se } j = n \end{cases} \quad (4.35)$$

4.2.2.2.1 Circuito de resistências térmicas para o nó 1

Por meio de um circuito de resistências térmicas, é possível representar os fluxos de energia térmica no primeiro nó do tanque (camada superior), conforme a Figura 25.

Figura 25 - Circuito de resistências térmicas para o primeiro nó do tanque estratificado.



Fonte: O Autor (2019).

Em que R_{dif} é a resistência à difusão térmica entre o nó analisado e o nó abaixo dele. As demais resistências foram definidas no modelo anterior e podem ter suas equações utilizadas, substituindo o parâmetro L_{tq} por Δx .

Os fluxos de calor q_{dif+} e q_{pt} podem ser definidos pelas Equações 4.36 e 4.4.

$$q_{dif+} = \frac{(T_{no j} - T_{no j+1})}{R_{dif}} \quad (4.36)$$

A resistência à difusão térmica condutiva (R_{dif}) entre duas superfícies planas de área A_d e condutividade térmica k , sendo Δx a distância entre os pontos em que as temperaturas são calculadas, pode ser descrita, segundo Incropera (2008), pela Equação 4.37:

$$R_{dif} = \frac{\Delta x}{k \cdot A_d} \quad (4.37)$$

Neste caso A_d é a área superficial do disco imaginário entre as faces dos nós. Como o tanque é um cilindro reto, a área superficial é igual para todos os nós, definida conforme a equação:

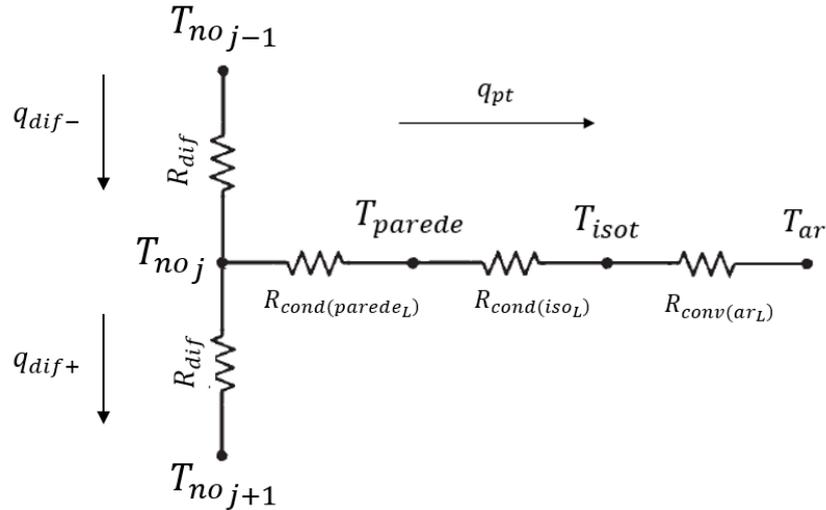
$$A_d = \pi \cdot r_{tq}^2 \quad (4.38)$$

Onde r_{tq} é o raio interno do tanque. Dessa forma, a componente R_{dif} é sempre a mesma para qualquer nó em análise, já que Δx não varia e k é considerado constante no intervalo de temperatura do sistema.

4.2.2.2.2 Circuito de resistência térmica para os nós intermediários

Para os nós de 1 até n , não existe perda para o ambiente pela superfície superior do tanque, sendo somente consideradas perdas laterais e difusão entre camadas. O circuito pode ser representado pela Figura 26.

Figura 26 - Circuito de resistências térmicas para os nós intermediários do tanque estratificado.



Fonte: O Autor (2019).

O fluxo de calor q_{dif-} pode ser descrito pela Equação 4.39.

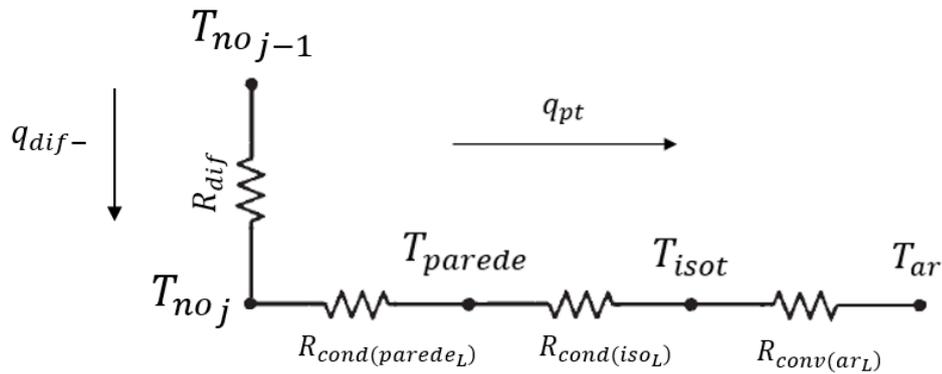
$$q_{dif-} = \frac{(T_{no j-1} - T_{no j})}{R_{dif}} \quad (4.39)$$

Em que $T_{no j-1}$ é a temperatura do nó acima do nó em análise. Os demais fluxos de calor e resistências já foram definidos anteriormente e suas equações podem ser utilizadas para este caso, substituindo, novamente, L_{tq} por Δx .

4.2.2.2.3 Circuito de resistência térmica para o nó n

Para o nó de índice n (último nó, na parte inferior), não são consideradas perdas térmicas para a tampa inferior do tanque, já que a superfície é considerada como isolada idealmente. Sendo assim, é considerado um fluxo de calor para a superfície lateral do tanque e um fluxo de calor por difusão partindo do nó superior. O circuito de resistências térmicas é representado na Figura 27.

Figura 27 - Circuito de resistências térmicas para o último nó do tanque estratificado.



Fonte: O Autor (2019).

Em que todos os fluxos de calor e resistências térmicas foram definidos anteriormente e as equações devem ser utilizadas, substituindo L_{tq} por Δx .

4.2.2.2.4 Solução da equação diferencial

Realizando a discretização da temperatura do nó no tempo pelo método de Euler, por meio da relação proposta na Equação 4.40, pode-se obter a Equação 4.41 para calcular a temperatura de um nó no tempo futuro.

$$\frac{dT_{no j}}{dt} = \frac{T_{no(j,ti+1)} - T_{no(j,ti)}}{\Delta t} \quad (4.40)$$

Em que $T_{no(j,ti+1)}$ é a temperatura do nó no tempo futuro e Δt é um intervalo de tempo infinitesimal.

$$\begin{aligned} T_{no(j,ti+1)} = & T_{no(j,ti)} \\ & + \frac{\Delta t}{(mc)_{no j}} \left((\dot{m}c)_{water} (T_{no(j-1)} - T_{no(j)}) + q_{dif-} \right. \\ & \left. - q_{dif+} - q_{pt} \right) \end{aligned} \quad (4.41)$$

Na Equação 4.41, todas as componentes ao lado direito da equação são calculadas para o instante de tempo atual (ti).

Diferente do modelo anterior, em que a temperatura T_{tq} do tanque foi considerada como a temperatura da água que circulará no coletor no instante futuro, neste modelo deve-se utilizar a temperatura do último nó $T_{nó_n}$, já que, neste sistema, a água localizada na parte inferior do tanque é que será bombeada para o coletor PV/T.

$$T_{w0(ti+1)} = T_{nó_n(ti)} \quad (4.42)$$

4.2.2.2.5 Eficiência elétrica e térmica

Analogamente ao sistema de tanque misturado, a eficiência elétrica deve ser calculada utilizando a Equação 4.26, sem qualquer alteração.

Já a eficiência térmica instantânea não pode ser mensurada da mesma forma, já que no modelo de tanque estratificado não há uma temperatura representativa do tanque. Dessa forma, é necessário descrever a energia útil do sistema em cada instante de tempo e em cada nó, conforme a Equação 4.43.

$$\eta_{ter(ti)} = \frac{\sum_{j=1}^{j=n} Q_{u(j,ti)}}{G_{(ti)} \cdot A_{co}} \quad (4.43)$$

Em que j é o índice indicador da camada, e n é o número total de camadas do modelo. Q_u pode ser definida pelos termos à direita da Equação 4.29, que representam todos os fluxos de energia no volume de controle:

$$Q_u = \dot{m}_{water} h_1 - \dot{m}_{water} h_2 + q_{dif-} - q_{dif+} - q_{pt} \quad (4.45)$$

A eficiência combinada do conjunto também pode ser expressa pela soma das duas eficiências, conforme a Equação 4.28.

4.2.2.2.6 Grau de estratificação

O grau de estratificação é uma métrica criada para avaliar o comportamento do tanque em termos de estratificação ao longo do dia e pode ser definida pela Equação 4.45.

$$Str_{(i)} = 100 \cdot \frac{\Delta_{T(i)}}{\Delta_{Tm\acute{a}x}} \quad (4.45)$$

É medido pela razão entre a amplitude de temperatura entre a primeira e última camada do tanque (topo e base) em um dado instante ($\Delta_{T(i)}$) e a amplitude de temperatura máxima obtido ao longo do ciclo entre a primeira e a última camada ($\Delta_{Tm\acute{a}x}$). Em outras palavras, $\Delta_{Tm\acute{a}x}$ representa o maior gradiente de temperatura entre base e topo do tanque, que pode ocorrer em qualquer instante da operação do sistema, sendo um valor fixo para um ciclo com características definidas.

4.3 SOLUÇÃO NUMÉRICA

Assim como a modelagem, o algoritmo implementado também é uma associação de um modelo já desenvolvido por outro trabalho, com o acréscimo do sistema de termoacumulação e as alterações necessárias para adequá-lo. O programa desenvolvido em MATLAB por Rubio (2016) consiste em calcular, para cada instante de tempo, a temperatura de cada camada e com isso obter a eficiência instantânea do sistema (elétrica e térmica).

Com a implementação de um algoritmo que simula um tanque que armazena energia térmica, o cálculo das camadas sofre alteração, assim como surgem novas equações para modelar o acumulador. A solução numérica para representar a operação do termoacumulador também foi realizada no *software* MatLab. Os fluxogramas de modelagem do algoritmo assim como alguns detalhes serão explicados adiante.

Todo o algoritmo é desenvolvido com o objetivo de resolver equações diferenciais por meio de um método numérico. Para isso, é necessário discretizar as equações diferenciais no domínio do tempo e solucioná-las para a temperatura da camada no instante seguinte ao analisado.

4.3.1 Coletor solar híbrido

O modelo de coletor PV/T foi descrito em várias camadas, de forma que o algoritmo tem como função calcular a temperatura em cada camada e em cada instante de tempo dentro do intervalo de análise desejado.

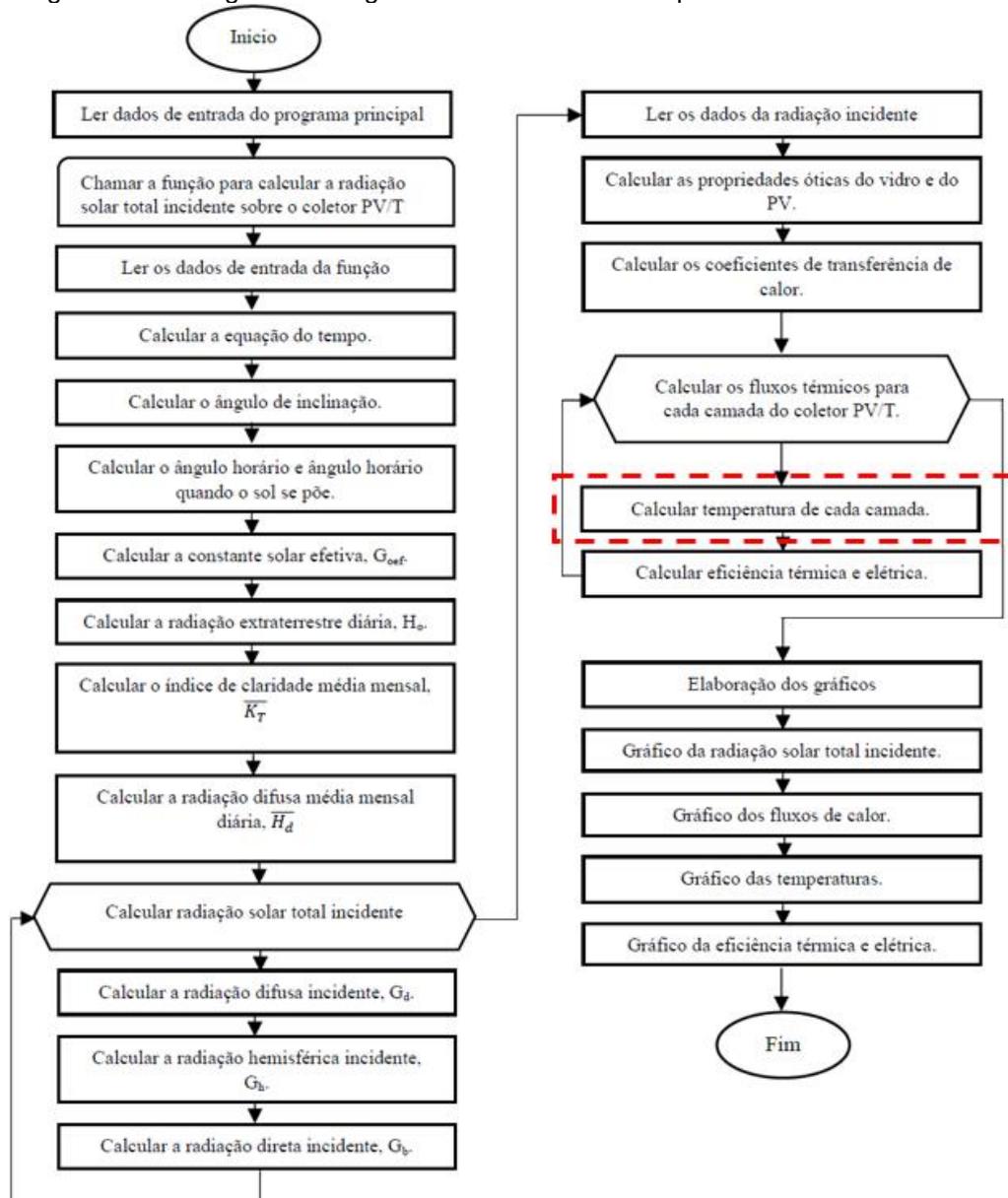
O código pode ser representado pelo fluxograma da Figura 28. Inicialmente são declaradas as variáveis globais do sistema, como as características físicas do coletor solar, as propriedades físicas dos materiais, dentre outros. Além disso, o programa também lê as informações do ambiente em que o coletor está sendo testado, como por exemplo, velocidade do vento e temperatura ambiente para um dia típico na cidade simulada (no caso, Recife).

Outra etapa importante é o cálculo da radiação total solar incidente sobre a placa. A partir da definição do perfil de radiação ao longo do dia, podem ser calculadas as energias transferidas para as camadas do coletor e conseqüentemente as temperaturas de cada uma.

Ainda, na Figura 28, o campo destacado em vermelho representa o ponto de acoplamento entre o modelo de coletor solar híbrido e o modelo de termoacumulador utilizado. Ou seja, após calcular a temperatura em cada uma das camadas do sistema PV/T, o algoritmo do sistema termoacumulador é iniciado, calculando a(s) temperatura(s) do tanque no mesmo instante de tempo.

Após calcular a temperatura de cada camada do sistema, o algoritmo calcula as eficiências térmica e elétrica instantâneas, ao longo do intervalo de tempo de operação. A etapa final para colher as análises da modelagem consiste em exibir gráficos de algumas informações ao longo do tempo. Os mais importantes para este trabalho são: temperatura das camadas e eficiência do sistema.

Figura 28 - Fluxograma do algoritmo do coletor PV/T implementado em MatLab.



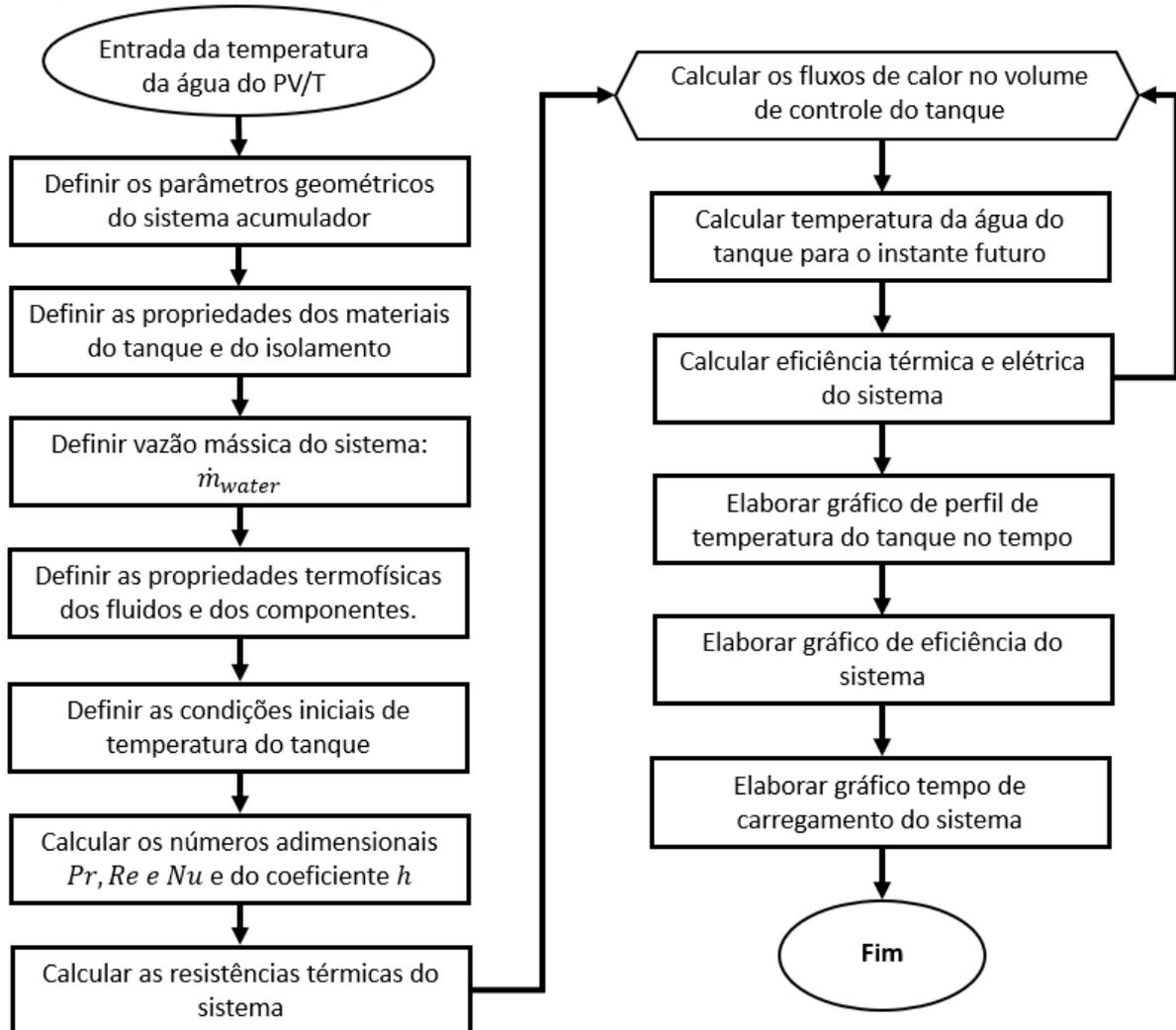
Fonte - Adaptado de Rubio (2016).

4.3.2 Termoacumuladores

A partir das 2 modelagens de termoacumulação desenvolvidas, foram construídos 2 algoritmos para acoplar ao sistema PV/T e simular o sistema operando em conjunto. As Figura 29 e 30 representam, respectivamente, o algoritmo desenvolvido para o modelo de tanque completamente misturado e tanque estratificado.

Deve-se ressaltar que o algoritmo dos termoacumuladores tem seus inícios após a etapa de “Calcular a temperatura de cada camada” do algoritmo do coletor híbrido, representada na Figura 28. Com a temperatura da camada da água calculada, o algoritmo do termoacumulador inicia

Figura 29 - Fluxograma do algoritmo do termoacumulador misturado implementado em MatLab.



Fonte: O Autor (2019).

Inicialmente, para o modelo completamente misturado, com a temperatura da água obtida do algoritmo do coletor PV/T, são declarados os parâmetros físicos do

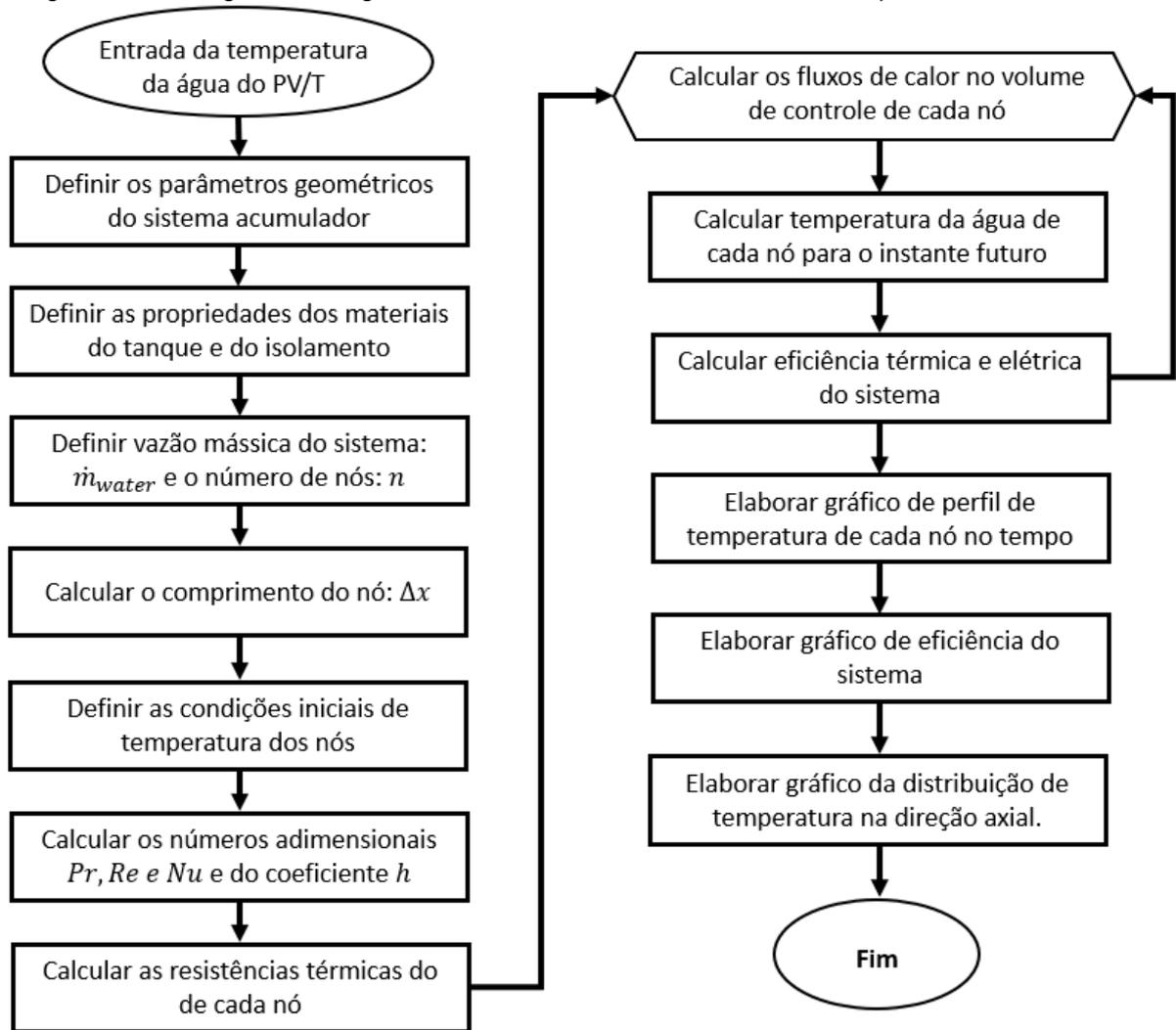
sistema acumulador: Diâmetro interno, altura, espessura de parede, espessura de isolamento. Em sequência, são definidas as propriedades termofísicas dos materiais: condutividades térmicas, viscosidade dos fluidos e calores específicos. Em seguida, é definida a vazão mássica de água do sistema, parâmetro a ser estudado no modelo.

Depois de definidas as variáveis, é necessário definir as condições iniciais de temperatura do sistema acumulador. Com essas informações, é possível calcular os números adimensionais, utilizados para definir o coeficiente convectivo. Na sequência, pode-se calcular as resistências térmicas do sistema (somente perdas para o ambiente são consideradas neste modelo).

Neste momento o modelo numérico entra em *loop* para calcular os fluxos de calor a cada instante, as temperaturas do VC em cada instante e as eficiências do sistema global.

Com essas informações, o modelo numérico elabora os gráficos descritos no fluxograma para realizar a análise dos resultados.

Figura 30 - Fluxograma do algoritmo do termoacumulador estratificado implementado em MatLab.



Fonte: O Autor (2019).

Para o modelo de tanque estratificado, o algoritmo funciona de forma semelhante (Figura 30). As principais diferenças são: A definição do número de nós e do comprimento dos nós. Essas duas alterações implicam em diferentes resultados na etapa de calcular as resistências térmicas do sistema. Além disso, na etapa de calcular os fluxos de calor, há o cálculo de mais uma componente: a condução de calor entre cada nó. No momento de realizar o balanço energético nos volumes de controle, para este modelo, é solucionada a equação da temperatura para cada nó do tanque.

A elaboração dos gráficos para análise é basicamente a mesma, adicionando apenas um gráfico que permite analisar o perfil de temperaturas do tanque ao longo da direção axial, a fim de identificar a termoclina e o grau de estratificação do tanque.

5 ANÁLISE DE RESULTADOS

Este capítulo tem por objetivo discutir e comentar os resultados encontrados na pesquisa.

5.1 CONSIDERAÇÕES INICIAIS

A análise do sistema consiste em variar alguns parâmetros específicos para avaliar a performance do conjunto. A vazão mássica do sistema é um desses parâmetros que a princípio não são fixados, pois é objeto de estudo.

As características físicas do sistema podem ser encontradas na Tabela 5. As dimensões do tanque foram definidas buscando uma razão de aspecto entre 3 e 4 e um volume de aproximadamente 201 litros. O volume foi definido considerando que o sistema PV/T+TA deve operar para atender as necessidades de uma residência de até 4 pessoas, fornecendo aproximadamente um volume de água quente para 4 banhos diários. A definição foi baseada em um consumo de 40 litros de água por banho, restando uma sobra para usos diversos como lavagem de pratos.

Em ambas as modelagens, o tanque está inicialmente cheio de água e com temperatura inicial de 295K, assim como todas as outras camadas do coletor solar híbrido.

Tabela 5 - Informações gerais do tanque modelado.

Propriedade/Dimensão			Referência
D_{tq}	Diâmetro interno do tanque (m)	0,4	NA
L_{tq}	Altura interna do tanque (m)	1,6	NA
V_{tq}	Volume útil do tanque (m ³)	0,201	NA
δ_{parede}	Espessura da parede do tanque (m)	0,005	NA
k_{parede}	Condutividade da parede do tanque (W/m.K)	0,002	Patrick (2005)
δ_{isot}	Espessura do isolamento térmico (m)	0,1	NA
k_{isot}	Condutividade do isolamento térmico(W/m.K)	0,027	Incropera (2008)
$T_{tq(1)}$	Temperatura inicial do tanque (K)	295	NA

Fonte: O Autor (2019).

Os materiais do tanque e do isolamento térmico foram definidos objetivando redução de custos na instalação e redução de perdas térmicas para o ambiente. Por ser um tanque de baixa capacidade volumétrica (201L) e conseqüentemente baixa exigência estrutural, optou-se pelo uso do material PVC-U e pelo uso de isolamento térmico de EPS, ambos materiais de baixa condutividade térmica e baixo custo.

A simulação numérica do sistema é feita com incremento de tempo de 0,12s (Δt), iniciando a análise aproximadamente a partir das 06:14h e finalizando às 18:14h, totalizando 360.000 iterações. Esse intervalo de tempo foi definido baseado na disponibilidade de radiação solar local. Ainda quanto ao modelo numérico, foi considerado, para o tanque estratificado, um sistema com 10 nós ($n = 10$).

A respeito das características do módulo fotovoltaico, este possui células de silício do tipo policristalino. Para o valor de β , utilizou-se 0,00045(1/K), de acordo com estudo conduzido por Skoplaki e Palyvos (2009). As demais informações do sistema PV/T podem ser encontradas no Anexo A.

5.2 ANÁLISES DO TANQUE COMPLETAMENTE MISTURADO

Esta seção do trabalho tem como objetivo discutir os resultados obtidos para o modelo de tanque completamente misturado.

5.2.1 Tempo de carregamento térmico do sistema em relação à vazão mássica

Realizou-se um estudo que correlaciona a vazão mássica de água do sistema com o tempo de carregamento do termoacumulador. O tempo de carregamento foi definido de duas formas. A primeira considera o tempo em que o sistema leva para alcançar sua maior temperatura no intervalo de operação. Dessa forma, são analisadas a duração de tempo $t_{car máx}$ e a temperatura alcançada $T_{máx}$. A segunda considera o tempo t_{car} que o sistema leva para alcançar uma temperatura de referência T_{ref} estabelecida previamente.

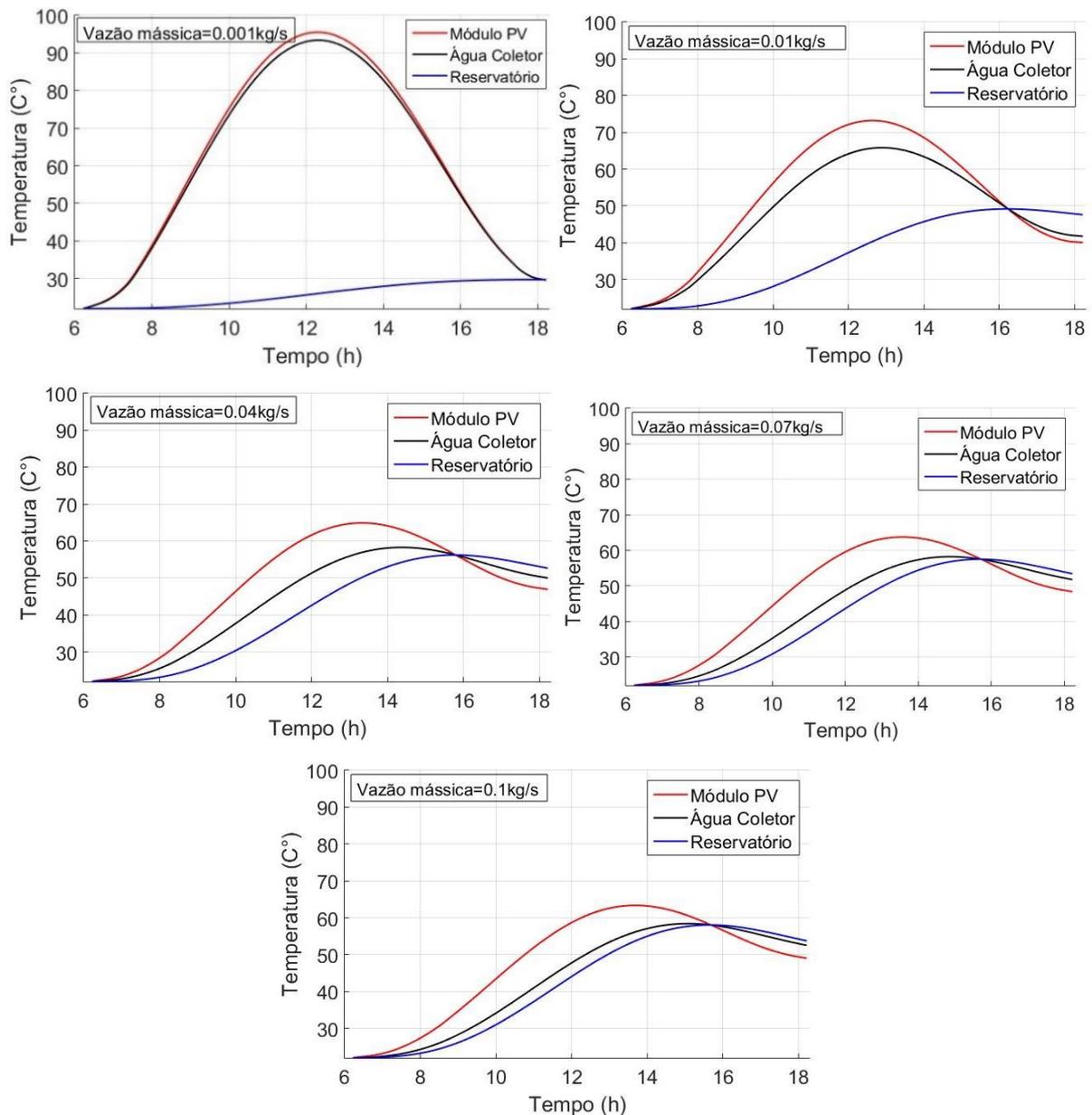
O parâmetro $\Delta\%t_{car}$ representa a variação percentual do tempo de carregamento de cada sistema em relação ao sistema com vazão 0,1kg/s (menor tempo de carregamento), de forma que um valor positivo do parâmetro indica um maior tempo de carregamento. O parâmetro $\Delta\%T_{máx}$ representa a relação entre a temperatura máxima alcançada em cada sistema e a temperatura máxima alcançada no sistema de vazão 0,1kg/s.

A temperatura de referência foi definida em 45°C, por ser uma temperatura que atende à necessidade do uso residencial (chuveiro térmico). A Figura 31 mostra gráficos de temperatura de algumas camadas do sistema ao longo do ciclo de carregamento para várias vazões diferentes. São exibidos a temperatura da água no reservatório, a temperatura da água que circula dentro do coletor e a temperatura do

módulo fotovoltaico, a fim de enxergar como está se comportando a geração de energia elétrica. O eixo horizontal mostra o horário do dia, de 06:00h às 18:00h.

Para uma vazão de 0,001kg/s, o sistema não consegue alcançar, no termoacumulador, a temperatura de referência estabelecida. Além disso, há um sobreaquecimento do módulo fotovoltaico, que chega a atingir 93,7°C, acarretando em perda de eficiência elétrica do sistema. Com vazão de 0,01 kg/s, o sistema alcança os 45°C após 7,6h de operação. Após 10h do início da operação o sistema alcança sua temperatura máxima, de 49,2°C, representando 84,7% da temperatura máxima de referência.

Figura 31 - Gráficos de temperatura das camadas do sistema PV/T+TA para diferentes vazões mássicas.



Fonte: O Autor (2019).

O sistema com vazão de 0,04kg/s alcança a temperatura de referência após 6,2h, somente 2,1% abaixo do sistema de referência. Além disso, apresenta $T_{m\acute{a}x}$ de 56,3°, correspondente a 96,9% da temperatura máxima de referência. Os demais sistemas não apresentam ganhos relevantes frente ao sistema de vazão 0,04kg/s. Sendo assim, conclui-se que esta é uma vazão próxima do ideal quando analisado o tempo de carregamento do sistema, não havendo grande necessidade de utilizar vazões mássicas superiores.

A Tabela 6 exhibe o compilado dos resultados de tempo de carregamento e as correlações entre os sistemas analisados. As células marcadas com hífen indicam que não há resultado comparativo para esta vazão pois ela foi utilizada como referência para as demais.

Tabela 6 - Comparativo de resultados de tempo de carregamento para diferentes vazões mássicas

Vazão (kg/s)	$t_{car\acute{m}ax}$ (h)	$T_{m\acute{a}x}$ (°C)	% $T_{m\acute{a}x}$	t_{car} (h)	T_{ref} (°C)	$\Delta\%$ t_{car}
0,001	11,9	29,7	51%	N.A.	45	N.A.
0,01	10	49,2	85%	7,6		0,14
0,04	9,6	56,3	97%	6,2		0,02
0,07	9,5	57,5	99%	6,0		0,01
0,1	9,4	58,1	100%	5,9		-

Fonte: O Autor (2019).

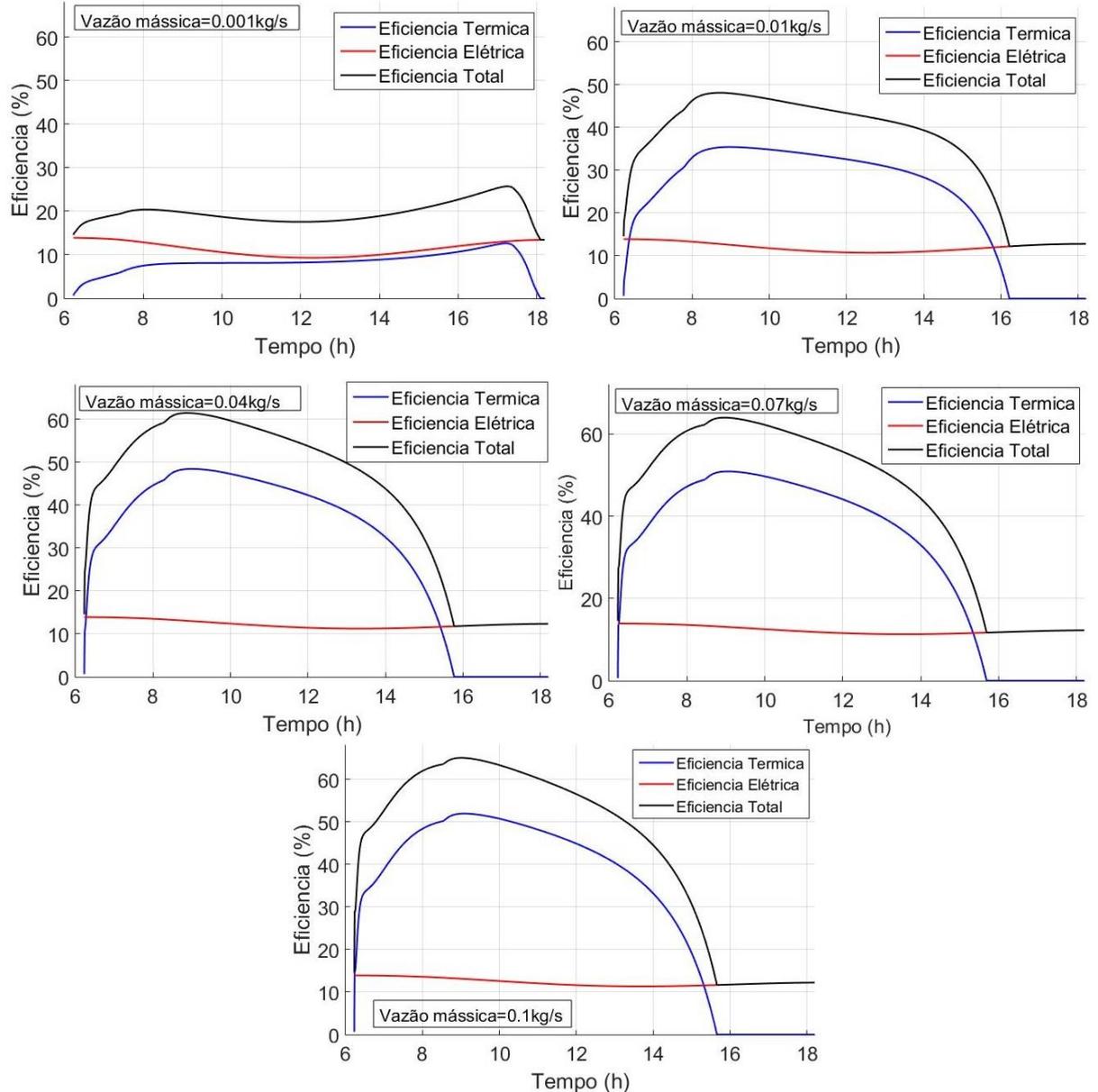
5.2.2 Eficiência do sistema em relação à vazão mássica

Foi realizada uma análise de eficiência energética do sistema para diferentes vazões de operação do sistema. Os resultados são observados na Figura 32. O sistema operando com vazão mássica de 0,001kg/s apresenta eficiência térmica baixa, com média de 8,19% no intervalo de operação. Isso ocorre pois, com essa vazão, por mais que a água saia do coletor com temperatura elevada, sua relevância frente à massa do tanque é muito baixa. Este sistema levaria aproximadamente 55 horas para renovar toda a água do tanque.

Já o sistema com vazão 0,01kg/s apresenta resultados mais expressivos, com eficiência térmica média de 29,50% e eficiência elétrica média de 11,95%. Os sistemas com vazão mássica de 0,04kg/s apresenta eficiência térmica média de 37,60%. O gráfico do sistema com vazão de 0,07kg/s alcança eficiência térmica média de 39,22% e elétrica média de 12,04%. O gráfico de vazão 0,1kg/s apresenta resultados e perfil de curva muito semelhantes ao sistema de vazão 0,07kg/s. Alcança eficiência térmica média de 39,92% e elétrica média com os mesmos

12,04%. A comparação dos dois últimos gráficos indica que não há ganho relevante quando alterada a vazão para valores acima de 0,07kg/s. A diferença das eficiências combinadas médias entre os dois sistemas é de somente 0,70%.

Figura 32 - Gráficos de eficiência térmica, elétrica e combinada para diversas vazões mássicas.



Fonte: O Autor (2019).

Esse resultado leva a conclusão que, para um tanque completamente misturado, a vazão de 0,07kg/s consegue garantir boa performance, sem grande necessidade de utilizar maior vazão visando um ganho em eficiência. Além disso, os resultados obtidos indicam que, para vazões de 0,07kg/s e 0,1kg/s o sistema consegue garantir um acréscimo de energia térmica (em temperatura da água) relevante ao tanque e ainda assim garantir um resfriamento eficiente do módulo fotovoltaico, já que há uma queda pequena de eficiência elétrica ao longo do dia.

A Tabela 7 mostra a comparação de todas as configurações simuladas. É importante notar que a eficiência elétrica do sistema ao início do ciclo de carregamento é de 13,92%. No sistema com vazão de massa de 0,1kg/s a eficiência elétrica atinge, durante o ciclo, um mínimo de 11,33%, representando uma queda de 2,59% em relação ao seu valor máximo. Ainda, ao fim do ciclo, obtém uma eficiência elétrica média de 12,04%.

Tabela 7 - Comparativo de eficiências médias em relação a vazão mássica.

Vazão (kg/s)	η_{ter} %	η_{ele} %	η_{comb} %
0,001	8,19%	11,30%	19,49%
0,01	29,50%	11,95%	41,45%
0,04	37,60%	12,05%	49,65%
0,07	39,22%	12,04%	51,26%
0,1	39,92%	12,04%	51,96%

Fonte: O Autor (2019).

5.3 ANÁLISES DO TANQUE COM ESTRATIFICAÇÃO DE TEMPERATURA

A vazão mássica é ainda mais importante em um tanque desenvolvido com o objetivo de haver gradiente de temperatura, conforme discutido nos capítulos anteriores. Dessa forma, são analisados o grau de estratificação do tanque ao longo do dia e o perfil da curva de temperatura em relação a camada para diferentes vazões do sistema. Ainda, é feito um estudo da performance energética do sistema para diferentes vazões mássicas, avaliando as eficiências térmicas, elétricas e combinadas.

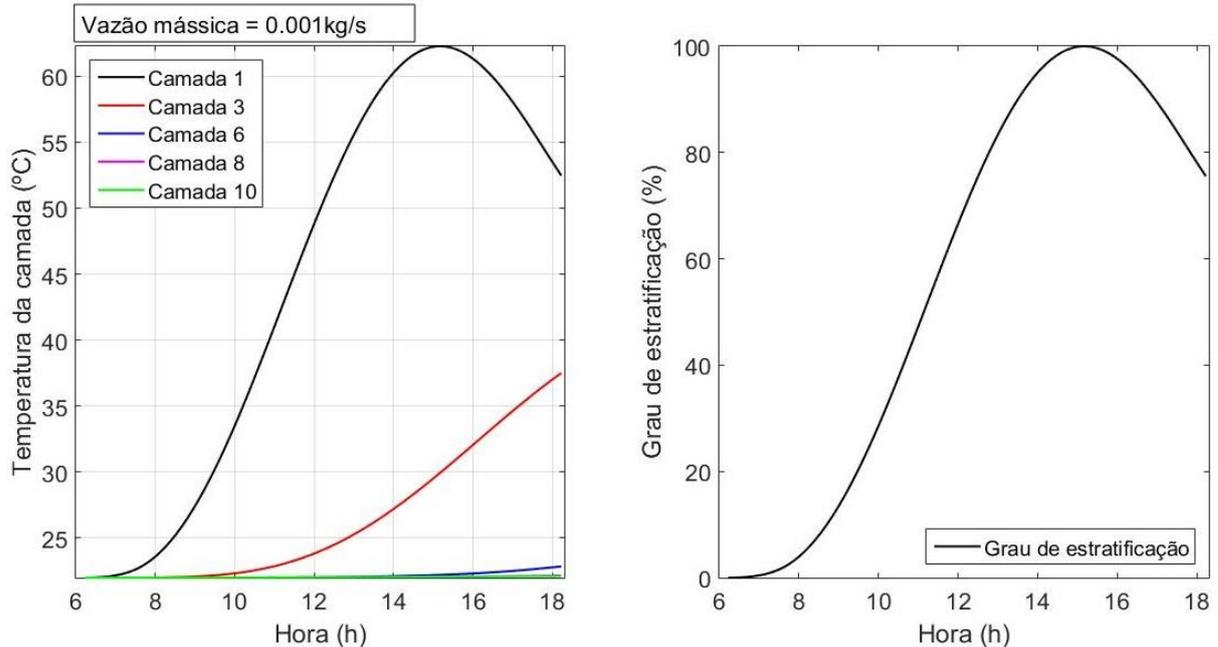
5.3.1 Grau de estratificação ao longo do tempo

O grau de estratificação do tanque em relação a vazão mássica pode ser avaliado tanto por meio do próprio grau de estratificação (Str), definido no capítulo 4, quanto por meio da distribuição de temperatura de cada camada ao longo do tempo. As duas métricas são dispostas em conjunto, para diversas vazões mássicas analisadas no sistema.

Foram criadas algumas métricas para avaliar os resultados. São elas: $T_{máx}$ é a temperatura máxima alcançada por qualquer camada do sistema; $\%T_{máx}$ representa a razão entre a temperatura máxima obtida para uma configuração e a maior temperatura máxima obtida nos resultados; $\Delta T_{máx}$ representa a máxima

amplitude de temperatura entre o primeiro e último nó analisado e $t_{\Delta\text{máx}}$ indica quanto tempo o sistema precisou operar para alcançar a máxima amplitude.

Figura 33 - Gráficos de temperatura das camadas e grau de estratificação para vazão de 0,001kg/s.

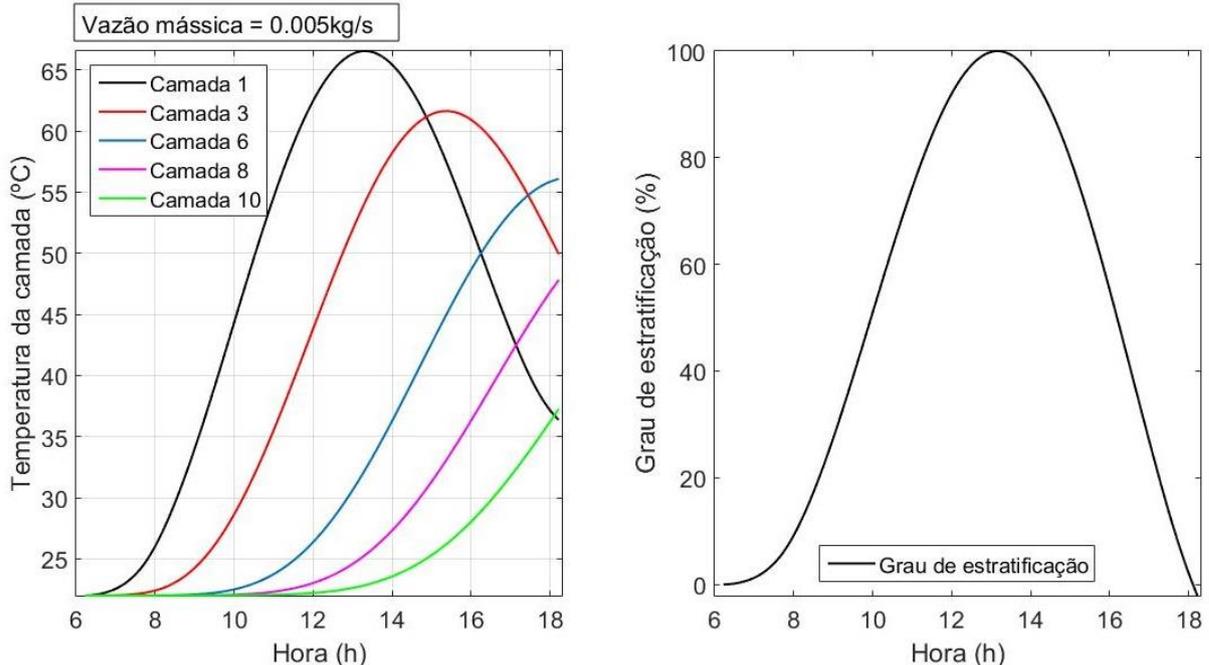


Fonte: O Autor (2019).

A Figura 33 mostra a estratificação do tanque para uma vazão de 0,001kg/s. Nota-se que foi possível garantir um bom nível de estratificação, apresentando temperatura máxima de 62,3°C e uma amplitude máxima de 40,2 °C entre a primeira e última camada, após 9h de operação. Por outro lado, o sistema teve sua energia térmica concentrada praticamente em só uma camada (camada 1), como mostra a figura. A largura da crista do gráfico à direita indica o quanto o sistema esteve próximo de sua amplitude máxima de temperatura, significando que quanto mais largo, mais tempo o sistema esteve próximo de sua estratificação máxima.

A Figura 34 exhibe os resultados obtidos para o sistema operando com vazão de 0,005kg/s. Neste caso, foi obtida uma amplitude máxima de 43,8°C após 7h de operação. Ainda, o sistema alcançou, em sua primeira camada, a temperatura máxima de 66,6°C. O gráfico à esquerda mostra, qualitativamente, que foi possível garantir um melhor nível de estratificação e com mais energia térmica nas camadas superiores se comparado com o sistema anterior. O mesmo gráfico ainda mostra que, após atingir a estratificação máxima, a mesma começa a ser destruída, com a temperatura da primeira camada diminuindo enquanto que a temperatura das camadas de baixo estão aumentando, devido a difusão entre camadas dentro do tanque.

Figura 34 - Gráficos de temperatura das camadas e grau de estratificação para vazão de 0,005kg/s.



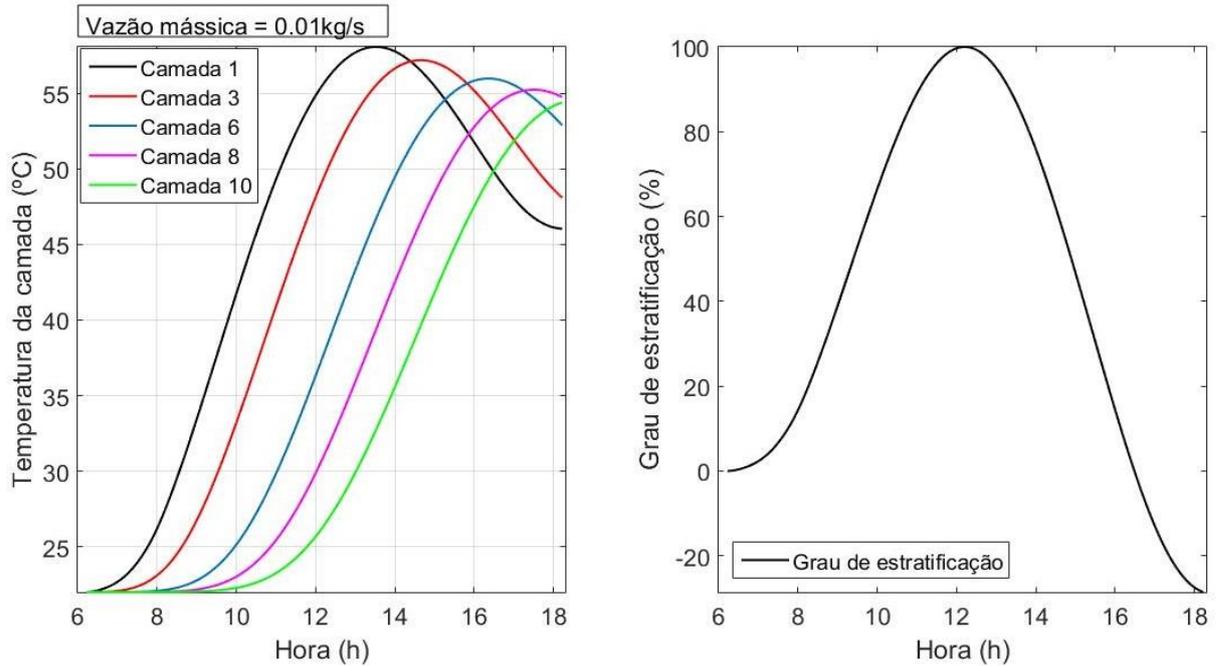
Fonte: O Autor (2019).

A Figura 35 mostra o desempenho do sistema para uma vazão mássica de 0,01kg/s. Nos gráficos, é possível ver um bom grau de estratificação, porém já inferior ao sistema com vazão de 0,005kg/s. O sistema atingiu temperatura máxima de 58,1°C e amplitude máxima de somente 29,3°C após 6h, indicando uma redução na estratificação do tanque. A partir deste horário, a estratificação do tanque começa a se inverter, com as camadas inferiores assumindo temperaturas maiores do que as que estão acima.

Ainda, na Figura 35, é possível notar que o gráfico à direita assumiu valores negativos no fim do ciclo de carregamento, o que significa que a temperatura da última camada, nesse instante, é maior do que a temperatura da primeira camada, o que sugere uma desestratificação do sistema.

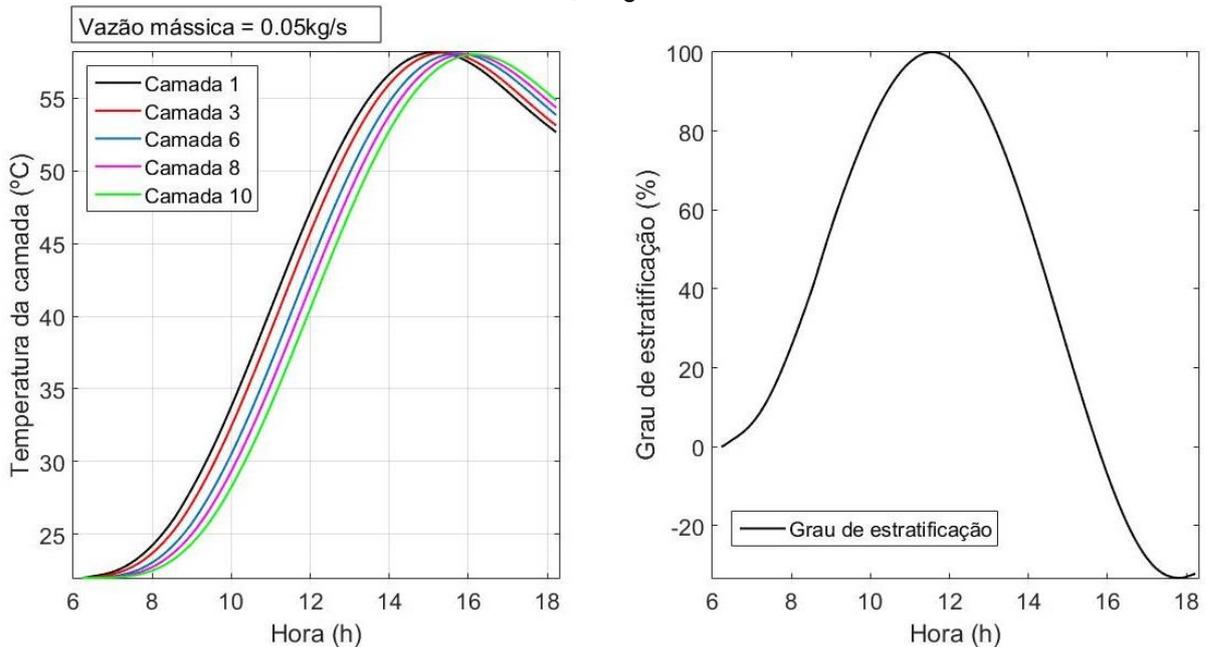
A Figura 36 mostra o grau de estratificação do sistema para uma vazão de 0,05kg/s. É possível notar que, com essa vazão, a estratificação é mínima. A temperatura máxima do sistema é de 58,2°C mas com amplitude máxima de 6,8°C após 5,4h de operação. Nesse sistema, já não é possível usufruir dos benefícios de um tanque com gradiente de temperatura, já que praticamente não há separação entre zona quente e zona fria dentro do tanque.

Figura 35 - Gráficos de temperatura das camadas e grau de estratificação para vazão de 0,01kg/s.



Fonte: O Autor (2019).

Figura 36 - Gráficos de temperatura das camadas e grau de estratificação para vazão de 0,05kg/s.

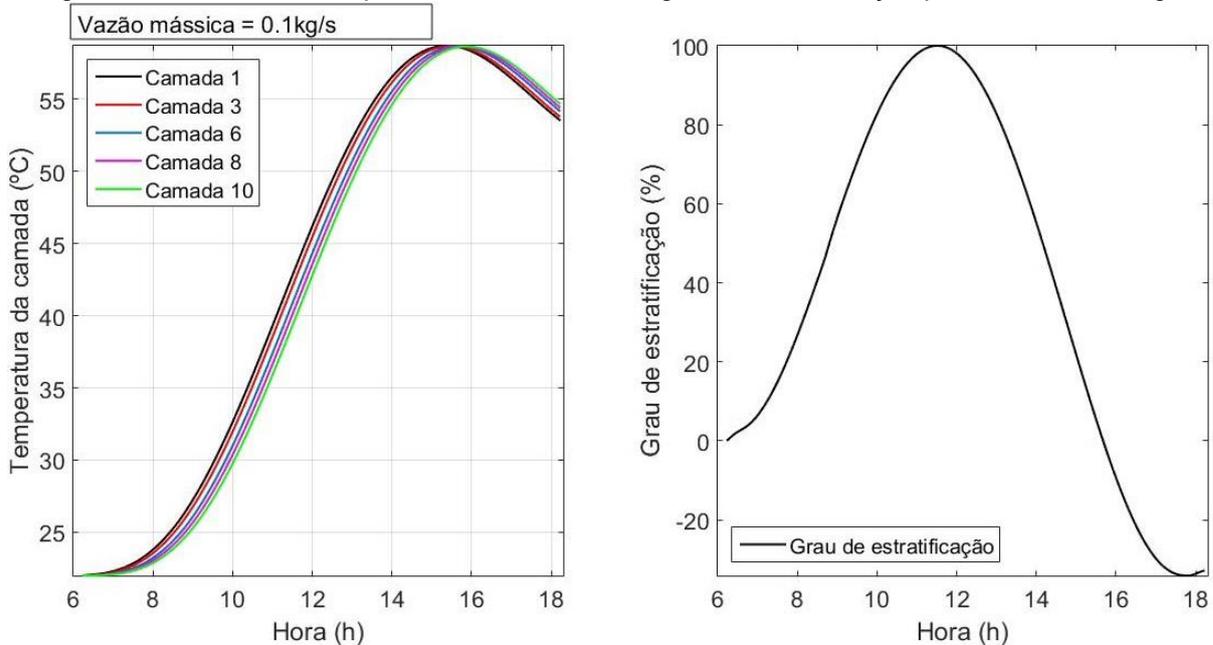


Fonte: O Autor (2019).

A Figura 37 exibe os resultados de estratificação para o sistema operando com vazão 0,1kg/s. Essa vazão pode ser considerada elevada para o sistema dimensionado. Esse valor resulta em uma troca completa da água presente no tanque a cada 33 minutos. Nos gráficos, é possível ver que praticamente não há deslocamento entre as curvas de temperatura das camadas. A temperatura máxima

alcançada pelo sistema é de 58,7°C, com amplitude máxima de 3,5°C após 5,3h de carregamento.

Figura 37 - Gráficos de temperatura das camadas e grau de estratificação para vazão de 0,1kg/s.



Fonte: O Autor (2019).

A Tabela 8 compara os resultados obtidos em cada uma das configurações do sistema. O sistema com maior amplitude e maior temperatura alcançada é o de vazão 0,005kg/s, além disso, leva um tempo para alcançar essa amplitude de somente 32,1% maior do que o sistema de vazão 0,1kg/s, que possui uma amplitude de apenas 3,5°C. A vazão de 0,005kg/s resulta em uma troca completa da água do tanque em aproximadamente 11 horas de operação, ou seja, próximo ao ciclo de carregamento completo modelado neste trabalho (ciclo de 12h de operação).

A Tabela 8 ainda permite concluir que, para vazões acima de 0,01kg/s o nível de estratificação é baixo, se aproximando de um tanque com homogeneidade de temperatura e para vazões abaixo de 0,005kg/s não há melhora nos resultados de estratificação e temperatura do sistema.

Tabela 8 - Comparativo dos graus de estratificação para diferentes vazões.

Vazão (kg/s)	$T_{m\acute{a}x}$ (°C)	$\%T_{m\acute{a}x}$ (%)	$\Delta T_{m\acute{a}x}$ (°C)	$t_{\Delta m\acute{a}x}$ (h)
0,001	62,3	93,5	40,2	9,0
0,005	66,6	100	43,8	7,0
0,01	58,1	87,2	29,3	6,0
0,05	58,2	87,4	6,8	5,4
0,1	58,7	88,1	3,5	5,3

Fonte: O Autor (2019).

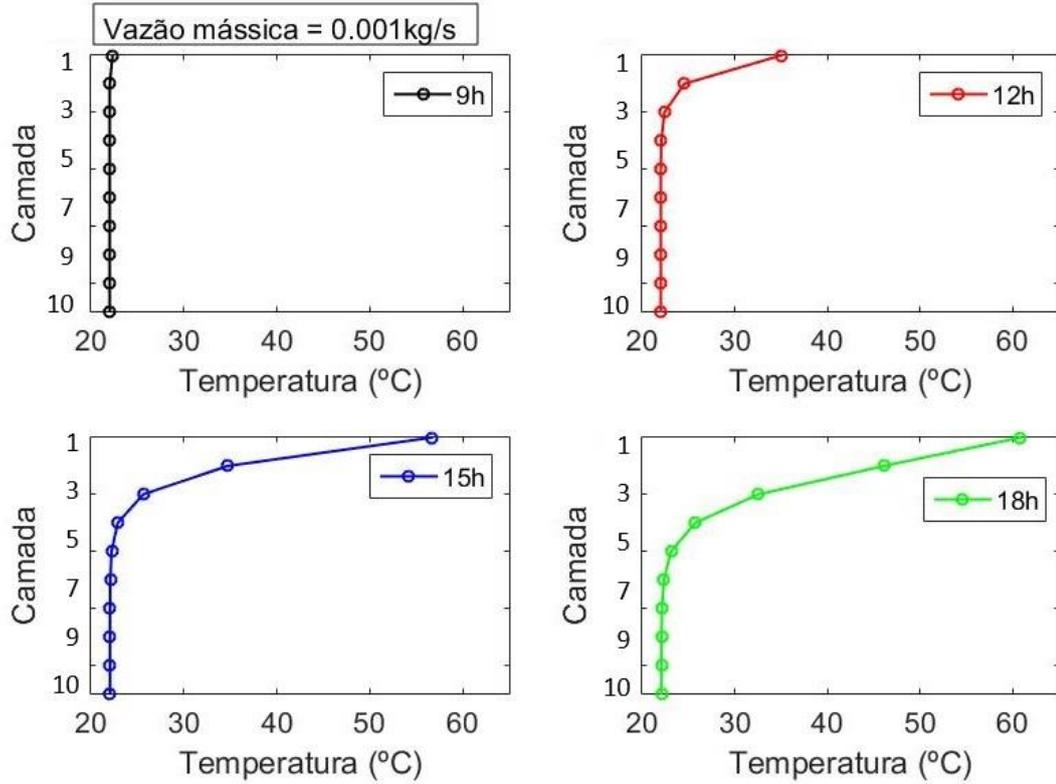
5.3.2 Gradiente de temperatura ao longo da direção axial do tanque

Foi realizado um estudo da distribuição de temperatura das camadas do tanque em um mesmo instante de tempo, de forma que é possível enxergar a curva do gradiente. O resultado foi obtido para diferentes vazões mássicas, além de diferentes análises a cada 3 horas do dia, iniciando às 09:00h (09:00h, 12:00h, 15:00h e 18:0h).

Por meio desse resultado é possível compreender se há, por exemplo, uma termoclina bem definida separando as zonas quente e fria do tanque. Os pontos nos gráficos representam cada camada do tanque (de 1 a 10) e suas respectivas temperaturas. O eixo horizontal exibe as temperaturas enquanto que o eixo vertical exibe a posição dos nós, sendo 1 o nó superior e 10 o nó inferior.

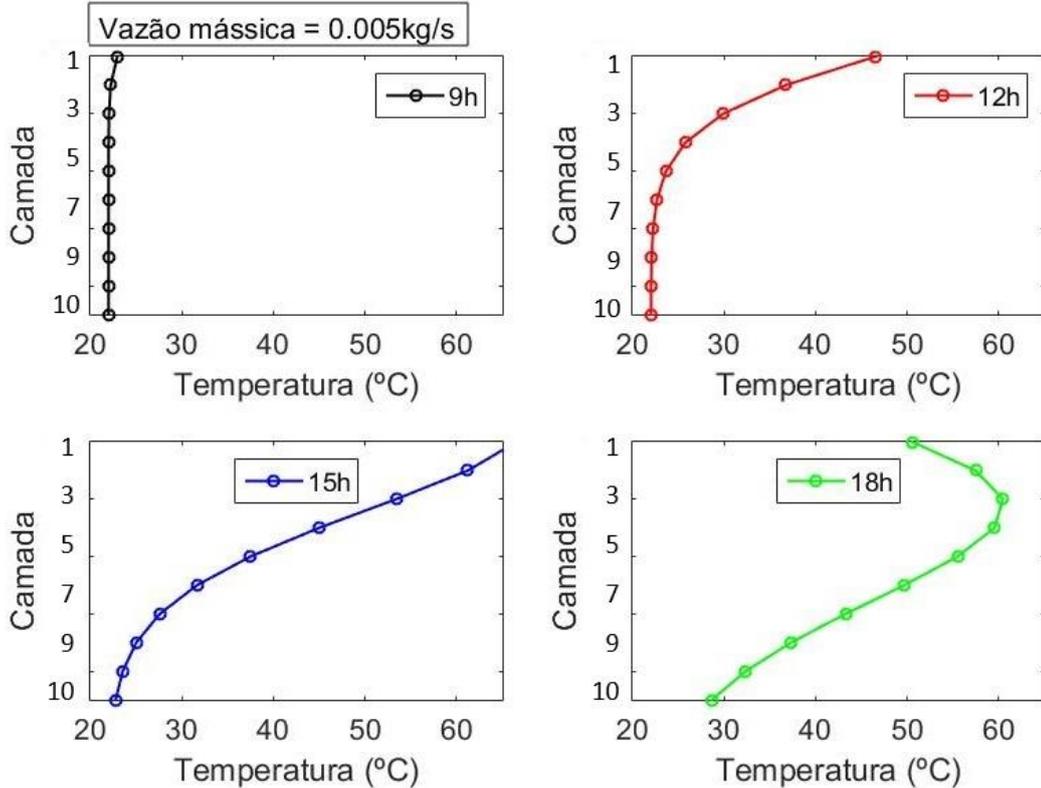
Para o sistema com vazão de 0,001kg/s, a Figura 38 mostra os resultados obtidos. O primeiro gráfico exibe a distribuição de temperatura do sistema após 3 horas de operação (às 09:00h da manhã). É notável que, com uma vazão baixa, há uma lentidão no processo de acumulação de energia. Os gráficos de 15:00h e 18:00h mostram o surgimento de um gradiente mais relevante e de uma termoclina ainda difusa. Por exemplo, às 18:00h, a primeira e segunda camadas seriam a zona quente do sistema, as camadas 3 e 4 formariam a termoclina, com temperatura intermediária, e as camadas de 5 até 10 ocupariam a zona fria do tanque.

Figura 38 - Gráficos do gradiente de temperatura ao longo da direção axial em vários instantes do dia para vazão de 0,001kg/s.



Fonte: O Autor (2019).

Figura 39 - Gráficos do gradiente de temperatura ao longo da direção axial em vários instantes do dia para vazão de 0,005kg/s.

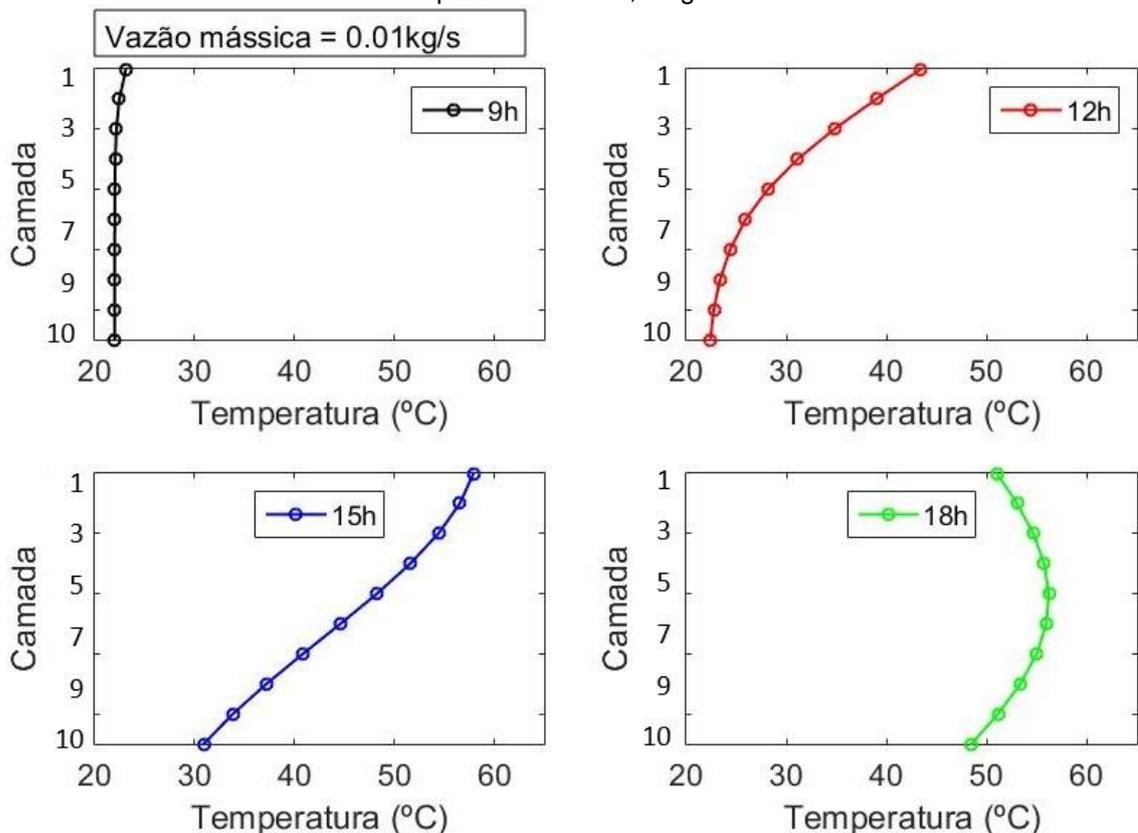


Fonte: O Autor (2019).

A Figura 39 mostra o desempenho do sistema com vazão de 0,005kg/s. Os gráficos mostram que, devido a vazão um pouco maior, é possível alcançar um gradiente de temperatura um pouco maior (3,6°C a mais em amplitude térmica) em menos tempo (2h a menos), comparando com o sistema de vazão 0,001kg/s. Os gráficos de 12:00h e 15:00h já mostram um gradiente consistente, enquanto o gráfico de 18:00h mostra a desestratificação do sistema, em que as camadas intermediárias (camada 2, 3, 4 e 5) têm temperatura superior às temperaturas das camadas superiores.

A Figura 40 mostra os resultados da operação do sistema em vazão de 0,01kg/s. Nela, é possível ver que a difusão térmica entre camadas e a vazão mais elevada fazem com que não haja formação de termoclina em nenhum instante de análise, com as temperaturas dos nós próximas umas das outras. Da mesma forma, às 18:00h é possível observar a inversão de temperaturas no tanque.

Figura 40 - Gráficos do gradiente de temperatura ao longo da direção axial em vários instantes do dia para vazão de 0,01kg/s.



Fonte: O Autor (2019).

A Figura 39 e a Figura 40 tornam evidente que, entre às 15:00h e 18:00h, surge no sistema uma inversão de sua estratificação, com as camadas superiores assumindo temperaturas menores do que as camadas inferiores. Isso

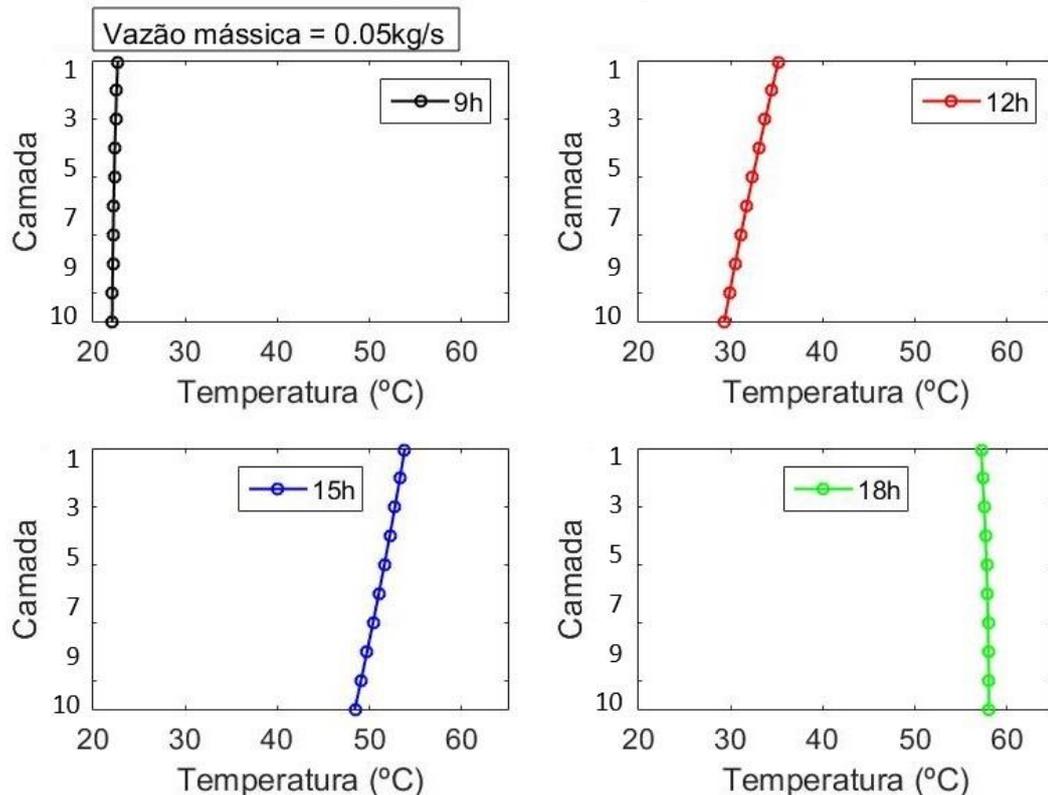
ocorre, basicamente, devido a diminuição da radiação solar incidente ao final do ciclo de carregamento (fim de tarde). Com isso, o coletor passa a gerar menos energia térmica e a entregar água em menor temperatura ao termoacumulador.

Uma forma de evitar essa inversão e garantir um melhor acúmulo de energia térmica é pela utilização de sistemas controladores com tubos de distribuição, similares aos apresentados nas Figuras 16 e 17 do capítulo 3. Dessa forma, o sistema seria capaz de reconhecer a temperatura da água e alocar essa água na camada de temperatura mais próxima, evitando a destruição da estratificação do tanque.

A Figura 41 e a Figura 42 mostram os resultados para as vazões de 0,05kg/s e 0,1kg/s, respectivamente. Em ambas, os gráficos mostram claramente a ausência de gradiente de temperatura relevante em todos os instantes de análise, se aproximando de um tanque completamente misturado.

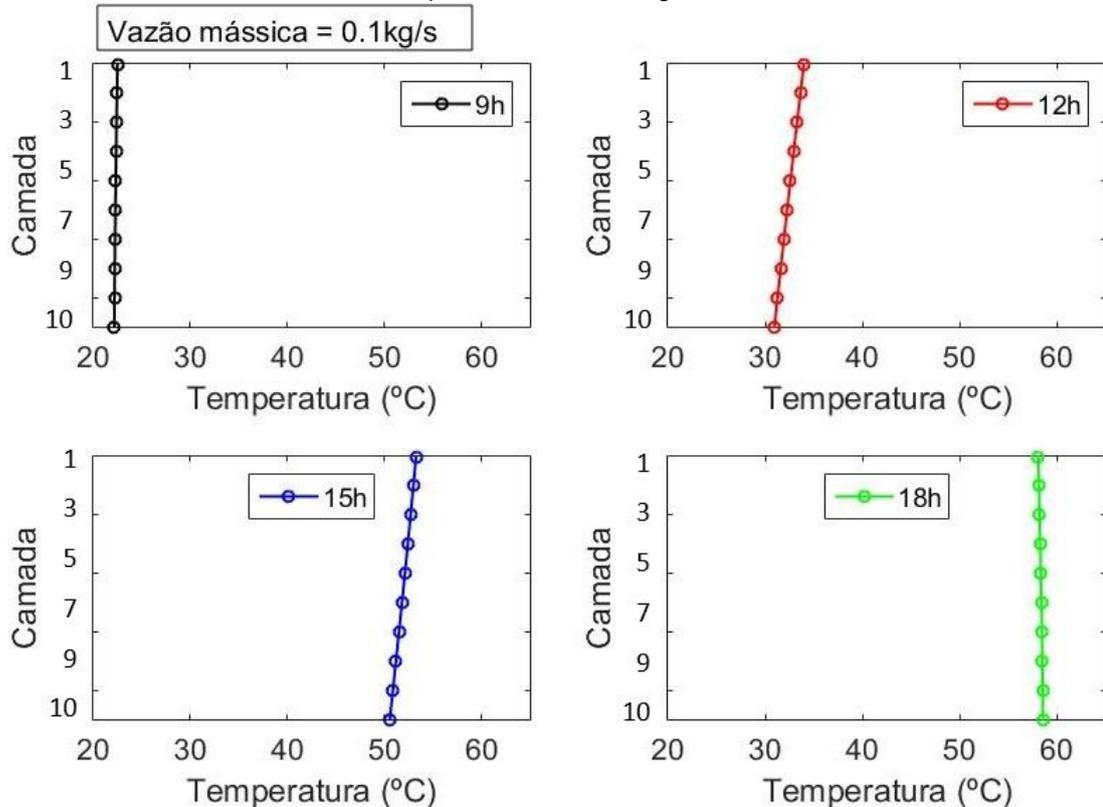
Esta análise, de forma geral, também leva à conclusão de que um sistema com essas dimensões, para conseguir alto grau de estratificação de temperatura, deve operar com vazões mássicas em um intervalo de 0,005kg/s à 0,01kg/s ou próximo destes valores.

Figura 41 - Gráficos do gradiente de temperatura ao longo da direção axial em vários instantes do dia para vazão de 0,05kg/s.



Fonte: O Autor (2019).

Figura 42 - Gráficos do gradiente de temperatura ao longo da direção axial em vários instantes do dia para vazão de 0,1kg/s.



Fonte: O Autor (2019).

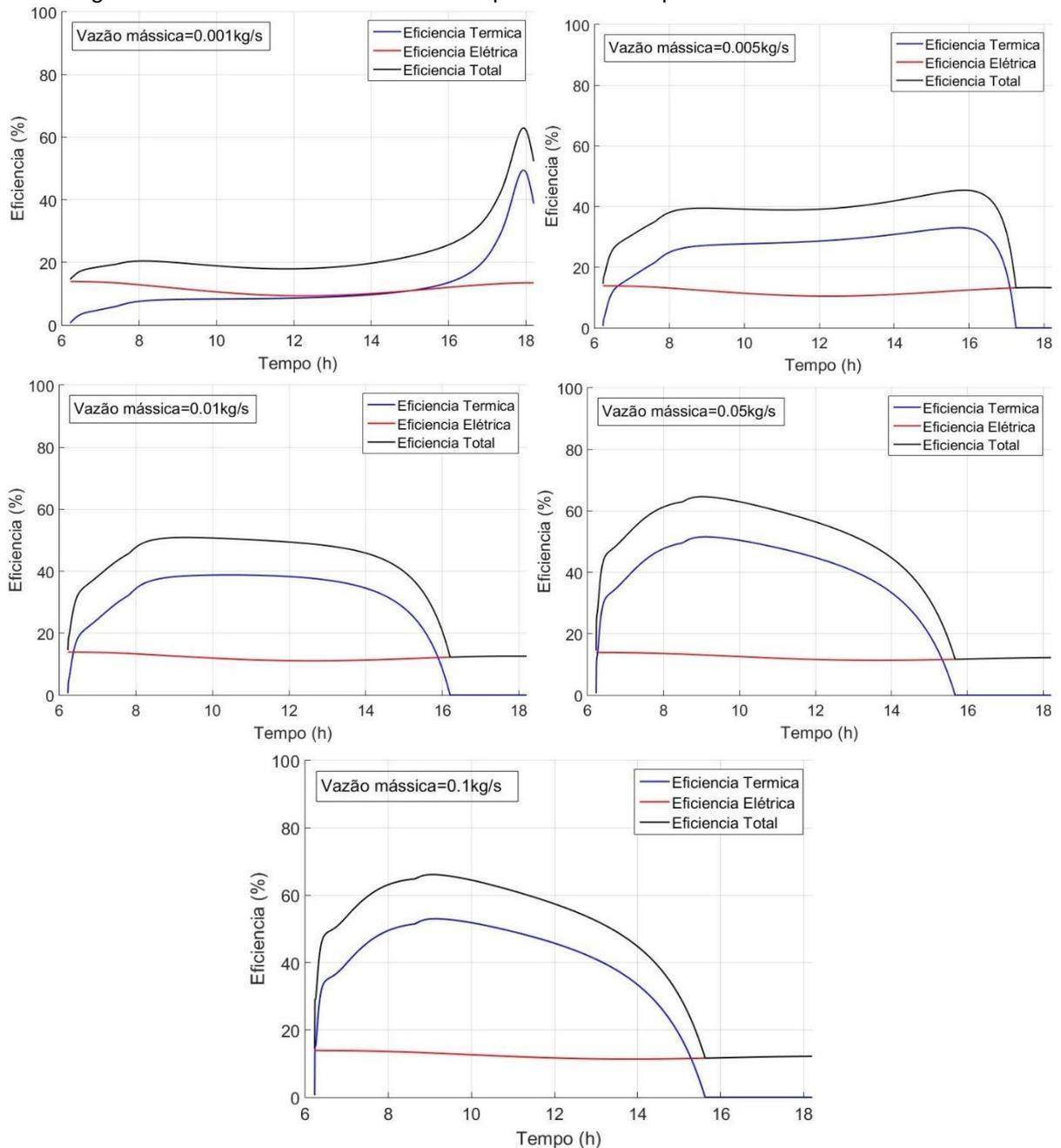
5.3.3 Eficiência do sistema em relação à vazão mássica

As análises anteriores do tanque estratificado visavam enxergar o perfil de temperaturas e o comportamento destas ao longo do tempo, sem saber a real performance do sistema. Para isso, também foram analisadas as eficiências elétricas, térmicas e combinadas dos sistemas em diferentes vazões.

Os gráficos da Figura 43 mostram que a performance do tanque estratificado para vazões muito baixas (0,001kg/s e 0,005kg/s) não é relevante. Para o primeiro (0,001kg/s) a eficiência térmica média é de 8,68%. O segundo tem eficiência térmica média de 27,97%, aquém do que, por exemplo, alcançou o tanque misturado na mesma vazão.

Para as vazões de 0,01kg/s a 0,1kg/s o sistema apresentou uma curva de eficiência mais expressiva, mesmo que, em todos os 3 gráficos, haja uma inversão de fluxo de energia próximo às 16:00h, tornando a eficiência nula. Essa inversão indica que, a partir deste horário, o coletor solar não consegue mais fornecer energia útil para o sistema, pois entrega água em temperatura inferior a presente no tanque de forma global.

Figura 43 - Gráficos de eficiência do tanque estratificado para diversas vazões mássicas.



Fonte: O Autor (2019).

A Tabela 9 compara os resultados obtidos. O sistema de 0,1kg/s apresenta maior eficiência combinada média assim como maior eficiência térmica média. O sistema com vazão de 0,05kg/s, apesar de ter metade da vazão do sistema anterior, apresenta resultados satisfatórios em termos de eficiência média, com desvio de apenas 0,99% em relação ao sistema de vazão de 0,1kg/s. Para as demais vazões, os resultados em eficiência estão muito abaixo da real capacidade energética do sistema.

Tabela 9 - Comparativo de eficiências médias dos sistemas para diferentes vazões.

Vazão (kg/s)	η_{ter} %	η_{ele} %	η_{comb} %
0,001	8,68%	11,33%	20,01%
0,005	27,97%	12,00%	39,97%
0,01	34,49%	12,08%	46,57%
0,05	39,65%	12,04%	51,69%
0,1	40,65%	12,03%	52,68%

Fonte: O Autor (2019).

Sabendo que o tanque com estratificação de temperatura modelado neste trabalho tem como fim o uso residencial, entende-se que a disponibilidade de energia de maior qualidade em menor tempo de carregamento seja mais relevante do que resultados mais expressivos em eficiência térmica ou elétrica. Dessa forma, visando esses benefícios buscados pelo consumo residencial, deve-se optar por sistemas que alcancem maior amplitude térmica e conseqüentemente consigam entregar maior qualidade de energia.

Sendo assim, o sistema de tanque estratificado com vazão mássica de 0,005kg/s se mostra a melhor opção para este fim, pois, mesmo com eficiência combinada inferior aos sistemas de maior vazão, consegue alcançar amplitude térmica de 43,8°C em 7h de carregamento.

Por outro lado, para sistemas de maior escala, como plantas solares ou sistemas industriais, onde a eficiência do sistema é fator relevante do ponto de vista de custos, atendimento de consumo e tempo de retorno do investimento da instalação, deve-se buscar maiores eficiências, sendo melhor, neste caso, optar por vazões mais altas, entre 0,05kg/s e 0,1kg/s, que entregam uma eficiência combinada média acima de 51%.

6 CONCLUSÕES E TRABALHOS FUTUROS

Este capítulo tem por objetivo apresentar, em resumo, os principais resultados encontrados na pesquisa e sugerir temas de pesquisas complementares que sejam de valia para o conteúdo explorado.

6.1 CONCLUSÕES

A necessidade crescente de consumo de energia elétrica limpa, a fim reduzir impactos ambientais e custos, é uma realidade. A energia solar, por ser uma fonte de energia renovável, é uma das frentes de oportunidade para alcançar esse crescimento. O uso de coletores solares do tipo PV/T é capaz de entregar energia elétrica e térmica, o que é vantajoso para situações em que há limitação de área instalada.

Quando associados com termoacumuladores, os sistemas PV/T podem solucionar o problema da demanda. Quando operando isolado, não é possível realizar armazenamento de energia térmica, sendo assim, o trabalho buscou encontrar parâmetros e características ideais em termoacumuladores para otimizar a eficiência combinada do sistema.

O sistema foi dimensionado pensando em um uso residencial, ou seja, com dimensões reduzidas e materiais de baixo custo. Porém, a modelagem pode ser utilizada para sistemas maiores, podendo, inclusive, haver melhores resultados em termos de estratificação de temperatura quando operado em larga escala (com tanques maiores e associação de coletores solares, ou coletores solares com concentrador, por exemplo).

O modelo de tanque completamente misturado, que se trata de uma simplificação matemática, apresentou resultados próximos aos resultados de um tanque com estratificação de temperatura, quando ambos operam em vazões altas (acima de 0,05kg/s), concluindo-se que a simplificação matemática consegue alcançar resultados próximos da realidade. Para otimizar o tempo de carregamento do tanque misturado, é ideal utilizar vazões acima ou próximo de 0,04kg/s, alcançando a temperatura de referência, em média, após 6h de operação.

O tanque com estratificação de temperatura, com vazão de 0,005kg/s, apresentou um elevado grau de estratificação, alcançando amplitude de 43,8°C entre base e topo do tanque. Por outro lado, para essa mesma vazão, o sistema

perde em eficiência térmica, pois grande parte da água do tanque permanece fria por muito tempo.

Assim, entende-se que o tanque com estratificação pode atender diversos usos. Quando houver necessidade de usufruir de energia de maior qualidade (temperatura), pode-se optar por um modelo com vazões baixas e que garanta uma estratificação elevada, com boa definição de termoclina. Quando houver necessidade de usufruir de energia em qualidade inferior, pode-se operar com vazões mais altas, sacrificando a estratificação e difundindo a termoclina, porém tendo ganhos em eficiência térmica.

Em termos de eficiência elétrica os dois sistemas operaram com resultados semelhantes para vazões iguais. Por exemplo, para uma vazão de 0,001kg/s, o tanque misturado obteve média de 11,30% em eficiência elétrica e o tanque estratificado obteve média de 11,33%.

A expectativa de que a estratificação favoreceria a eficiência das células fotovoltaicas devido ao melhor resfriamento não se confirmou para esse sistema dimensionado. Isso se deve ao fato de que, para garantir uma boa estratificação é necessário ter vazões baixas. Ao mesmo tempo, com vazões baixas, a massa de água que vai para dentro do coletor é pequena em relação a massa presente nele, resultando em um resfriamento lento e ineficiente.

Em termos de parâmetros utilizados na metodologia numérica, o incremento de tempo de 0,12s se provou suficiente para que não haja distorção de variáveis, podendo inclusive ser aumentado sem grandes impactos, já que a radiação solar não varia em intervalos curtos de tempo. O número de nós utilizado no tanque estratificado (10 nós) também se provou suficiente para realizar simulações em tanques desse dimensionamento, sem apresentar distorções e anomalias.

6.2 SUGESTÕES DE TRABALHOS FUTUROS

Para trabalhos futuros, sugere-se realizar algumas outras simulações para validação e confirmação de hipóteses criadas e ainda compreender o funcionamento detalhado de outras etapas do processo de geração e consumo de energia. São elas:

- Realizar simulações de descarregamento do tanque de termoacumulação, entregando a água quente para uma demanda de consumo.

- Realizar simulações no tanque estratificado com números de nós inferiores aos utilizados, a fim de avaliar se é possível gerar economia em processamento de dados sem perder confiabilidade nos resultados.
- Realizar simulações com tanques de outras dimensões físicas e outra razão de aspecto, a fim de avaliar se é possível manter estratificação e como se comportam as perdas térmicas para dimensões diferentes.
- Realizar simulações com outra modelagem de perdas, considerando, por exemplo, somente convecção natural (assumindo que o tanque está em local fechado), a fim de avaliar se há ganho relevante em performance.
- Realizar simulações para sistemas maiores, com equipamentos de maior capacidade de entrega de energia térmica, de escala industrial, a fim de avaliar o comportamento e performance do sistema.
- Realizar simulações com modelo de dois tanques independentes, apresentado no capítulo 3, a fim de avaliar a performance do sistema e compará-la com os outros 2 modelos.
- Fazer estudo de viabilidade econômica dos tanques projetados a fim encontrar uma configuração de sistema que entregue performance com baixo custo. Além disso, é importante avaliar as dimensões ideais para isolamento térmico, tomando como base o custo e benefício.

REFERÊNCIAS

- AL-SHAMANI, Ali Najah; YAZDI, Mohammad H.; ALGHOUL, M.A.; ABED, Azher M.; RUSLAN, M.H.; MAT, Sohif; SOPIAN, K. Nanofluids for improved efficiency in cooling solar collectors. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 38, p. 348-367, 2014.
- ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 6023**: Informação e documentação – Referências – Elaboração. Rio de Janeiro, 2018.
- BARNES, Frank S.; LEVINE, Jonah G. **Large Energy Storage Systems Handbook**. Boca Raton: Taylor and Francis Group, 2011.
- BHATTARAI, S.; OH, JH.; EUH, SH.; KAFLE, G.P.; KIM, D.H. Simulation and model validation of sheet and tube type photovoltaic thermal solar system and conventional solar collecting system in transient states. **Solar Energy Materials & Solar Cells**, v. 103, p. 184-193, 2012.
- BRASIL. Ministério de Minas e Energia. Empresa de Pesquisa Energética. **Balço Energético Nacional 2016**. Rio de Janeiro: EPE, 2016.
- BRASIL. Ministério de Minas e Energia. Empresa de Pesquisa Energética. **Anuário Estatístico de Energia Elétrica 2018**. Rio de Janeiro: EPE, 2019.
- CHARALAMBOUS, P.G.; MAIDMENT, G.G.; KALOGIROU, S.A.; YIAKOUMETTI, K. Photovoltaic thermal (PV/T) collectors: A review. **Applied Thermal Engineering**, v. 27, p. 275-286, 2006.
- CHESF. **Sistema Chesf, Solar**. Disponível em: <https://www.chesf.gov.br/SistemaChesf/Pages/FontesRenovaveis/Solar.aspx>. Acesso em: 27 jun. 2017.
- CHOW, T.T. Performance analysis of photovoltaic-thermal collector by explicit dynamic model. **Solar Energy**, v. 75, p. 143-152, 2003.
- COOPER, P.I.; DUNKLE, R.V. A non-linear flat-plate collector model. **Solar Energy**, v. 26, n. 2, p. 133-140, 1981.
- DINÇER, Ibrahim; ROSEN, Marc A. **Thermal Energy Storage: systems and applications**. 2. ed. Chichester: John Wiley & Sons, 2011.
- DORETTI, L.; MARTELLETTO, F.; MANCIN, S. A simplified analytical approach for concrete sensible thermal energy storages simulation. **Journal of Energy Storage**, v. 22, p. 68-79, 2019.
- DUFFIE, John A.; BECKMAN, William A. **Solar engineering of thermal processes**. 4 ed. Madison: John Wiley & Sons, Inc., 2013.

ELOUALI, A; KOUSKSOU, T.; RHAFIKI, T.E.; HAMD AOUI, S.; MAHDAOUI, M.; ALLOUHI, A.; ZERAOULI, Y. Physical models for packed bed: Sensible heat storage systems. **Jornal of Energy Storage**, v. 23, p. 69-78, 2019.

FLORSCHUETZ, L.W. Extension of the Hottel–Whillier model to the analysis of combined photovoltaic/thermal flat plate collectors. **Solar Energy**, v. 22, n. 4, p. 361-366, 1979.

FUJISAWA, T.; TANI, T. Annual exergy evaluation on photovoltaic– thermal hybrid collector. **Solar Energy Materials and Solar Cells**, v. 47, n. 1–4, p. 135-148, 1997.

HOTTEL, H.C., WILLIER, A. Evaluation of flat-plate solar collector performance. *In: CONFERENCE ON THE USE OF SOLAR ENERGY*, 1958, Tucson. **Transactions** [...]. Tucson: University of Arizona Press, 1958. v. 2.

INCROPERA, Frank P. **Fundamentos de transferência de calor e de massa**. Rio de Janeiro: LTC, 2008.

KALAIARASI, G.; VELRAJ, R.; SWAMI, M.V. Experimental energy and exergy analysis of a flat plate solar air heater with a new design of integrated sensible heat storage. **Energy**, v. 111, p. 609-619, 2016.

LAVAN Z.; THOMPSON J. Experimental study of thermally stratified hot water storage tanks. **Solar Energy**, v. 19, p. 519–524, 1977.

LETCHER, Trevor M. **Storing energy**: with special reference to renewable energy sources. Cambridge: Elsevier Inc., 2016.

LI, G. Sensible heat thermal storage energy and exergy performance evaluations. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 53, p. 897-923, 2016.

LI, M.; JI, X.; LI, G.L.; YANG, Z.M.; WEI, S.X.; WANG, L.L. Performance investigation and optimization of the Trough Concentrating Photovoltaic/Thermal system. **Solar Energy**, v. 85, p. 1028-1034, 2011.

LUGOLOLE, R.; MAWIRE, A.; LENTSWE, K.A.; OKELLO, D.; NYEINGA, K. Thermal performance comparison of three sensible heat thermal energy storage systems during charging cycles. **Sustainable Energy Technologies and Assessments**, v. 30, p. 37-51, 2018.

MICHAEL, J.J.; SELVARASAN, I.; GOIC, R. Fabrication, experimental study and testing of a novel photovoltaic module for photovoltaic thermal applications. **Renewable Energy**, v. 90, p. 95-104, 2016.

NASA SCIENCE. **Solar Cells**. Disponível em: <https://science.nasa.gov/science-news/science-at-nasa/2002/solarcell>. Acesso em: 18 jun. 2017.

PAKSOY, Halime Ö. **Thermal energy storage for sustainable energy consumption**: fundamentals, case studies and design. Adana: Springer, 2007.

PATRICK, S.G. **Practical guide to polyvinyl chloride**. Shrewsbury: Rapra Technology Limited, 2005.

PORTAL ENERGIA. **Energias renováveis**. Disponível em: <http://www.portal-energia.com/vantagens-e-desvantagens-da-energia-solar/>. Acesso em: 20 jun. 2017.

RAO, C.R.C.; NIYAS, H.; MUTHUKUMAR, P. Performance tests on lab-scale sensible heat storage prototypes. **Applied Thermal Engineering**, v. 129, p. 953-967, 2018.

REJEB, O.; DHAOU, H.; JEMNI, A. A numerical investigation of a photovoltaic thermal (PV/T) collector. **Renewable Energy**, v. 77, p. 43-50, 2015.

RUBIO, L.M.; FILHO, J.P.; HENRÍQUEZ, J.R. Performance of a PV/T Solar Collector in a Tropical Monsoon Climate City in Brazil. **IEEE Latin America Transactions**, v. 16, 2018.

RUBIO, Liliانا Marcela. **Modelagem e análise de um coletor fotovoltaico térmico**. 2016. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal de Pernambuco, Recife, 2016.

SANDNES, B.; REKSTAD, J. A photovoltaic/thermal (PV/T) collector with a polymer absorber plate. Experimental study and analytical model. **Solar Energy**, v. 72, n. 1, p. 63-73, 2002.

SKOPLAKI, E; PALYVOS, J. Operating temperature of photovoltaic modules: a survey of pertinent correlations. **Renewable Energy**, v. 34, n. 1, p. 23-29, 2009.

SOPIAN, K.S.; YIGIT, H.T.; LIU, H.T.; KAKAC, S.; VEZIROGLU, T.N. Performance analysis of photovoltaic/thermal air heaters. **Energy Conversion and Management**, v. 37, 11, p. 1657-1670, 1996.

STRUCKMANN, F. **Analysis of a flat-plate solar collector**. Project Report. Lund: Lund University, 2008.

TRIPANAGNOSTOPOULOS, Y.; NOUSIA, TH.; SOULIOTIS, M.; YIANOULIS, P. Hybrid photovoltaic/thermal solar systems. **Solar Energy**, v. 72, p. 217-234, 2002.

ZONDAG, H.A. Flat-plate PV-thermal collectors and systems: a review. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v.12, p. 891-959, 2008.

ZONDAG, H.A.; VRIES, D.W.; HENDEL VAN, W.G.J.; STEENHOVEN VAN, A. A. **Thermal and electrical yield of a combi-panel**. In: PROCEEDINGS OF ISES BI-ANNUAL CONFERENCE ON CD-ROM. 1999.

ZONDAG, H.A.; VRIES, D.W.; VAN HENDEL, W.G.J.; VAN ZOLINGEN, R.J.C.; VAN STEENHOVEN, A.A. The yield of different combined PV-thermal collector designs. **Solar Energy**, v. 74, p. 253-269, 2003.

ANEXO A – INFORMAÇÕES DO COLETOR SOLAR HÍBRIDO

As informações que constam nas tabelas abaixo são referentes ao que foi utilizado e/ou determinado por Rubio (2016) no seu estudo de modelagem de um coletor solar híbrido. Constam informações de várias camadas do equipamento, dimensões, constantes e informações dos fluidos envolvidos no sistema.

Tabela 1 - Propriedades do vidro do PV/T

Camada	Propriedades/ Dimensões		
Vidro	A	Área superficial do coletor (m ²)	2
	L	Comprimento (m)	2
	ρ_g	Densidade (kg/m ³)	2200
	\mathcal{E}_g	Emissividade (-)	0,88
	Λ	Coefficiente de extinção (/m)	32
	R_g	Índice de Refração (-)	1,526
	c_g	Calor específico (J/kgK)	670
	δ_g	Espessura (m)	0,0023

Fonte: Rubio (2016).

Tabela 2 - Propriedades do módulo fotovoltaico do PV/T

Camada	Propriedades		
Painel fotovoltaico	\mathcal{E}_{pv}	Emissividade (-)	0,96
	α_{pv}	Absortância (-)	0,94
	n_{ref}	Eficiência célula de referência (%)	17,3
	β_{ref}	Coefficiente de temperatura (/K)	0,00053
	P	Fator de preenchimento (-)	0,804
	δ_{pv}	Espessura (m)	0,0002
	k_{pv}	Condutividade térmica (W/mK)	148
	c_{pv}	Calor específico (J/kgK)	700
	ρ_{pv}	Densidade (kg/m ³)	2330

Fonte: Rubio (2016).

Tabela 10 - Propriedades da placa absorvedora do PV/T

Camada	Propriedades		
Placa de cobre	k_c	Condutividade térmica (W/mK)	380
	c_c	Calor específico (J/kgK)	350
	ρ_c	Densidade (kg/m ³)	8920
	δ_c	Espessura (m)	0,003

Fonte: Rubio (2016).

Tabela 4 - Propriedades dos tubos do PV/T

Camada	Medidas		
Tubos de cobre	D_o	Diâmetro externo (m)	0,01
	N	Número de Tubos	10
	W	Espaço entre tubos (m)	0,1
	δ_{tubo}	Espessura (m)	0,001

Fonte: Rubio (2016).

Tabela 5 - Propriedades do isolamento do PV/T

Camada	Propriedades		
Isolamento	k_{iso}	Condutividade térmica (W/mK)	0,034
	c_{iso}	Calor específico (J/kgK)	670
	ρ_{iso}	Densidade (kg/m ³)	20
	δ_{iso}	Espessura (m)	0,05

Fonte: Rubio (2016).

Tabela 6 - Propriedades do ar e da camada adesiva do PV/T

Material	Medidas		
Ar	δ_{ar}	Separação vidro e PV (m)	0,02
	α_{ar}	Difusividade do ar (m ² /s)	$25,164 \times 10^{-6}$
	ν_{ar}	Viscosidade Cinética (m ² /s)	$17,70 \times 10^{-6}$
	k_{ar}	Condutividade térmica (W/mK)	$27,63 \times 10^{-3}$
Eva	δ_{ad}	Espessura da placa adesiva (m)	0,00046
	k_{ad}	Condutividade térmica (W/mK)	0,35

Fonte: Rubio (2016).