

ESTE EXEMPLAR CORRESPONDE A REDAÇÃO FINAL DA
TESE DEFENDIDA POR SANTIAGO DEL RIO
OLIVEIRA E APROVADA
PELA COMISSÃO JULGADORA EM 07,07,08

.....
ORIENTADOR

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
COMISSÃO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

Otimização exergetica de um sistema coletor-armazenador de calor latente

Autor: Santiago del Rio Oliveira
Orientador: Luiz Fernando Milanez
Co-orientador: Alcides Padilha

64/2008

**UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
COMISSÃO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA
DEPARTAMENTO DE ENERGIA**

Otimização exergetica de um sistema coletor-armazenador de calor latente

Autor: **Santiago del Rio Oliveira**
Orientador: **Luiz Fernando Milanez**
Co-orientador: **Alcides Padilha**

Curso: Engenharia Mecânica
Área de Concentração: Térmica e Fluidos

Tese de doutorado apresentada à comissão de Pós Graduação da Faculdade de Engenharia Mecânica, como requisito para a obtenção do título de Doutor em Engenharia Mecânica.

Campinas, 2008
SP – Brasil

FICHA CATALOGRÁFICA ELABORADA PELA
BIBLIOTECA DA ÁREA DE ENGENHARIA E ARQUITETURA - BAE - UNICAMP

OL4o Oliveira, Santiago del Rio
Otimização exergetica de um sistema coletor-armazenador
de calor latente / Santiago del Rio Oliveira.--Campinas, SP:
[s.n.], 2008.

Orientadores: Luiz Fernando Milanez; Alcides Padilha.
Tese (Doutorado) - Universidade Estadual de Campinas,
Faculdade de Engenharia Mecânica.

1. Energia solar. 2. Energia – Armazenamento. 3.
Otimização. 4. Coletores solares. I. Milanez, Luiz Fernando.
II. Padilha, Alcides. III. Universidade Estadual de Campinas.
Faculdade de Engenharia Mecânica. IV. Título.

Título em Inglês: Exergetic optimization of a collector-storage system of latent heat.

Palavras-chave em Inglês: Exergetic analysis, Latent heat, Solar collector, Phase
change material, Optimization.

Área de concentração: Térmica e Fluidos

Titulação: Doutor em Engenharia Mecânica

Banca examinadora: Carlos Alberto Carrasco Altemani, Marcelo Moreira
Ganzarolli, Vicente Luiz Scalon e Márcia Barbosa Henriques
Mantelli.

Data da defesa: 07/07/2008

Programa de Pós-Graduação: Engenharia Mecânica

**UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
COMISSÃO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

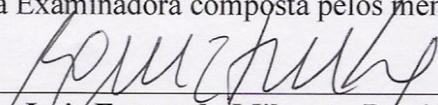
TESE DE DOUTORADO

**Otimização exergetica de um sistema
coletor-armazenador de calor latente**

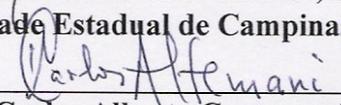
Autor: **Santiago del Rio Oliveira**

Orientador: **Luiz Fernando Milanez**

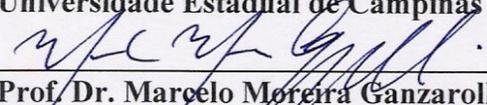
A Banca Examinadora composta pelos membros abaixo aprovou esta Tese:



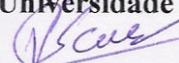
Prof. Dr. Luiz Fernando Milanez , Presidente
Universidade Estadual de Campinas



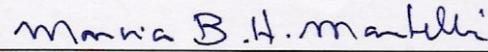
Prof. Dr. Carlos Alberto Carrasco Altemani
Universidade Estadual de Campinas



Prof. Dr. Marcelo Moreira Ganzarolli
Universidade Estadual de Campinas



Prof. Dr. Vicente Luiz Scalon
Universidade Estadual Paulista Júlio de Mesquita Filho



Prof. Dr. Márcia Barbosa Henriques Mantelli
Universidade Federal de Santa Catarina

Campinas, 07 de julho de 2008

Dedicatória

Dedico este trabalho aos meus pais, exemplos de honestidade e integridade.

Agradecimentos

Agradeço a todos que participaram, direta ou indiretamente, da execução deste trabalho e, em particular:

Ao Prof. Dr. Luiz Fernando Milanez pela atenção, incentivo e amizade cultivada durante a orientação deste trabalho.

Ao Prof. Dr. Alcides Padilha, cuja seriedade e dedicação guiaram-me nas muitas dificuldades deste trabalho, e pela amizade que me proporcionou.

Ao Prof. Dr. Vicente Luiz Scalon, pelo interesse em me auxiliar nas dificuldades surgidas no decorrer deste trabalho e, principalmente, por sua amizade incondicional.

Aos professores do curso de pós-graduação da Faculdade de Engenharia Mecânica da Universidade Estadual de Campinas, pelo idealismo e dedicação.

Aos meus pais, pela sólida formação dada até minha juventude, que me proporcionou a continuidade nos estudos até a chegada a este doutorado.

À CAPES, pelo auxílio financeiro.

*“Há homens que lutam um dia e são bons.
Há outros que lutam um ano e são melhores.
Há os que lutam muitos anos e são muito bons.
Porém, há os que lutam toda a vida.
Esses são os imprescindíveis”*

Bertold Brecht

Resumo

OLIVERA, Santiago del Rio, *Otimização exergética de um sistema coletor-armazenador de calor latente*, Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 2008. 170 p. Tese (Doutorado)

O objetivo desse trabalho é fazer uma otimização exergética de um sistema térmico de energia solar. Esse sistema é composto por um coletor solar e por um tanque armazenador de água retangular que contém material de mudança de fase distribuído em um conjunto de barras. Esse estudo leva em consideração ambas transferências de calor por condução e convecção para a água no coletor solar, e também o processo de mudança de fase para o PCM no armazenador térmico. Assim, no coletor solar são determinadas a temperatura ótima de saída e vazão mássica ótima da água em função das condições de radiação solar. Além disso, para o tanque armazenador, são determinadas a temperatura ótima de fusão do PCM e o máximo trabalho que pode ser obtido levando em consideração o processo de mudança de fase. O processo de fusão do PCM é analisado por meio de uma solução analítica aproximada. Finalmente, foram feitas uma análise energética e exergética de cada componente do sistema bem como de todo o sistema e foram calculadas eficiências de primeira e segunda lei da termodinâmica. Resultados numéricos de um estudo de caso são apresentados e discutidos.

Palavras Chave: análise exergética, calor latente, coletor solar, material de mudança de fase, otimização.

Abstract

OLIVEIRA, Santiago del Rio, *Exergetic optimization of a collector-storage system of latent heat*, Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 2008. 170 p. Tese (Doutorado).

This work deals with the exergetic optimization of a solar thermal energy system. This consists of a solar collector and a rectangular water storage tank that contains a phase change material distributed in an assembly of slabs. The study takes into account both conduction and convection heat transfer modes for water in the solar collector, and also the phase change process for the PCM in the storage tank. Thus, in the solar collector, optimal output temperature and optimal mass flow rate are determined as a function of solar radiation conditions. Moreover, for the storage tank, optimal melting temperature and the maximum power output taking into account the phase change process are determined. The melting process in a PCM is analyzed by means of an approximated analytical solution. Finally, energetic and exergetic analysis were done for each system component and for the overall system, and efficiencies of first and second law of thermodynamics were calculated. Results of a numerical case study are presented and discussed.

Key-Words: exergetic analysis, latent heat, solar collector, phase change material, optimization.

Índice

Lista de figuras	xii
Lista de tabelas	xvi
Nomenclatura	xvii
CAPÍTULO 1 – INTRODUÇÃO	1
1.1 – Breve histórico da segunda lei da termodinâmica	2
1.2 – Definição do problema	3
1.3 – Objetivos	4
CAPÍTULO 2 – REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	7
2.1 – Exergia	7
2.2 – Análise termoeconômica	14
2.3 – Materiais de mudança de fase (PCM)	18
2.4 – Sistemas coletor armazenador térmico	22
CAPÍTULO 3 – COLETOR SOLAR	26
3.1 – Modelagem matemática	26

3.2 – Otimização exergetica utilizando cálculo variacional	33
CAPÍTULO 4 – ARMAZENADOR TÉRMICO COM BARRAS DE PCM	36
4.1 – Modelagem matemática para um trocador de calor de correntes paralelas	36
4.2 – Análise termodinâmica	42
4.3 – Temperatura de saída do fluido de transferência de calor	43
4.4 – Temperatura de fusão ótima do PCM	45
4.5 – Eficiência exergetica de carregamento	47
4.6 – Volume do armazenador térmico	49
CAPÍTULO 5 – MODELO ANALÍTICO PARA A FUSÃO DO PCM	51
5.1 – Modelagem matemática	51
5.2 – Perfil de temperaturas na fase sólida	53
5.3 – Perfil de temperaturas na fase líquida	54
5.4 – Solução analítica aproximada	55
5.5 – Caso especial: fronteira adiabática	59
5.6 – Tempo total de fusão	63
CAPÍTULO 6 – ANÁLISE ENERGÉTICA E EXERGETICA DO SISTEMA	90
6.1 – Descrição do sistema	64
6.2 – Análise teórica	65
6.2.1 – Equações gerais de balanço	65
6.2.2 – Propriedades termodinâmicas	67
6.2.3 – Coletor solar	68
6.2.4 – Armazenador térmico	69
6.2.5 – Bomba	71
6.2.6 – Potencial de melhoria exergetica	72

6.2.7 – Análise global do sistema	73
6.2.8 – Parâmetros termodinâmicos	74
CAPÍTULO 7 – RESULTADOS E DISCUSSÕES	76
7.1 – Estudo do coletor solar	76
7.2 – Estudo do armazenador térmico	83
7.3 – Estudo do material de mudança de fase	96
7.4 – Estudo do sistema completo	102
7.4.1 – Propriedades termodinâmicas	102
7.4.2 – Coletor solar	110
7.4.3 – Armazenador térmico	113
7.4.4 – Bomba	116
7.4.5 – Sistema global	118
7.4.6 – Parâmetros termodinâmicos	122
CAPÍTULO 8 – CONCLUSÕES E EXTENSÕES FUTURAS	126
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	129
REFERÊNCIAS COMPLEMENTARES	136

Lista de Figuras

Figura 1.1 – Esquema geral de um sistema coletar solar, tanque armazenador e bomba.	6
Figura 3.1 – Esquema de um coletor solar.	27
Figura 4.1 – Balanços globais de energia para os fluidos quente e frio de um trocador de calor de correntes paralelas.	36
Figura 4.2 – Distribuição de temperatura para um trocador de calor de correntes paralelas.	38
Figura 4.3 – Balanços diferenciais de energia para os fluidos quente e frio de um trocador de calor de correntes paralelas.	39
Figura 4.4 – Armazenador térmico de calor latente, vista frontal.	42
Figura 4.5 – Armazenador térmico de calor latente, vista superior.	43
Figura 4.6 – Modelo físico de um sistema com um PCM.	44
Figura 5.1 – Processo de mudança de fase entre duas placas.	51
Figura 5.2 – Processo de mudança de fase entre duas placas com simetria	59
Figura 6.1 – Esquema de uma instalação solar hipotética analisada.	64
Figura 7.1 – Comportamento do fluxo de radiação solar entre 9 – 18 h.	77
Figura 7.2 – Comportamento da temperatura ótima adimensional da água na saída do coletor solar em função do tempo.	78
Figura 7.3 – Comportamento da temperatura ótima da água na saída do coletor solar em função do tempo.	79
Figura 7.4 – Comportamento da vazão mássica ótima da água em função do tempo.	80
Figura 7.5 – Comportamento da vazão volumétrica ótima da água em função do tempo.	80
Figura 7.6 – Vazão volumétrica média em função do tempo.	81
Figura 7.7 – Comportamento do número de Reynolds da água em função do tempo.	82

Figura 7.8 – Comportamento do número de Peclet da água em função do tempo.	82
Figura 7.9 – Vista superior do armazenador de calor latente.	86
Figura 7.10 – Comportamento da viscosidade dinâmica da água em função do tempo.	90
Figura 7.11 – Comportamento da condutividade térmica da água em função do tempo.	90
Figura 7.12 – Comportamento do calor específico à pressão constante da água em função do tempo.	91
Figura 7.13 – Comportamento do número de Reynolds da água em função do tempo.	92
Figura 7.14 – Comportamento do número de Prandtl da água em função do tempo.	92
Figura 7.15 – Comportamento do número de Nusselt da água em função do tempo.	93
Figura 7.16 – Comportamento do coeficiente de transferência de calor por convecção da água em função do tempo.	94
Figura 7.17 – Comportamento do NUT da água em função do tempo.	95
Figura 7.18 – Comportamento das temperaturas de entrada, saída e média de mistura da água e de fusão ótima do PCM em função do tempo.	95
Figura 7.19 – Comportamento das temperaturas adimensionais de entrada, saída e média de mistura da água e de fusão ótima do PCM em função do tempo.	96
Figura 7.20 – Velocidade adimensional da interface sólido-líquido em função de sua posição adimensional.	98
Figura 7.21 – Velocidade da interface sólido-líquido em função de sua posição.	98
Figura 7.22 – Posição adimensional da interface sólido-líquido em função do tempo adimensional para o PCM RT 35.	99
Figura 7.23 – Posição da interface sólido-líquido em função do tempo para o PCM RT 35.	100
Figura 7.24 – Comportamento da velocidade adimensional da interface sólido-líquido em função do tempo adimensional.	100
Figura 7.25 – Comportamento da velocidade da interface em função do tempo.	101
Figura 7.26 – Fração de líquido em função do tempo.	101
Figura 7.27 – Temperaturas nos pontos 1, 2, 3 e 4 em função do tempo.	104
Figura 7.28 – Entalpia específica nos pontos 1, 2, 3 e 4 em função do tempo.	105
Figura 7.29 – Entropia específica nos pontos 1, 2, 3 e 4 em função do tempo.	105
Figura 7.30 – Exergia de fluxo específica nos pontos 1, 2, 3 e 4 em função do tempo.	106

Figura 7.31 – Taxa de energia nos pontos 1, 2, 3 e 4 em função do tempo.	107
Figura 7.32 – Taxa de exergia nos pontos 1, 2, 3 e 4 em função do tempo.	107
Figura 7.33 – Taxa de variação da energia da água em função do tempo.	109
Figura 7.34 – Taxa de variação da exergia da água em função do tempo.	109
Figura 7.35 – Taxa de variação da energia da água ao circular pelo coletor solar e taxa de energia fornecida à água pela radiação solar em função do tempo.	110
Figura 7.36 – Taxa de variação da exergia da água ao circular pelo coletor solar e taxa de exergia fornecida à água pela radiação solar em função do tempo.	111
Figura 7.37 – Eficiências de primeira e segunda lei no coletor solar em função do tempo.	111
Figura 7.38 – Taxa de destruição de exergia e taxa de potencial de melhoria exergética no coletor solar em função do tempo.	112
Figura 7.39 – Taxa de variação da energia da água ao escoar pelo armazenador e taxa de energia da água na entrada do armazenador em função do tempo.	113
Figura 7.40 – Taxa de variação da exergia da água ao escoar pelo armazenador e taxa de exergia da água na entrada do armazenador em função do tempo.	114
Figura 7.41 – Eficiências de primeira e segunda lei no coletor solar em função do tempo.	114
Figura 7.42 – Taxa de destruição de exergia e taxa de potencial de melhoria exergética no armazenador térmico em função do tempo.	115
Figura 7.43 – Taxa de variação da energia da água ao circular pela bomba e taxa de energia fornecida a água na forma de potência elétrica em função do tempo.	116
Figura 7.44 – Taxa de variação da exergia da água ao circular pela bomba e taxa de exergia fornecida à água na forma de potência elétrica em função do tempo.	117
Figura 7.45 – Eficiência de primeira e segunda lei na bomba em função do tempo.	117
Figura 7.46 – Taxa de destruição de exergia e taxa de potencial de melhoria exergética na bomba em função do tempo.	118
Figura 7.47 – Taxa de destruição de exergia do sistema, do combustível do sistema e do produto do sistema em função do tempo.	119
Figura 7.48 – Eficiência de primeira e segunda lei para o sistema de aquecimento solar em função do tempo.	120

Figura 7.49 – Relação de esgotamento de combustível dos equipamentos do sistema de aquecimento solar em função do tempo.	123
Figura 7.50 – Irreversibilidade relativa dos equipamentos do sistema de aquecimento solar em função do tempo.	123
Figura 7.51 – Falta de produtividade dos equipamentos do sistema de aquecimento solar em função do tempo.	124
Figura 7.52 – Fator exergético dos equipamentos do sistema de aquecimento solar em função do tempo.	125

Lista de Tabelas

Tabela 7.1 – Parâmetros de cálculo para o coletor solar.	76
Tabela 7.2 – Parâmetros de cálculo para o armazenador térmico.	83
Tabela 7.3 – Propriedades termofísicas do PCM RT 35.	97
Tabela 7.4 – Número de Biot e número de Stefan para o PCM RT 35.	97
Tabela 7.5 – Dados utilizados na simulação do sistema de aquecimento solar.	103
Tabela 7.6 – Entalpia, entropia e exergia específicas e taxas de energia e exergia as 9:00 h.	108
Tabela 7.7 – Entalpia, entropia e exergia específicas e taxas de energia e exergia as 12:00 h.	108
Tabela 7.8 – Entalpia, entropia e exergia específicas e taxas de energia e exergia as 15:00 h.	108
Tabela 7.9 – Entalpia, entropia e exergia específicas e taxas de energia e exergia as 18:00 h.	108
Tabela 7.10 – Parâmetros energéticos para o sistema de aquecimento solar as 9:00 h.	120
Tabela 7.11 – Parâmetros exergéticos para o sistema de aquecimento solar as 9:00 h.	121
Tabela 7.12 – Parâmetros energéticos para o sistema de aquecimento solar as 12:00 h.	121
Tabela 7.13 – Parâmetros exergéticos para o sistema de aquecimento solar as 12:00 h.	121
Tabela 7.14 – Parâmetros energéticos para o sistema de aquecimento solar as 15:00 h.	121
Tabela 7.15 – Parâmetros exergéticos para o sistema de aquecimento solar as 15:00 h.	122
Tabela 7.16 – Parâmetros energéticos para o sistema de aquecimento solar as 18:00 h.	122
Tabela 7.17 – Parâmetros exergéticos para o sistema de aquecimento solar as 18:00 h.	122
Tabela 7.18 – Comportamento dos parâmetros termodinâmicos dos componentes do sistema em função do tempo	125

Nomenclatura

Letras latinas

a	distância entre PCM's (m)
A	área (m ²)
A_c	área do coletor solar (m ²)
b	altura do armazenador (m)
Bi	número de Biot, $\frac{hl}{k_L}$
Bi_c	número de Biot para o coletor, $\frac{U_c l_c}{k}$
c_p	calor específico a pressão constante (kJ/kg.K)
C	capacidade térmica (kJ/K)
C_1, C_2	constantes de integração
D	diâmetro hidráulico (m)
\dot{E}	taxa de energia (kW)
f_a	fator de atrito, adimensional
f_L	fração de líquido, adimensional
g	aceleração da gravidade (m/s ²)
h	entalpia (kJ/kg), coeficiente de convecção (W/m ² .K) *
i	taxa de radiação solar (W)
I	fluxo de radiação solar global (W/m ²)

k	condutividade térmica (W/m.K)
K	parâmetro de cálculo (W)
l	espessura do PCM (m)
l_c	parâmetro de comprimento (m)
L	comprimento do coletor solar (m)
L_F	calor latente de fusão (kJ/kg)
m	massa (kg)
\dot{m}	vazão mássica (kg/s)
n	número de barras com PCM
N_{ger}	número de geração de entropia, adimensional
Nu	número de Nusselt, $\frac{hl}{k_L}$
p	pressão (kPa)
P	perímetro (m)
Pe	número de Peclet, $RePr$
Pr	número de Prandtl, $\frac{\mu c_p}{k}$
PME	taxa de potencial de melhoria exergética (kW)
\dot{q}	taxa de transferência de calor por unidade de volume (W/m ³)
q''	fluxo de calor (W/m ²)
Q	fluxo de calor, adimensional
\dot{Q}	taxa de transferência de calor (W)
Re	número de Reynolds, $\frac{\dot{m}D}{\mu A}$
s	entropia específica (kJ/kg.K)
Ste	número de Stefan, $\frac{c_{p,L}(T_{mm} - T_F)}{L_F}$
\dot{S}_{ger}	taxa de geração de entropia (kW/K)
t	tempo (s)

T	temperatura (K)
T_F	temperatura de fusão (K)
u	energia interna específica (kJ/kg)
U_c	coeficiente global de perdas (W/m ² .K)
v	volume específico (m ³ /kg)
v_x, v_y, v_z	componentes de velocidade nas direções x, y, z respectivamente (m/s)
V	volume (m ³)
\dot{V}	vazão volumétrica (m ³ /h)
x, y, z	coordenadas cartesianas (m)
\dot{W}	potência (W)
Z	altura (m)

Letras gregas

α	difusividade térmica (m ² /s)
β	parâmetro de cálculo (J)
δ	posição da interface (m)
ε	eficiência exergetica
η	eficiência energética, posição adimensional na interface
θ	temperatura, adimensional
λ	tolerância de cálculo
μ	viscosidade dinâmica (kg/m.s)
ξ	posição, adimensional
ρ	massa específica (kg/m ³)
τ	tempo, adimensional
Φ	exergia (kJ)
$\dot{\Phi}$	taxa de exergia (kW)
ϕ	exergia específica (kJ/kg)
$\dot{\omega}$	potência específica, adimensional

Superescritos

k iteração

Subscritos

A armazenador térmico

B bomba

C coletor solar

d destruída

e entrada

∞ fluido

f frio

h horário

L líquido

lm logarítmica

max máximo

mm média de mistura

med médio

otm ótimo

q quente

s saída

S sólido

0 referência

Abreviações

FE fator exergético

FP falta de produtividade

IR irreversibilidade relativa

NUT	número de unidades de transferência de calor
PCM	phase change material
REC	relação de esgotamento de combustível

* a notação usual da propriedade termodinâmica entalpia específica e do coeficiente de transferência de calor por convecção é a letra h . Dessa forma, a letra h foi mantida para representar as duas variáveis. No entanto, sua indicação ficará clara conforme o contexto, não acarretando prejuízos de interpretação para o leitor.

Capítulo 1

Introdução

Após as crises mundiais do petróleo de 1973 e 1979, onde os preços do petróleo subiram substancialmente, pesquisas foram direcionadas por parte da comunidade científica internacional para duas vertentes principais: a primeira, encontrar outras fontes de energia em substituição aos combustíveis fósseis e a segunda, uma melhor utilização da energia utilizada, o que ficou popularmente conhecido por conservação de energia.

Para a primeira vertente, muitas foram as alternativas encontradas. Dentre elas viabilizaram-se a utilização da energia nuclear para geração de energia elétrica, a energia solar com a geração descentralizada em comunidades distantes da rede elétrica, a energia eólica com a implantação de fazendas eólicas e a energia proveniente da biomassa.

Nas décadas de 70 e 80 a conservação de energia no mundo passou ser a principal meta a ser alcançada e muitos estudos foram elaborados. Houve um ganho significativo nos índices energéticos, particularmente no setor industrial. No Brasil, a década de oitenta foi marcada entre outras coisas, pela concretização do Programa Pro-Álcool, viabilizando a substituição da gasolina, construção de grandes hidroelétricas e o esforço na conservação da energia. No começo da década de 80, o governo brasileiro instituiu o Programa Conserve, que visava modificar o perfil do consumo no setor industrial. Inicialmente, foram alvos as grandes indústrias e em seguida as pequenas e médias indústrias.

Dentre as principais propostas do programa Conserve destacam-se a instalação ou substituição de isolamento térmico em tubulações de vapor, a eliminação de vazamentos de vapor, a substituição de combustíveis, o redimensionamento de motores elétricos, a substituição da iluminação, etc. Os resultados obtidos pelo programa foram essenciais a muitos empresários devido à redução de custos operacionais, tornando as empresas mais competitivas no mercado.

Neste mesmo período a análise exérgica começava a ser estudada e discutida nos principais centros de referência do exterior. Muitos estudos têm sido realizados enfocando a análise exérgica e alguns métodos foram propostos por Gaggioli 1963, Tribus e Evans 1962, Kotas 1985, Szargut 1988, Haywood 1974, El-Sayed e Gaggioli 1989, entre outros.

1.1 – Breve histórico da segunda lei da termodinâmica

Historicamente, foi o engenheiro militar francês Nicolas Léonard Sadi Carnot, que viveu entre 1796 a 1832, quem desenvolveu o primeiro trabalho que deu origem ao segundo princípio.

Na segunda metade do século XIX, levando em conta a teoria de Carnot, J. W. Gibbs e J. C. Maxwell deram forma ao conceito de “available energy”, que segundo Petit (1980), é a propriedade pela qual mede-se a capacidade de causar mudanças. Essa capacidade existe por estar a substância em desequilíbrio com o meio ambiente.

Em 1956, Rant e posteriormente Szargut em 1988, propuseram o termo exergia, “exergie”, do alemão, isto é, “exergy”, do inglês sendo este radical proveniente do grego e quer dizer ex = para fora e ergon = trabalho.

Em 1963, Gaggioli generalizou a aplicação do conceito de exergia no estudo dos processos energéticos em seu texto de termodinâmica e posteriormente Valero em 1994. Mas segundo Szargut “o moderno desenvolvimento da análise exérgica” foi iniciado por F. Bosnjakovic, que formulou a frase “combater as irreversibilidades” (fight against the irreversibilities). Em seu livro, Kotas (1985), trouxe um desenvolvimento metodológico que mostrou um procedimento de como deve ser realizada uma análise exérgica para um equipamento ou para uma planta.

Sendo assim, a exergia (exergy), disponibilidade (availability), essergia (essergy), essência da energia, referem-se ao mesmo conceito, e para uma padronização internacional, a nomenclatura adotada no “Fourth International Symposium on the Second-Law Analysis of Thermal Systems”, realizado em Roma entre os dias 25 a 29 de maio de 1987, foi a palavra exergia.

1.2 – Definição do problema

Energia solar é uma fonte de energia alternativa importante no presente e para uso futuro. Entretanto, as principais limitações a serem superadas para um amplo uso da energia térmica solar são três: (a) custo – que depende do tipo e área do coletor solar, (b) o desempenho da unidade de armazenamento e (c) a qualidade da energia armazenada, isto é, a habilidade da planta solar de fornecer uma dada quantidade de energia a uma dada temperatura, de tal maneira que quanto maior a temperatura, maior a qualidade. Uma solução comum é a utilização de um sistema de armazenamento de energia térmica eficiente, isto é, um sistema capaz de armazenar energia térmica na maior temperatura possível e com um mínimo de perdas térmicas. As principais técnicas para armazenamento de energia térmica solar são:

- Armazenamento termicamente estratificado (calor sensível), que é uma técnica eficaz amplamente utilizada em aplicações de conservação de energia e na manutenção do calor armazenado. O desempenho desses sistemas tem sido analisado através de estudos analíticos, experimentais e numéricos.

- Armazenamento de calor químico reversível, que é baseado na conversão de radiação solar em calor a alta temperatura. Consiste em um sistema de reatores em circuito fechado ou em circuito aberto passando através de um “armazenador de energia solar” endotérmico e reatores exotérmicos de “recuperação de energia solar”.

- Armazenamento de energia térmica por calor latente. A energia térmica é armazenada na forma de calor latente em um material de mudança de fase (PCM). As principais propriedades de um

PCM são sua alta densidade de armazenamento de energia e sua habilidade de fornecer a energia armazenada à temperatura constante. O armazenador de energia térmica na forma de calor latente mais estudado é o modelo casca e tubo, com o PCM preenchendo a casca e o fluido de transferência de calor escoando através dos tubos.

Vários procedimentos para o cálculo e comparação de armazenadores de energia térmica têm sido estudadas, concluindo que um bom método capaz de fornecer informações significativas é aquele baseado na segunda lei da termodinâmica, isto é, na análise de exergia.

Eficiência energética, isto é, a relação entre a energia retornada do armazenador e a energia originalmente entregue ao armazenador, não leva em consideração todas as informações necessárias no cálculo do armazenador de energia térmica, tais como duração do armazenamento e as temperaturas de energia armazenada, retornada e das vizinhanças. O método tradicional da energia ignora completamente a qualidade da energia, levando em consideração somente sua quantidade, que de acordo com a primeira lei nunca se altera. Um método mais adequado para contabilidade da energia pode ser baseado tanto na primeira quanto na segunda lei da termodinâmica, que afirma que o trabalho é a forma de energia de mais qualidade. Isso torna possível identificar mais claramente as causas e as localizações das perdas termodinâmicas.

1.3 – Objetivos

O objetivo principal desse trabalho é realizar uma otimização exérgica de um sistema coletor-armazenador de calor latente. Através do conceito de exergia serão obtidos parâmetros físicos otimizados que podem ser utilizados na análise e projeto de sistemas de aquecimento solar.

Os objetivos específicos desse trabalho são:

- Apresentar uma otimização exérgica geral de um coletor solar levando em consideração os mecanismos de transferência de calor por condução e convecção para a água. Assim, são

calculados valores ótimos para a temperatura de saída da água no coletor solar e valores ótimos para a vazão mássica de água que deve ser circulada através do coletor solar.

- Apresentar uma otimização exergética geral para o tanque armazenador de energia solar contendo barras com PCM. Serão obtidos a temperatura ótima de fusão do PCM e o máximo trabalho que poderia ser obtido considerando o processo de mudança de fase.

- Analisar o processo de fusão das barras de PCM através de uma solução polinomial aproximada. O presente modelo analítico considera condução pura transitória e unidimensional em um sólido finito na sua temperatura de fusão. Através do modelo matemático é possível de se obter a posição da interface sólido-líquido, o perfil de temperaturas no PCM e também o tempo total de fusão do material.

- Realizar uma análise energética e exergética de cada componente do sistema bem como do sistema como um todo de maneira a calcular eficiências de primeira e segunda lei para cada componente e também para o sistema.

- Estimar parâmetros termodinâmicos que possam auxiliar na análise e melhoria dos equipamentos do sistema bem como do sistema global de aquecimento solar.

Na figura 1.1 está mostrada uma instalação simplificada de energia solar utilizada na presente análise. Esse sistema é composto por um coletor solar na qual incide radiação solar durante o dia, aquecendo a água que escoar através do coletor solar. Esse escoamento de água aquecida é direcionado até um armazenador de energia térmica contendo barras com material de mudança de fase. A transferência de calor da água aquecida funde o material de mudança de fase durante o dia e dessa forma energia é armazenada na forma de calor latente ao longo do período diurno. A água que sai do armazenador é então bombeada para o coletor e um novo ciclo se inicia.

A energia armazenada durante o período diurno na forma de calor latente pode ser utilizada no período noturno. Por exemplo, ao escoar uma corrente de água fria através do material de

mudança de fase, ocorre a extração da energia armazenada solidificando o material de mudança de fase no período noturno. Essa água agora aquecida pode ser utilizada em aplicações domésticas tais como banho e torneiras com água quente. No final do período noturno o material de mudança de fase está solidificado novamente e o processo de armazenamento de energia ocorre novamente no próximo período diurno.

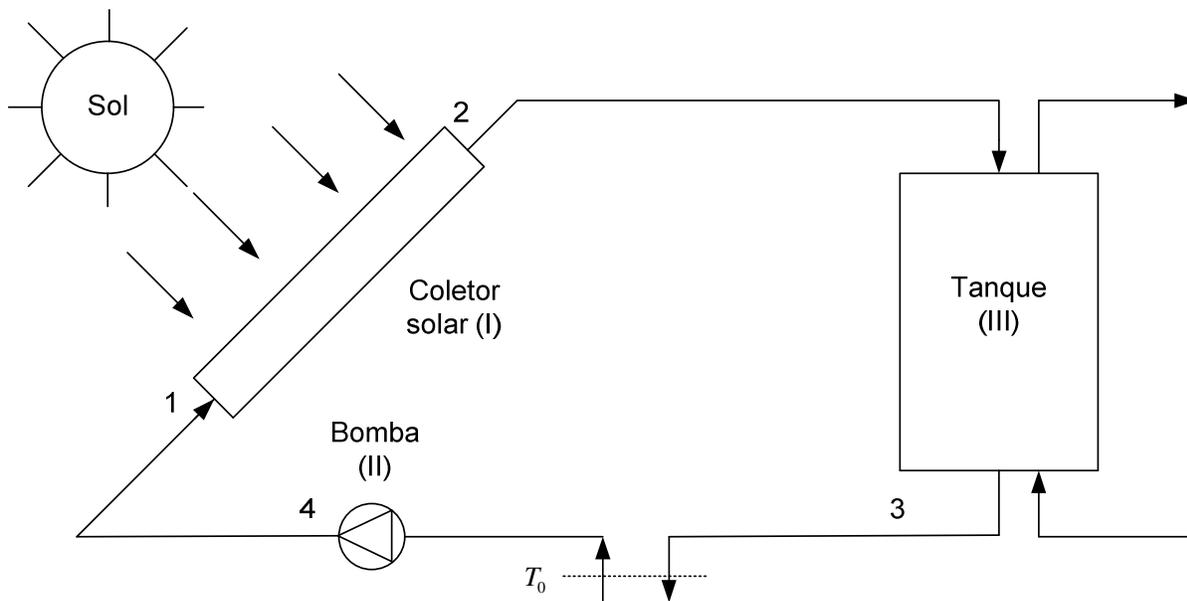


Figura 1.1 – Esquema geral de um sistema coletar solar, tanque armazenador e bomba.

De maneira mais rigorosa o emprego dessa tecnologia, conforme indicado pela seta à direita da figura 1, afetaria a análise e o desempenho do sistema de aquecimento. Dessa forma, nesse trabalho é analisado somente o processo de armazenamento de energia no material de mudança de fase durante o período diurno. Efeitos da utilização dessa energia no período noturno não serão levados em consideração. Para aplicações industriais, o uso de tal equipamento seria bastante restrito, visto que a demanda energética industrial é bastante elevada em comparação com a energia que pode ser armazenada em tais equipamentos. Em recente consulta bibliográfica esse tipo de equipamento tem sido utilizado basicamente em aplicações domésticas e uma das maiores desvantagens desse tipo de sistema é o custo de aquisição e instalação dos componentes desse sistema. Dessa forma, diversos estudos têm sido direcionados para a área de econômica, onde custos de aquisição e instalação são analisados para verificar a viabilidade desse tipo de sistema.

Capítulo 2

Revisão Bibliográfica

2.1 – Exergia

Uma das principais aplicações da termodinâmica na engenharia é o estudo da eficiência de processos. Para isso, as técnicas tradicionais utilizadas são de dois tipos:

- Balanços de energia no sistema, usualmente para determinar a transferência de calor entre o sistema e o meio, e
- Cálculo de um critério de desempenho relevante ao sistema sob consideração.

Balanços de energia consideram todas as formas de energia como equivalentes, sem nenhum tipo de distinção entre os diferentes níveis de energia cruzando as fronteiras do sistema. Assim, transferência de calor para o meio a partir de uma tubulação contendo vapor a alta temperatura será tratada da mesma maneira que o rejeito térmico de um condensador em uma planta de potência.

De maneira geral, balanços de energia não fornecem informações sobre perdas internas. Um balanço de energia para um sistema adiabático tal como uma válvula de expansão, um trocador de calor ou uma câmara de combustão, pode levar a conclusões errôneas, como por exemplo, que esses processos são livres de perdas de qualquer tipo.

Critérios de desempenho apropriados ao processo sob consideração podem ser úteis na avaliação do grau de perfeição termodinâmica. Entretanto, esse não é sempre o caso. Por

exemplo, não há critério tradicional para avaliação do desempenho ou perdas termodinâmicas de processos ocorrendo em uma válvula de expansão, em um ejetor de vapor, em um aquecedor de alimentação tipo aberto ou em uma câmara de combustão adiabática. Para outros processos, critérios de desempenho podem estar disponíveis, mas a informação que eles oferecem a respeito do desempenho do sistema pode ser incompleta ou inadequada. Por exemplo, a eficiência de um trocador de calor não indica o efeito da queda de pressão no seu desempenho.

Esses métodos tradicionais de análise são baseados principalmente na primeira lei da termodinâmica. A segunda lei da termodinâmica é somente incorporada na formulação de tais critérios de desempenho como eficiências isoentrópicas, mesmo que essa última estabeleça os limites de conversão entre diferentes formas de energia e determine graus relativos de qualidade dessas formas de energia. São essas falhas de não considerar mudanças na qualidade da energia durante um processo que faz com que a análise termodinâmica tradicional seja insatisfatória.

O método do balanço de exergia é uma técnica relativamente nova baseado no conceito de exergia, definida como uma medida universal do potencial de trabalho ou qualidade de diferentes formas de energia em relação a um dado ambiente. Um balanço de exergia aplicado a um processo ou a uma planta completa, nos informa o quanto de potencial de trabalho útil, ou exergia, fornecida como uma entrada para o sistema sob consideração foi consumida (perdida) no processo. A perda de exergia, ou irreversibilidade, fornece uma medida quantitativa geral da ineficiência do processo. A análise dos diversos componentes de uma planta fornece a distribuição de irreversibilidades nos componentes dessa planta, facilitando o estudo e análise dos componentes que mais contribuem para a ineficiência dessa planta.

Ao contrário do critério tradicional de desempenho, o conceito de irreversibilidade é fortemente baseado nas duas principais leis da termodinâmica. O balanço de exergia para um volume de controle, na qual a taxa de irreversibilidade pode ser calculada, é derivado de uma combinação da primeira lei da termodinâmica com a segunda lei da termodinâmica. Embora a segunda lei da termodinâmica não esteja explícita no método da exergia, sua aplicação na análise do processo demonstra as implicações práticas da segunda lei. Assim, o estudo de diferentes

formas de irreversibilidades e seus efeitos no desempenho de sistemas fornece um entendimento útil e mais completo desses sistemas.

A análise de exergia é um método que usa os princípios de conservação de massa e de energia, juntamente com a segunda lei da termodinâmica, para o projeto e análise de sistemas térmicos. A importância de se desenvolverem sistemas térmicos que utilizem eficientemente recursos energéticos não-renováveis, como petróleo, gás natural e carvão, é evidente. O método da análise de exergia é particularmente apropriado para maximizar o objetivo de um uso mais eficiente de energia, já que ele permite a determinação de rejeitos e perdas em termos de sua localização, tipo e valores reais. Essas informações podem ser utilizadas no projeto de sistemas térmicos, mas também na indicação de esforços para a redução de fontes de ineficiências em sistemas já construídos e na avaliação do custo de sistemas.

Um breve histórico da termodinâmica mostra que os fundamentos de exergia e irreversibilidade forneceram uma grande variedade de conceitos derivados, técnicas e critérios de desempenho. Embora o método da exergia seja usualmente considerado como uma nova técnica, as primeiras tentativas de avaliação das várias formas de energia de acordo com sua convertibilidade estão diretamente conectadas com o início do desenvolvimento da formulação da segunda lei da termodinâmica.

As primeiras contribuições, de 1868, ao conceito da disponibilidade da energia para conversão em trabalho são devidas à Clausius, Tait, Thomson, Maxwell e Gibbs, embora um artigo de Gouy denominado “On usable energy” publicado em 1889, seja considerado por muito tempo por termodinamicistas da Europa como uma “certidão de nascimento” do conceito de energia disponível. Em 1898 Stodola, aparentemente de forma independente, desenvolveu o conceito de “energia livre”, aplicável em processos em regime estacionário.

Desenvolvimentos posteriores ocorreram lentamente entre 1930 e 1940, quando o interesse na aplicação prática de conceitos foi estimulado pelo crescimento industrial e por novos desenvolvimentos tecnológicos. Artigos de Bosnjakovic publicados em 1938 e 1939 marcaram uma nova era no desenvolvimento da análise de segunda lei. Esses artigos forneceram

contribuições importantes para a formulação de novos critérios de desempenho e técnicas de avaliação da perfeição termodinâmica de processos.

Esse progresso foi interrompido pela segunda guerra mundial, mas retomado na época de 1950 com vigor renovado. O número de trabalhos técnicos publicados sobre a segunda lei da termodinâmica é muito grande desde então. Um artigo de Rant, entretanto, teve um maior impacto na definição da terminologia desse assunto. Ele propôs o termo “exergia”, o qual ganhou aceitação geral, substituindo diversos termos utilizados em diferentes linguagens tais como disponibilidade, energia disponível, energia útil, e potencial de trabalho.

A energia é a propriedade proveniente do primeiro princípio, ela não pode ser criada nem destruída, só transformada e sempre se conserva e, a cada transformação haverá sempre uma parte que não pode ser aproveitada. Rant, o mesmo que sugeriu a palavra exergia, também propôs a palavra anergia para determinar a parte da energia que não pode ser aproveitada, isto é, energia = exergia + anergia.

Portanto, energia é a soma de tudo aquilo que pode ser aproveitado (exergia) com a parte que não se utiliza (anergia). Existem muitas definições, dentre elas pode-se citar: “A exergia é a parte da energia que pode ser completamente convertida em qualquer outra forma de energia” (Rant, 1956). A exergia é a parte nobre da energia, ou em outras palavras, é a parcela que pode ser convertida em calor e/ou trabalho.

Conforme descrito por Tsatsaronis (2007), a exergia total de um sistema consiste de:

- exergia física (devido ao desvio de temperatura e pressão do sistema com relação ao ambiente),
- exergia química (devido ao desvio de composição química do sistema com relação ao ambiente),
- exergia cinética (devida à velocidade do sistema com relação ao ambiente), e
- exergia potencial (devido à posição do sistema com relação ao ambiente).

A exergia física consiste de:

- exergia mecânica (associada com a pressão do sistema), e

- exergia térmica (associada com a temperatura do sistema).

A exergia química de um sistema pode ser dividida em:

- exergia reativa (associada a reações químicas), e
- exergia não-reativa (associada a processos não reativos, tais como expansão, compressão, mistura e separação).

O número de publicações tratando da análise exérgica tem aumentado continuamente nos últimos anos. Com relação ao estudo de sistemas termodinâmicos, muitos desses estudos têm sido direcionados para a análise de ciclos de potência e sistemas solares.

Rosen (2001, 2002) publicou uma série de artigos científicos contendo seu ponto de vista com relação ao conceito de exergia. Dentre os assuntos tratados, pode-se citar a relação entre exergia e economia, política governamental, desenvolvimento sustentável, indústria e educação. O autor sugere que não passamos por uma crise de energia, mas sim de exergia, pois temos recursos energéticos suficientes, mas não os aproveitamos de maneira satisfatória.

Rosen e Dincer (2001) discutiram a relação entre energia e exergia, desenvolvimento sustentável e impacto ambiental. Os resultados obtidos indicaram que a análise de sistemas complexos pode ser facilitada com a utilização dos conceitos de exergia, podendo fornecer uma base para medidas efetivas do potencial de diferentes formas de energia.

Lior e Zhang (2007) publicaram um trabalho com o objetivo de esclarecer alguns conceitos termodinâmicos e propiciar uma padronização internacional de algumas definições. Dentre esses conceitos, podem-se citar critérios de desempenho, tais como coeficientes de desempenho calculados através de uma análise energética. Usualmente, estes coeficientes não proporcionam uma análise suficiente e consistente do sistema em análise. Essa situação torna-se particularmente incoerente quando ocorrem interações simultâneas de diversos tipos de energia, tais como, trabalho, aquecimento e resfriamento.

Reyes et al. (1998) realizaram uma análise exérgica teórica e experimental de um sistema solar para aquecimento de ar com bomba de calor. Foram determinadas a eficiência exérgica do sistema, a irreversibilidade total do sistema e as irreversibilidades de cada componente do sistema. Foi proposta uma metodologia para a determinação da temperatura ótima do fluido de trabalho. A metodologia utilizada foi baseada na maximização da eficiência dessas operações.

Aghbalou et al. (2006) propuseram uma otimização exérgica de um sistema coletor-armazenador para um sistema solar. O sistema consiste de um coletor solar e um tanque de armazenamento retangular que contém um material de mudança de fase (PCM) distribuído em um conjunto de barras. O estudo levou em consideração os mecanismos de condução e convecção para o escoamento de água no coletor solar e o processo de mudança de fase para o PCM no tanque armazenador. Foi apresentada uma solução analítica para o processo de mudança de fase. Os resultados do estudo foram comparados com dados experimentais, apresentando boa concordância entre si. Finalmente, foi realizado um estudo de caso de uma instalação solar e os resultados foram apresentados e discutidos.

Domanski e Fellah (1996) apresentaram um estudo do cálculo de desempenho de armazenadores de energia térmica preenchidos com material de mudança de fase sob o ponto de vista da segunda lei da termodinâmica. A análise foi feita para um ciclo completo de carga e descarga para duas unidades de armazenamento em série. Ambas as unidades foram fundidas e solidificadas pelos mesmos fluidos quente e frio. Foi desenvolvido um programa computacional para calcular uma eficiência de segunda lei para diferentes parâmetros operacionais e de projeto.

Kwak et al. (2003) realizaram uma análise exérgica e econômica de um ciclo de geração de potência de 500 MW. Os princípios da conservação da massa e da energia foram aplicados para cada um dos componentes do ciclo. Foram considerados também balanços de exergia e de custo exérgico para cada um dos componentes do ciclo, bem como para todo o ciclo. O modelo exergoeconômico, que representa a estrutura produtiva do sistema considerado, foi utilizado para visualizar o processo de formação de custo e a interação produtiva entre os componentes. Foi desenvolvido um programa computacional para estimar custos de produção de plantas de potência, tais como plantas de turbinas a vapor ou a gás e plantas de cogeração.

Petela (2003) fez um estudo sobre o cálculo da exergia da radiação térmica. Foram estabelecidas formulações para conversão de radiação em trabalho e calor. Foram discutidas também peculiaridades da radiação térmica, tais como, irreversibilidades de emissão e absorção de radiação, o significado da exergia da radiação térmica para temperatura zero do ambiente, exergia num ambiente com variação de temperatura e a analogia entre a exergia de uma substância e radiação térmica. Além disso, foi determinada a temperatura ótima de uma superfície em contato com radiação solar.

Huang et al. (2007) utilizaram o conceito de exergia na análise de recursos energéticos e impactos ambientais em uma avaliação ecológica. Como indicador apropriado para a avaliação ecológica, o conceito de exergia fornece uma medida termodinâmica para a análise de recursos ambientais. Foi apresentado um estudo de caso relativo à avaliação da qualidade da água utilizando análise exérgica. A quantidade de poluição da água foi avaliada por uma análise exérgica e comparada com outros métodos existentes na literatura.

Rosen e Dincer (2003) demonstraram a utilidade de uma análise exérgica em fornecer informações sobre o comportamento e desempenho de sistemas de armazenamento de energia térmica. Foi feita uma análise detalhada do desempenho desses sistemas, com destaque para dois fatores críticos: medidas apropriadas do desempenho de sistemas de armazenamento de energia térmica e a importância da temperatura na avaliação desses sistemas. Finalmente, a análise exérgica foi aplicada em armazenadores térmicos com estratificação, onde o tempo ótimo de carregamento e descarregamento foi calculado através de um procedimento de otimização exérgica.

Daniel e Rosen (2002) analisaram emissões de poluentes de combustíveis para automóveis através de análise exérgica. A análise levou em consideração a exergia química dessas emissões. Para os dados de emissões obtidos, os resultados de exergia química sugerem que gás natural comprimido utilizado em motores de automóveis produz emissões em maior equilíbrio com o ambiente natural, com relação a outros combustíveis testados. Foi mostrado também que a utilização de diesel em veículos elétricos híbridos possui a menor emissão de exergia química dentre todos os casos considerados, sugerindo um menor grau de impacto ambiental. A

metodologia exergética apresentada para análise do potencial de impactos ambientais pode ser útil no desenvolvimento e projeto de tecnologias de transporte mais eficientes e menos poluentes.

Rosen e Dincer (2003) desenvolveram uma metodologia para análise de processos e sistemas baseada nas quantidades de exergia, energia e massa, denominada EXCEM. Para isso foi desenvolvido um código computacional na linguagem Aspen Plus. O código foi utilizado para a aplicação da metodologia proposta em diversos casos de engenharia (produção de eletricidade, produção de hidrogênio e combustíveis derivados do hidrogênio). Foram analisadas relações entre perda de exergia e custo de capital e entre exergia e impacto ambiental. O código EXCEM mostrou-se útil na análise de processos de engenharia.

Rosen (2001) propôs uma análise energética e exergética de armazenadores de energia térmica com estratificação de temperaturas. Para isso foram considerados seis modelos analíticos distintos de distribuição de temperaturas. A escolha de um modelo de distribuição de temperaturas está relacionada com a precisão dos resultados e esforço computacional. Através dos modelos analíticos foi mostrado que a melhoria da estratificação térmica pode aumentar a eficiência do armazenamento de energia e também pode aumentar a capacidade de armazenamento de exergia. Dessa forma, a análise exergética mostrou-se uma ferramenta útil na análise e seleção de armazenadores de energia térmica.

Pelo exposto acima, nota-se que a análise exergética de processos tem se tornado ferramenta de extrema importância na análise de engenharia, principalmente quando fatores como impactos ambientais e redução de custos são levados em consideração.

2.2 – Análise termoeconômica

Tipicamente, sistemas térmicos experimentam interações significativas de calor e/ou trabalho com suas vizinhanças, e eles podem trocar massa com suas vizinhanças na forma de correntes quentes e frias incluindo misturas quimicamente reativas. Sistemas térmicos existem em praticamente todas as indústrias, e vários exemplos podem ser encontrados na nossa vida

diária. O seu projeto envolve a aplicação dos princípios da termodinâmica, da mecânica dos fluidos e da transmissão de calor, além de campos como materiais, fabricação e projeto mecânico.

O projeto de sistemas térmicos também necessita de considerações explícitas de engenharia econômica, já que os custos sempre são um fator a considerar. O termo termoeconomia pode ser utilizado nessa área geral de aplicações, muito embora ele seja frequentemente aplicado de um modo mais restrito a metodologias que combinam exergia e economia para a otimização de projeto e operação de sistemas térmicos. Nesse caso o termo exergoeconomia pode ser usado.

Segundo Tsatsaronis (2007), exergoeconomia é a área da engenharia que combina apropriadamente, ao nível dos componentes de um sistema, cálculos termodinâmicos baseados na análise exérgica com princípios econômicos, de maneira a fornecer ao projetista ou ao operador do sistema informações úteis de projeto e operação com relação ao custo desse sistema. Essas informações normalmente não seriam obtidas através de análise energética, exérgica ou econômica somente. A exergoeconomia se baseia no princípio de que a exergia é a única base racional para avaliação dos custos monetários de um sistema juntamente com suas interações com as vizinhanças e com as fontes de ineficiências termodinâmicas. Essa análise é denominada de custo exérgico.

Kim et al. (1998) propuseram uma análise de sistemas complexos através de uma análise exérgica e uma análise econômica. Para cada componente do sistema foi escrita uma equação geral de balanço de custos. Além disso, a exergia de cada corrente de escoamento foi decomposta em exergia térmica, mecânica e química. Um custo exérgico unitário foi atribuído para cada exergia desagregada. Essa metodologia permite a obtenção de um sistema de equações para os custos unitários das várias exergias através da equação de balanço de custos aplicada a cada componente do sistema. Através desse sistema de equações, o cálculo monetário dos vários custos exérgicos (térmicos, mecânico, etc.), além do custo de produção de eletricidade a partir do sistema térmico puderam ser obtidos. Esse método permite também a obtenção dos custos de perdas para cada componente do sistema térmico. O método do custo exérgico proposto foi aplicado a um sistema de cogeração com turbina a gás de 1000 kW e os resultados obtidos foram discutidos e analisados.

Ucar e Inalli (2006) desenvolveram um modelo exergoeconômico para análise e otimização de sistemas de aquecimento solar residencial. Através de uma rotina de otimização do Matlab foram calculados a área ótima do coletor solar e o volume ótimo do armazenador térmico. Foram determinadas também as perdas de energia e exergia para cada componente do sistema solar. Os resultados mostraram que a perda de exergia e o custo total aumentam com o aumento da área do coletor para armazenadores de geometria cilíndrica e trapezoidal. Foi mostrado que o custo total do sistema com tanque cilíndrico é maior do que o custo total do sistema com tanque trapezoidal. A perda de exergia no tanque cilíndrico é de 19,8%, enquanto que a perda de exergia no tanque trapezoidal é de 8,3%.

Chen et al. (2000) desenvolveram uma metodologia exergoeconômica para análise e otimização de processos em sistemas térmicos. Através da utilização do método do custo exergético, um modelo exergoeconômico foi desenvolvido e uma estratégia de otimização foi introduzida para analisar o processo como um todo. Para ilustrar o método foi estudado um sistema de separação aromático.

Rosen e Dincer (2003) estudaram a relação entre os custos de capital e perdas termodinâmicas em dispositivos de geração de eletricidade utilizando combustíveis fósseis e energia nuclear. O custo das perdas termodinâmicas foi utilizado para mostrar que tanto para componentes individuais e também para o sistema como um todo, parece existir uma correlação sistemática entre o custo de capital e perda de exergia, mas não entre custo de capital e perda de energia. A existência dessa correlação indica que sistemas de geração de eletricidade podem ser configurados de maneira a atingir seu máximo desempenho através de balanços termodinâmicos apropriados, ou seja, baseados em exergia. Os resultados obtidos podem ser úteis na obtenção de relações entre termodinâmica e economia no setor elétrico.

Kwon et al. (2001) analisaram um sistema de cogeração com turbina a gás de 1000 kW utilizando equações de balanço de exergia e de balanço de custos. Os resultados obtidos foram comparados com resultados de diversas metodologias de custo exergético disponíveis na literatura. A metodologia proposta foi capaz de identificar com sucesso o componente do sistema de cogeração que afeta decisivamente o custo unitário desse sistema. Foi visto que o custo dos

produtos são fortemente dependentes de alterações nos custos anuais dos componentes do sistema.

Eryener et al. (2002) desenvolveram uma análise termoeconômica para um condensador de correntes paralelas. Perdas de exergia do trocador de calor e custos de aquisição e operação do equipamento foram determinados como função da vazão mássica de vapor de água e temperatura de saída da água. A temperatura de entrada da água é 18 °C e as temperaturas de saída da água variam de 25 °C a 36 °C. As condições do ambiente foram admitidas como constantes. Na determinação dos custos anuais de operação foram levados em consideração a hora anual de operação e o preço unitário da energia elétrica. Custos de investimento foram obtidos de acordo com a taxa de variação da capacidade térmica, com a média logarítmica da diferença de temperaturas e com as dimensões do trocador de calor. Espera-se que a presente análise seja útil na determinação de parâmetros efetivos relativos às perdas exergéticas juntamente com condições operacionais de maneira a encontrar pontos ótimos de trabalho para trocadores de calor tipo condensador.

Tsatsaronis e Moran (1997) mostraram como as variáveis termodinâmicas utilizadas em análise exergética podem ser utilizadas para minimizar os custos de um sistema térmico. Essas variáveis incluem a eficiência exergética, as taxas de destruição e perda de exergia, a relação de destruição de exergia, as taxas de custo associadas com destruição de exergia, investimento de capital, operação e manutenção e fator exergoeconômico. Um sistema de cogeração simples é utilizado como exemplo para demonstrar a utilização de um método iterativo de minimização de custos exergéticos.

Ozgener e Hepbasli (2005) apresentaram uma análise da relação entre custos de capital e perdas termodinâmicas de um sistema solar para aquecimento residencial. O custo das perdas termodinâmicas foi utilizado para demonstrar que tanto para dispositivos individuais quanto para o sistema como um todo, existe uma correlação sistemática entre o custo de capital e perda de exergia, mas não entre custo de capital e perda de energia. A existência dessa correlação indica que sistemas solares podem ser configurados de maneira a atingir seu máximo desempenho através de balanços termodinâmicos apropriados, ou seja, baseados em exergia. Pelos resultados

obtidos, foi observado que a destruição máxima de exergia no sistema ocorre particularmente devido as eficiências isoentrópica, mecânica e elétrica dos equipamentos, servindo para enfatizar a necessidade de atenção na seleção dos componentes do sistema, visto que componentes de baixo desempenho podem reduzir consideravelmente o desempenho global de todo o sistema.

Sala et al. (2006) apresentaram uma análise exergética teórica de um sistema de geração de potência. A análise exergética foi realizada para cada equipamento do sistema e também para o sistema como um todo. O sistema analisado é composto de 28 elementos, onde a transferência de calor de cada um foi quantificada através de análise termográfica.

2.3 – Materiais de mudança de fase (PCM)

A análise do fenômeno de mudança de fase é de grande importância em uma série de aplicações de engenharia. O problema básico de mudança de fase é conhecido como problema de Stefan, cujo modelo matemático representa fisicamente um sólido semi-infinito com transferência de calor por condução pura unidimensional e transitória através do mesmo. A solução clássica para essa configuração é dada através da função erro de Gauss e várias condições de contorno foram analisadas. O livro de Alexiades e Solomon (1993) fornece um tratamento matemático rigoroso do assunto, atentando principalmente para a obtenção de soluções analíticas para casos idealizados.

Stritih (2004) analisou o problema da transferência de calor em um armazenador de calor latente com superfície aletada em termos de fusão e solidificação. Os resultados obtidos foram comparados com um armazenador de calor latente com superfície plana. Como material de mudança de fase, utilizou-se parafina com temperatura de fusão igual a 30 °C. Variações temporais da distribuição de temperaturas e fluxo de calor são calculadas em função da espessura das camadas de fusão e solidificação. O número de Nusselt foi calculado a partir do número de Rayleigh para convecção natural na parafina tanto para o processo de fusão quanto para o processo de solidificação. A eficiência das aletas foi calculada como o quociente entre o fluxo de calor com as aletas e o fluxo de calor sem as aletas.

Hammou e Lacroix (2006) propuseram um sistema armazenador de energia térmica híbrido, utilizando material de mudança de fase, para armazenar simultaneamente energia solar e energia elétrica. Energia solar é armazenada durante dias ensolarados e utilizada a noite ou em dias com muitas nuvens e, para reduzir demandas de energia, energia elétrica é armazenada durante períodos fora de pico e mais tarde utilizada durante períodos de pico. Um modelo para transferência de calor no armazenador híbrido foi desenvolvido e validado a partir de dados experimentais. Simulações ocorridas num período de 4 meses de inverno consecutivos mostraram que com esse sistema, o consumo de energia elétrica para aquecimento de ambientes foi reduzido em 32 %. Além disso, mais de 90 % da energia elétrica é consumida durante períodos fora de pico. Dessa forma, o retorno de investimento em tal sistema armazenador é bastante atrativo.

Jiji e Gaye (2006) desenvolveram um modelo analítico para analisar o processo de fusão e solidificação de uma barra com geração de energia volumétrica uniforme. Uma mudança súbita na temperatura de superfície faz com que se inicie um processo de mudança de fase e movimento da interface sólido-líquido. Soluções analíticas foram obtidas utilizando a aproximação de regime quase-estacionário, sendo funções de um único parâmetro de geração de energia. Para solidificação e fusão são apresentados os perfis de temperaturas, localização da interface sólido-líquido e condições de regime estacionário. Os resultados obtidos são aplicados para dois exemplos: solidificação de um material nuclear e fusão de gelo.

Trp et al. (2006) analisaram a transferência de calor transitória durante os processos de carregamento e descarregamento de um sistema de armazenamento de energia térmica por calor latente casco e tubo. Foi apresentado um modelo matemático, considerando o problema conjugado de convecção forçada e transferência de calor na mudança de fase sólido-líquido baseada na formulação da entalpia. Foi desenvolvido um código computacional em FORTRAN para resolver numericamente as equações governantes do problema sujeitas as condições iniciais e de contorno. Foi utilizada a técnica dos volumes de controle e uma formulação bidimensional totalmente implícita. O modelo numérico foi validado com dados experimentais obtidos num aparato experimental utilizando parafina como material de mudança de fase e água como fluido de transferência de calor. Foi verificada boa concordância entre os resultados numéricos e experimentais. Além disso, foi analisada a influência de parâmetros de operação do fluido de

transferência de calor e parâmetros geométricos no processo de transferência de calor no interior do sistema de armazenamento de energia térmica. Os resultados numéricos podem ser utilizados para analisar condições operacionais e de geometria, além de fornecer um roteiro para o projeto de armazenadores de energia térmica por calor latente.

Sahin e Dincer (2000) propuseram uma solução analítica polinomial para a localização transitória da interface sólido-líquido num processo de mudança de fase entre duas placas paralelas. O movimento da interface sólido-líquido é governado pela convecção a partir da superfície de uma das placas, enquanto ocorre fluxo de calor constante na superfície da outra placa. Foi determinada também a localização da interface sólido-líquido em regime estacionário. Foram analisadas as variações do número de Biot e do número de Fourier. Os resultados desse estudo indicaram a possibilidade de se obter soluções analíticas simples para problemas de mudança de fase com condições de contorno de convecção e fluxo de calor, situação bastante comum em aplicações de engenharia.

Shaikh e Ladfi (2006) utilizaram a técnica dos volumes de controle para analisar a transferência de calor por condução e convecção em diversas configurações de materiais de mudança de fase. O modelo matemático utilizado é transitório e bidimensional. Foram analisados os efeitos de diferentes configurações com múltiplos arranjos de PCM, diferentes temperaturas de fusão, diferentes propriedades termofísicas e um variado conjunto de condições de contorno na energia total armazenada. Os resultados foram comparados com um único PCM. Dessa forma, o grau de aumento da energia armazenada foi indicado em termos da taxa total de energia armazenada. Os resultados numéricos indicaram que a taxa total de energia armazenada pode ser significativamente aumentada utilizando um conjunto de PCMs ao invés de um único PCM. Esse aumento no armazenamento de energia pode ser de grande importância na melhoria do desempenho de armazenadores de energia por calor latente.

Mettawee e Assassa (2004) analisaram o desempenho de um coletor solar compacto contendo material de mudança de fase. Nesse coletor, a placa absorvedora e a unidade de coleta têm a função de absorver a energia solar e de armazená-la no material de mudança de fase. A energia solar é armazenada em parafina, que foi utilizada como PCM, e descarregada em água

fria que escoo em tubos localizados no interior da parafina. Diversos experimentos foram realizados para demonstrar a aplicabilidade de utilizar um coletor solar compacto com material de mudança de fase para aquecimento de água. Os perfis transitórios de temperaturas no PCM foram registrados no processo de carregamento e descarregamento. A intensidade da radiação solar foi registrada durante o processo de carregamento. Os experimentos foram realizados para diversas vazões mássicas de água e o ganho de calor útil foi analisado para cada vazão mássica utilizada. Coeficientes de transferência de calor e a velocidade das frentes de fusão e solidificação foram obtidos durante o processo de carregamento. Resultados experimentais mostraram que no processo de carregamento, o coeficiente de transferência de calor médio aumenta com o aumento da espessura de material fundido. No processo de descarregamento, o ganho de calor útil aumenta com o aumento da vazão mássica de água.

Zhang e Faghri (1996) analisaram a melhoria na transferência de calor em um sistema de armazenamento de energia térmica por calor latente utilizando um tubo internamente aletado. De acordo com a configuração proposta, o material de mudança de fase preenche um espaço anular ao redor do tubo enquanto o fluido de transferência de calor escoo no interior do tubo que possui um conjunto de aletas internas. A fusão do material de mudança de fase é descrita por um modelo de transformação de temperaturas acoplado a transferência de calor do fluido. A condução de calor nas aletas internas é analisada como um problema de transferência de calor por condução pura bidimensional em regime transitório e solucionado pela técnica das diferenças finitas. Os resultados mostraram que a adição de aletas internas é uma maneira eficiente de aumentar a transferência de calor em sistemas de armazenamento de energia térmica onde um fluido com baixa condutividade térmica é utilizado como fluido de transferência de calor.

Saman, Bruno e Halawa (2005) analisaram e discutiram o desempenho térmico de um armazenador térmico contendo material de mudança de fase. A unidade de armazenamento é um componente de um sistema de aquecimento solar integrado a um telhado residencial que está sendo desenvolvido para aquecimento de ambientes residenciais. Essa unidade consiste de diversas barras de material de mudança de fase (PCM) com temperatura de fusão igual a 29 °C. Ar quente fornecido por um coletor solar integrado ao armazenador escoo através dos espaços entre as camadas de PCM para carregar a unidade de armazenamento. Esse estudo é baseado em

resultados experimentais e em um modelo matemático bidimensional transitório para o PCM. Dessa forma, é analisado o comportamento térmico da unidade de armazenamento durante períodos de carregamento e descarregamento. A análise levou em consideração efeitos de calor sensível que surgem quando a temperatura inicial do PCM está abaixo ou acima do ponto de fusão durante a fusão ou solidificação. Os resultados foram comparados com análises anteriores baseadas num modelo unidimensional onde os efeitos de calor sensível foram desprezados.

2.4 – Sistemas coletor-armazenador térmico

Singh et al. (2000) apresentaram uma análise exérgica de um sistema de potência baseado em energia térmica solar. Foi feita uma análise de energia e exergia para cada componente do sistema para estimar perdas de energia e exergia e também a eficiência exérgica desse sistema de potência. Os resultados indicaram que a maior perda energética ocorre no condensador do motor térmico e a principal perda exérgica ocorre no coletor solar. A análise e os resultados podem ser utilizados para calcular as irreversibilidades de cada componente, servindo também para explicar a diferença entre a eficiência real e a eficiência ideal desse sistema de potência.

Gunerhan e Hepbasli (2007) analisaram um sistema de aquecimento de água utilizando energia solar. O sistema proposto pode ser dividido em três partes principais, um coletor solar de placa plana, um trocador de calor (tanque armazenador) e uma bomba de circulação. O sistema solar foi analisado através da segunda lei da termodinâmica, mais precisamente através do conceito de exergia. Um dos principais objetivos do presente trabalho foi de analisar a influência da variação da temperatura da água na entrada do coletor nas eficiências exérgicas dos componentes do sistema solar. Além disso, alguns parâmetros termodinâmicos foram analisados, tais como: taxa de esgotamento de combustível, irreversibilidade relativa, falta de produtividade, fator exérgico e potencial de melhoria exérgica. Foi também proposta uma curva de eficiência exérgica para o coletor solar similar a sua curva de eficiência energética. O desempenho do sistema foi calculado com base em dados experimentais obtidos na Turquia. Destruição de exergia (ou irreversibilidades) além de relações de eficiência exérgica foram determinadas para cada um dos componentes do sistema e também para o sistema como um todo.

Aghbalou et al. (2002) analisaram uma instalação solar de aquecimento completa utilizando um material de mudança de fase RT-40. Barras retangulares contendo RT-40 foram incorporadas em um armazenador térmico de energia solar com formato de paralelepípedo. A instalação solar é analisada através de uma formulação transiente utilizando um esquema de diferenças finitas explícito. A análise do tempo total de fusão do RT-40 é feita utilizando a formulação da entalpia. Como resultado, para um armazenador térmico com volume de $0,031 \text{ m}^3$ contendo seis barras retangulares contendo PCM com volume de $1,76 \times 10^{-3} \text{ m}^3$ cada, a energia armazenada é 10,64 % maior que a energia armazenada sem as barras com PCM. O tempo total de fusão do RT-40 é de aproximadamente 27 min, o que representa 22 % do período útil de funcionamento da instalação solar. Com os resultados obtidos, podem ser encontradas relações úteis de projeto entre os parâmetros mais relevantes da instalação, tais como: área do coletor, volume de água armazenado e volume de RT-40. Os cálculos foram feitos utilizando uma instalação solar na cidade de Lleida, na Espanha.

Ucar e Inalli (2005) analisaram o desempenho térmico e a praticidade econômica de dois tipos de sistemas de aquecimento solar com armazenador sazonal em quatro localizações climáticas diferentes na Turquia. Efeitos do volume do armazenador térmico e área do coletor solar no desempenho térmico e custos são analisados para três cargas de aquecimento distintas. O modelo de simulação do sistema consiste em coletores de energia solar de placa plana, uma bomba de calor, um tanque armazenador subterrâneo e carga de aquecimento. O sistema foi simulado através da técnica dos elementos finitos utilizando o ANSYS como ferramenta computacional. Baseando-se em uma análise econômica, o período de retorno do investimento do sistema é de aproximadamente 30 anos para a Turquia.

Inalli et al. (1997) fizeram um estudo teórico de um sistema de aquecimento doméstico através de energia solar armazenada em um tanque esférico subterrâneo. O sistema inclui uma bomba de calor. Um modelo analítico é utilizado para calcular a temperatura da água no tanque armazenador, e também a distribuição de temperaturas nas vizinhanças da estrutura geológica, utilizando valores de radiação solar mensal média e a temperatura ambiente. Foram calculados e apresentados na forma gráfica a temperatura do armazenador, a eficiência do coletor solar, o

coeficiente de desempenho da bomba de calor (COP) e a fração de energia solar anual. Dessa forma foi comprovada a importância de um armazenador de energia solar sazonal subterrâneo.

Yumrutas e Unsal (2000) utilizaram um modelo analítico e outro computacional para avaliar o desempenho anual de um sistema de aquecimento utilizando energia solar com um tanque armazenador sazonal de formato hemisférico. O sistema analisado utiliza coleta de energia solar e armazenamento em um tanque subterrâneo sazonal durante o ano todo com extração de energia térmica do tanque para aquecimento durante o inverno. Um modelo computacional é apresentado para estimar o comportamento transitório anual de todo o sistema. O modelo computacional utilizado é baseado num procedimento híbrido analítico-numérico com o objetivo de determinar a variação anual da temperatura da água na superfície do tanque, a quantidade de energia térmica solar coletada durante cada mês e o desempenho periódico anual do sistema solar de aquecimento.

Ucar e Inalli (2007) realizaram uma otimização exergoeconômica para determinar economicamente dimensões ótimas da área de um coletor solar e volume de um armazenador térmico em um sistema de aquecimento doméstico a partir da energia solar. Para isso, uma formulação baseada em exergia e custos foi desenvolvida e solucionada utilizando o toolbox de otimização do Matlab para cinco localizações climáticas distintas na Turquia. Os resultados mostraram que a área ótima requerida pelo coletor solar em Adana para alcançar máxima economia é $36 \text{ m}^2/\text{casa}$ e $65 \text{ m}^2/\text{casa}$ em Erzurum para o mesmo volume do armazenador (1000 m^3). Foi analisado o efeito da eficiência do coletor solar na análise econômica. Os resultados dessa simulação indicaram que a economia num sistema com coletor de placa plana é maior que num sistema com coletor de placa plana pintado de negro.

Cristofari et al. (2003) analisaram o desempenho de coletores solares de placa plana construídos com material polimérico em condições de baixa vazão volumétrica utilizando um modelo térmico em diferenças finitas. São analisadas a influência da vazão mássica e da estratificação térmica no tanque armazenador. São apresentados o desempenho térmico, produtividade e eficiência de tal sistema para uma estação solar localizada no Mediterrâneo. Os resultados mostraram que o armazenador com fluido estratificado tem maior desempenho que um

armazenador com fluido completamente misturado. O uso de material polimérico reduz o peso do coletor em 50 % em comparação com o coletor tradicional de metal, o que facilita sua instalação.

De acordo com o que foi exposto anteriormente, o objetivo desse trabalho é fazer uma análise exergética de uma instalação solar completa em função da condição diária de radiação solar. Através de balanços de massa, energia e exergia para cada componente do sistema, diversos parâmetros ótimos de projeto são obtidos e analisados. Com os resultados obtidos pode-se fazer uma análise global do sistema de aquecimento por energia solar. Espera-se que os resultados obtidos sejam úteis no projeto de sistemas de aquecimento mais eficientes e de menor custo.

Na literatura podem ser encontrados diversos estudos relativos à otimização de equipamentos e processos utilizando análise energética e exergética. Entretanto, esses trabalhos analisam equipamentos de um sistema de aquecimento solar individualmente, sem se preocupar com o ciclo completo. A principal contribuição desse trabalho é propor uma otimização exergética geral de todo o ciclo, onde são obtidos parâmetros ótimos para todos os componentes do ciclo. Dessa maneira pode-se analisar o comportamento global do sistema e não somente de equipamentos individuais.

Capítulo 3

Coletor solar

3.1 – Modelagem matemática

A modelagem matemática utilizada na análise do coletor solar é baseada no trabalho de Aghbalou et al. (2006). O escoamento de água através de um coletor solar, figura 3.1, pode ser modelado matematicamente utilizando a equação diferencial da conservação da energia em coordenadas retangulares, Bird et al. (2004), escrita como:

$$\rho c_p \left(\frac{\partial T}{\partial t} + v_x \frac{\partial T}{\partial x} + v_y \frac{\partial T}{\partial y} + v_z \frac{\partial T}{\partial z} \right) = k \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) + 2\mu \left[\left(\frac{\partial v_x}{\partial y} + \frac{\partial v_y}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial v_y}{\partial z} + \frac{\partial v_z}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial v_x}{\partial z} + \frac{\partial v_z}{\partial x} \right)^2 \right] + \dot{q} \quad (3.1)$$

Considerando o escoamento de água em regime transitório, com transferência de calor unidimensional por condução e convecção e desprezando o termo de dissipação viscosa na equação de energia por tratar-se de escoamento em baixas velocidades, da equação 3.1 obtém-se:

$$\rho c_p \left(\frac{\partial T}{\partial t} + v_x \frac{\partial T}{\partial x} \right) = k \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \dot{q} \quad (3.2)$$

onde \dot{q} representa a taxa de transferência de calor por radiação por unidade de volume de água no coletor solar, desempenhando uma função diferente do mais usual, onde \dot{q} é a taxa de geração de energia volumétrica.

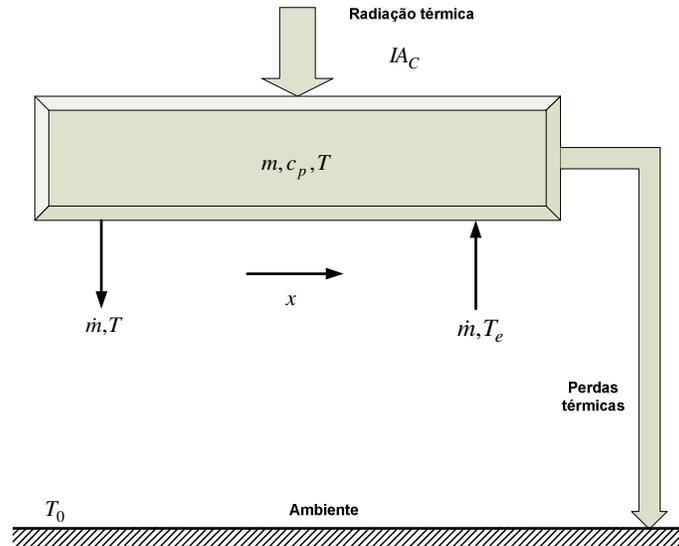


Figura 3.1 – Esquema de um coletor solar.

Reescrevendo a equação 3.2 em termos de $\partial T/\partial t$ obtém-se:

$$\frac{\partial T}{\partial t} = \frac{k}{\rho c_p} \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} - v_x \frac{\partial T}{\partial x} + \frac{\dot{q}}{\rho c_p} \quad (3.3)$$

Utilizando $\dot{q} = \frac{\eta_c IA_c}{V}$ na equação 3.3 obtém-se que:

$$\frac{\partial T}{\partial t} = \frac{k}{\rho c_p} \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} - v_x \frac{\partial T}{\partial x} + \frac{\eta_c IA_c}{\rho c_p V} \quad (3.4)$$

onde η_c é a eficiência de primeira lei do coletor solar, V é o volume de água contida no interior do coletor solar e I é o fluxo de radiação solar total. A eficiência térmica de um coletor solar pode ser definida como a relação entre a taxa de energia efetivamente absorvida pela água e a taxa de radiação solar que atinge o coletor, Howell et al. (1982), ou seja:

$$\eta_c = \frac{IA_c - U_c A_c (T - T_0)}{IA_c} \quad (3.5)$$

onde U_c é o coeficiente global de transferência de calor do coletor solar. A massa e o volume de água contidos no interior do coletor solar estão relacionados entre si através da massa específica da água:

$$\rho = \frac{m}{V} \quad (3.6)$$

A velocidade média do escoamento de água e sua densidade estão relacionadas através da expressão:

$$v_x = \frac{\dot{m}}{\rho A_s} \quad (3.7)$$

onde \dot{m} é a vazão mássica do escoamento de água e A_s a área da seção transversal dos dutos por onde a água escoar no interior do coletor solar.

A distribuição de temperatura ao longo do coletor pode ser expressa por uma simples linearização escrita na forma:

$$\frac{\partial T}{\partial x} = \frac{\Delta T}{\Delta x} = \frac{(T - T_e)}{L} \quad (3.8)$$

onde $\partial T / \partial x$ varia no tempo pois a temperatura na saída do coletor varia no tempo. Multiplicando ambos os lados da equação 3.8 pela velocidade média do escoamento de água v_x , obtêm-se:

$$v_x \frac{\partial T}{\partial x} = v_x \frac{(T - T_e)}{L} \quad (3.9)$$

Dividindo a expressão $\dot{m} = \rho v_x A_s$ pela expressão $m = \rho V = \rho L A_s$, obtém-se que $v_x/L = \dot{m}/m$. Substituindo esse resultado na equação 3.9, obtém-se uma expressão para o termo convectivo da equação 3.4, escrito como:

$$v_x \frac{\partial T}{\partial x} = \dot{m} \frac{(T - T_e)}{m} \quad (3.10)$$

Como $\partial T/\partial x$ é somente função do tempo, sua derivada segunda com relação à x é nula, de tal forma que o termo difusivo da equação 3.4 pode ser desprezado. Dessa forma tem-se que:

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} = 0 \quad (3.11)$$

Substituindo as equações 3.5, 3.10 e 3.11 na equação 3.4 obtém-se:

$$\frac{\partial T}{\partial t} = -\dot{m} \frac{(T - T_e)}{m} + \frac{IA_c - U_c A_c (T - T_0)}{\rho c_p V} \quad (3.12)$$

Rearranjando a equação 3.12 tem-se:

$$\dot{m} \frac{(T - T_e)}{m} = \frac{IA_c}{\rho c_p V} - \frac{U_c A_c (T - T_0)}{\rho c_p V} - \frac{\partial T}{\partial t} \quad (3.13)$$

Inserindo a equação 3.6 no primeiro e segundo termos do lado direito da equação 3.13 obtém-se:

$$\dot{m} \frac{(T - T_e)}{m} = \frac{IA_c}{m c_p} - \frac{U_c A_c (T - T_0)}{m c_p} - \frac{\partial T}{\partial t} \quad (3.14)$$

Multiplicando ambos os lados da equação 3.14 por $m c_p$ obtém-se:

$$\dot{m}c_p(T - T_e) = IA_c - U_c A_c (T - T_0) - mc_p \frac{\partial T}{\partial t} \quad (3.15)$$

Da equação 3.15 notam-se dois valores distintos de temperatura, T_e e T_0 . T_e é a temperatura da água na entrada do coletor solar e T_0 é a temperatura de referência. Em termos numéricos, T_e é um pouco maior que T_0 . Essa diferença de valores pode ser estimada através de um balanço de energia na bomba. Entretanto, conforme capítulo 7, a bomba selecionada tem baixa potência, e, dessa forma, o aumento de temperatura é praticamente desprezível. Em termos de solução analítica, essa aproximação é de interesse, pois facilita na adimensionalização da equação da conservação da energia. Dessa forma, tem-se que $T_e = T_0$.

Colocando T_0 em evidência na equação 3.15 obtém-se:

$$\dot{m}c_p T_0 \left(\frac{T}{T_0} - 1 \right) = IA_c - U_c A_c T_0 \left(\frac{T}{T_0} - 1 \right) - mc_p T_0 \frac{\partial}{\partial t} \left(\frac{T}{T_0} \right) \quad (3.16)$$

Rearranjando a equação 3.16 obtém-se:

$$\dot{m}c_p T_0 = \frac{IA_c}{\left(\frac{T}{T_0} - 1 \right)} - U_c A_c T_0 - \frac{mc_p T_0}{\left(\frac{T}{T_0} - 1 \right)} \frac{\partial}{\partial t} \left(\frac{T}{T_0} \right) \quad (3.17)$$

Multiplicando e dividindo o segundo termo do lado direito da equação 3.17 pela expressão $mk\rho A_s$ obtém-se:

$$\dot{m}c_p T_0 = \frac{IA_c}{\left(\frac{T}{T_0} - 1 \right)} - \frac{A_c T_0 k \rho A_s}{m} \frac{U_c m}{k \rho A_s} - \frac{mc_p T_0}{\left(\frac{T}{T_0} - 1 \right)} \frac{\partial}{\partial t} \left(\frac{T}{T_0} \right) \quad (3.18)$$

Definindo o parâmetro dimensional de comprimento $l_c = \frac{m}{\rho A_s}$ obtém-se:

$$\dot{m}c_p T_0 = \frac{IA_c}{\left(\frac{T}{T_0} - 1\right)} - \frac{A_c T_0 k U_c l_c}{l_c k} - \frac{mc_p T_0}{\left(\frac{T}{T_0} - 1\right)} \frac{\partial}{\partial t} \left(\frac{T}{T_0}\right) \quad (3.19)$$

Finalmente, utilizando as seguintes variáveis na equação 3.19:

$$\theta = \frac{T}{T_0}, \quad i = IA_c, \quad \text{Bi}_c = \frac{U_c l_c}{k}, \quad K = \frac{A_c T_0 k}{l_c} \text{Bi}_c, \quad \beta = mc_p T_0 \quad (3.20)$$

obtém-se uma expressão para a conservação da energia do escoamento de água no interior do coletor solar, reescrita como:

$$\dot{m}c_p T_0 = \frac{i}{(\theta - 1)} - K - \frac{\beta}{(\theta - 1)} \frac{\partial \theta}{\partial t} \quad (3.21)$$

onde θ é a temperatura adimensional baseada na temperatura ambiente, i é a taxa de radiação solar incidente e Bi é o número de Biot baseado no coeficiente global de transferência de calor U_c . As unidades de K e β são, respectivamente, Watts e Joule no Sistema Internacional de Unidades.

A exergia específica ϕ da água pode ser escrita como:

$$\phi = (u - u_0) + p_0(v - v_0) - T_0(s - s_0) + \frac{v_x^2}{2} + gZ \quad (3.22)$$

onde u_0 , v_0 e s_0 são, respectivamente, energia interna específica, volume específico e entropia específica da água avaliadas na temperatura T_0 e pressão p_0 .

Desprezando os termos de energia cinética e potencial e rearranjando a equação 3.22 obtém-se:

$$\phi = (u + p_0 v) - (u_0 + p_0 v_0) - T_0 (s - s_0) \quad (3.23)$$

Utilizando a definição de entalpia, $h = u + p_0 v$ e $h_0 = u_0 + p_0 v_0$ na equação 3.23 obtém-se:

$$\phi = (h - h_0) - T_0 (s - s_0) \quad (3.24)$$

Para o escoamento de um fluido incompressível, pode-se escrever que $h - h_0 = c_p (T - T_0)$ e $s - s_0 = c_p \ln \frac{T}{T_0}$. Dessa maneira, da equação 3.24:

$$\phi = c_p (T - T_0) - c_p T_0 \ln \frac{T}{T_0} \quad (3.25)$$

Rearranjando a expressão 3.25 obtém-se:

$$\phi = c_p T_0 \left(\frac{T}{T_0} - 1 \right) - c_p T_0 \ln \frac{T}{T_0} \quad (3.26)$$

Utilizando a temperatura adimensional $\theta = \frac{T}{T_0}$ na equação 3.26 e rearranjando obtém-se:

$$\phi = c_p T_0 (\theta - 1 - \ln \theta) \quad (3.27)$$

A exergia total da água Φ , correspondente a uma dada vazão mássica \dot{m} , durante um intervalo de tempo $(0, t)$ pode ser escrita como:

$$\Phi = \int_0^t \dot{m}(t) \times \phi(t) dt \quad (3.28)$$

A equação 3.21 pode ser reescrita em termos da vazão mássica da água na forma:

$$\dot{m}(t) = \frac{1}{c_p T_0} \left[\frac{i}{(\theta - 1)} - K - \frac{\beta}{(\theta - 1)} \frac{\partial \theta}{\partial t} \right] \quad (3.29)$$

Com a equação 3.29, o produto $\dot{m}(t) \times \phi(t)$ é então reescrito como:

$$\dot{m}(t) \times \phi(t) = \frac{1}{c_p T_0} \left[\frac{i}{(\theta - 1)} - K - \frac{\beta}{(\theta - 1)} \frac{\partial \theta}{\partial t} \right] \times c_p T_0 (\theta - 1 - \ln \theta) \quad (3.30)$$

Simplificando e rearranjando a equação 3.30 obtém-se:

$$\dot{m}(t) \times \phi(t) = \left(\frac{i - \beta \frac{\partial \theta}{\partial t}}{\theta - 1} - K \right) (\theta - 1 - \ln \theta) \quad (3.31)$$

Finalmente, substituindo a expressão 3.31 na equação 3.28 obtém-se:

$$\Phi = \int_0^t \left(\frac{i - \beta \frac{\partial \theta}{\partial t}}{\theta - 1} - K \right) (\theta - 1 - \ln \theta) dt \quad (3.32)$$

3.2 – Otimização exergética utilizando cálculo variacional

Uma expressão para a temperatura adimensional θ da água na saída do coletor solar que maximiza a integral da equação 3.32, isto é, a temperatura que maximiza a exergia fornecida pela água pode ser obtida utilizando-se ferramentas do cálculo variacional. O problema básico do cálculo variacional consiste na determinação, dentre funções que apresentam certas propriedades,

a função na qual uma determinada integral assume seu valor máximo. O integrando da integral em questão depende da função e de suas derivadas. Na solução do problema da temperatura ótima da água na saída do coletor solar, a integral a ser maximizada tem a forma:

$$\Phi = \int_0^t \left(\frac{i - \beta\theta'}{\theta - 1} - K \right) (\theta - 1 - \ln \theta) dt = \int_0^t f(t, \theta, \theta') dt \quad (3.33)$$

onde $\theta(t)$ é desconhecida e $\theta' = \partial\theta/\partial t$. A função $f(t, \theta, \theta') = \left(\frac{i - \beta\theta'}{\theta - 1} - K \right) (\theta - 1 - \ln \theta)$ na qual Φ atinge um máximo satisfaz a equação de Euler:

$$\frac{\partial f}{\partial \theta} - \frac{\partial}{\partial t} \left(\frac{\partial f}{\partial \theta'} \right) = 0 \quad (3.34)$$

Devem então ser obtidas as derivadas parciais da função $f(t, \theta, \theta')$ com relação à θ' , θ e t . Esse procedimento é trabalhoso e detalhes matemáticos são omitidos por questão de simplicidade. Dessa forma, obtém-se:

$$\frac{\partial f}{\partial \theta'} = \frac{\beta(1 - \theta + \ln \theta)}{\theta - 1} \quad (3.35)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} \left(\frac{\partial f}{\partial \theta'} \right) = \frac{\beta \left(-\theta' + \frac{\theta'}{\theta} \right) (\theta - 1) - \beta\theta'(1 - \theta + \ln \theta)}{(\theta - 1)^2} \quad (3.36)$$

$$\frac{\partial f}{\partial \theta} = \frac{[\beta\theta' - i - K(\theta - 1)^2](\theta - 1) + (i - \beta\theta')\theta \ln \theta}{\theta(\theta - 1)^2} \quad (3.37)$$

Finalmente, substituindo as equações 3.35, 3.36 e 3.37 na equação 3.34 e rearranjando obtém-se:

$$\frac{(\theta_{opt} - 1)^3}{(\theta_{opt} \ln \theta_{opt} - \theta_{opt} + 1)} = \frac{i(t)}{K} \quad (3.38)$$

A equação 3.38 é uma equação transcendental cuja solução pode ser obtida numericamente. Sua solução depende do conhecimento do fluxo de radiação solar incidente, da condutividade térmica e densidade da água, da área do coletor solar, da área da seção transversal do duto por onde a água escoar, da massa de água contida no coletor solar e do coeficiente global de transferência de calor. Substituindo os resultados obtidos a partir da solução da equação 3.38 na equação 3.29, pode-se calcular a vazão mássica ótima \dot{m}_{opt} de água que deve ser circulada através do coletor solar em função do tempo. A equação 3.29 é então reescrita como:

$$\dot{m}_{opt}(t) = \frac{1}{c_p T_0} \left[\frac{i(t)}{(\theta_{opt} - 1)} - K - \frac{\beta}{(\theta_{opt} - 1)} \frac{\partial \theta_{opt}}{\partial t} \right] \quad (3.39)$$

Nota-se na equação 3.39 a necessidade do cálculo da taxa de variação da temperatura ótima em relação ao tempo. Para isso, uma boa aproximação para essa derivada pode ser obtida utilizando-se resultados do gráfico de temperaturas ótimas em função do tempo, obtidas da equação 3.38. Com os valores numéricos de $\partial \theta_{opt} / \partial t$ e a equação 3.39, pode-se então estimar a vazão mássica ótima de água que deve ser circulada no coletor solar em função da condição diária de radiação solar.

Capítulo 4

Armazenador térmico com barras de PCM

4.1 – Modelagem matemática para um trocador de calor de correntes paralelas

No estudo do desempenho de trocadores de calor, é essencial relacionar a taxa total de transferência de calor a grandezas tais como as temperaturas de entrada e saída dos fluidos, o coeficiente global de transferência de calor e a área total da superfície de transferência de calor. Duas dessas relações podem ser prontamente obtidas pela aplicação da primeira lei da termodinâmica para os fluidos quente e frio, conforme mostrado na figura 4.1. A modelagem matemática utilizada é similar a de Incropera e DeWitt (2002).

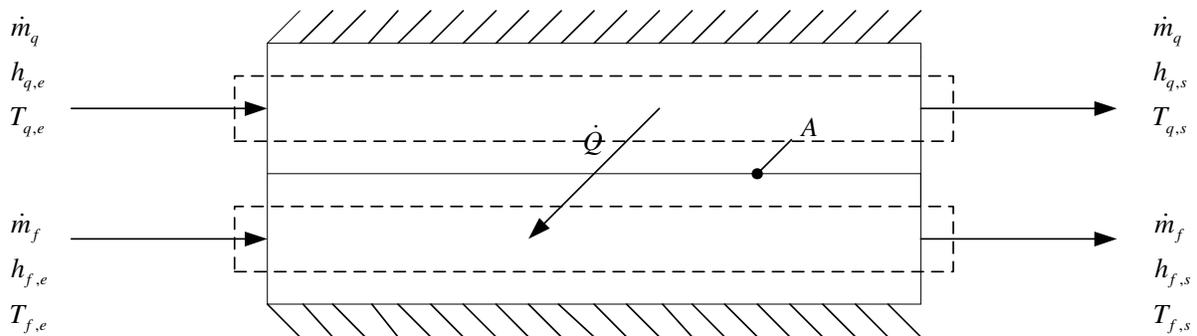


Figura 4.1 – Balanços globais de energia para os fluidos quente e frio de um trocador de calor de correntes paralelas.

Esse balanço de energia em regime estacionário pode ser escrito como:

$$\dot{Q} + \sum \dot{m}_e \left(h_e + \frac{v_{x,e}^2}{2} + gZ_e \right) = \sum \dot{m}_s \left(h_s + \frac{v_{x,s}^2}{2} + gZ_s \right) \quad (4.1)$$

Em particular, se \dot{Q} é a taxa total de transferência de calor entre os fluidos quente e frio e a transferência de calor entre o trocador e sua vizinhança for desprezível, assim como as variações de energias cinética e potencial, a aplicação da equação 4.1 para as correntes de fluido quente e frio fornece, respectivamente:

$$\dot{Q} = \dot{m}_q (h_{q,e} - h_{q,s}) \quad (4.2)$$

e

$$\dot{Q} = \dot{m}_f (h_{f,s} - h_{f,e}) \quad (4.3)$$

onde h é a entalpia do fluido. Os índices q e f referem-se aos fluidos quente e frio respectivamente, assim como e e s designam as condições de entrada e saída do fluido. Se os fluidos não estiverem sofrendo mudança de fase e forem admitidos calores específicos constantes, essas expressões se reduzem a:

$$\dot{Q} = \dot{m}_q c_{p,q} (T_{q,e} - T_{q,s}) \quad (4.4)$$

e

$$\dot{Q} = \dot{m}_f c_{p,f} (T_{f,s} - T_{f,e}) \quad (4.5)$$

onde as temperaturas que aparecem nas expressões acima referem-se às temperaturas médias do fluido nas posições designadas. Uma expressão útil pode ser obtida relacionando-se a taxa total de transferência de calor \dot{Q} com a diferença de temperatura ΔT entre os fluidos quente e frio, onde:

$$\Delta T = T_q - T_f \quad (4.6)$$

Tal expressão seria uma extensão da lei de Newton do resfriamento, com o coeficiente global de transferência de calor U utilizado no lugar do único coeficiente de convecção h . Entretanto, uma vez que ΔT varia com a posição no trocador de calor, é necessário trabalhar com uma equação de taxa na forma:

$$\dot{Q} = UA\Delta T_{med} \quad (4.7)$$

onde ΔT_{med} é a diferença de temperatura média apropriada. A equação 4.7 pode ser utilizada com as equações 4.4 e 4.5 para realizar uma análise do trocador de calor. Antes que isso possa ser feito, contudo, a forma específica de ΔT_{med} deve ser estabelecida. A análise seguinte será feita utilizando um trocador de calor com correntes paralelas. As distribuições de temperatura dos fluidos quente e frio associadas ao trocador de calor com correntes paralelas são mostradas na figura 4.2:

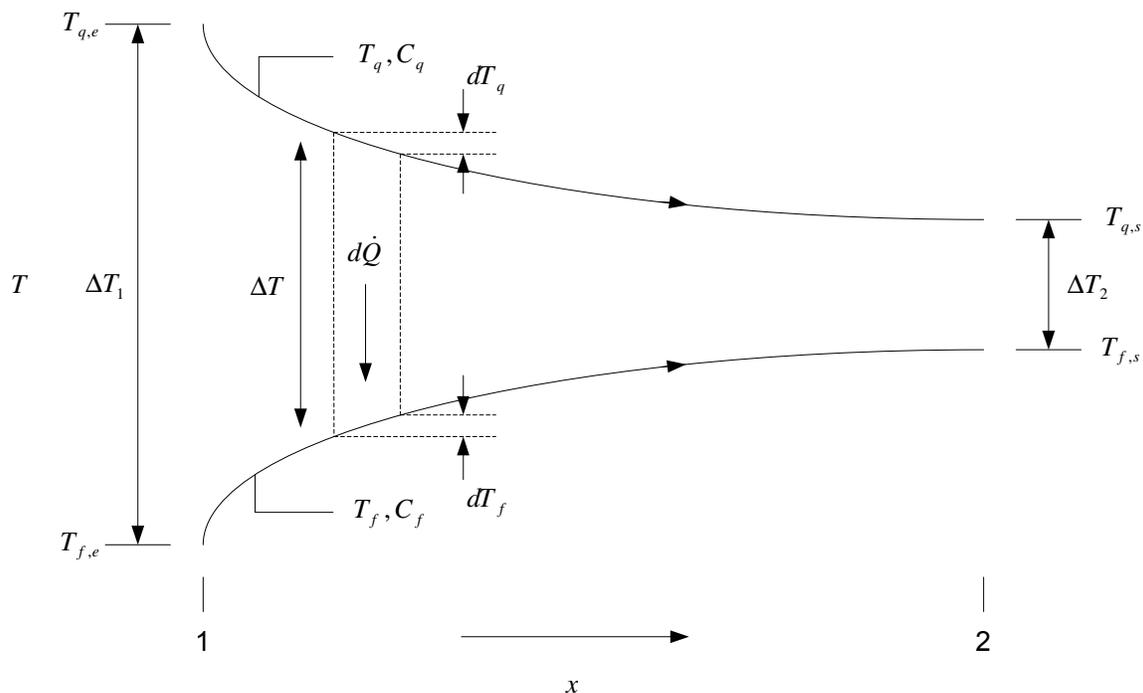


Figura 4.2 – Distribuição de temperatura para um trocador de calor de correntes paralelas.

A diferença de temperatura ΔT é inicialmente mais alta, mas decresce rapidamente com o aumento de x , aproximando-se de zero assintoticamente. Na figura 4.2, os índices 1 e 2 designam as extremidades opostas do trocador de calor. Para correntes paralelas segue que $T_{q,e} = T_{q,1}$, $T_{q,s} = T_{q,2}$, $T_{f,e} = T_{f,1}$ e $T_{f,s} = T_{f,2}$.

A forma de ΔT_m pode ser determinada pela aplicação de um balanço de energia para elementos diferenciais nos fluidos quente e frio. Cada elemento tem comprimento dx e área superficial da transferência de calor dA , conforme mostrado na figura 4.3.

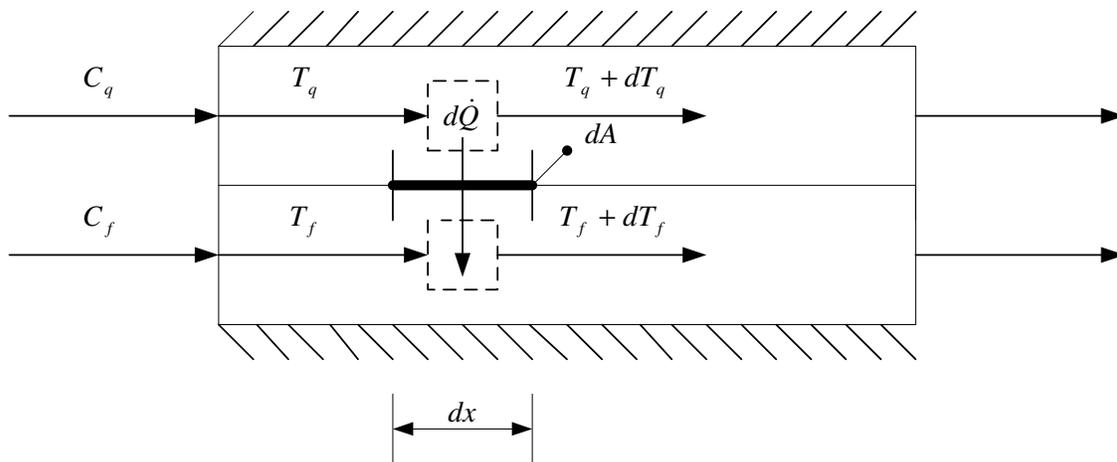


Figura 4.3 – Balanços diferenciais de energia para os fluidos quente e frio de um trocador de calor de correntes paralelas.

Os balanços de energia e a análise subsequente são sujeitas às seguintes considerações:

1. O trocador de calor é isolado de sua vizinhança, caso em que a troca de calor é apenas entre os fluidos quente e frio.
2. A condução axial ao longo dos tubos é desprezível.
3. As variações de energia cinética e potencial são desprezíveis.
4. Os calores específicos do fluido são constantes.
5. O coeficiente global de transferência de calor é uniforme ao longo de todo o trocador de calor.

Aplicando um balanço de energia a cada um dos elementos diferenciais da figura 4.3, segue-se que:

$$d\dot{Q} = -\dot{m}_q c_{p,q} dT_q = -C_q dT_q \quad (4.8)$$

e

$$d\dot{Q} = \dot{m}_f c_{p,f} dT_f = C_f dT_f \quad (4.9)$$

onde C_q e C_f são as capacidades térmicas dos fluidos quente e frio, respectivamente. Essas expressões podem ser integradas através do trocador de calor para obter os balanços de energia globais dados pelas equações 4.4 e 4.5. A taxa de transferência de calor através da superfície de área dA também pode ser representada como:

$$d\dot{Q} = U dA \Delta T \quad (4.10)$$

onde $\Delta T = T_q - T_f$ é a diferença local de temperatura entre os fluidos quente e frio. Para determinar a forma integrada da equação 4.10, iniciamos pela substituição das equações 4.8 e 4.9 na forma diferencial da equação 4.6:

$$d(\Delta T) = dT_q - dT_f$$

para obter:

$$d(\Delta T) = -d\dot{Q} \left(\frac{1}{C_q} + \frac{1}{C_f} \right)$$

Substituindo $d\dot{Q}$ da equação 4.10 e integrando através do trocador de calor, obtemos:

$$\int_1^2 \frac{d(\Delta T)}{\Delta T} = -U \left(\frac{1}{C_q} + \frac{1}{C_f} \right) \int_1^2 dA$$

ou

$$\ln\left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}\right) = -UA\left(\frac{1}{C_q} + \frac{1}{C_f}\right) \quad (4.11)$$

Substituindo C_q e C_f das equações 4.4 e 4.5, respectivamente, segue que:

$$\ln\left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}\right) = -UA\left(\frac{T_{q,e} - T_{q,s}}{\dot{Q}} + \frac{T_{f,s} - T_{f,e}}{\dot{Q}}\right) = -\frac{UA}{\dot{Q}}\left[(T_{q,e} - T_{f,e}) - (T_{q,s} - T_{f,s})\right]$$

Reconhecendo que, para o trocador de calor com correntes paralelas da figura 4.2, $\Delta T_1 = (T_{q,e} - T_{f,e})$ e $\Delta T_2 = (T_{q,s} - T_{f,s})$, obtemos então:

$$\dot{Q} = UA \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln(\Delta T_2 / \Delta T_1)}$$

Comparando a expressão anterior com a equação 4.7, nota-se que a diferença média de temperatura apropriada é a média logarítmica da diferença de temperatura, ΔT_{lm} . Da mesma forma, podemos escrever:

$$\dot{Q} = UA \Delta T_{lm} \quad (4.12)$$

onde

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln(\Delta T_2 / \Delta T_1)} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)} \quad (4.13)$$

As equações acima são gerais e aplicáveis a todos os trocadores de calor de correntes paralelas. Entretanto, nesse trabalho é utilizada uma configuração particular para o processo de carregamento do tanque armazenador. No processo de carregamento, a corrente de fluido frio é

substituída por um material de mudança de fase (PCM) na temperatura de fusão T_F . Dessa maneira, tem-se que $T_{f,e} = T_{f,s} = T_F$.

4.2 – Análise termodinâmica

Um esquema de um armazenador térmico e suas características físicas pode ser visualizado nas figuras 4.4 e 4.5, que consiste em um armazenador de calor latente de seção transversal quadrada, com barras contendo PCM distribuídas uniformemente ao longo da altura do armazenador:

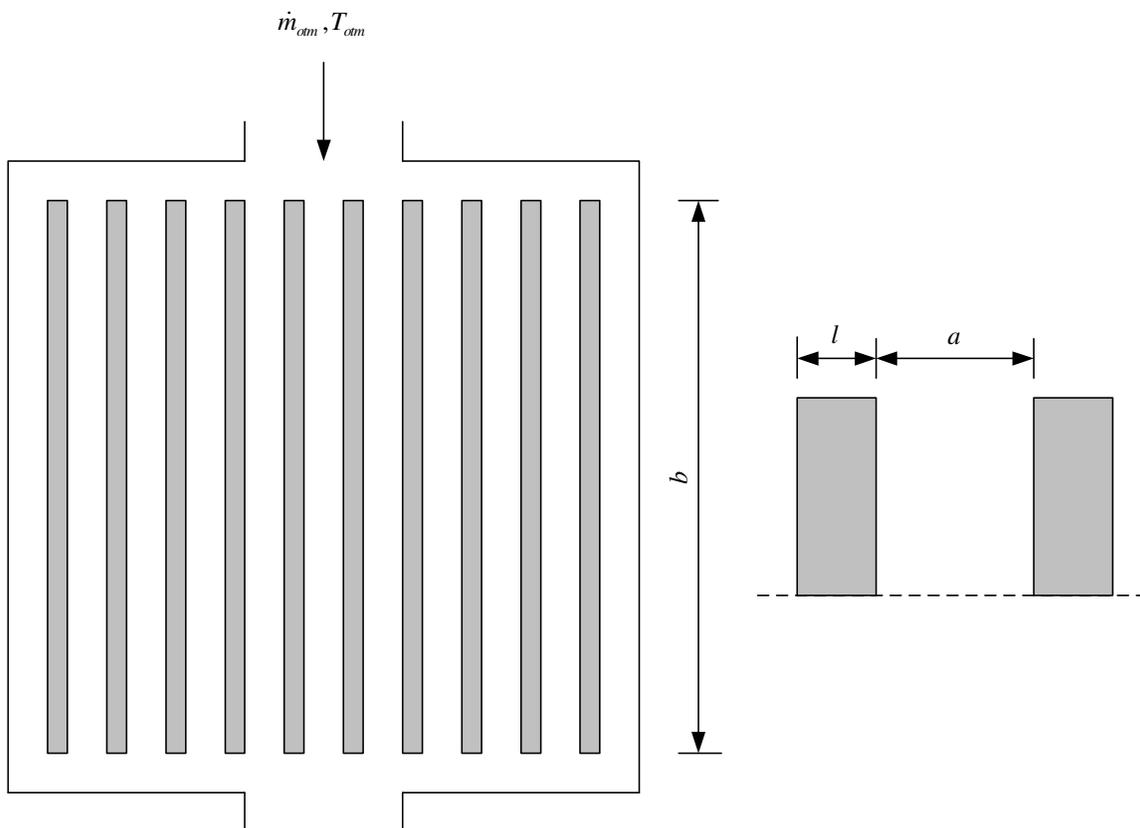


Figura 4.4 – Armazenador térmico de calor latente, vista frontal.

onde b é a altura de cada barra com PCM, l sua espessura e a a distância entre duas barras adjacentes. Na entrada superior do armazenador térmico escoa um fluido proveniente do coletor solar com vazão mássica \dot{m}_{om} e temperatura de entrada T_{om} . Ambos \dot{m}_{om} e T_{om} foram obtidos na análise exérgica do coletor solar apresentada no capítulo 3

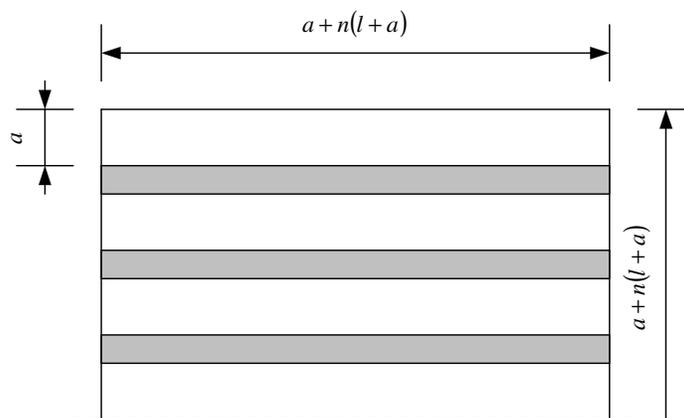


Figura 4.5 – Armazenador térmico de calor latente, vista superior.

A análise termodinâmica do processo de armazenamento de energia em um sistema com um PCM é baseada num modelo concentrado para o PCM e num modelo distribuído para o fluido de transferência de calor. No modelo concentrado é assumido que o PCM se comporta como um reservatório térmico com temperatura constante e igual ao seu ponto de fusão. O modelo distribuído assume que a temperatura do fluido de transferência de calor varia somente ao longo da direção do escoamento, com calor sendo transferido do fluido de transferência de calor para o PCM.

Esse sistema é caracterizado pelas propriedades termofísicas do PCM, pelas dimensões e geometria do módulo armazenador, pelas propriedades termofísicas do fluido de transferência de calor e também por condições operacionais tais como temperatura de entrada do fluido e sua vazão mássica. Com a hipótese do modelo concentrado para o PCM, efeitos de calor sensível podem ser desprezados e conseqüentemente a temperatura de saída do fluido de transferência de calor é independente do tempo.

4.3 – Temperatura de saída do fluido de transferência de calor

Na figura 4.6 está representado um modelo físico de uma barra contendo PCM. A taxa na qual energia é armazenada no PCM pode ser expressa de duas maneiras. Comparando com o modelo matemático para um trocador de calor de correntes paralelas, equação 4.12, no processo de carregamento o fluido frio é substituído por um PCM na temperatura de fusão T_F . Dessa

maneira, tem-se que $T_{f,e} = T_{f,s} = T_F$. Além disso, o índice q , referente ao fluido quente será omitido por questão de simplicidade.

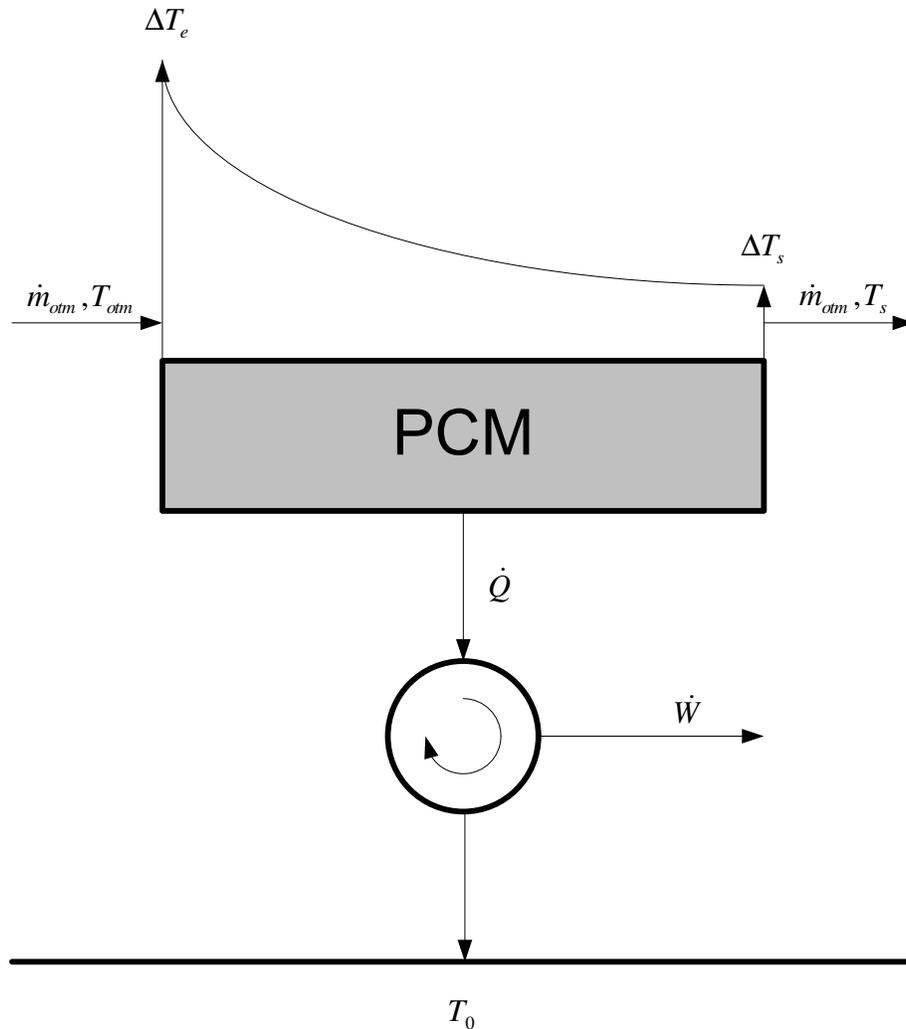


Figura 4.6 – Modelo físico de um sistema com um PCM.

No processo de carregamento, a equação 4.12 pode ser reescrita como:

$$\dot{Q} = UA \frac{(T_{otm} - T_s)}{\ln\left(\frac{T_{otm} - T_F}{T_s - T_F}\right)} \quad (4.14)$$

Um balanço global de energia para o fluido de transferência de calor fornece:

$$\dot{Q} = \dot{m}_{om} c_p (T_{om} - T_s) \quad (4.15)$$

Igualando as equações 4.14 e 4.15 e resolvendo para T_s obtém-se:

$$T_s = T_F + (T_{om} - T_F) e^{-NUT} \quad (4.16)$$

onde

$$NUT = \frac{UA}{\dot{m}_{om} c_p} \quad (4.17)$$

é o número de unidades de transferência de calor. Definindo a temperatura adimensional $\theta = T/T_0$ pode-se reescrever a equação 4.16 na forma:

$$\theta_s = \theta_F + (\theta_{om} - \theta_F) e^{-NUT} \quad (4.18)$$

4.4 – Temperatura de fusão ótima do PCM

Admitindo que o PCM se comporte como um reservatório térmico à alta temperatura T_F , energia na forma de calor é transferida do reservatório térmico à alta temperatura para um motor térmico de Carnot, e energia na forma de calor é rejeitada para um reservatório térmico à baixa temperatura, nesse caso, o meio ambiente à temperatura T_0 . Os rendimentos do motor térmico e do motor térmico de Carnot podem ser escritos como:

$$\eta_{térmico} = \frac{\dot{W}}{\dot{Q}} = \frac{\dot{W}}{\dot{m}_{om} c_p (T_{om} - T_s)} \quad (4.19)$$

e

$$\eta_{carnot} = 1 - \frac{T_0}{T_F} \quad (4.20)$$

Das equações 4.19 e 4.20 obtém-se:

$$\dot{W} = \dot{m}_{om} c_p (T_{om} - T_s) \left(1 - \frac{T_0}{T_F} \right) \quad (4.21)$$

Substituindo a equação 4.16 na equação 4.21 obtém-se:

$$\dot{W} = \dot{m}_{om} c_p (1 - e^{-NUT}) (T_{om} - T_F) \left(1 - \frac{T_0}{T_F} \right) \quad (4.22)$$

A operação matemática $\partial \dot{W} / \partial T_F = 0$ fornece a temperatura de fusão ótima do PCM, expressa como:

$$T_{F,om} = (T_{om} T_0)^{1/2} \quad (4.23)$$

Definindo a potência adimensional:

$$\dot{\omega} = \frac{\dot{W}}{\dot{m}_{om} c_p T_0} \quad (4.24)$$

e utilizando $\theta = T/T_0$ pode-se reescrever a equação 4.22 na forma:

$$\dot{\omega} = (1 - e^{-NUT}) (\theta_{om} - \theta_F) \left(1 - \frac{1}{\theta_F} \right) \quad (4.25)$$

e o resultado obtida na equação 4.23 como:

$$\theta_{F,om} = (\theta_{om})^{1/2} \quad (4.26)$$

Substituindo o resultado obtido na equação 4.23 na equação 4.22, obtém-se a potência máxima produzida pelo motor de Carnot correspondente à temperatura ótima de fusão:

$$\dot{W}_{\max} = \dot{m}_{om} c_p T_{om} (1 - e^{-NUT}) \left[1 - \left(\frac{T_0}{T_{om}} \right)^{1/2} \right]^2 \quad (4.27)$$

ou em termos adimensionais com o auxílio da equação 4.24:

$$\dot{\omega}_{\max} = (1 - e^{-NUT}) \left[1 - \left(\frac{1}{\theta_{om}} \right)^{1/2} \right]^2 \quad (4.28)$$

4.5 – Eficiência exergetica de carregamento

Desprezando os termos de energia cinética e potencial, a taxa de exergia do fluido de transferência de calor antes do contato com o PCM pode ser escrita como:

$$\dot{W}_{\infty} = \dot{m}_{om} [(u - u_0) + p_0(v - v_0) - T_0(s - s_0)] = \dot{m}_{om} [(h - h_0) - T_0(s - s_0)] \quad (4.29)$$

onde a relação $h = u + p_0v$ e $h_0 = u_0 + p_0v_0$ foram utilizadas e u_0, v_0 e s_0 são, respectivamente, energia interna específica, volume específico e entropia específica do fluido de transferência de calor avaliados na temperatura T_0 e pressão p_0 .

Utilizando as relações matemáticas $h - h_0 = c_p(T - T_0)$ e $s - s_0 = c_p \ln(T/T_0)$ na equação 4.29, válidas para o escoamento de um fluido incompressível, obtêm-se:

$$\dot{W}_{\infty} = \dot{m}_{om} c_p \left[T_{om} - T_0 - T_0 \ln \left(\frac{T_{om}}{T_0} \right) \right] \quad (4.30)$$

Utilizando a equação 4.24 e utilizando $\theta = T/T_0$ pode-se reescrever a equação 4.30 na forma:

$$\dot{\omega}_\infty = \theta_{otm} - 1 - \ln(\theta_{otm}) \quad (4.31)$$

A eficiência exergética do processo de carregamento, definida como a relação entre a taxa de exergia armazenada no PCM e a taxa de exergia do fluido de transferência de calor antes do contato com o PCM pode ser escrita como:

$$\varepsilon = \frac{\dot{W}}{\dot{W}_\infty} = \frac{(1 - e^{-NUT})(T_{otm} - T_F) \left(1 - \frac{T_0}{T_F}\right)}{T_{otm} - T_0 - T_0 \ln\left(\frac{T_{otm}}{T_0}\right)} \quad (4.32)$$

ou em termos adimensionais:

$$\varepsilon = \frac{\dot{\omega}}{\dot{\omega}_\infty} = \frac{(1 - e^{-NUT})(\theta_{otm} - \theta_F) \left(1 - \frac{1}{\theta_F}\right)}{\theta_{otm} - 1 - \ln(\theta_{otm})} \quad (4.33)$$

Substituindo o resultado da equação 4.23 na equação 4.33 obtém-se uma expressão para a eficiência exergética ótima do processo de carregamento correspondente à temperatura de fusão ótima do PCM, dada por:

$$\varepsilon_{\max} = \frac{(1 - e^{-NUT}) \left[\left(\frac{T_{otm}}{T_0} \right)^{1/2} - 1 \right]^2}{\frac{T_{otm}}{T_0} - 1 - \ln\left(\frac{T_{otm}}{T_0}\right)} \quad (4.34)$$

ou ainda, em termos da temperatura adimensional θ , na forma:

$$\varepsilon_{\max} = \frac{(1 - e^{-NUT})[(\theta_{opt})^{1/2} - 1]^2}{\theta_{opt} - 1 - \ln(\theta_{opt})} \quad (4.35)$$

4.6 – Volume do armazenador térmico

Considerando um período completo de absorção de energia solar pela água no coletor solar, pode-se calcular o volume do tanque armazenador. Para isso faz-se uma integração numérica do perfil de vazões volumétricas ótimas, calculadas a partir da análise exergética do coletor solar. Esse procedimento fornecerá uma estimativa das dimensões da unidade armazenadora, das dimensões do PCM e também do número de barras contendo PCM. O volume da unidade de armazenamento é composto de duas parcelas, o volume ótimo de água (obtido a partir de uma integração numérica do perfil de vazões volumétricas ótimas) e o volume de barras contendo PCM, ou seja:

$$V_{armazenador} = V_{ótimo} + V_{PCM} \quad (4.36)$$

O volume da unidade de armazenamento e o número de barras contendo PCM podem ser calculados com o auxílio das figuras 4.4 e 4.5. Admitindo que o tanque armazenador tenha seção transversal quadrada, seu volume pode ser calculado como:

$$V_{armazenador} = [a + n(l + a)]^2 b \quad (4.37)$$

onde n é o número de barras contendo PCM. O volume das n barras contendo PCM pode ser calculado como:

$$V_{PCM} = [a + n(l + a)]lbn \quad (4.38)$$

Substituindo as equações 4.37 e 4.38 na equação 4.36 e resolvendo para n obtém-se:

$$(al + a^2)n^2 + (al + 2a^2)n - \left(\frac{V_{om}}{b} - a^2\right) = 0 \quad (4.39)$$

A equação 4.39 é uma equação do segundo grau cuja solução fornece o valor de n , ou seja:

$$n = \frac{-(al + 2a^2) \pm \sqrt{(al + 2a^2)^2 + 4(al + a^2)\left(\frac{V_{om}}{b} - a^2\right)}}{2(al + a^2)} \quad (4.40)$$

Da equação 4.40, o cálculo de n depende somente de parâmetros geométricos do sistema de armazenamento, tais como a , l e b e do V_{om} de água obtido na análise do coletor solar. A partir da solução da equação 4.40 são obtidos dois valores numéricos para n , um positivo e outro negativo. Obviamente, somente o valor positivo de n é considerado.

Dessa forma, o lado do tanque armazenador de seção quadrada pode ser calculado como $a + n(l + a)$ e as dimensões do tanque armazenador são então escritas na forma $[a + n(l + a), a + n(l + a), b]$. Da mesma forma, as dimensões do PCM são escritas na forma $[a + n(l + a), l, b]$.

Capítulo 5

Modelo analítico para a fusão do PCM

5.1 – Modelagem matemática

A figura 5.1 ilustra um processo de mudança de fase (fusão) entre duas placas paralelas. As seguintes hipóteses são feitas na presente análise:

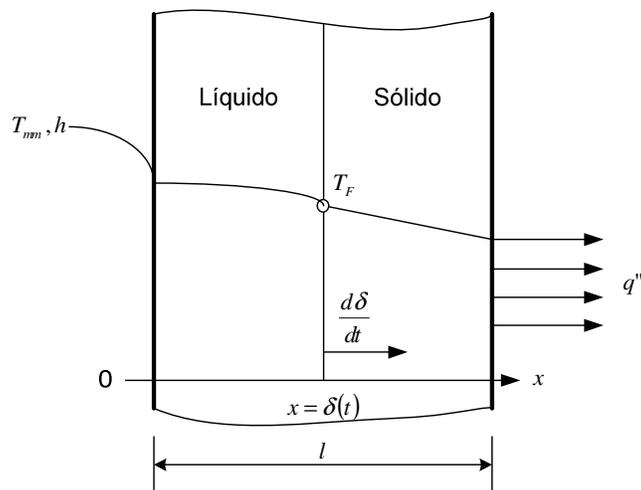


Figura 5.1 – Processo de mudança de fase entre duas placas.

(a) A espessura das placas é pequena e sua condutividade térmica é elevada, de tal maneira que a queda de temperatura através das placas pode ser desprezada.

(b) O lado esquerdo do material de mudança de fase de espessura l está exposto a um fluido quente em $t > 0$, configurando um problema de transferência de calor por convecção com temperatura T_{mm} e coeficiente de transferência de calor h constante no período considerado.

(c) Um fluxo de calor constante q'' é imposto no lado direito do material de mudança de fase. Posteriormente, uma condição de fluxo de calor nulo (isolamento) será utilizada, representando uma condição de simetria do material de mudança de fase. Dessa forma, somente metade da espessura do material de mudança de fase será analisada.

(d) As propriedades termofísicas do material de mudança de fase são independentes da temperatura e não serão consideradas variações de densidade durante o processo de mudança de fase.

(e) Além disso, se as forças de empuxo na região de líquido devido às diferenças de temperatura forem desprezadas, o problema pode ser formulado através da equação da difusão de calor em regime transitório.

Dessa forma, uma formulação transitória unidimensional para esse problema é dada por:

$$\frac{\partial T_L}{\partial t} = \alpha_L \frac{\partial^2 T_L}{\partial x^2}, \quad 0 < x < \delta(t), \quad t > 0 \quad (5.1)$$

$$\frac{\partial T_S}{\partial t} = \alpha_S \frac{\partial^2 T_S}{\partial x^2}, \quad \delta(t) < x < l, \quad t > 0 \quad (5.2)$$

onde $\delta(t)$ indica a posição da interface sólido-líquido. Nas equações 5.1 e 5.2, os subscritos L e S representam, respectivamente, a fase líquida e a fase sólida. As condições iniciais do problema de mudança de fase são:

$$T_L(x,0) = T_F \quad (5.3)$$

$$T_S(x,0) = T_F \quad (5.4)$$

As condições de contorno do problema de mudança de fase são:

$$h[T_{mm} - T_L(0,t)] = -k_L \frac{\partial T_L(0,t)}{\partial x} \quad (5.5)$$

$$T_L(\delta,t) = T_S(\delta,t) = T_F \quad (5.6)$$

$$-k_S \frac{\partial T_S(l,t)}{\partial x} = q'' \quad (5.7)$$

$$k_S \frac{\partial T_S}{\partial x} - k_L \frac{\partial T_L}{\partial x} = \rho L_F \frac{d\delta}{dt} \quad \text{em } x = \delta(t) \quad (5.8)$$

onde T_F e T_{mm} são a temperatura de fusão e temperatura média de mistura do fluido de transferência de calor, respectivamente, e L_F é o calor latente de fusão. A equação 5.5 indica condição de contorno convectiva na superfície esquerda do PCM e a equação 5.7 indica condição de contorno de fluxo de calor constante na superfície direita do PCM. Em particular, se $q''=0$, a condição de fluxo de calor nulo indica isolamento térmico, ou mais precisamente nesse problema, condição de simetria. A equação 5.8 é conhecida como “equação da velocidade na interface” e representa um balanço de energia na interface sólido-líquido. Finalmente, a equação 5.6 indica que a temperatura na interface sólido-líquido é constante e igual à temperatura de fusão.

5.2 – Perfil de temperaturas na fase sólida

A solução exata do problema acima é bastante complexa devido ao efeito de acoplamento do movimento da interface sólido-líquido. Entretanto, se o processo de fusão ocorrer lentamente, é razoável assumir um perfil de temperaturas em regime estacionário na região sólida (Sahin e Dincer, 2000). Assim, a integração da equação 5.2 para condição de regime estacionário ($\partial T_S / \partial t = 0$) fornece a variação de temperatura na fase sólida como uma função somente de x . Dessa forma, após dupla integração da equação 5.2 obtém-se:

$$T_s(x) = C_1 x + C_2$$

onde C_1 e C_2 são constantes de integração. Aplicando a condição de contorno indicada pela equação 5.6 na expressão de $T_s(x)$ obtém-se que $C_2 = T_F - C_1 \delta$ e aplicando a condição de contorno indicada pela equação 5.7 na expressão de $T_s(x)$ obtém-se $C_1 = -\frac{q''}{k_s}$. Dessa forma, combinando esses dois resultados tem-se que $C_2 = T_F + \frac{q''}{k_s} \delta$. Substituindo as expressões resultantes de C_1 e C_2 na equação de $T_s(x)$ obtém-se:

$$T_s(x) = T_F + \frac{q''}{k_s} [\delta(t) - x] \quad (5.9)$$

Nota-se que a expressão resultante para $T_s(x)$ é uma função linear de x , dependendo somente da posição da interface sólido-líquido, da temperatura de fusão do PCM, do fluxo de calor imposto e da condutividade térmica da fase sólida. No caso especial em que $q'' = 0$ tem-se que $T_s(x) = T_F$, ou seja, a temperatura na fase sólida é constante e igual à temperatura de fusão do material de mudança de fase.

5.3 – Perfil de temperaturas na fase líquida

Com a expressão de $T_s(x)$, equação 5.9, obtém-se que $\left. \frac{\partial T_s}{\partial x} \right|_{x=s} = -\frac{q''}{k_s}$. Assim, a equação de velocidade na interface, equação 5.8, torna-se:

$$-q'' - k_L \frac{\partial T_L}{\partial x} = \rho L_F \frac{d\delta}{dt} \quad \text{em } x = \delta(t) \quad (5.10)$$

Introduzindo as seguintes variáveis adimensionais:

$$\xi = \frac{x}{l}, \quad \eta = \frac{\delta}{l}, \quad \tau = \frac{\alpha_L t}{l^2}, \quad \text{Bi} = \frac{hl}{k_L}, \quad \theta = \frac{T - T_F}{T_{mm} - T_F}$$

a formulação do problema se reduz a:

$$\frac{\partial \theta_L}{\partial \tau} = \frac{\partial^2 \theta_L}{\partial \xi^2} \quad (5.11)$$

$$\theta_L(\xi, 0) = 0 \quad (5.12)$$

$$\text{Bi}[\theta_L(0, \tau) - 1] = \frac{\partial \theta_L(0, \tau)}{\partial \xi} \quad (5.13)$$

$$\theta_L(\eta, \tau) = 0 \quad (5.14)$$

$$\frac{\partial \theta_L}{\partial \xi} + Q = -\frac{1}{\text{Ste}} \frac{d\eta}{d\tau} \quad (5.15)$$

onde $Q = \frac{q''l}{k_L(T_{mm} - T_F)}$ é o fluxo de calor adimensional e $\text{Ste} = \frac{c_{p,L}(T_{mm} - T_F)}{L_F}$ é o número de

Stefan. A equação 5.11 é a forma adimensional da expressão 5.1, a equação 5.12 da expressão 5.3, a equação 5.13 da expressão 5.5, a equação 5.14 da expressão 5.6 e a equação 5.15 da expressão 5.10. A equação 5.15 é avaliada em $\xi = \eta(\tau)$, ou seja, na interface sólido-líquido.

5.4 – Solução analítica aproximada

Para se obter o perfil de temperaturas na fase líquida, admite-se como solução um polinômio de segunda ordem, Sahin e Dincer (2000), na forma:

$$\theta_L(\xi, \tau) = A(\eta) + B(\eta)(\eta - \xi) + C(\eta)(\eta - \xi)^2 \quad (5.16)$$

onde $\eta = \eta(\tau)$ e $A(\eta)$, $B(\eta)$ e $C(\eta)$ são expressões a serem determinadas a partir das condições de contorno. Inicialmente será obtido uma nova expressão para a equação da velocidade na interface, equação 5.15. Para isso é necessária a avaliação do termo $\left. \frac{\partial \theta_L}{\partial \xi} \right|_{\xi=\eta}$ utilizando a equação

5.16. Assim, tem-se que:

$$\frac{\partial \theta_L(\xi, \tau)}{\partial \xi} = \frac{\partial}{\partial \xi} [A(\eta) + B(\eta)(\eta - \xi) + C(\eta)(\eta - \xi)^2] = -B(\eta) - 2\xi C(\eta) + 2\xi C(\eta)$$

e no ponto $\xi = \eta$ obtém-se:

$$\left. \frac{\partial \theta_L(\xi, \tau)}{\partial \xi} \right|_{\xi=\eta} = -B(\eta)$$

Substituindo esse resultado na equação 5.15 e rearranjando obtém-se um novo formato para a equação da velocidade da interface, escrito como:

$$\left. \frac{d\eta}{d\tau} \right|_{\xi=\eta} = [B(\eta) - Q] \text{Ste} \quad (5.17)$$

A aplicação da condição de contorno 5.14 na equação 5.16 fornece:

$$\theta_L(\eta, \tau) = A(\eta) + B(\eta)(\eta - \eta) + C(\eta)(\eta - \eta)^2 = 0$$

o que implica que $A(\eta) = 0$. Como $\theta_L = \theta_L(\eta)$ e $\eta = \eta(\tau)$ deve-se utilizar a regra da cadeia para avaliar $\frac{\partial \theta_L}{\partial \tau}$ da equação 5.11. Assim, tem-se que:

$$\frac{\partial \theta_L}{\partial \tau} = \frac{\partial \theta_L}{\partial \eta} \frac{\partial \eta}{\partial \tau}$$

Substituindo esse resultado na equação 5.11 obtém-se que $\frac{\partial \theta_L}{\partial \eta} \frac{\partial \eta}{\partial \tau} = \frac{\partial^2 \theta_L}{\partial \xi^2}$. As derivadas de

θ_L com relação à η e ξ podem ser obtidas a partir da equação 5.16 e avaliadas no ponto $\xi = \eta$.

A equação 5.16 pode ser reescrita como:

$$\theta_L(\xi, \tau) = \eta B(\eta) - \xi B(\eta) + \eta^2 C(\eta) - 2\eta \xi C(\eta) + \xi^2 C(\eta)$$

onde já foi considerado que $A(\eta) = 0$. A derivada $\frac{\partial \theta_L}{\partial \eta}$ é calculada como:

$$\frac{\partial \theta_L(\xi, \tau)}{\partial \eta} = B(\eta) + \eta \frac{\partial B(\eta)}{\partial \eta} - \xi \frac{\partial B(\eta)}{\partial \eta} + 2\eta C(\eta) + \eta^2 \frac{\partial C(\eta)}{\partial \eta} - 2\xi \left[C(\eta) + \eta \frac{\partial C(\eta)}{\partial \eta} \right] + \xi^2 \frac{\partial C(\eta)}{\partial \eta}$$

Aplicando no ponto $\xi = \eta$:

$$\left. \frac{\partial \theta_L(\xi, \tau)}{\partial \eta} \right|_{\xi=\eta} = B(\eta) + \eta \frac{\partial B(\eta)}{\partial \eta} - \eta \frac{\partial B(\eta)}{\partial \eta} + 2\eta C(\eta) - 2\eta C(\eta) + 2\eta^2 \frac{\partial C(\eta)}{\partial \eta} - 2\eta^2 \frac{\partial C(\eta)}{\partial \eta} = B(\eta)$$

A derivada $\frac{\partial \theta_L}{\partial \xi}$ é calculada como:

$$\frac{\partial \theta_L(\xi, \tau)}{\partial \xi} = -B(\eta) - 2\eta C(\eta) + 2\xi C(\eta)$$

A derivada $\frac{\partial^2 \theta_L}{\partial \xi^2}$ é calculada como:

$$\frac{\partial^2 \theta_L(\xi, \tau)}{\partial \xi^2} = \frac{\partial}{\partial \xi} \left[\frac{\partial \theta_L(\xi, \tau)}{\partial \xi} \right] = \frac{\partial}{\partial \xi} [-B(\eta) - 2\eta C(\eta) + 2\xi C(\eta)] = 2C(\eta)$$

Aplicando no ponto $\xi = \eta$:

$$\left. \frac{\partial^2 \theta_L(\xi, \tau)}{\partial \xi^2} \right|_{\xi=\eta} = 2C(\eta)$$

Substituindo esses resultados na equação $\frac{\partial \theta_L}{\partial \eta} \frac{\partial \eta}{\partial \tau} = \frac{\partial^2 \theta_L}{\partial \xi^2}$, avaliada em $\xi = \eta$ e rearranjando obtém-se:

$$2C(\eta) = [B(\eta)^2 - B(\eta)Q]Ste \quad (5.18)$$

Da equação 5.13, $Bi[\theta_L(0, \tau) - 1] = \frac{\partial \theta_L(0, \tau)}{\partial \xi}$, é necessário avaliar os termos $\theta_L(0, \tau)$ e $\frac{\partial \theta_L(0, \tau)}{\partial \xi}$ a partir da equação 5.16. A derivada $\frac{\partial \theta_L}{\partial \xi}$ aplicada no ponto $\xi = 0$ fornece:

$$\frac{\partial \theta_L(0, \tau)}{\partial \xi} = -B(\eta) - 2\eta C(\eta)$$

O termo $\theta_L(0, \tau)$ é então calculado a partir da equação 5.16 no ponto $\xi = 0$, ou seja:

$$\theta_L(0, \tau) = \eta B(\eta) + \eta^2 C(\eta)$$

Dessa forma, substituindo as expressões resultantes de $\theta_L(0, \tau)$ e $\frac{\partial \theta_L(0, \tau)}{\partial \xi}$ na equação 5.13 e rearranjando obtém-se:

$$(Bi\eta + 1)B(\eta) + (Bi\eta^2 + 2\eta)C(\eta) = Bi \quad (5.19)$$

Eliminando $C(\eta)$ entre as equações 5.18 e 5.19 e rearranjando obtém-se:

$$(Bi\eta^2 Ste + 2\eta Ste)B(\eta)^2 + (2Bi\eta + 2 - Bi\eta^2 Q Ste - 2\eta Q Ste)B(\eta) = 2Bi$$

A solução da equação do segundo grau acima fornece uma expressão para $B(\eta)$, escrita como:

$$B(\eta) = \frac{Q}{2} - \frac{\text{Bi}\eta + 1}{\text{Bi}\eta^2 + 2\eta \text{Ste}} \frac{1}{\text{Ste}} \pm \left\{ \left[-\frac{Q}{2} + \frac{\text{Bi}\eta + 1}{\text{Bi}\eta^2 + 2\eta \text{Ste}} \frac{1}{\text{Ste}} \right]^2 + \frac{2\text{Bi}}{\text{Bi}\eta^2 + 2\eta \text{Ste}} \frac{1}{\text{Ste}} \right\}^{1/2} \quad (5.20)$$

Além disso, substituindo a equação 5.20 na equação 5.17 obtém-se uma expressão para a velocidade na interface, equação 5.17, reescrita como:

$$\frac{d\eta}{d\tau} \Big|_{\xi=\eta} = -\frac{Q}{2} \text{Ste} - \frac{\text{Bi}\eta + 1}{\text{Bi}\eta^2 + 2\eta} \pm \left\{ \left[\frac{Q}{2} \text{Ste} - \frac{\text{Bi}\eta + 1}{\text{Bi}\eta^2 + 2\eta} \right]^2 + \frac{2\text{BiSte}}{\text{Bi}\eta^2 + 2\eta} \right\}^{1/2} \quad (5.21)$$

Com a integração da equação 5.21, a localização da interface pode ser obtida em função do tempo. Além disso, com a expressão de $B(\eta)$ uma expressão para $C(\eta)$ pode ser obtida facilmente através da equação 5.19. Dessa forma, o perfil de temperaturas para a fase líquida pode ser obtido através da equação 5.16 com as expressões de $B(\eta)$ e $C(\eta)$.

5.5 – Caso especial: fronteira adiabática

Considerando simetria do material de mudança de fase, ou seja, fluxo de calor nulo, somente metade do material de mudança de fase pode ser analisado, conforme figura 5.2:

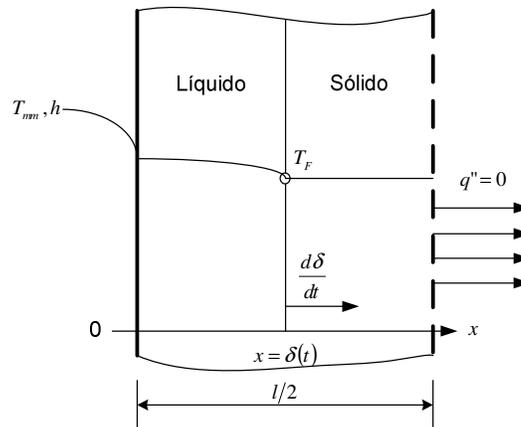


Figura 5.2 – Processo de mudança de fase entre duas placas com simetria.

Num caso limite quando uma condição de superfície adiabática é assumida em $x=l/2$ a temperatura do sólido, equação 5.9, é reescrita como:

$$T_S(x) = T_F$$

O perfil de temperaturas na fase líquida, por outro lado, pode ser aproximado pelo mesmo perfil quadrático dado pela equação 5.16 onde $\eta = \eta(\tau)$ e $A(\eta)$, $B(\eta)$ e $C(\eta)$ são expressões a serem determinadas a partir das condições de contorno. Três condições de contorno são necessárias para determinar os três coeficientes dessa equação em termos de $\eta(\tau)$. Duas dessas condições são obtidas pelas condições de contorno em $\xi=0$ e $\xi=\eta$, equações 5.13 e 5.14 respectivamente. A terceira condição pode ser obtida pela aplicação da equação 5.11 em $\xi=\eta$ e fazendo uso do fato de que $\theta_L = 0$ é constante em $\xi=\eta$. Assim, a derivada da temperatura com relação ao tempo se anula em $\xi=\eta$, ou seja, $\left. \frac{\partial \theta_L}{\partial \tau} \right|_{\xi=\eta} = 0$. Dessa forma, o perfil de temperaturas e suas condições de contorno são reescritos como:

$$\theta_L(\xi, \tau) = A(\eta) + B(\eta)(\eta - \xi) + C(\eta)(\eta - \xi)^2 \quad (5.22)$$

$$\text{Bi}[\theta_L(0, \tau) - 1] = \frac{\partial \theta_L}{\partial \xi}(0, \tau) \quad (5.23)$$

$$\theta_L(\eta, \tau) = 0 \quad (5.24)$$

$$\left. \frac{\partial^2 \theta_L}{\partial \xi^2} \right|_{\xi=\eta} = 0 \quad (5.25)$$

A aplicação da condição de contorno 5.24 na equação 5.22 fornece:

$$\theta_L(\eta, \tau) = A(\eta) + B(\eta)(\eta - \eta) + C(\eta)(\eta - \eta)^2 = 0$$

o que implica que $A(\eta)=0$. A derivada $\frac{\partial^2 \theta_L}{\partial \xi^2}$ da equação 5.25 é calculada como:

$$\frac{\partial^2 \theta_L(\xi, \tau)}{\partial \xi^2} = \frac{\partial}{\partial \xi} \left[\frac{\partial \theta_L(\xi, \tau)}{\partial \xi} \right] = \frac{\partial}{\partial \xi} [-B(\eta) - 2\eta C(\eta) + 2\xi C(\eta)] = 2C(\eta)$$

Aplicando no ponto $\xi = \eta$:

$$\left. \frac{\partial^2 \theta_L(\xi, \tau)}{\partial \xi^2} \right|_{\xi=\eta} = 2C(\eta) = 0$$

o que implica que $C(\eta)=0$. Da equação 5.23, $\text{Bi}[\theta_L(0, \tau) - 1] = \frac{\partial \theta_L(0, \tau)}{\partial \xi}$, é necessário avaliar os

termos $\theta_L(0, \tau)$ e $\frac{\partial \theta_L(0, \tau)}{\partial \xi}$ a partir da equação 5.22, sabendo que $A(\eta)=0$ e $C(\eta)=0$. A

derivada $\frac{\partial \theta_L}{\partial \xi}$ é calculada como:

$$\frac{\partial \theta_L}{\partial \xi} = -B(\eta)$$

Aplicando no ponto $\xi = 0$:

$$\frac{\partial \theta_L(0, \tau)}{\partial \xi} = -B(\eta)$$

O termo $\theta_L(0, \tau)$ é então calculado a partir da equação 5.22 no ponto $\xi = 0$ sabendo que $A(\eta)=0$ e $C(\eta)=0$, ou seja:

$$\theta_L(0, \tau) = \eta B(\eta)$$

Dessa forma, substituindo as expressões resultantes de $\theta_L(0, \tau)$ e $\frac{\partial \theta_L(0, \tau)}{\partial \xi}$ na equação 5.23 e rearranjando obtém-se:

$$B(\eta) = \frac{\text{Bi}}{\text{Bi}\eta + 1}.$$

Assim, com a expressão de $B(\eta)$ o perfil de temperaturas na região líquida, equação 5.22 é reescrito como:

$$\theta_L(\xi, \tau) = \frac{\text{Bi}}{\text{Bi}\eta + 1}(\eta - \xi) \quad (5.26)$$

A equação da velocidade da interface sólido-líquido, equação 5.17 com $Q = 0$, é reescrita com o auxílio da expressão de $B(\eta)$ como:

$$\left. \frac{d\eta}{d\tau} \right|_{\xi=\eta} = \frac{\text{Bi}}{\text{Bi}\eta + 1} \text{Ste} \quad (5.27)$$

A equação 5.27 é uma equação diferencial que pode ser solucionada pelo método da separação de variáveis e integrada de 0 a η e de 0 a τ , fornecendo:

$$\eta^2 + \frac{2}{\text{Bi}}\eta = 2\text{Ste}\tau \quad (5.28)$$

A equação 5.28 é de segundo grau para η . Após sua solução obtém-se uma expressão para a posição da interface sólido-líquido em função do tempo, escrita como:

$$\eta = -\frac{1}{\text{Bi}} + \sqrt{\frac{1}{\text{Bi}^2} + 2\text{Ste}\tau} \quad (5.29)$$

onde somente o sinal positivo foi considerado pois η deve ser positivo.

5.6 – Tempo total de fusão

Finalmente, o tempo adimensional que a interface leva para alcançar $\xi = 1$, ou seja, o tempo total de fusão, pode ser obtido utilizando a equação 5.28 considerando que $\delta = l$, ou seja:

$$\tau_F = \frac{1}{2\text{Ste}} \left(1 + \frac{2}{\text{Bi}} \right) \quad (5.30)$$

Utilizando $\tau = \frac{\alpha_L t}{l^2}$, $\alpha_L = \frac{k_L}{\rho_L c_{p,L}}$, $\text{Bi} = \frac{hl}{k_L}$ e $\text{Ste} = \frac{c_{p,L}(T_{mm} - T_F)}{L_F}$ na equação 5.30 e

rearranjando obtém-se uma expressão para o tempo total de fusão do PCM na forma dimensional, escrito como:

$$t_F = \frac{\rho_L L_F l^2}{2k_L (T_{mm} - T_F)} \left(1 + 2 \frac{k_L}{hl} \right) \quad (5.31)$$

Capítulo 6

Análise energética e exérgica do sistema

6.1 – Descrição do sistema

A figura 6.1 mostra um diagrama esquemático da instalação solar hipotética situada na cidade de Bauru-SP. Esse sistema de aquecimento solar é composto de três partes principais: (I) um coletor solar de placa plana entre os pontos 1 e 2, (II) um tanque armazenador de água contendo barras com PCM entre os pontos 2 e 3 e (III) uma bomba de circulação entre os pontos 3 e 4. Água é circulada através de um circuito fechado através desses três componentes. O coletor solar está posicionado em uma inclinação recomendada de 32° , conforme mencionado no capítulo 6.

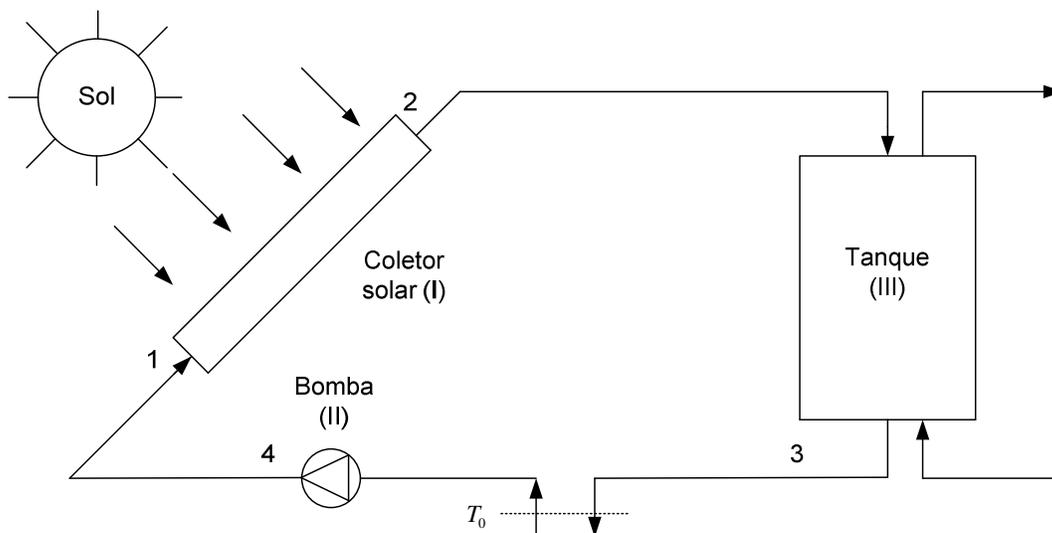


Figura 6.1 – Esquema de uma instalação solar hipotética analisada.

Para a análise energética e exergética do sistema de aquecimento solar da figura 6.1 são necessários os seguintes dados:

- (a) vazões mássicas da água no sistema, obtidas na análise exergética do coletor solar, para o período compreendido entre as 9 h e 18 h.
- (b) temperaturas da água no ponto 4 para o período entre as 9 h e 18 h, calculadas pela primeira lei da termodinâmica aplicada na bomba.

6.2 – Análise teórica

Nesse capítulo é apresentada uma análise energética e exergética para o estudo do desempenho de um sistema de aquecimento solar. Para isso, são utilizadas formas apropriadas dos balanços de massa, energia e exergia para volume de controle em regime permanente.

6.2.1 – Equações gerais de balanço

As equações gerais de balanço de massa, energia e exergia podem ser escritas respectivamente como:

$$\frac{dm}{dt} = \sum \dot{m}_e - \sum \dot{m}_s \quad (6.1)$$

$$\frac{dE}{dt} = \dot{Q} - \dot{W} + \sum \dot{m}_e \left(h_e + \frac{V_e^2}{2} + gZ_e \right) - \sum \dot{m}_s \left(h_s + \frac{V_s^2}{2} + gZ_s \right) \quad (6.2)$$

$$\frac{d\Phi}{dt} = \sum \left(1 - \frac{T_0}{T} \right) \dot{Q} - \left(\dot{W} - p_0 \frac{dV}{dt} \right) + \sum \dot{m}_e \phi_e - \sum \dot{m}_s \phi_s - \dot{\Phi}_d \quad (6.3)$$

onde:

$$\phi_e = (h_e - h_0) - T_0 (s_e - s_0) \quad (6.4)$$

e

$$\phi_s = (h_s - h_0) - T_0(s_s - s_0) \quad (6.5)$$

são as exergias específicas de fluxo na entrada e saída, respectivamente. O termo $\dot{\Phi}_d$ é conhecido como taxa de destruição de exergia (taxa de irreversibilidades) que de acordo com o teorema de Gouy-Stodola pode ser escrito como:

$$\dot{\Phi}_d = T_0 \dot{S}_{ger} \quad (6.6)$$

onde \dot{S}_{ger} é a taxa de geração de entropia no volume de controle. Os componentes do sistema de aquecimento solar serão analisados em regime permanente, o que implica que todas as variações temporais são nulas, ou seja, $dm/dt = 0$, $dE/dt = 0$, $d\Phi/dt = 0$ e $dV/dt = 0$. Dessa forma, e desprezando variações de energia cinética e potencial, as equações 6.1, 6.2 e 6.3 podem ser reescritas com o auxílio das equações 6.4 e 6.5 respectivamente como:

$$\sum \dot{m}_e = \sum \dot{m}_s \quad (6.7)$$

$$\dot{Q} + \sum \dot{m}_e h_e = \sum \dot{m}_s h_s + \dot{W} \quad (6.8)$$

$$\dot{\Phi}_d = \sum \left(1 - \frac{T_0}{T} \right) \dot{Q} - \dot{W} + \sum \dot{m}_e [(h_e - h_0) - T_0(s_e - s_0)] - \sum \dot{m}_s [(h_s - h_0) - T_0(s_s - s_0)] \quad (6.9)$$

Para o cálculo da taxa de destruição de exergia para cada um dos componentes do sistema solar a seguinte relação geral pode ser utilizada:

$$\dot{\Phi}_d = \sum \dot{\Phi}_e - \sum \dot{\Phi}_s \quad (6.10)$$

ou seja, a taxa de destruição de exergia no volume de controle é igual a taxa líquida de exergia cruzando a fronteira do volume de controle. Devido às irreversibilidades do processo, há sempre um decréscimo na taxa de exergia entre a entrada e a saída do volume de controle, razão pela qual o termo $\dot{\Phi}_d$ é sempre positivo em um processo real.

Sabendo que $\dot{\Phi} = \phi/\dot{m}$ pode-se reescrever as equações 6.4 e 6.5 em termos de uma taxa de exergia de fluxo na forma:

$$\dot{\Phi}_e = \dot{m}_e [(h_e - h_0) - T_0 (s_e - s_0)] \quad (6.11)$$

e

$$\dot{\Phi}_s = \dot{m}_s [(h_s - h_0) - T_0 (s_s - s_0)] \quad (6.12)$$

Com a equação 6.7 tem-se que $\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_3 = \dot{m}_4 = \dot{m}_{om} = \dot{m}$ pois os volumes de controle têm apenas uma saída e uma entrada de massa.

6.2.2 – Propriedades termodinâmicas

Na análise do sistema de aquecimento solar é necessário determinar as propriedades termodinâmicas entalpia específica e entropia específica para os estados fornecidos definidos pelos pontos 1 a 4 e para o ambiente de referência, referenciado como 0. As análises energética e exergética serão realizadas para intervalos de tempo de 1 h, estando dessa forma de acordo com os resultados obtidos até o presente momento em função do tempo em horas. Valores numéricos de entalpia e entropia específicas são avaliados através da rotina computacional X-Steam desenvolvida para utilização no Octave. A rotina X-Steam utiliza uma formulação internacional padrão baseada na “International Association for the Properties of Water and Steam (IAPWS)”. Para o sistema de aquecimento considerado, o fluido de trabalho é água líquida em todos os pontos do ciclo. Assim, suas propriedades termodinâmicas podem ser avaliadas considerando o

estado de líquido saturado nas correspondentes temperaturas dos pontos 1 a 4 e também na referência, 0.

6.2.3 – Coletor solar

As taxas de energia da água na entrada e saída do coletor solar e a taxa de variação da energia da água ao circular pelo coletor solar podem ser calculadas como:

$$\dot{E}_1 = \dot{m}h_1 \quad (6.13)$$

$$\dot{E}_2 = \dot{m}h_2 \quad (6.14)$$

$$\dot{E}_2 - \dot{E}_1 = \dot{m}(h_2 - h_1) \quad (6.15)$$

De maneira similar, as taxas de exergia da água na entrada e saída do coletor solar e a taxa de variação da exergia da água ao circular pelo coletor solar podem ser calculadas como:

$$\dot{\Phi}_1 = \dot{m}\phi_1 \quad (6.16)$$

$$\dot{\Phi}_2 = \dot{m}\phi_2 \quad (6.17)$$

$$\dot{\Phi}_2 - \dot{\Phi}_1 = \dot{m}(\phi_2 - \phi_1) \quad (6.18)$$

As taxas de energia e exergia fornecidas ao coletor solar devido à radiação solar podem ser calculadas como:

$$\dot{E}_C = IA_C \quad (6.19)$$

$$\dot{\Phi}_C = IA_C \left[1 + \frac{1}{3} \left(\frac{T_0}{T_{\text{radiação solar}}} \right)^4 - \frac{4}{3} \left(\frac{T_0}{T_{\text{radiação solar}}} \right) \right] \quad (6.20)$$

A equação 6.20 foi proposta por Petela (2003), onde $T_{\text{radiação solar}}$ é a temperatura da radiação solar, considerada igual a 6000 K (Gunerhan e Hepbasli, 2007). As eficiências energética e exergetica do coletor solar, ou eficiências de primeira lei e segunda lei, podem ser calculadas através da relação entre as respectivas taxas de variação de energia e exergia da água ao circular pelo coletor solar e as respectivas taxas de fornecimento de energia e exergia para o coletor devido à radiação solar, ou seja:

$$\eta_C = \frac{\dot{E}_2 - \dot{E}_1}{\dot{E}_C} = \frac{\dot{m}(h_2 - h_1)}{IA_C} \quad (6.21)$$

$$\varepsilon_C = \frac{\dot{\Phi}_2 - \dot{\Phi}_1}{\dot{\Phi}_C} = \frac{\dot{m}(\phi_2 - \phi_1)}{IA_C \left[1 + \frac{1}{3} \left(\frac{T_0}{T_{\text{radiação solar}}} \right)^4 - \frac{4}{3} \left(\frac{T_0}{T_{\text{radiação solar}}} \right) \right]} \quad (6.22)$$

A taxa de destruição de exergia no coletor solar pode ser calculada através da equação 6.10, reescrita como:

$$\dot{\Phi}_{d,C} = \dot{\Phi}_C - (\dot{\Phi}_2 - \dot{\Phi}_1) \quad (6.23)$$

6.2.4 – Armazenador térmico

As taxas de energia da água na entrada e saída do armazenador térmico e a taxa de variação da energia da água ao circular pelo armazenador térmico solar podem ser calculadas como:

$$\dot{E}_2 = \dot{m}h_2 \quad (6.24)$$

$$\dot{E}_3 = \dot{m}h_3 \quad (6.25)$$

$$\dot{E}_2 - \dot{E}_3 = \dot{m}(h_2 - h_3) \quad (6.26)$$

De maneira similar, as taxas de exergia da água na entrada e saída do armazenador térmico e a taxa de variação da exergia da água ao circular pelo armazenador térmico solar podem ser calculadas como:

$$\dot{\Phi}_2 = \dot{m}\phi_2 \quad (6.27)$$

$$\dot{\Phi}_3 = \dot{m}\phi_3 \quad (6.28)$$

$$\dot{\Phi}_2 - \dot{\Phi}_3 = \dot{m}(\phi_2 - \phi_3) \quad (6.29)$$

As eficiências energética e exergética do armazenador térmico, ou eficiências de primeira lei e segunda lei, podem ser calculadas através da relação entre as respectivas taxas de variação de energia e exergia da água ao circular pelo armazenador térmico e as respectivas taxas de entrada de energia e exergia no armazenador térmico, ou seja:

$$\eta_A = \frac{\dot{E}_2 - \dot{E}_3}{\dot{E}_2} = \frac{\dot{m}(h_2 - h_3)}{\dot{m}h_2} \quad (6.30)$$

$$\varepsilon_A = \frac{\dot{\Phi}_2 - \dot{\Phi}_3}{\dot{\Phi}_2} = \frac{\dot{m}(\phi_2 - \phi_3)}{\dot{m}\phi_2} \quad (6.31)$$

A taxa de destruição de exergia no armazenador pode ser calculada através da equação 6.10, reescrita como:

$$\dot{\Phi}_{d,A} = \dot{\Phi}_2 - \dot{\Phi}_3 \quad (6.32)$$

6.2.5 – Bomba

As taxas de energia da água na entrada e saída da bomba e a taxa de variação da energia da água ao circular pela bomba podem ser calculadas como:

$$\dot{E}_3 = \dot{m}h_3 \quad (6.33)$$

$$\dot{E}_4 = \dot{m}h_4 \quad (6.34)$$

$$\dot{E}_4 - \dot{E}_3 = \dot{m}(h_4 - h_3) \quad (6.35)$$

De maneira similar, as taxas de exergia da água na entrada e saída da bomba e a taxa de variação da exergia da água ao circular pela bomba podem ser calculadas como:

$$\dot{\Phi}_3 = \dot{m}\phi_3 \quad (6.36)$$

$$\dot{\Phi}_4 = \dot{m}\phi_4 \quad (6.37)$$

$$\dot{\Phi}_4 - \dot{\Phi}_3 = \dot{m}(\phi_4 - \phi_3) \quad (6.38)$$

As taxas de energia e exergia fornecidas à bomba é devido ao fornecimento de potência para seu funcionamento, ou seja:

$$\dot{E}_B = \dot{W}_{B,elétrica} \quad (6.39)$$

$$\dot{\Phi}_B = \dot{W}_{B,elétrica} \quad (6.40)$$

O termo $\dot{W}_{B,elétrica}$ pode ser calculado levando em consideração perdas mecânicas e elétricas. Dessa forma, de acordo com Gunerhan e Hepbasli (2007) a potência elétrica fornecida a bomba pode ser calculada como:

$$\dot{W}_{B,elétrica} = \frac{\dot{W}_B}{\eta_{B,elétrica}\eta_{B,mecânica}} \quad (6.41)$$

onde $\eta_{B,elétrica}$ leva em consideração perdas elétricas na bomba, $\eta_{B,mecânica}$ leva em consideração perdas mecânicas na bomba e \dot{W}_B é a potência da bomba selecionada. As eficiências energética e exergética da bomba, ou eficiências de primeira lei e segunda lei, podem ser calculadas através da relação entre as respectivas taxas de variação de energia e exergia da água ao circular pela bomba e as respectivas taxas de fornecimento de energia e exergia para a bomba na forma de potência elétrica, ou seja:

$$\eta_B = \frac{\dot{E}_4 - \dot{E}_3}{\dot{E}_B} = \frac{\dot{m}(h_4 - h_3)}{\dot{W}_{B,elétrica}} \quad (6.42)$$

$$\varepsilon_B = \frac{\dot{\Phi}_4 - \dot{\Phi}_3}{\dot{\Phi}_B} = \frac{\dot{m}(\phi_4 - \phi_3)}{\dot{W}_{B,elétrica}} \quad (6.43)$$

A taxa de destruição de exergia na bomba pode ser calculada através da equação 6.10, reescrita como:

$$\dot{\Phi}_{d,B} = \dot{\Phi}_B - (\dot{\Phi}_4 - \dot{\Phi}_3) \quad (6.44)$$

6.2.6 – Potencial de melhoria exergética

Van Gool (1997) propôs que a máxima melhoria na eficiência exergética de um processo ou um sistema é obviamente alcançada quando a taxa de destruição de exergia ou taxa de irreversibilidades $\dot{\Phi}_d = \sum \dot{\Phi}_e - \sum \dot{\Phi}_s$ é minimizada. Conseqüentemente, o autor sugeriu que

pode ser útil empregar o conceito de um potencial de melhoria exergética (*PME*) na análise de diferentes processos ou de sistemas. Esse potencial de melhoria exergética na forma de taxa, denotado por \dot{PME} , pode ser escrito como:

$$\dot{PME} = (1 - \varepsilon)\dot{\Phi}_d \quad (6.45)$$

onde ε é a eficiência de segunda lei e $\dot{\Phi}_d$ é a taxa de destruição de exergia.

6.2.7 – Análise global do sistema

Uma eficiência de primeira lei para o sistema indica a porcentagem na qual a taxa de radiação solar é armazenada no PCM. Em termos matemáticos essa eficiência pode ser calculada como a relação entre a taxa líquida de energia armazenada no PCM e a taxa de transferência de energia por radiação solar para o sistema, ou seja:

$$\eta_{sistema} = \frac{\dot{E}_{23} - \dot{E}_B}{\dot{E}_C} \quad (6.46)$$

A taxa de destruição de exergia do sistema pode ser calculada através da soma das taxas de destruição de exergia dos componentes do sistema (Bejan, 1982), ou seja:

$$\dot{\Phi}_{d,sistema} = \dot{\Phi}_{d,C} + \dot{\Phi}_{d,A} + \dot{\Phi}_{d,B} \quad (6.47)$$

onde as taxas de destruição de exergia dos componentes do sistema são calculadas a partir das equações 6.23, 6.32 e 6.44. A taxa de exergia do combustível do sistema pode ser calculada através da soma das taxas de exergia que entram no sistema, isto é, a exergia da radiação solar e a exergia fornecida à bomba por potência elétrica, ou seja:

$$\dot{\Phi}_{combustível, sistema} = \dot{\Phi}_C + \dot{\Phi}_B \quad (6.48)$$

A taxa de exergia do produto do sistema pode ser calculada através da taxa de exergia armazenada no PCM, ou seja:

$$\dot{\Phi}_{\text{produto, sistema}} = \dot{\Phi}_{23} \quad (6.49)$$

A relação entre a taxa de destruição de exergia do sistema e a taxa de exergia do combustível do sistema é conhecida como número de geração de entropia (Bejan, 1982), escrita como:

$$N_{\text{ger, sistema}} = \frac{\dot{\Phi}_{d, \text{sistema}}}{\dot{\Phi}_{\text{combustível, sistema}}} \quad (6.50)$$

Finalmente, a relação entre a taxa de exergia do produto do sistema e a taxa de exergia do combustível do sistema define a eficiência de segunda lei para o sistema, ou seja:

$$\mathcal{E}_{\text{sistema}} = \frac{\dot{\Phi}_{\text{produto, sistema}}}{\dot{\Phi}_{\text{combustível, sistema}}} \quad (6.51)$$

A eficiência de segunda lei para o sistema também pode ser calculada através do número de geração de entropia (Bejan, 1982), ou seja:

$$\mathcal{E}_{\text{sistema}} = 1 - N_{\text{ger, sistema}} \quad (6.52)$$

Assim como na primeira lei, uma eficiência de segunda lei para o sistema indica a porcentagem na qual a exergia contida na radiação solar é armazenada no PCM.

6.2.8 – Parâmetros termodinâmicos

A análise termodinâmica dos componentes do sistema de aquecimento solar pode também ser realizada através dos seguintes parâmetros (Xiang et al., 2004):

- Taxa de esgotamento de combustível (TEC): é a relação entre a taxa de destruição de exergia de cada componente do sistema e a taxa de exergia do combustível do sistema.

$$TEC_{componente} = \frac{\dot{\Phi}_{d,componente}}{\dot{\Phi}_{combustível,sistema}} \quad (6.53)$$

- Irreversibilidade relativa (IR): é a relação entre a taxa de destruição de exergia de cada componente do sistema e a taxa de destruição de exergia do sistema.

$$IR_{componente} = \frac{\dot{\Phi}_{d,componente}}{\dot{\Phi}_{d,sistema}} \quad (6.54)$$

- Falta de produtividade (FP): é a relação entre a taxa de destruição de exergia de cada componente do sistema e a taxa de exergia do produto do sistema.

$$FP_{componente} = \frac{\dot{\Phi}_{d,componente}}{\dot{\Phi}_{produto,sistema}} \quad (6.55)$$

- Fator exerético (FE): é a relação entre a taxa de exergia do combustível de cada componente do sistema e a taxa de exergia do combustível do sistema.

$$FE_{componente} = \frac{\dot{\Phi}_{combustível,componente}}{\dot{\Phi}_{combustível,sistema}} \quad (6.56)$$

Nota-se que a soma das irreversibilidades relativas IR e a soma dos fatores exeréticos FE devem ser iguais à unidade.

Capítulo 7

Resultados e discussões

7.1 – Estudo do coletor solar

Um coletor solar plano idealizado com área $A_c = 2,0 \text{ m}^2$ está posicionado numa inclinação recomendada de 32° . Esta inclinação corresponde à latitude da cidade de Bauru-SP que é adicionada de 10° para compensar o período de inverno. Parâmetros físicos e propriedades termofísicas da água líquida utilizados na análise do coletor solar podem ser vistos na tabela 7.1:

Tabela 7.1 – Parâmetros de cálculo para o coletor solar.

U_c	4,5 W/m ² K
k	0,613 W/m.K
T_0	300 K
ρ	997 kg/m ³
m	4 kg
c_p	4179 J/kg.K
μ	855×10^{-6} kg/m.s
$l_c = \frac{m}{\rho A_s}$	0,5714 m
$Bi_c = \frac{U_c l_c}{k}$	4,1948

Inalli et al. (1996) sugeriram um valor de $4,5 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$ para o coeficiente global de transferência de calor do coletor solar. Esse valor foi adotado para os cálculos do coletor solar nesse trabalho. Os valores numéricos de k , ρ , μ e c_p foram obtidos de Incropera e DeWitt (2002) para a água saturada na temperatura de 300 K. Os parâmetros A_c e m foram adotados. Além disso os parâmetros K e β valem, respectivamente, 2700 W e 4999800 J.

Um dia representativo do fluxo de radiação solar foi escolhido para o cálculo de parâmetros de projeto e otimização. Foi escolhido o dia 12/01/2008 e os dados foram obtidos no Instituto de Pesquisas Meteorológicas da cidade de Bauru – IPMET. O fluxo de radiação solar no período compreendido entre 9 h e 18 h pode ser visto na figura 7.1.

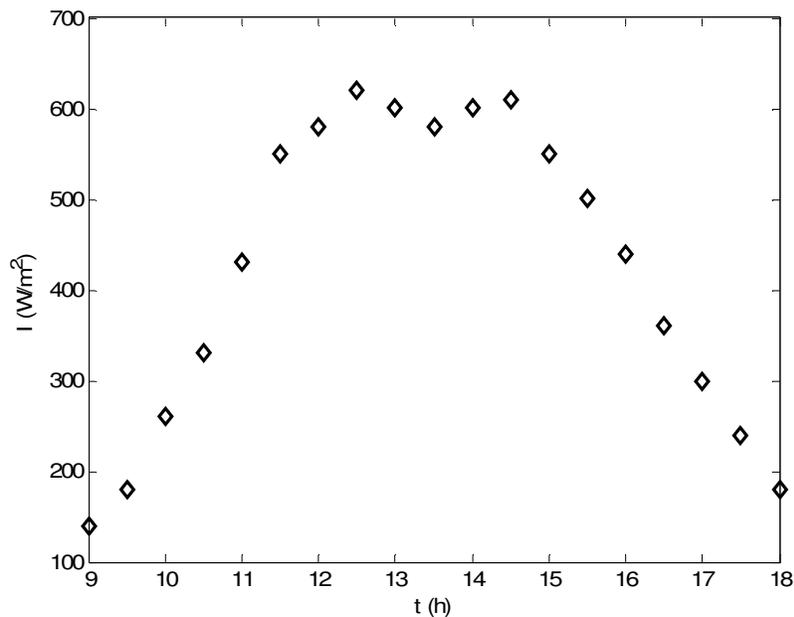


Figura 7.1 – Comportamento do fluxo de radiação solar entre 9 – 18 h.

O primeiro passo do procedimento de cálculo consiste na otimização da vazão mássica de água através do coletor solar de maneira a extrair o máximo trabalho (exergia) da água proveniente de seu aquecimento pela energia solar. Para isso, é necessário calcular a temperatura ótima na saída do coletor solar, θ_{om} , em função da taxa de radiação solar diária $i(t) = I(t) \times A_c$, de acordo com a equação 3.41, ou seja:

$$\frac{(\theta_{om} - 1)^3}{\theta_{om} \ln \theta_{om} - \theta_{om} + 1} = \frac{i(t)}{K}$$

A equação acima é uma equação transcendental cuja solução foi obtida numericamente através do software Octave. Parâmetros de cálculo para essa solução são a taxa de radiação solar $i(t)$ e o parâmetro de cálculo K . Com a solução numérica dessa equação, obtêm-se valores numéricos da temperatura ótima adimensional θ_{om} em função do tempo. Na figura 7.2 estão mostrados os resultados de temperatura ótima adimensional da água na saída do coletor solar em função do tempo.

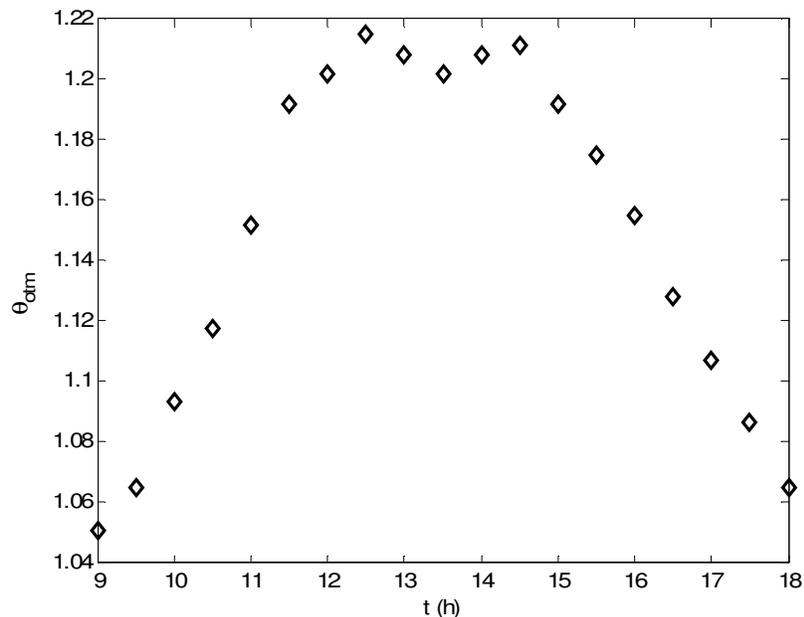


Figura 7.2 – Comportamento da temperatura ótima adimensional da água na saída do coletor solar em função do tempo.

Na figura 7.3 estão mostrados os resultados de temperatura ótima da água na saída do coletor solar em função do tempo na forma $T_{om} = \theta_{om} \times T_0$, onde T_0 é a temperatura ambiente, admitida como sendo 300 K. Nota-se que os maiores valores da temperatura ótima ocorrem entre 11 h e 15 h e que a temperatura ótima de saída da água atinge um valor máximo de aproximadamente 364 K entre 12 h e 13 h. Além disso, comparando-se a figura 7.1 com a figura 7.3 verifica-se que a forma do perfil de temperaturas ótimas em função do tempo é semelhante à

forma do perfil de fluxo de radiação solar em função do tempo, o que já havia sido verificado por Bejan (1982). Assim, pode-se concluir que a temperatura ótima da água na saída do coletor solar varia de maneira similar ao perfil de fluxo de radiação solar $i(t)$ para máximo fornecimento de exergia pela água.

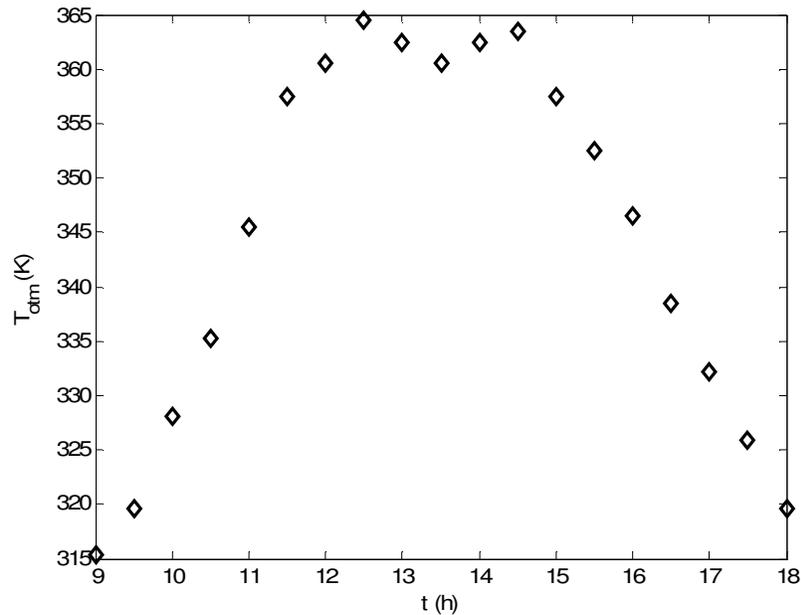


Figura 7.3 – Comportamento da temperatura ótima da água na saída do coletor solar em função do tempo.

Obtidos os valores numéricos de θ_{om} em função do tempo, figura 7.2, a vazão mássica ótima de água \dot{m}_{om} que deve ser circulada através do coletor solar pode ser calculada em função do tempo através da equação 3.42, ou seja:

$$\dot{m}_{om}(t) = \frac{1}{c_p T_0} \left[\frac{i(t)}{(\theta_{om} - 1)} - K - \frac{\beta}{(\theta_{om} - 1)} \frac{\partial \theta_{om}}{\partial t} \right]$$

onde a taxa de variação $\partial \theta_{om} / \partial t$ pode ser estimada através da figura 7.2 para cada intervalo de tempo. Além disso, os valores numéricos dos parâmetros de cálculo c_p e T_0 podem ser visualizados na tabela 7.1. Os resultados obtidos estão mostrados na figura 7.4. Com a massa

específica da água, converteu-se a vazão mássica da água de kg/s para sua vazão volumétrica em l/h, e os resultados podem ser visualizados na figura 7.5.

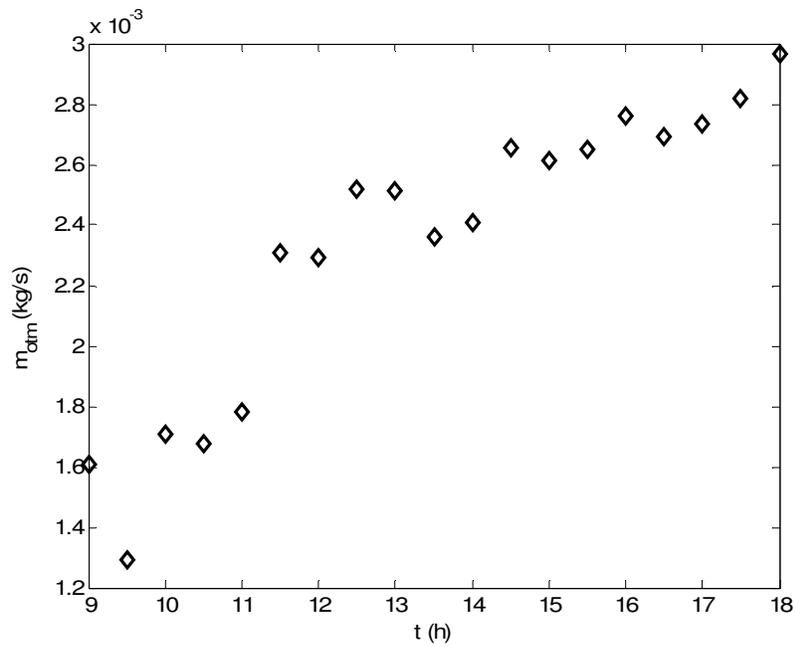


Figura 7.4 – Comportamento da vazão mássica ótima da água em função do tempo.

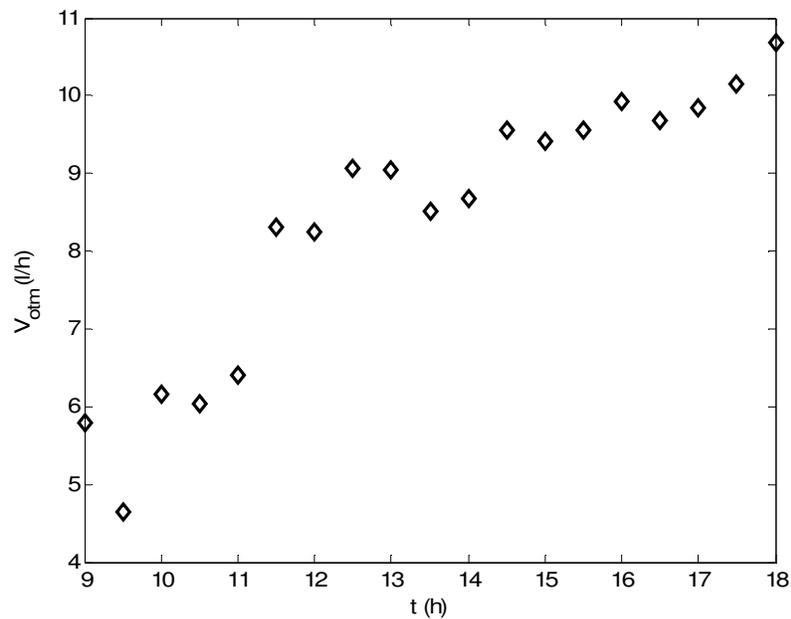


Figura 7.5 – Comportamento da vazão volumétrica ótima da água em função do tempo.

Das figuras 7.4 e 7.5 nota-se que a vazão mássica e volumétrica da água são funções crescentes com o tempo, atingindo um máximo de 0,003 kg/s em termos de vazão mássica e 10,7 l/h em termos de vazão volumétrica próximo as 18 h. Além disso, das figuras 7.4 e 7.5 notam-se variações acentuadas dos valores numéricos obtidos, sendo necessário uma bomba mecânica programada para atender esses diferentes valores. Do ponto de vista prático e principalmente econômico pode não ser viável um projeto desse tipo. Dessa forma, é necessário verificar se a utilização dos valores otimizados obtidos são aceitáveis economicamente. Uma alternativa simplificada é a utilização de um valor médio para a vazão volumétrica da água, que pode ser visualizado na figura 7.6. No caso estudado esse valor é de 8,4 l/h, obtido através de uma média aritmética entre os valores calculados de vazão volumétrica ótima em função do tempo.

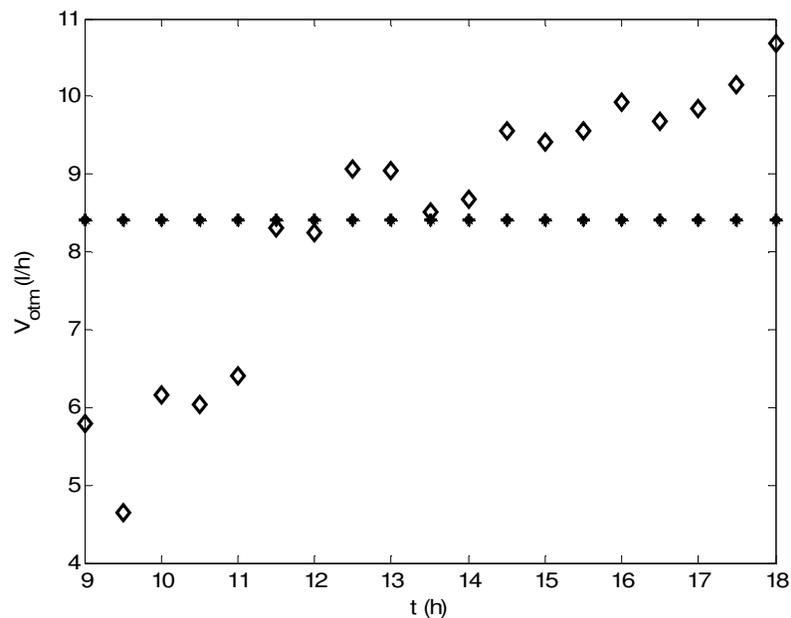


Figura 7.6 – Vazão volumétrica média em função do tempo.

Pode-se justificar o perfil crescente da vazão volumétrica através de uma análise do perfil de temperaturas, figura 7.3. Próximo às 14 horas, a temperatura de saída da água no coletor solar começa a diminuir e consequentemente sua exergia decresce no tempo. Para evitar isso, a vazão mássica deve ser intensificada para que a exergia da água seja maximizada, e, devido a isso, o perfil de vazão volumétrica é sempre crescente no tempo. A justificativa para a queda nos valores de vazão volumétrica entre as 9 e 10 horas são numéricos devido à dificuldade de calcular a derivada da equação 3.42 no ponto inicial, ou seja, as 9 horas.

Com os resultados da figura 7.4 e com as propriedades termofísicas da tabela 7.1 pode-se calcular o número de Reynolds do escoamento de água no interior dos dutos no coletor solar em função do tempo. Os resultados podem ser visualizados na figura 7.7.

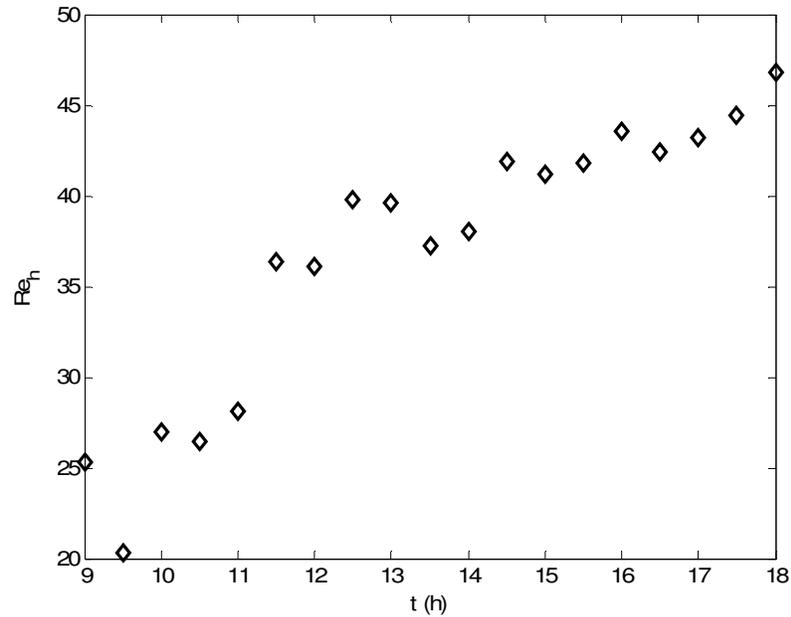


Figura 7.7 – Comportamento do número de Reynolds da água em função do tempo.

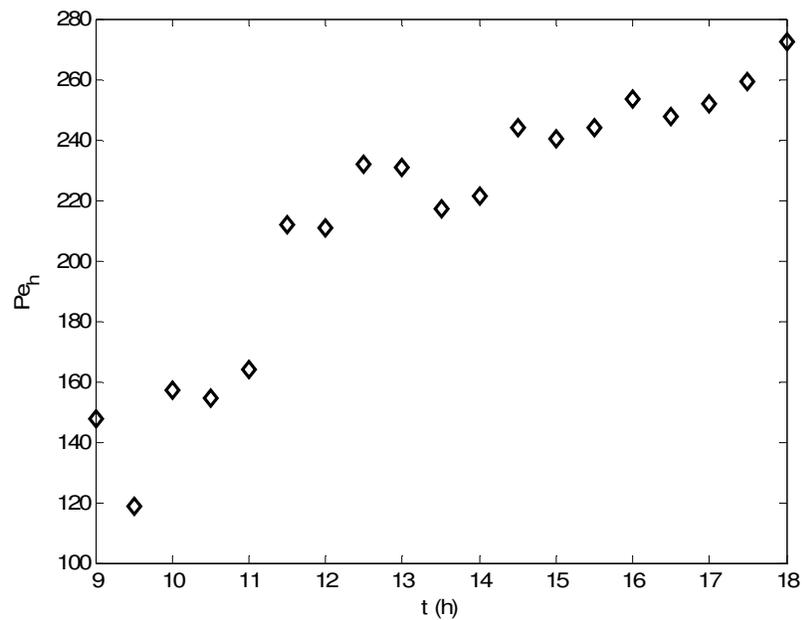


Figura 7.8 – Comportamento do número de Peclet da água em função do tempo.

Com as propriedades termofísicas constantes da tabela 7.1 foi calculado o número de Prandtl para o escoamento de água, com valor igual a 5,8. Calculou-se então o número de Peclet, definido como o produto entre o número de Reynolds e o número de Prandtl. Assim, os valores do número de Peclet em função do tempo podem ser visualizados na figura 7.8.

Conforme Burmeister (1983) se o número de Peclet for maior que 100, o termo de condução axial é desprezível. Basicamente, o número de Peclet é uma medida da importância relativa entre a convecção axial e a condução axial. Dessa forma, na modelagem matemática do coletor solar mostrada no capítulo 3, o termo difusivo tem pouca influência no problema físico em análise, pois no período considerado, ou seja, das 9h as 18 h tem-se valores do número de Peclet sempre acima de 100. Assim, a aproximação linear de $\partial T/\partial x$ está justificada.

7.2 – Estudo do armazenador térmico

Os parâmetros físicos utilizados no procedimento de cálculo do armazenador térmico podem ser vistos na tabela 7.2:

Tabela 7.2 – Parâmetros de cálculo para o armazenador térmico.

a	0,05 m
l	0,108 m
b	0,6 m
T_0	300 K

Considerando um período completo de absorção de energia solar pela água no coletor solar, pode-se calcular o volume necessário do armazenador térmico. Para isso faz-se uma integração numérica do perfil de vazões volumétricas ótimas obtidas anteriormente, figura 7.5, ao longo do período considerado (9h – 18h). Com isso será obtido o volume de água acumulada no interior do tanque armazenador no decorrer do período considerado, que adicionado ao volume das barras contendo PCM, fornece o volume total do armazenador térmico.

Com o auxílio da regra dos trapézios implementada no Octave encontrou-se um volume ótimo de água de aproximadamente 64 litros para o caso considerado. Sabendo que o reservatório possui seção transversal quadrada com lado igual a $a + n(l + a)$ e altura b , onde n é o número de barras contendo PCM, pode-se calcular n através da equação 4.40, mostrada no capítulo 4:

$$n = \frac{-(al + 2a^2) \pm \sqrt{(al + 2a^2)^2 + 4(al + a^2) \left(\frac{V_{otm}}{b} - a^2 \right)}}{2(al + a^2)}$$

Para essa simulação obteve-se que $n = 4$. Dessa forma, as dimensões do tanque armazenador são (0,682 m × 0,682 m × 0,6 m), ou seja, $V_{armazenador} \approx 279$ litros. As dimensões de cada uma das 4 barras contendo PCM são (0,682 m × 0,108 m × 0,6 m). O volume total de PCM no tanque é $V_{PCM} = 215$ litros. Com esses valores, a porcentagem de PCM no interior do armazenador é de 77% e a porcentagem de água é de 23%.

O próximo passo do procedimento de otimização exergética consiste na maximização da exergia do armazenador térmico com barras de PCM. Perdas térmicas nos dutos de água entre o coletor solar e o tanque armazenador foram desprezadas. Como parâmetros de entrada para o estudo do armazenador térmico, utilizam-se os parâmetros de saída otimizados do coletor solar, isto é, T_{otm} e \dot{m}_{otm} . Para cada barra com PCM, o contato térmico ocorre com a metade da vazão mássica ótima por canal, $\dot{m}_{otm,canal} = \dot{m}_{otm}/2(n+1)$, e a superfície de troca de calor. Além disso, devido a simetria, somente metade do material de mudança de fase será analisado. Com isso, o seguinte procedimento de cálculo é realizado:

1 – Propriedades termofísicas da água

Para o cálculo das propriedades termofísicas da água, é necessário estimar um valor numérico para a temperatura de saída do escoamento de água através dos canais do armazenador após contato térmico com o PCM. A temperatura de entrada da água e sua vazão mássica são os valores ótimos obtidos na otimização do coletor solar. Dessa maneira, as propriedades

termofísicas da água podem ser calculadas através de sua temperatura média de mistura, definida matematicamente como $T_{mm}^k = (T_{om} + T_s)/2$, onde o sobrescrito k indica iteração inicial e o subscrito mm indica temperatura média de mistura.

2 – Expressões empíricas

Conforme Kestin e Whitelaw (1966), as propriedades termofísicas viscosidade dinâmica, calor específico à pressão constante e condutividade térmica para a água líquida podem ser calculadas em função de sua temperatura absoluta T através das seguintes expressões empíricas:

$$\mu(T) = (31,6371 - 6,37804T^{0,5} + 0,485827T - 0,016519T^{1,5} + 2,11278 \times 10^{-4}T^2)^3 \quad (7.1)$$

$$c_p(T) = 3,805070 \times 10^6 - 1,028080 \times 10^6 T^{0,5} + 1,1116 \times 10^5 T - 6005,26T^{1,5} + 162,081T^2 - 1,7482T^{2,5} \quad (7.2)$$

$$k(T) = -2,76131 + 0,340118T^{0,5} - 8,38245 \times 10^{-3}T \quad (7.3)$$

Dessa forma, podem-se utilizar essas expressões para o cálculo dessas propriedades na temperatura média de mistura da água, ou seja, $\mu(T_{mm}^k)$, $c_p(T_{mm}^k)$ e $k(T_{mm}^k)$.

3 – Cálculo do diâmetro hidráulico

De acordo com a figura 7.9, para n PCMs, um dos lados da vista superior do tanque armazenador possui dimensão $a + n(l + a)$. Como foi admitindo que o armazenador possui seção transversal quadrada, o outro lado da vista superior também possui dimensão $a + n(l + a)$. Dessa forma, a área de escoamento entre dois PCMs adjacentes será $A_{escoamento} = a[a + n(l + a)]$ e o perímetro molhado será $P_{molhado} = 2[a + n(l + a)] + 2a$. Assim, de acordo com a definição de diâmetro hidráulico, tem-se:

$$D = \frac{4A_{\text{escoamento}}}{P_{\text{molhado}}} = \frac{4a[a+n(l+a)]}{2[a+n(l+a)]+2a} = \frac{a+n(l+a)}{1+\frac{n}{2a}(l+a)} \quad (7.4)$$

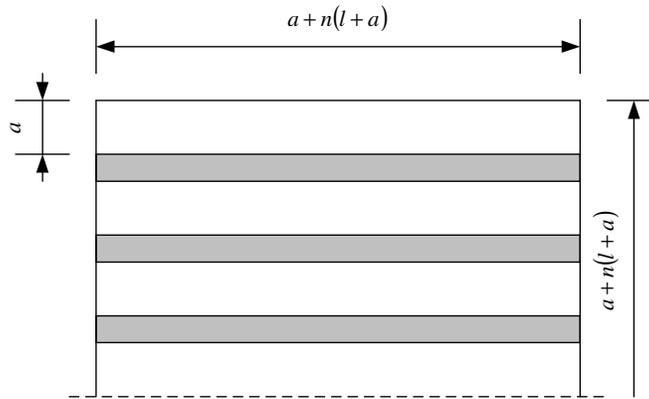


Figura 7.9 – Vista superior do armazenador de calor latente.

4 – Cálculo do número de Reynolds em função do tempo

O número de Reynolds em função do tempo pode ser calculado utilizando a vazão mássica ótima de água calculada na análise do coletor solar, pela viscosidade dinâmica da água e por parâmetros geométricos:

$$\text{Re}_h = \frac{\dot{m}_{\text{om,canal}} D}{\mu A_{\text{escoamento}}} \quad (7.5)$$

onde μ é a viscosidade dinâmica da água e D é o diâmetro hidráulico.

5 – Cálculo do número de Prandtl em função do tempo

O número de Prandtl em função do tempo pode ser calculado pelas propriedades termofísicas da água viscosidade dinâmica, calor específico à pressão constante e condutividade térmica, avaliadas na temperatura média de mistura do escoamento de água:

$$\text{Pr}_h = \frac{\mu c_p}{k} \quad (7.6)$$

6 – Cálculo do número de Nusselt em função do tempo

O número de Nusselt em função do tempo pode ser calculado através da correlação empírica para escoamento convectivo através de dutos, Kreith e Bohn, (2003):

$$Nu_h = 3,66 + \frac{0,065 \left(\frac{D}{b} \right) Re_h Pr_h}{1 + 0,04 \left(\frac{D}{b} Re_h Pr_h \right)^{0,667}} \quad (7.7)$$

utilizada para escoamento laminar, $Re_h < 2300$, e:

$$Nu_h = \frac{\frac{f_a}{8} (Re_h - 1000) Pr_h}{1 + 12,7 \left(\frac{f_a}{8} \right)^{0,5} (Pr_h^{0,667} - 1)} \quad (7.8)$$

utilizada para escoamento turbulento, $Re_h \geq 2300$, onde $f_a = [0,790 \ln(Re_h) - 1,64]^{-2}$ é o fator de atrito.

7 – Cálculo do coeficiente de transferência de calor por convecção em função do tempo

O coeficiente de transferência de calor por convecção em função do tempo pode ser calculado utilizando o número de Nusselt em função do tempo calculado no item 6, pela condutividade térmica do escoamento de água e pelo diâmetro hidráulico:

$$h = \frac{Nu_h k}{D} \quad (7.9)$$

8 – Cálculo do número de unidades de transferência de calor (NUT) em função do tempo

O número de unidades de transferência de calor em função do tempo pode ser calculado utilizando a equação 4.17 com o coeficiente de transferência de calor h substituindo o coeficiente global de transferência de calor U :

$$NUT = \frac{hA}{\dot{m}_{om,canal} c_p} \quad (7.10)$$

onde A é a área de troca de calor entre o fluido de transferência de calor e a superfície do PCM.

9 – Cálculo da temperatura de fusão ótima do PCM

A temperatura de fusão ótima do PCM pode ser calculada utilizando a equação 4.23:

$$T_{F,om} = (T_{om} T_0)^{1/2}$$

10 – Cálculo da nova temperatura de saída do escoamento de água

A nova temperatura de saída do escoamento de água pode ser calculada utilizando a equação 4.16 com $T_{F,om}$ substituindo T_F :

$$T_s = T_{F,om} + (T_{om} - T_{F,om}) e^{-NUT}$$

11 – Nova temperatura média de mistura

Com o novo valor de T_s calculado no item 10 e T_{om} conhecido da análise do coletor solar, a nova temperatura média de mistura para o escoamento de água é recalculada como sendo $T_{mm}^{k+1} = (T_{om} + T_s)/2$ e comparada com T_{mm}^k . Esse processo é repetido até que a condição $|T_{mm}^{k+1} - T_{mm}^k| < \lambda$ seja satisfeita, onde λ é a tolerância de cálculo. Dessa forma obtém-se o valor correto para a temperatura de saída T_s .

12 – Temperaturas adimensionais

Com a definição matemática da temperatura adimensional $\theta = T/T_0$, pode-se obter a temperatura de fusão ótima do PCM, $\theta_{F,om} = T_{F,om}/T_0$, a temperatura do escoamento de água na saída do armazenador, $\theta_s = T_s/T_0$ e a temperatura média de mistura do escoamento de água, $\theta_{mm} = T_{mm}/T_0$.

13 – Eficiência exergética máxima

A eficiência exergética máxima do processo de carregamento, referente à temperatura de fusão ótima do PCM, pode ser calculada a partir da equação 4.35:

$$\varepsilon_{\max} = \frac{(1 - e^{-NUT})[(\theta_{om})^{1/2} - 1]^2}{\theta_{om} - 1 - \ln(\theta_{om})}$$

Nas figuras 7.10, 7.11 e 7.12 podem ser vistos, respectivamente, o comportamento da viscosidade dinâmica, condutividade térmica e calor específico a pressão constante do escoamento de água em função do tempo. Essas propriedades termofísicas foram avaliadas na temperatura média de mistura do escoamento de água, obtida após um processo iterativo.

A estimativa inicial da temperatura de saída do escoamento de água no tanque armazenador foi de 250 K em todos os instantes considerados e foram necessárias 4 iterações para a obtenção da temperatura de saída correta do escoamento de água nos instantes considerados. O erro médio do processo iterativo foi de 2×10^{-4} em termos da temperatura de saída do escoamento de água. Para as três propriedades termofísicas consideradas, nota-se que as menores variações de seus valores numéricos ocorrem no período entre 11h e 15 h, coincidente com as maiores taxas de radiação solar.

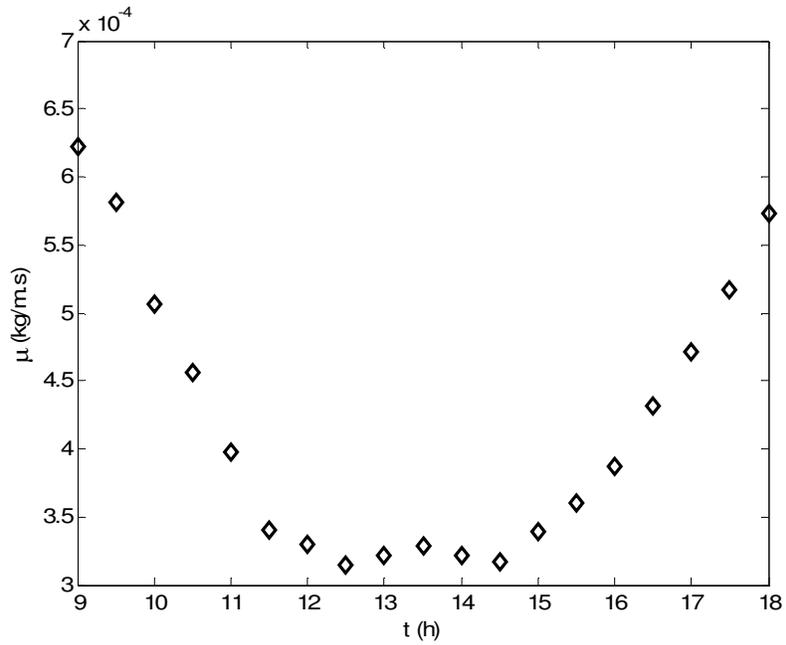


Figura 7.10 – Comportamento da viscosidade dinâmica da água em função do tempo.

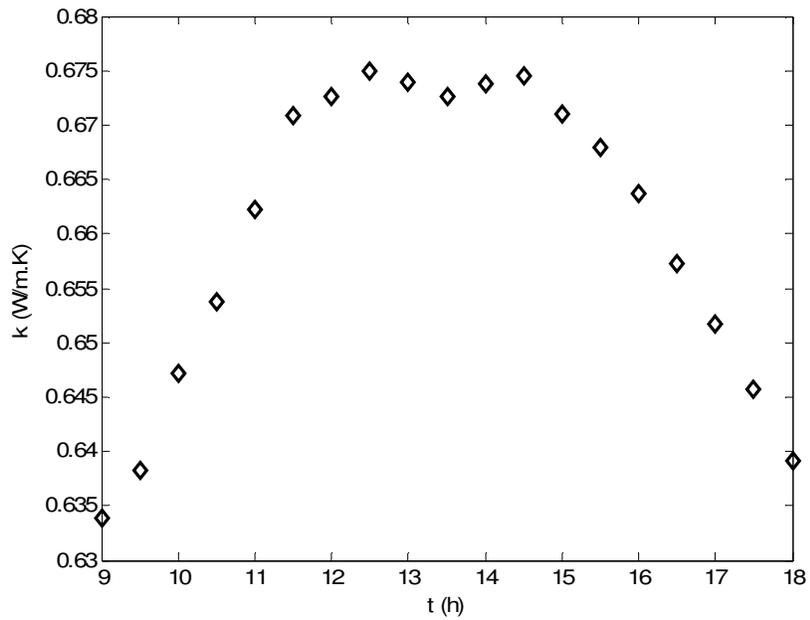


Figura 7.11 – Comportamento da condutividade térmica da água em função do tempo.

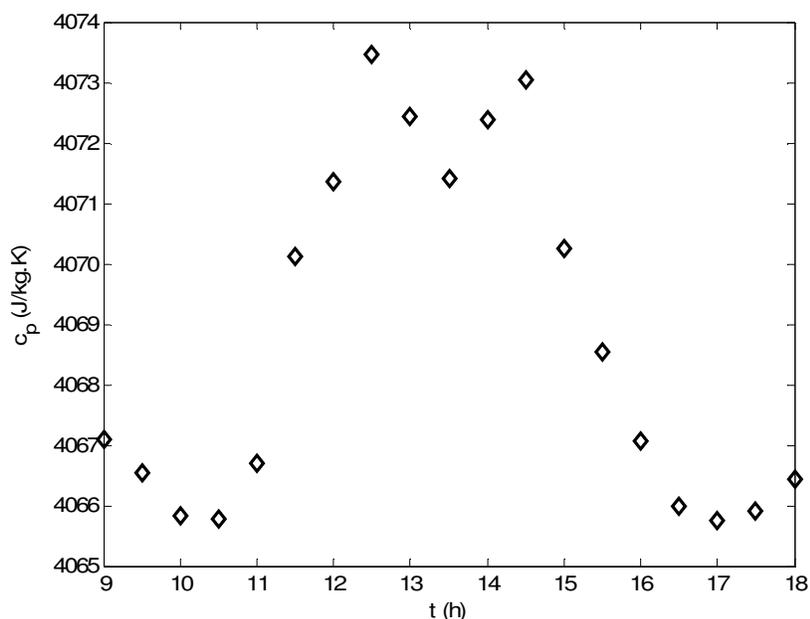


Figura 7.12 – Comportamento do calor específico à pressão constante da água em função do tempo.

Na figura 7.13 pode ser visto o comportamento do número de Reynolds em função do tempo, denominado Reynolds horário. O número de Reynolds aumenta entre 9 h e 15 h, tendo uma queda entre as 16 h e 18 h. O máximo número de Reynolds do escoamento de água para o período considerado foi igual a 5,89, ocorrendo entre as 14 h e 15 h. De maneira similar o mínimo número de Reynolds do escoamento de água para o período considerado foi igual a 1,56, ocorrendo entre as 9 h e 10 h. De qualquer forma, os valores obtidos configuram um escoamento laminar entre as 9 h e 18 h, pois são menores que o número de Reynolds crítico para escoamento interna, igual a 2300. Na figura 7.14 pode ser visto o comportamento do número de Prandtl em função do tempo, denominado Prandtl horário. Seu valor numérico decresce entre as 9 h e 11 h, permanece aproximadamente constante até as 15 h, aumentando novamente até 18 h. O máximo número de Prandtl do escoamento de água para o período considerado foi igual a 4, ocorrendo as 9h. De maneira similar o mínimo número de Prandtl do escoamento de água para o período considerado foi igual a 1,91, ocorrendo entre as 12 h e 13 h.

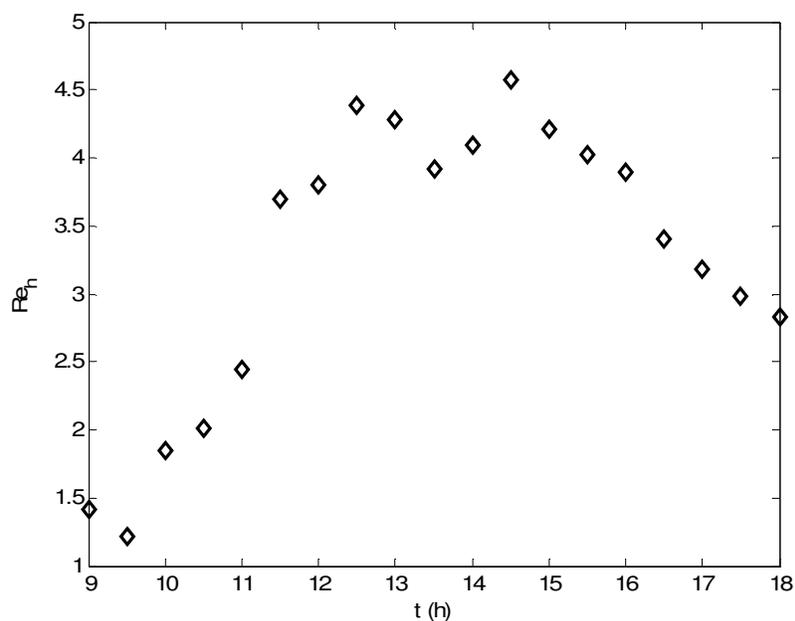


Figura 7.13 – Comportamento do número de Reynolds da água em função do tempo.

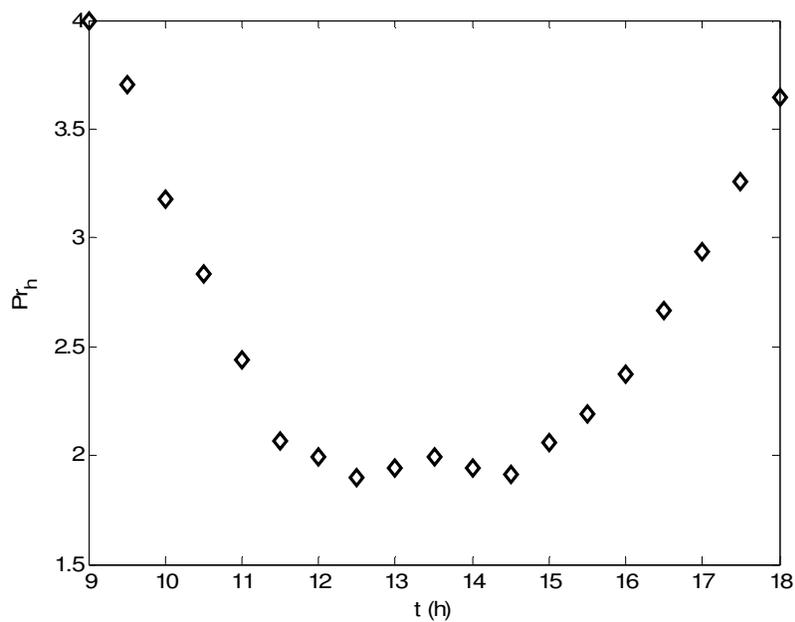


Figura 7.14 – Comportamento do número de Prandtl da água em função do tempo.

Na figura 7.15 pode ser visto o comportamento do número de Nusselt em função do tempo, denominado Nusselt horário. Nota-se que o número de Nusselt é uma função crescente com o tempo, atingindo um valor máximo de 3,79 as 18 h e um valor mínimo de 3,72 entre as 9 h e 10

h. Nota-se apenas uma pequena variação do número de Nusselt em função do tempo, de tal forma que o mesmo pode ser considerado como aproximadamente constante entre as 9 h e 18 h.

Na figura 7.16 pode ser visto o comportamento do coeficiente de transferência de calor por convecção do escoamento de água em função do tempo. O coeficiente de transferência de calor por convecção atinge um valor máximo de $27,3 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$ entre as 14 h e 15 h e um valor mínimo de $25,4 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$ as 9 h. Em função do próprio comportamento do número de Nusselt horário, o coeficiente de transferência de calor por convecção também tem pequena variação no intervalo de tempo considerado, e o mesmo pode ser considerado como aproximadamente constante entre as 9 h e 18 h. Assim, pode-se concluir que nesse caso a taxa de transferência de calor por convecção entre o fluido de transferência de calor e o PCM é aproximadamente constante durante o intervalo de tempo considerado. Essa taxa de transferência de calor por convecção pode ser facilmente calculada admitindo um coeficiente de transferência de calor por convecção médio.

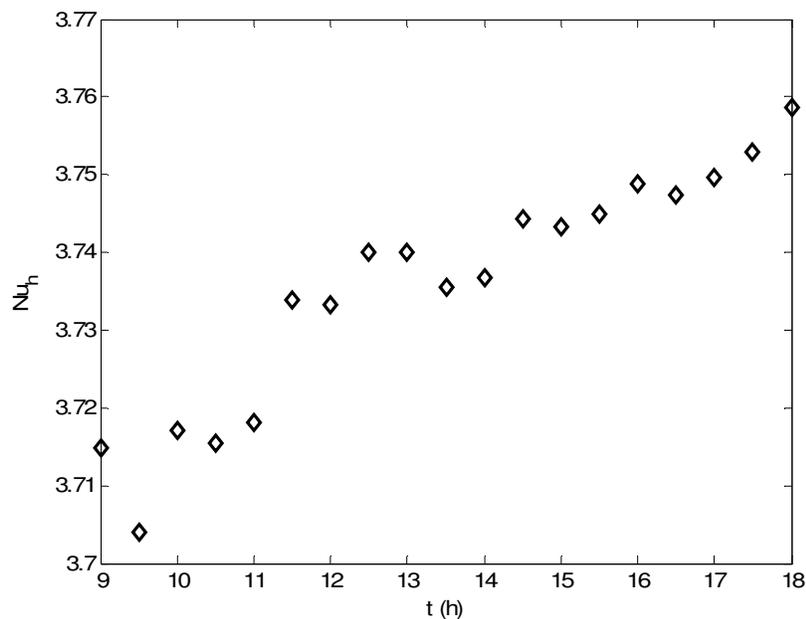


Figura 7.15 – Comportamento do número de Nusselt da água em função do tempo.

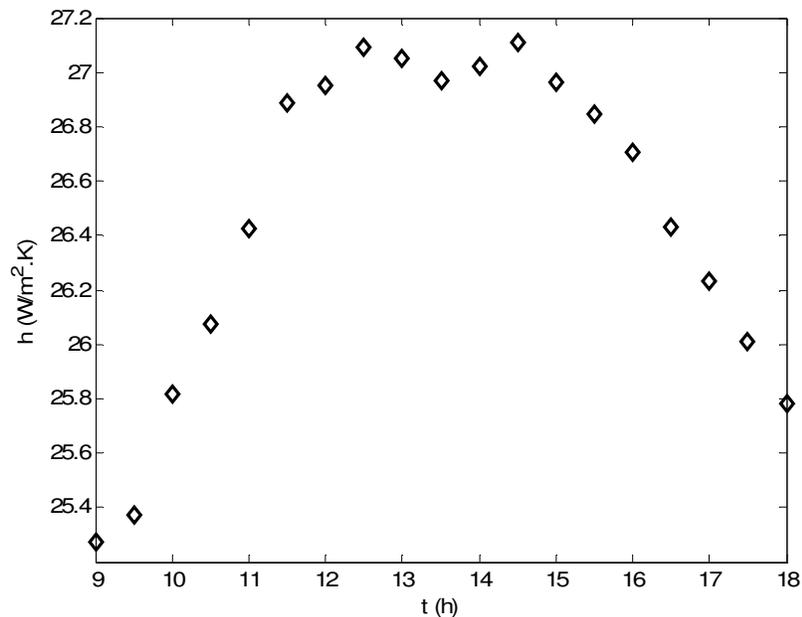


Figura 7.16 – Comportamento do coeficiente de transferência de calor por convecção da água em função do tempo.

Na figura 7.17 pode ser visto o número de unidades de transferência de calor (NUT) do escoamento de água em função do tempo. Nota-se que o número de unidades de transferência de calor é uma função decrescente com o tempo, atingindo um valor máximo de 0,48 entre as 9 h e 10 h e um valor mínimo de 0,21 as 18 h. O parâmetro NUT é uma medida da magnitude da transferência de calor entre o fluido de transferência de calor e o material de mudança de fase. Quanto maior o valor do NUT, melhor a troca térmica e mais eficiente é o processo. Dessa forma, nota-se que a transmissão de calor está favorecida entre as 9 h e 12 h, pois nesse intervalo de tempo têm-se os maiores valores numéricos do NUT.

Na figura 7.18 podem ser vistos a variação das temperaturas de entrada, de saída, média de mistura do escoamento de água e de fusão ótima do PCM em função do tempo, todas na forma dimensional.

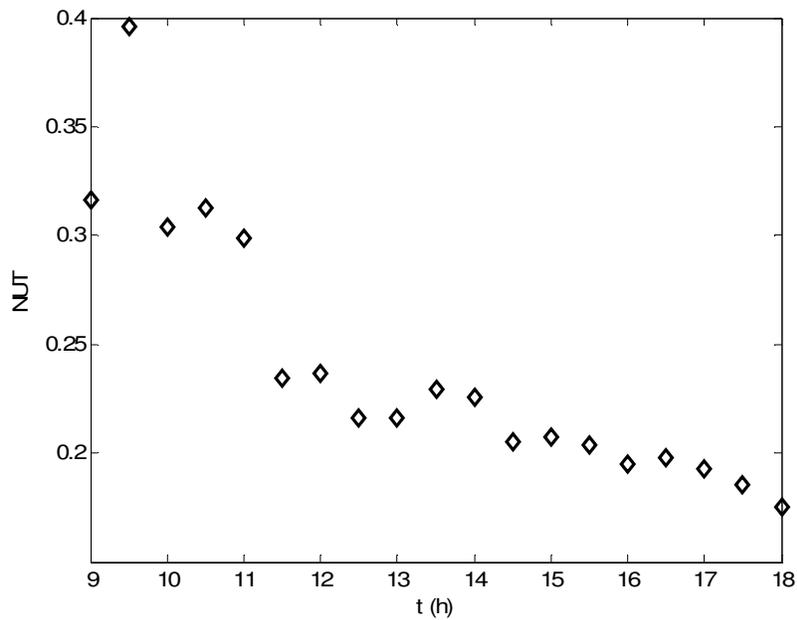


Figura 7.17 – Comportamento do NUT da água em função do tempo.

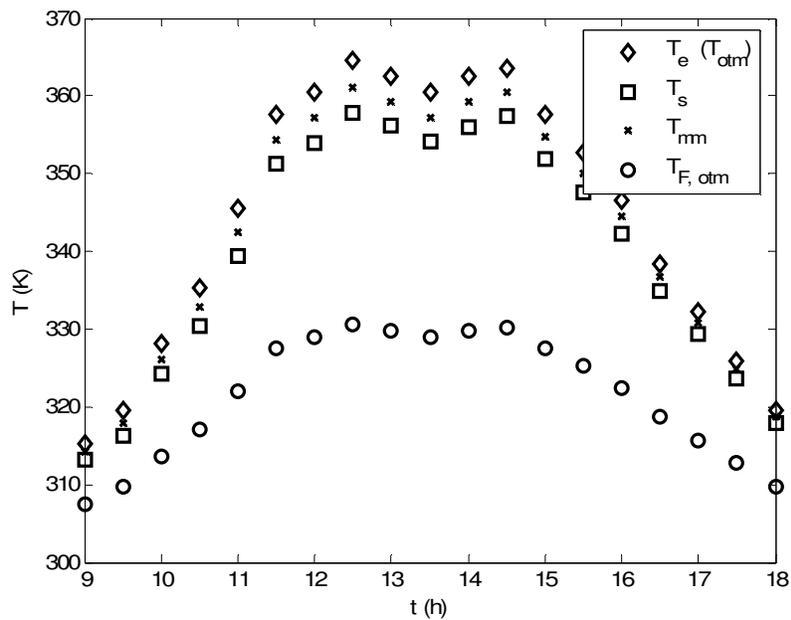


Figura 7.18 – Comportamento das temperaturas de entrada, saída e média de mistura da água e de fusão ótima do PCM em função do tempo.

Na figura 7.19 podem ser vistos os mesmo resultados, agora na forma adimensional. Como era de se esperar, as maiores temperaturas são as do escoamento de água de entrada no tanque

armazenador e as menores temperaturas são as ótimas de fusão do PCM. Além disso, os valores das temperaturas médias de mistura do escoamento de água estão entre as temperaturas da água na entrada do armazenador e as temperaturas da água na saída do armazenador, visto que aquelas foram calculadas como sendo a média aritmética entre os valores de temperatura na entrada e saída.

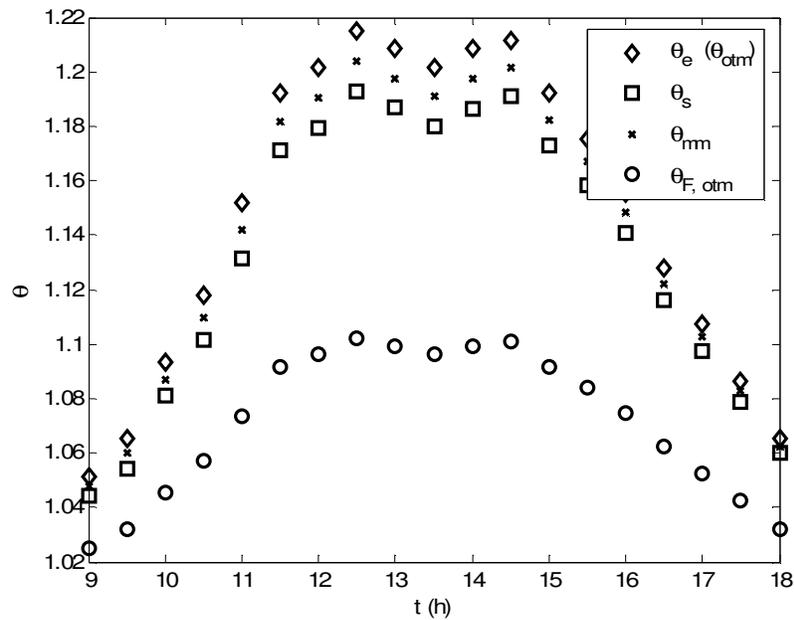


Figura 7.19 – Comportamento das temperaturas adimensionais de entrada, saída e média de mistura da água e de fusão ótima do PCM em função do tempo.

7.3 – Estudo do material de mudança de fase

O último passo do processo de otimização consiste na seleção do PCM adequado para o processo de armazenamento de energia na forma de calor latente. Para isso, a partir da figura 7.18, deve-se selecionar um PCM que atenda todo o processo de carregamento. Da figura 7.18 verifica-se que a temperatura de fusão ótima do PCM varia entre 307,6 K a 330,7 K entre as 9 h e 18 h. O PCM escolhido deve possuir uma temperatura de fusão maior ou igual a 307,6 K para atender a variação da temperatura de fusão no período considerado.

Para análise foram escolhidos PCMs comerciais da marca Rubitherm (www.rubitherm.com). Diversos catálogos com várias propriedades termofísicas do material de

mudança de fase estão disponíveis no site indicado. Essas propriedades são utilizadas na análise do PCM. O PCM selecionado é o RT 35 e algumas de suas propriedades termofísicas podem ser vistas na tabela 7.3:

Tabela 7.3 – Propriedades termofísicas do PCM RT 35.

Propriedade	RT 35
T_F (K)	308
c_p (J/kg.K)	2100
L_F (J/kg)	157000
k_L (W/m.K)	0,2
ρ_L (kg/m ³)	760

Como o coeficiente de transferência de calor por convecção tem pouca variação com o tempo, admitiu-se que seu valor é aproximadamente constante e independente do tempo. Assim, para efeito de cálculo adotou-se seu valor médio conforme resultados da figura 7.16, ou seja, $h = 26,7 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$. A espessura do PCM foi escolhida de maneira que o material de mudança de fase armazene energia na forma de calor latente durante todo o período de análise, ou seja, 9 horas.

De acordo com a formulação do capítulo 5, em que somente metade do PCM foi considerada devido à simetria, o valor de espessura utilizado na equação 5.31 é igual à metade de 0,108 m. Dessa forma, a espessura do PCM é 0,108 m e sua semi-espessura é 0,054 m. Os resultados obtidos podem ser vistos na tabela 7.2. Os números de Biot e Stefan para o PCM selecionado podem ser vistos na tabela 7.4.

Tabela 7.4 – Número de Biot e número de Stefan para o PCM RT 35.

Adimensional	RT 35
Bi	7,15
Ste	0,46

Na figura 7.20 está mostrada a velocidade adimensional da interface em função da posição adimensional da interface para o PCM considerado e na figura 7.21 está mostrada a mesma velocidade em função de sua posição em termos dimensionais.

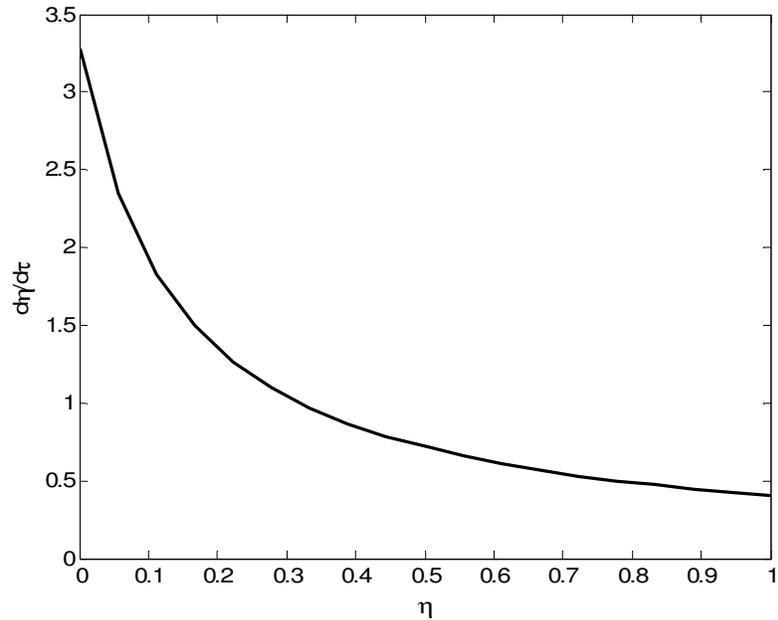


Figura 7.20 – Velocidade adimensional da interface sólido-líquido em função de sua posição adimensional.

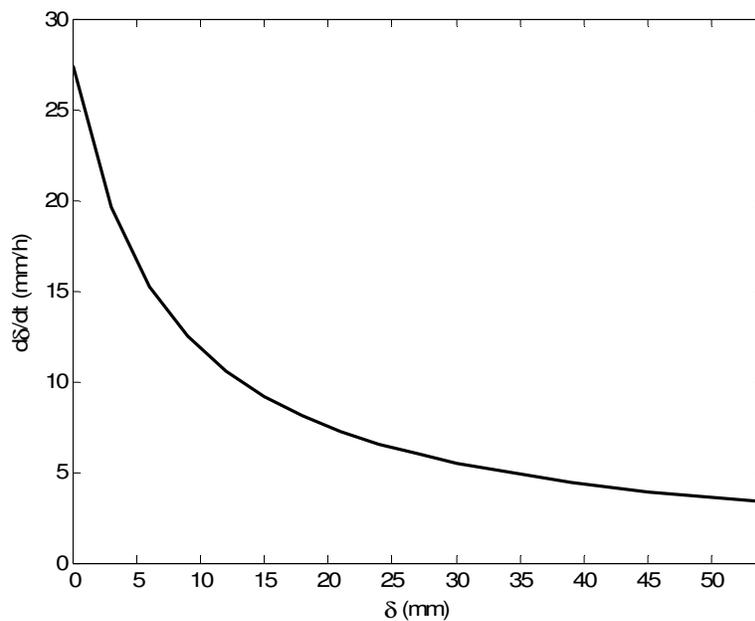


Figura 7.21 – Velocidade da interface sólido-líquido em função de sua posição.

Nota-se um rápido decréscimo da velocidade adimensional da interface em função de sua posição adimensional até aproximadamente $\eta = 0,5$. Após isso, a velocidade da interface permanece aproximadamente constante até $\eta = 1,0$. Na figura 7.22 pode ser visualizado a posição adimensional da interface sólido-líquido em função do tempo adimensional para o PCM considerado.

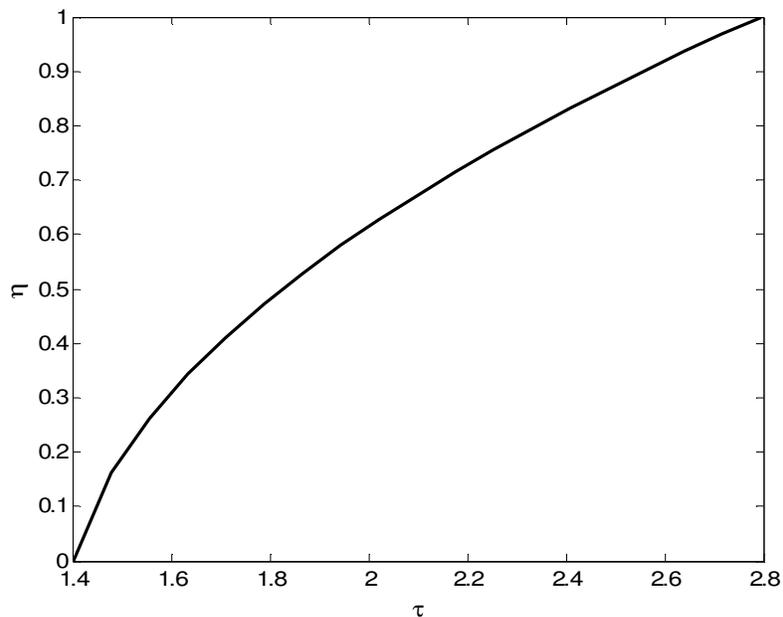


Figura 7.22 – Posição adimensional da interface sólido-líquido em função do tempo adimensional para o PCM RT 35.

Já na figura 7.23 é mostrada a posição da interface sólido-líquido em função do tempo na forma dimensional. O tempo total adimensional de fusão do material de mudança da fase é igual a 1,4, como pode ser visto na figura 7.22, pois nesse tempo adimensional a posição adimensional da frente de fusão η é igual a unidade, indicando que todo material foi fundido. Finalmente, na figura 7.24 pode ser visualizado a velocidade adimensional da interface sólido-líquido em função do tempo adimensional para o PCM selecionado. Já na figura 7.25 é mostrada essa velocidade em função do tempo em termos dimensionais. Finalmente, na figura 7.26 estão indicados os valores da fração de líquido em função do tempo para cada barra contendo material de mudança de fase. A fração de líquido é definida como sendo a relação entre o volume de material fundido e o volume total de cada PCM, podendo ser calculada como:

$$f_L = \frac{\delta}{l} \quad (7.11)$$

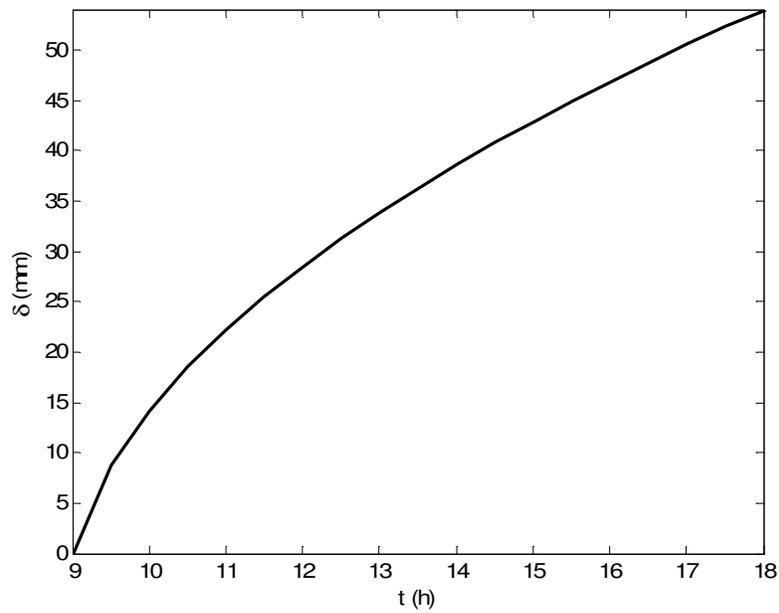


Figura 7.23 – Posição da interface sólido-líquido em função do tempo para o PCM RT 35.

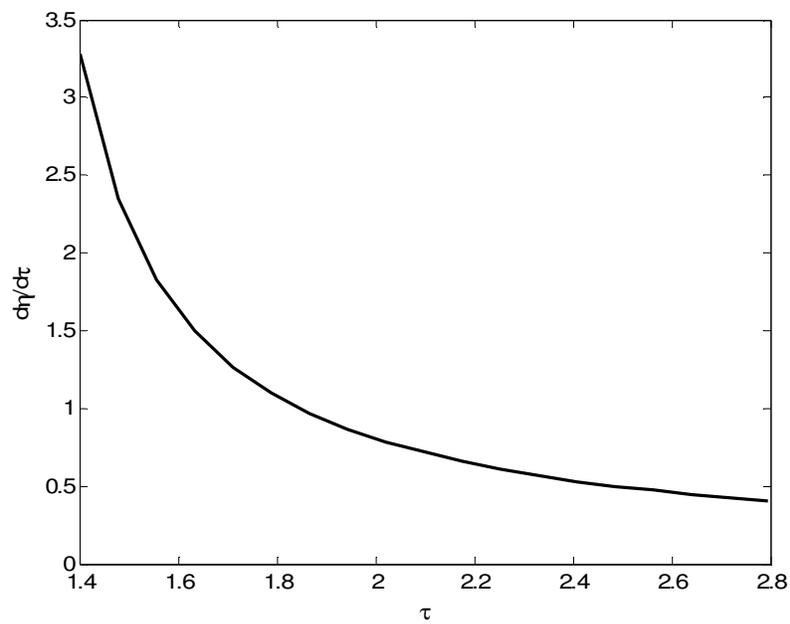


Figura 7.24 – Comportamento da velocidade adimensional da interface sólido-líquido em função do tempo adimensional.

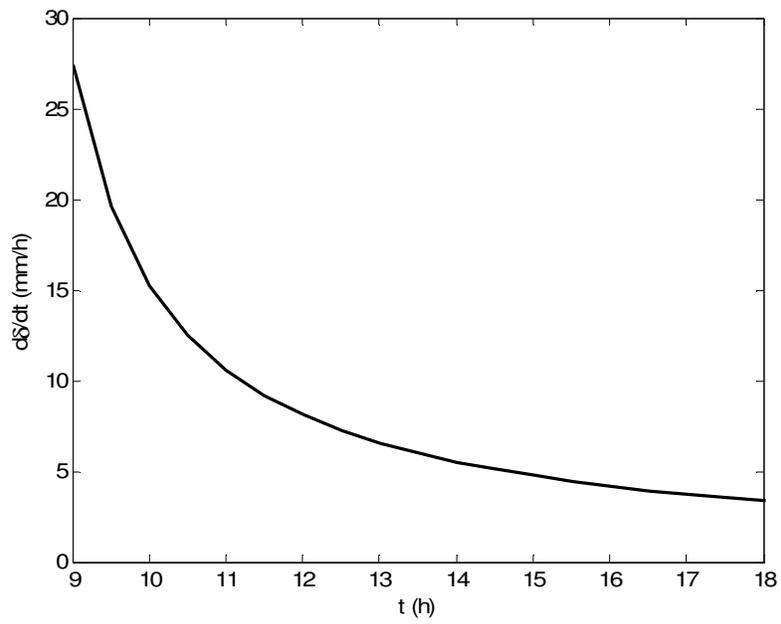


Figura 7.25 – Comportamento da velocidade da interface em função do tempo.

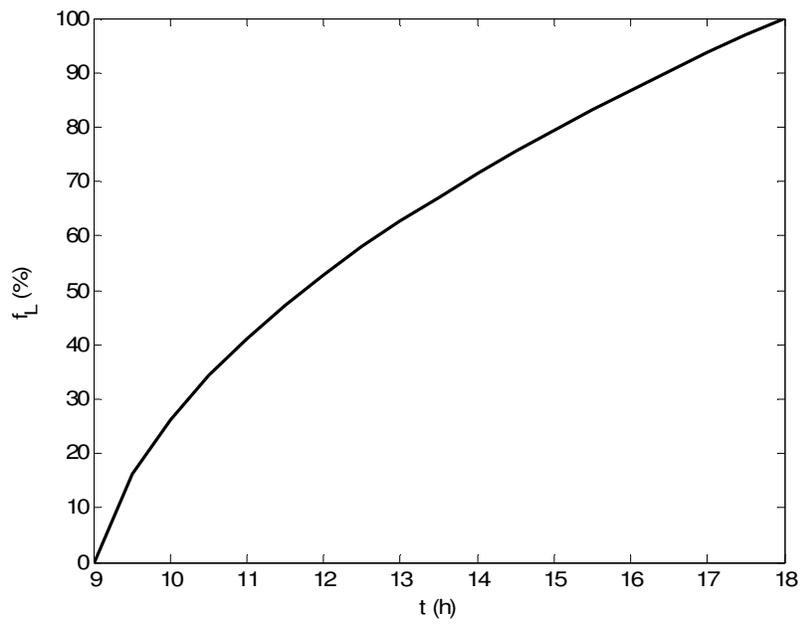


Figura 7.26 – Fração de líquido em função do tempo.

7.4 – Estudo do sistema completo

7.4.1 – Propriedades termodinâmicas

Os dados utilizados na simulação do sistema de aquecimento solar estão mostrados na tabela 7.5 durante o período considerado. T_1 é a temperatura da água na entrada do coletor solar, que foi admitida como constante e igual à temperatura ambiente, conforme modelagem matemática descrita no capítulo 3. T_2 é a temperatura ótima da água na saída do coletor solar, obtida através do procedimento de otimização exérgica mostrado no capítulo 3. Desprezando perdas pela tubulação entre a saída do coletor solar e a entrada do armazenador, T_2 é também a temperatura da água na entrada do armazenador térmico.

T_3 é a temperatura de saída da água no tanque armazenador, obtida através de um procedimento iterativo descrito no item 7.2. A água do ponto 3 é descarregada no ambiente a T_0 . Desprezando perdas pela tubulação entre a sucção e a entrada da bomba, T_0 é também a temperatura da água na entrada da bomba. T_f é a temperatura de fusão ótima do PCM, obtida através de um procedimento descrito no capítulo 4 e por último, \dot{m} é a vazão ótima de água que deve ser circulada através do coletor solar, utilizada aqui como a vazão mássica de todo o ciclo.

Uma bomba mecânica da marca WILO (www.wilo.com) foi selecionada para bombear a água da saída do armazenador até a entrada do coletor solar. A potência elétrica da bomba selecionada é igual a 0,03 W, com rendimento mecânico de 82 % e rendimento elétrico de 88 %. Dessa forma, de acordo com a equação 6.41, pode-se calcular a potência útil da bomba e através de um balanço de energia na bomba considerada adiabática, calcular a temperatura de saída da água líquida através da equação $T_{saída} = T_{entrada} + (\dot{W}_{B,elétrica} / \dot{m}c_p)$. Com o calor específico da água a pressão constante igual a 4180 J/kg.K, a potência útil da bomba é igual a 0,022 W. Assim, a temperatura de saída da água na bomba pode ser calculada em função do valor de T_0 e \dot{m} . Devido aos baixos valores de $\dot{W}_{B,elétrica}$, T_4 e conseqüentemente T_1 são praticamente idênticas a T_0 . Os valores das temperaturas podem ser vistos na tabela 7.5.

Tabela 7.5 – Dados utilizados na simulação do sistema de aquecimento solar.

t (h)	I (W/m ²)	\dot{m} (kg/s)	T_1 (K)	T_2 (K)	T_3 (K)	T_4 (K)	T_F (K)
9:00	140	0,0016	300,0	315,3	312,8	300,0	307,6
9:30	180	0,0013	300,0	319,6	315,8	300,0	309,6
10:00	260	0,0017	300,0	328,1	323,6	300,0	313,7
10:30	330	0,0017	300,0	335,3	329,6	300,0	317,2
11:00	430	0,0018	300,0	345,6	338,4	300,0	321,9
11:30	550	0,0023	300,0	357,6	350,2	300,0	327,5
12:00	580	0,0023	300,0	360,6	352,7	300,0	328,9
12:30	620	0,0025	300,0	364,5	356,7	300,0	330,7
13:00	600	0,0025	300,0	362,5	354,9	300,0	329,8
13:30	580	0,0024	300,0	360,6	352,9	300,0	328,9
14:00	600	0,0024	300,0	362,5	354,7	300,0	329,8
14:30	610	0,0027	300,0	363,5	356,7	300,0	330,2
15:00	550	0,0026	300,0	357,6	350,9	300,0	327,5
15:30	500	0,0027	300,0	352,6	346,6	300,0	325,2
16:00	440	0,0028	300,0	346,6	341,5	300,0	322,4
16:30	360	0,0027	300,0	338,4	334,2	300,0	318,6
17:00	300	0,0027	300,0	332,2	328,8	300,0	315,7
17:30	240	0,0028	300,0	325,9	323,3	300,0	312,7
18:00	180	0,0030	300,0	319,6	317,7	300,0	309,6

Deve aqui ser ressaltado o fato de se utilizar um circuito aberto para justificar a diferença de temperatura entre os pontos 1 e 4. Conforme o modelo matemático do coletor solar, a temperatura no ponto 1 foi admitida como sendo a temperatura ambiente.

Já a temperatura no ponto 4 é a temperatura na saída da bomba calculada através da primeira lei da termodinâmica aplicada na bomba em conjunto com as eficiências elétrica e mecânica. Nota-se que os valores de T_0 e T_4 são praticamente os mesmos, justificando dessa forma que T_1 seja 300 K.

Na figura 7.27 podem ser visto as temperaturas dos pontos 1, 2, 3 e 4 em função do tempo. Nota-se comportamento similar dos perfis de temperaturas nos pontos 2, 3 e 4 em função do tempo. Além disso, esses perfis são semelhantes com o perfil do fluxo de radiação solar em função do tempo, conforme figura 7.1. Já a temperatura do ponto 1 é constante e igual a 300 K, conforme modelagem matemática do coletor solar.

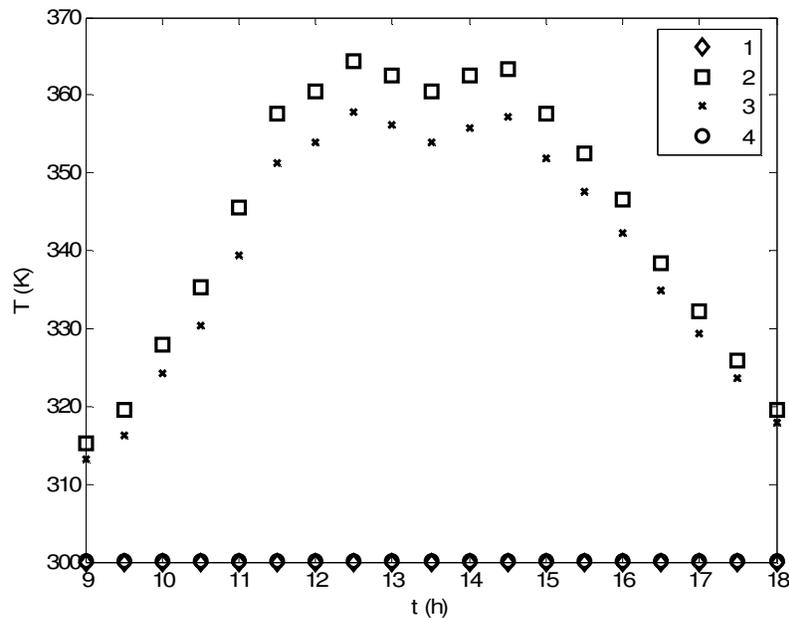


Figura 7.27 – Temperaturas nos pontos 1, 2, 3 e 4 em função do tempo.

As propriedades termodinâmicas entalpia específica e entropia específica foram obtidas utilizando a rotina X-Steam em função das temperaturas dos pontos 1, 2, 3 e 4, pois trata-se de escoamento de líquido incompressível. Dessa forma, $h \approx h_L(T)$ e $s \approx s_L(T)$. Na figura 7.28 pode ser visualizado a propriedade entalpia específica nos pontos 1, 2, 3 e 4 em função do tempo e na figura 7.29 a propriedade entropia específica nos pontos 1, 2, 3 e 4 em função do tempo.

Na aproximação do líquido incompressível, as propriedades entalpia específica e entropia específica são calculadas em função da temperatura, e, dessa forma, seguem o mesmo comportamento dos perfis de temperaturas dos pontos 1, 2, 3 e 4 em função do tempo, conforme figura 7.27. A entalpia específica e entropia específica nos pontos 1 e 4 permanecem constantes em função do tempo pelo fato da temperatura nesse ponto ser constante no intervalo de tempo considerado, conforme modelo matemático do coletor solar.

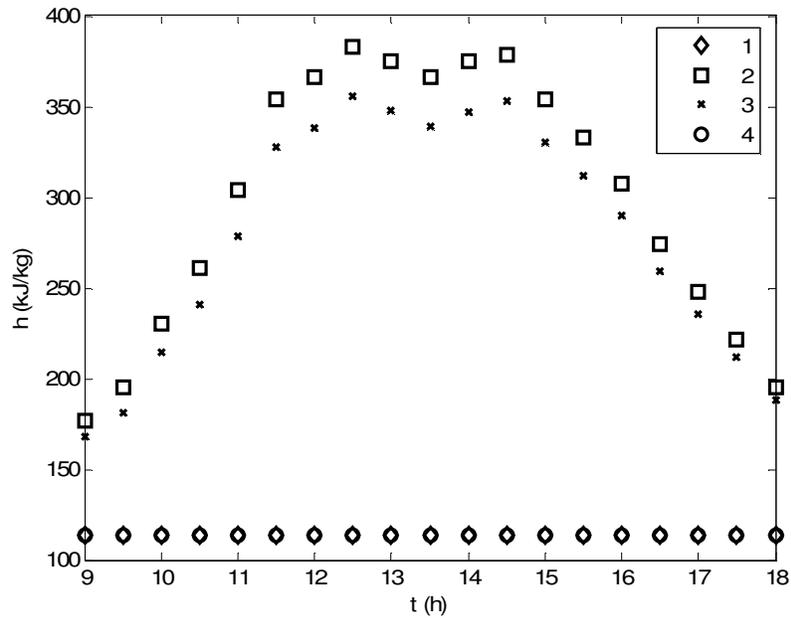


Figura 7.28 – Entalpia específica nos pontos 1, 2, 3 e 4 em função do tempo.

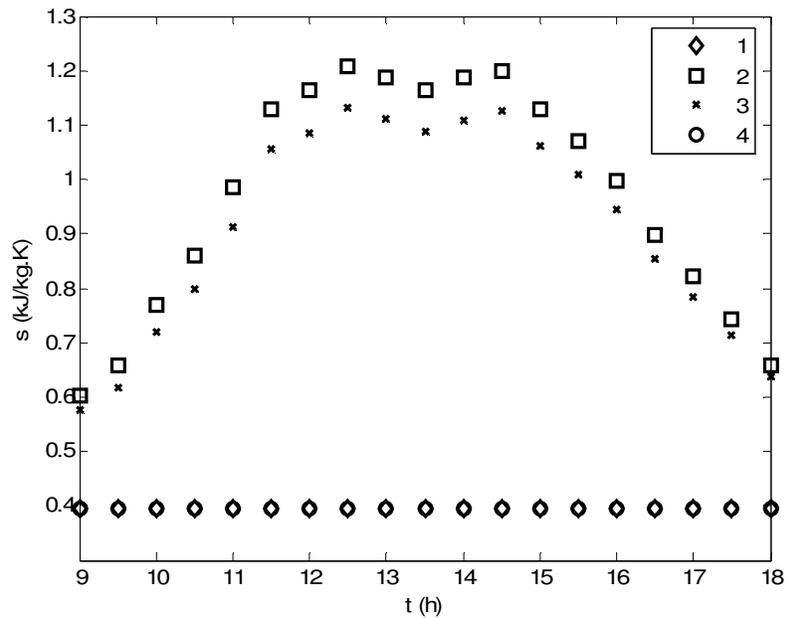


Figura 7.29 – Entropia específica nos pontos 1, 2, 3 e 4 em função do tempo.

Nas figuras 7.28 e 7.29 os valores numéricos de entalpia e entropia específicas em função do tempo nos pontos 2 e 3 têm comportamento similar e também são semelhantes à curva do perfil de fluxo de radiação solar em função do tempo. Na figura 7.30 podem ser vistos as curvas

de exergia de fluxo específica dos pontos 1, 2, 3 e 4 em função do tempo. Os resultados obtidos foram calculados com as equações 6.4 e 6.5 a partir dos valores de entalpia e entropia específicas obtidos anteriormente e com a entalpia e entropia específicas avaliadas na temperatura de referência (300 K).

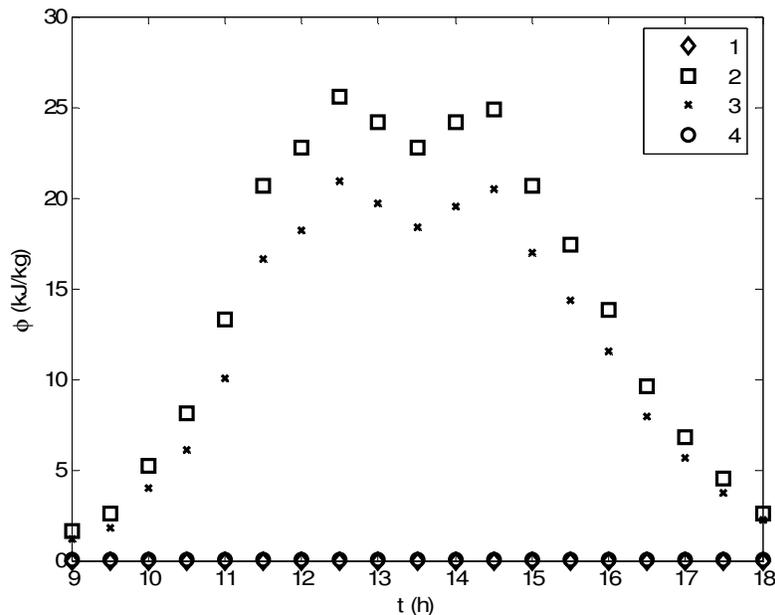


Figura 7.30 – Exergia de fluxo específica nos pontos 1, 2, 3 e 4 em função do tempo.

De maneira similar as figuras 7.27, 7.28 e 7.29 os valores de exergia de fluxo específica em função do tempo nos pontos 2 e 3 também tem comportamento similar e são semelhantes à curva do perfil de fluxo de radiação solar em função do tempo. Em particular, a exergia de fluxo específica dos pontos 1 e 4 são nulas no intervalo de tempo considerado, pois foi admitido que a temperatura na entrada do coletor solar é constante e igual à temperatura ambiente.

Com as equações 6.13, 6.14, 6.24, 6.25, 6.33 e 6.34 pode-se calcular as taxas de energia nos pontos 1, 2, 3 e 4 em função do tempo. Já com as equações 6.16, 6.17, 6.27, 6.28, 6.36 e 6.37 pode-se calcular as taxas de exergia nos pontos 1, 2, 3 e 4 em função do tempo. Esses resultados podem ser vistos nas figuras 7.31 e 7.32. Naturalmente, as taxas de energia são fortemente dependentes da temperatura, conforme pode ser visto na figura 7.31, enquanto que as taxas de exergia variam conforme o fluxo de radiação solar, conforme pode ser visto na figura 7.32.

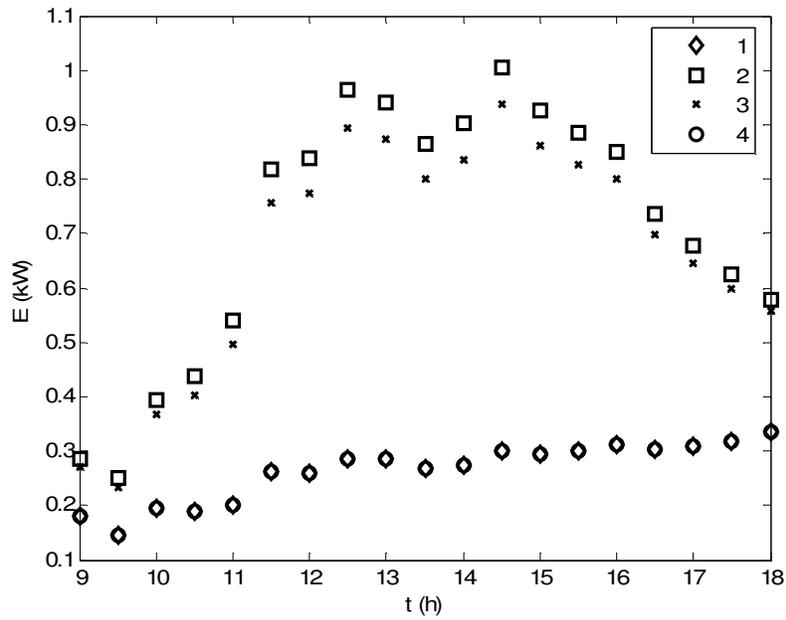


Figura 7.31 – Taxa de energia nos pontos 1, 2, 3 e 4 em função do tempo.

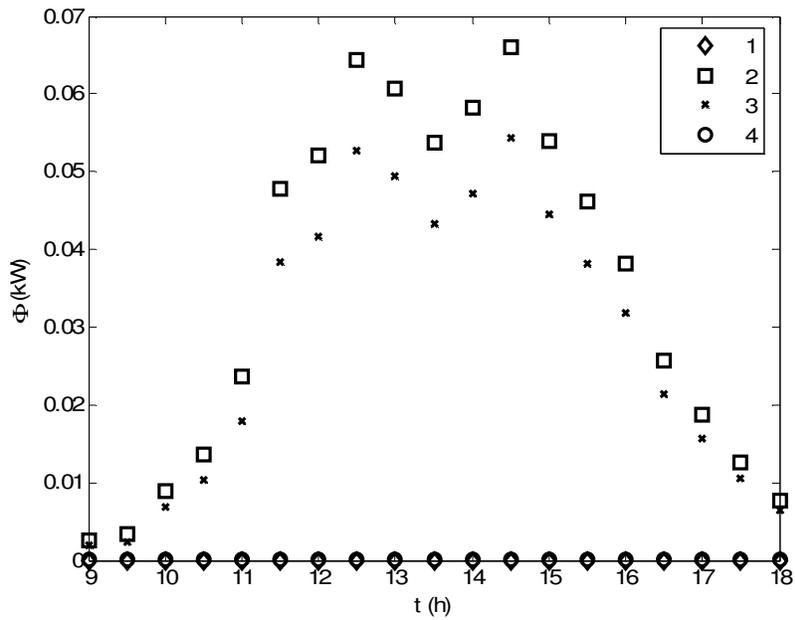


Figura 7.32 – Taxa de exergia nos pontos 1, 2, 3 e 4 em função do tempo.

Nas tabelas 7.6, 7.7, 7.8 e 7.9 podem ser visualizados valores de entalpia, entropia e exergia específicas e também das taxas de energia e exergia nos pontos considerados. Esses valores foram obtidos no estado de referência a $T_0 = 300 \text{ K}$ e $p_0 = 101,325 \text{ kPa}$.

Tabela 7.6 – Entalpia, entropia e exergia específicas e taxas de energia e exergia as 9:00 h.

Ponto	T (K)	P (kPa)	\dot{m} (kg/s)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg.K)	ϕ (kJ/kg)	\dot{E} (kW)	$\dot{\Phi}$ (kW)
1	300,0	101,325	0,0016	113,20	0,3952	0,00	0,18	0,0000
2	315,3	101,325	0,0016	177,20	0,6031	1,61	0,28	0,0026
3	312,8	101,325	0,0016	166,88	0,5703	1,15	0,27	0,0018
4	300,0	101,325	0,0016	113,20	0,3952	0,00	0,18	0,0000

Tabela 7.7 – Entalpia, entropia e exergia específicas e taxas de energia e exergia as 12:00 h.

Ponto	T (K)	P (kPa)	\dot{m} (kg/s)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg.K)	ϕ (kJ/kg)	\dot{E} (kW)	$\dot{\Phi}$ (kW)
1	300,0	101,325	0,0023	113,20	0,3952	0,00	0,26	0,0000
2	360,6	101,325	0,0023	366,66	1,1642	22,76	0,84	0,0521
3	352,7	101,325	0,0023	333,50	1,0713	20,09	0,76	0,0428
4	300,0	101,325	0,0023	113,20	0,3952	0,00	0,26	0,0000

Tabela 7.8 – Entalpia, entropia e exergia específicas e taxas de energia e exergia as 15:00 h.

Ponto	T (K)	P (kPa)	\dot{m} (kg/s)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg.K)	ϕ (kJ/kg)	\dot{E} (kW)	$\dot{\Phi}$ (kW)
1	300,0	101,325	0,0026	113,20	0,3952	0,00	0,30	0,0000
2	357,6	101,325	0,0026	354,21	1,1295	20,71	0,92	0,0541
3	350,9	101,325	0,0026	326,12	1,0503	16,38	0,85	0,0428
4	300,0	101,325	0,0026	113,20	0,3952	0,00	0,30	0,0000

Tabela 7.9 – Entalpia, entropia e exergia específicas e taxas de energia e exergia as 18:00 h.

Ponto	T (K)	P (kPa)	\dot{m} (kg/s)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg.K)	ϕ (kJ/kg)	\dot{E} (kW)	$\dot{\Phi}$ (kW)
1	300,0	101,325	0,0030	113,20	0,3952	0,00	0,34	0,0000
2	319,6	101,325	0,0030	195,10	0,6595	2,61	0,58	0,0077
3	317,7	101,325	0,0030	187,13	0,6345	2,14	0,55	0,0063
4	300,0	101,325	0,0030	113,20	0,3952	0,00	0,34	0,0000

Nas figuras 7.33 e 7.34 podem ser vistos, respectivamente, as taxas de variação de energia e exergia da água entre a entrada e saída dos componentes considerados.

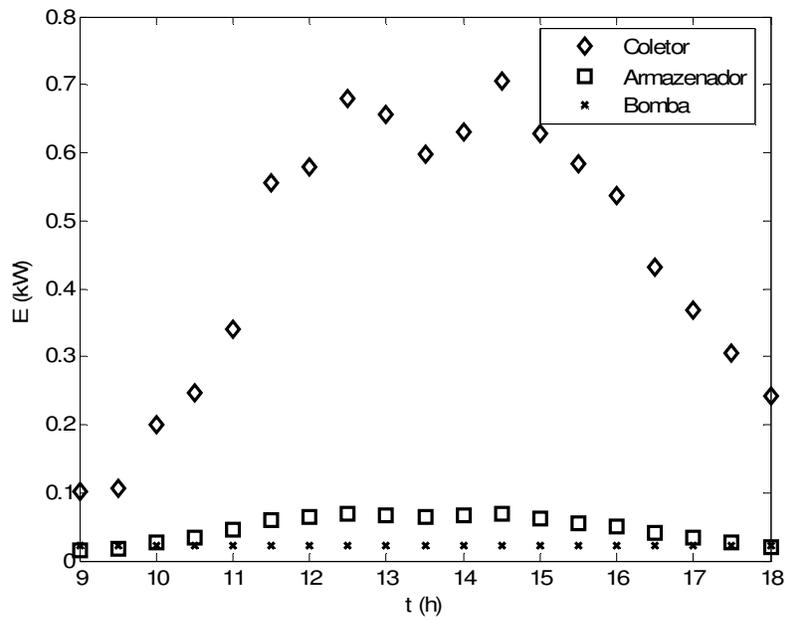


Figura 7.33 – Taxa de variação da energia da água em função do tempo.

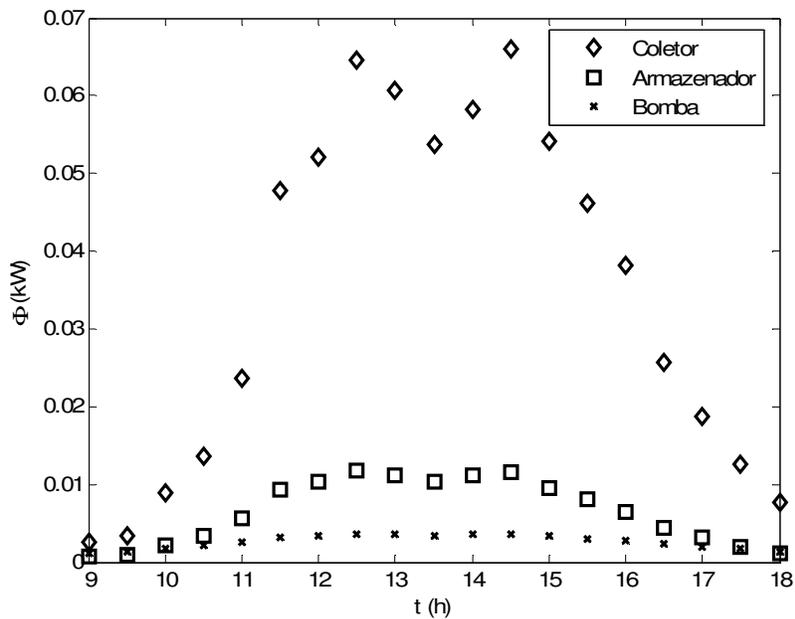


Figura 7.34 – Taxa de variação da exergia da água em função do tempo.

As taxas de variação de energia da água no coletor solar, armazenador térmico e bomba são calculadas através das equações 6.15, 6.26 e 6.35 respectivamente. Já as taxas de variação de exergia da água no coletor solar, armazenador térmico e bomba são calculadas através das equações 6.18, 6.29 e 6.38 respectivamente. Como era de se esperar as maiores taxas de variação da energia e exergia da água ocorrem no coletor solar. Entretanto, essas variações não são totalmente aproveitadas no armazenador, conforme pode ser visto pelas taxas de variação da energia e exergia da água no armazenador. Isso é devido às ineficiências inerentes ao processo.

7.4.2 – Coletor solar

Na figura 7.35 pode ser visto a taxa de variação da energia da água ao circular pelo coletor solar e a taxa de energia fornecida à água pela radiação solar, ambas em função do tempo. Já na figura 7.36 pode ser visualizado a taxa de variação da exergia da água ao circular pelo coletor solar e a taxa de exergia fornecida à água pela radiação solar, ambas também em função do tempo. A relação entre as taxas de variação de energia e exergia da água e os respectivos fornecimentos de energia e exergia definem as eficiências de primeira e segunda lei da termodinâmica, cujos valores podem ser vistos na figura 7.37 em função do tempo.

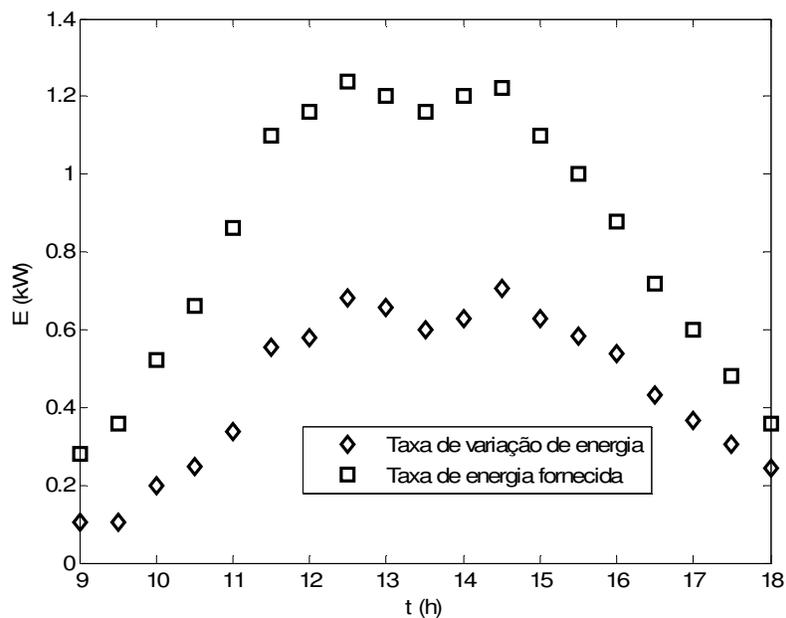


Figura 7.35 – Taxa de variação da energia da água ao circular pelo coletor solar e taxa de energia fornecida à água pela radiação solar em função do tempo.

Na figura 7.36 nota-se pouca variação da taxa de variação da exergia da água em função do tempo. Isso é devido a irreversibilidades no interior do coletor solar, que contribuem de maneira acentuada para a queda da exergia da água ao escoar pelo coletor solar.

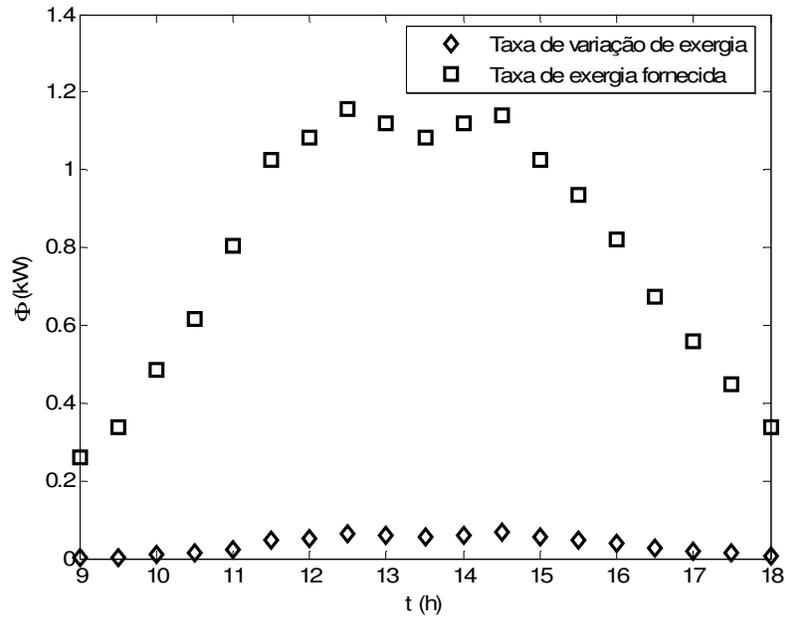


Figura 7.36 – Taxa de variação da exergia da água ao circular pelo coletor solar e taxa de exergia fornecida à água pela radiação solar em função do tempo.

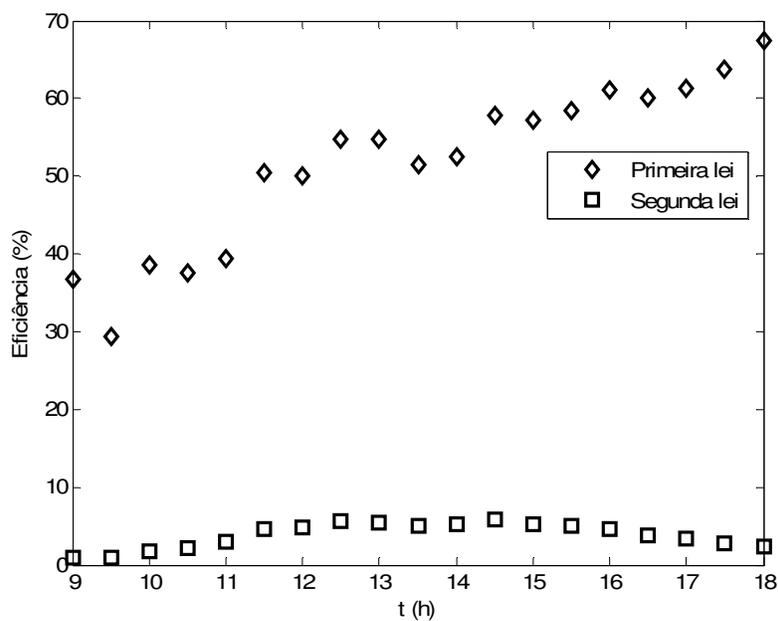


Figura 7.37 – Eficiências de primeira e segunda lei no coletor solar em função do tempo.

Na figura 7.37 a eficiência de primeira lei varia de aproximadamente 35% a 65% no período considerado enquanto que a eficiência de segunda lei varia de aproximadamente 1% a 5% no mesmo período. Do ponto de vista da segunda lei, o coletor solar possui baixa eficiência exergética, o que significa altas taxas de irreversibilidades (taxa de destruição de exergia) no interior do coletor.

Na figura 7.38 podem ser visualizados a taxa de destruição de exergia e a taxa de potencial de melhoria exergética no coletor solar em função do tempo. Conforme a equação 6.45, a taxa de potencial de melhoria exergética é diretamente proporcional à taxa de destruição de exergia. Dessa forma, com o aumento da taxa de destruição de exergia nota-se um aumento da taxa de potencial de melhoria exergética em função do tempo e vice-versa. Esse comportamento pode ser visto na figura 7.38. Além disso, conforme a equação 6.45, a taxa de potencial de melhoria exergética aumenta com a diminuição da eficiência de segunda lei, ou seja, quanto menos eficiente é o equipamento em termos de segunda lei, maior o seu potencial de melhoria exergética e vice-versa.

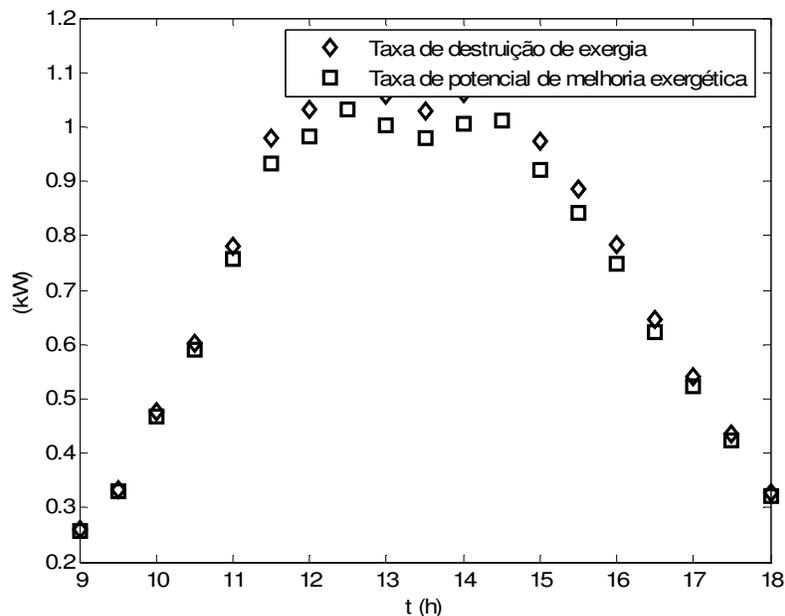


Figura 7.38 – Taxa de destruição de exergia e taxa de potencial de melhoria exergética no coletor solar em função do tempo.

Da figura 7.38 nota-se que as maiores taxas de destruição de exergia ocorrem no período entre as 11 e 15 h, justamente no período onde são verificadas as maiores taxas de radiação solar. Dessa forma, a taxa de potencial de melhoria exergética acompanha a taxa de destruição de exergia, como pode ser visto na figura 7.38. A operação de um coletor solar é intrinsicamente irreversível, pois a transferência de calor sempre ocorrerá através de uma diferença de temperaturas finita. Modificações no projeto do coletor solar com o objetivo de maior aproveitamento exergético no período entre as 11 e 15 h devem estar acompanhadas de uma análise econômica. Nesse caso uma análise exergoeconômica pode ser útil na análise da eficiência exergética do coletor do ponto de vista econômico.

7.4.3 – Armazenador térmico

Na figura 7.39 podem ser vistas a taxa de variação da energia da água ao escoar pelo armazenador térmico e a taxa de energia da água na entrada do armazenador, ambas em função do tempo. Já na figura 7.40 podes ser vistas a taxa de variação da exergia da água ao escoar pelo armazenador térmico e a taxa de exergia da água na entrada do armazenador, ambas também em função do tempo.

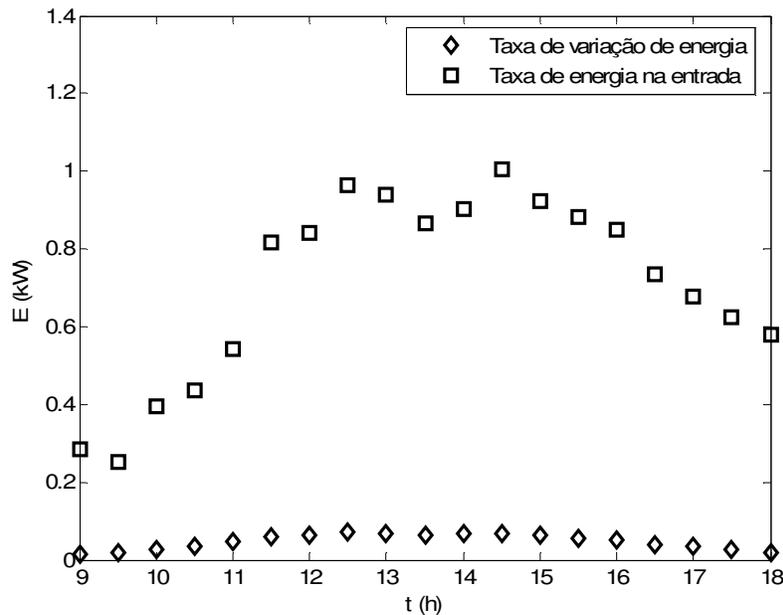


Figura 7.39 – Taxa de variação da energia da água ao escoar pelo armazenador e taxa de energia da água na entrada do armazenador em função do tempo.

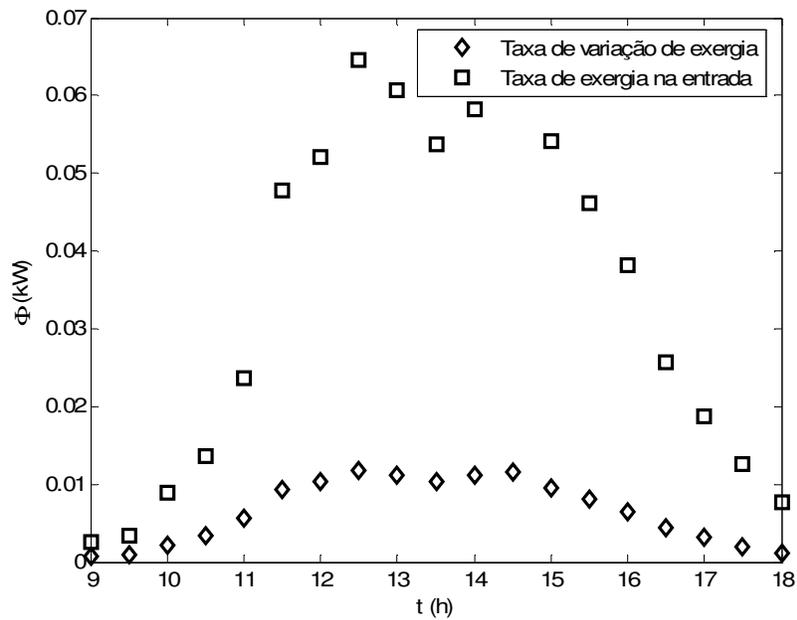


Figura 7.40 – Taxa de variação da exergia da água ao escoar pelo armazenador e taxa de exergia da água na entrada do armazenador em função do tempo.

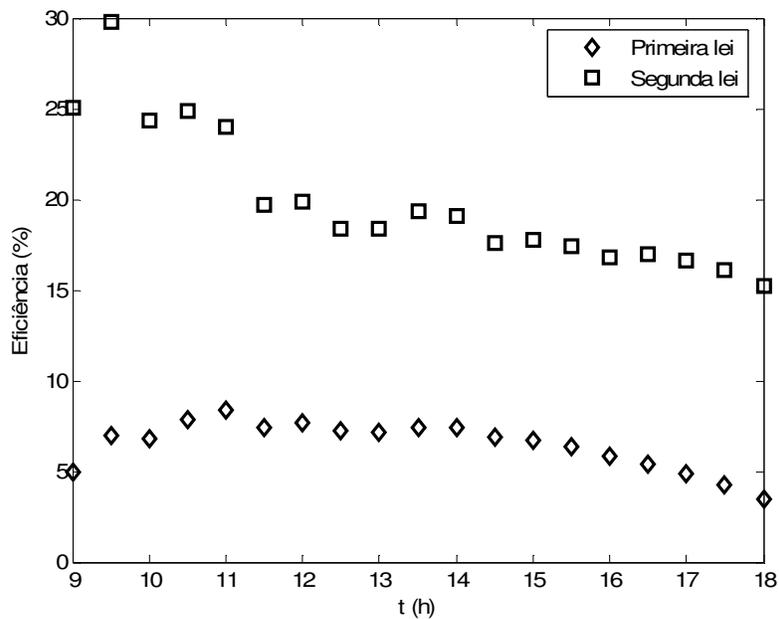


Figura 7.41 – Eficiências de primeira e segunda lei no coletor solar em função do tempo.

A relação entre as taxas de variação de energia e exergia da água e os respectivos fornecimentos de energia e exergia definem as eficiências de primeira e segunda lei da

termodinâmica, cujos valores podem ser vistos na figura 7.41 em função do tempo. Na figura 7.41 pode ser visto que a eficiência de primeira lei do armazenador é baixa, com um valor próximo a 5% durante o período considerado. Isso significa que grande parte da taxa de energia contida na água na entrada do armazenador é descarregada com a água na saída do armazenador. A diferença entre essas taxas é justamente a taxa de energia armazenada no PCM.

Já a eficiência exergética atinge um máximo de 30% entre as 9 e 10 h e um valor aproximado de 20% no restante do período. Do ponto de vista da segunda lei, o processo de armazenamento de energia no PCM é altamente irreversível, o que pode ser comprovado pelas baixas eficiências de segunda lei. De acordo com a formulação do armazenador, essa irreversibilidade é justificada pela transferência de calor que ocorre entre a água e o PCM. Do ponto de vista prático, outras duas importantes causas de irreversibilidades são a transferência de calor para o ambiente e a queda de pressão do escoamento de água no interior do armazenador térmico.

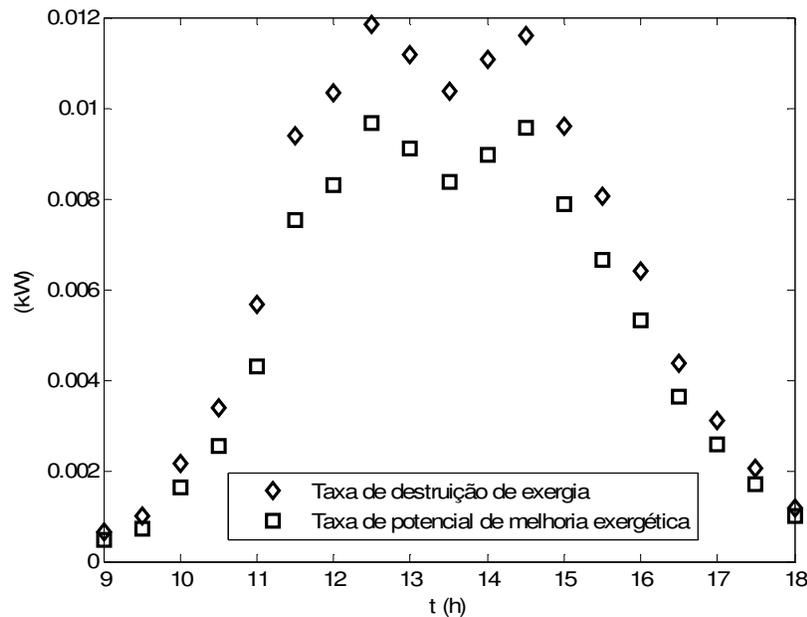


Figura 7.42 – Taxa de destruição de exergia e taxa de potencial de melhoria exergética no armazenador térmico em função do tempo.

Na figura 7.42 podem ser visualizados a taxa de destruição de exergia e a taxa de potencial de melhoria exergética no armazenador função do tempo. De maneira similar ao coletor solar, as

maiores taxas de destruição de exergia ocorrem entre as 11 e 15h. Também nesse período é maior a taxa de potencial de melhoria exergética. Assim, melhorias no projeto do armazenador podem ser analisadas levando em consideração o período de maiores irreversibilidades. Naturalmente, um estudo econômico é de interesse para analisar a viabilidade de possíveis alterações de projeto do armazenador térmico.

7.4.4 - Bomba

Na figura 7.43 pode ser visto a taxa de variação da energia da água ao circular pela bomba e a taxa de energia fornecida à água por potência elétrica, ambas em função do tempo. Já na figura 7.44 pode ser visualizado a taxa de variação da exergia da água ao circular pela bomba e a taxa de exergia fornecida à água por potência elétrica, ambas também em função do tempo. A relação entre as taxas de variação de energia e exergia da água e os respectivos fornecimentos de energia e exergia definem as eficiências de primeira e segunda lei, cujos resultados podem ser vistos na figura 7.45 em função do tempo.

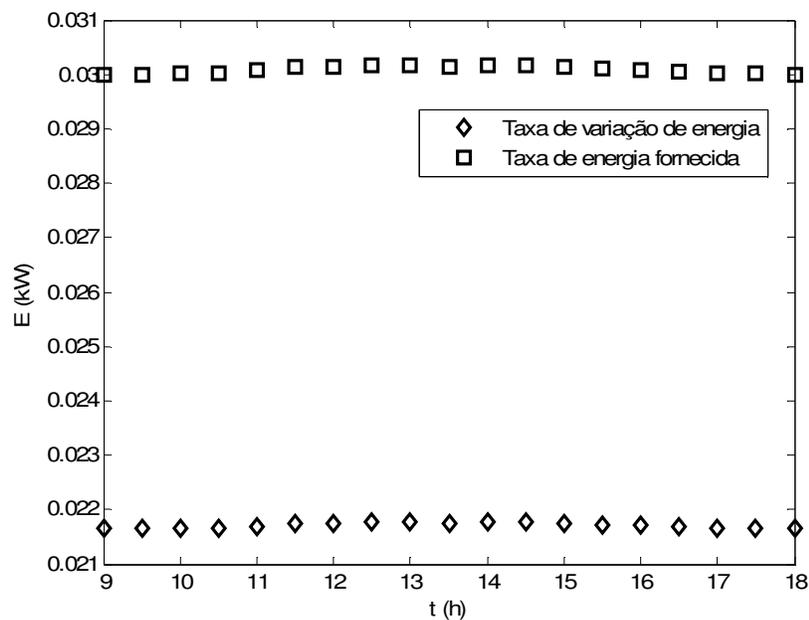


Figura 7.43 – Taxa de variação da energia da água ao circular pela bomba e taxa de energia fornecida a água na forma de potência elétrica em função do tempo.

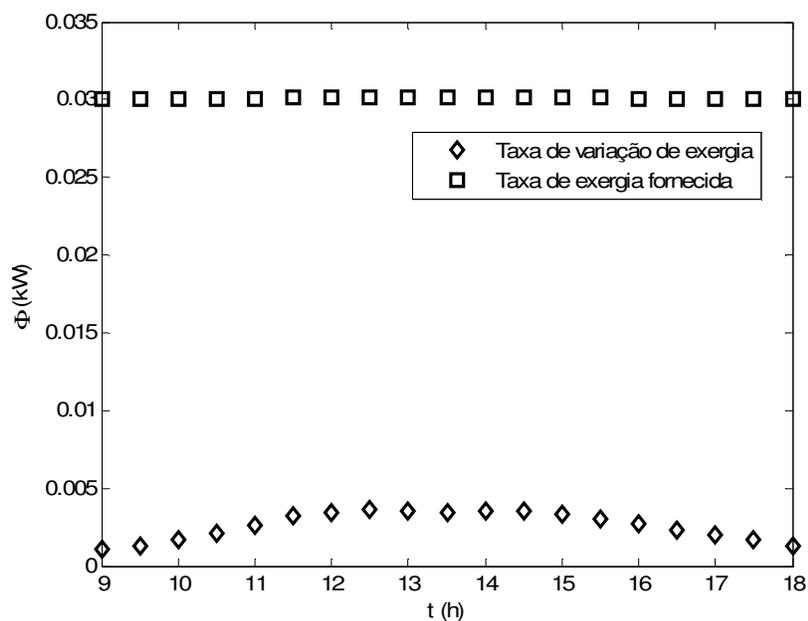


Figura 7.44 – Taxa de variação da exergia da água ao circular pela bomba e taxa de exergia fornecida à água na forma de potência elétrica em função do tempo.

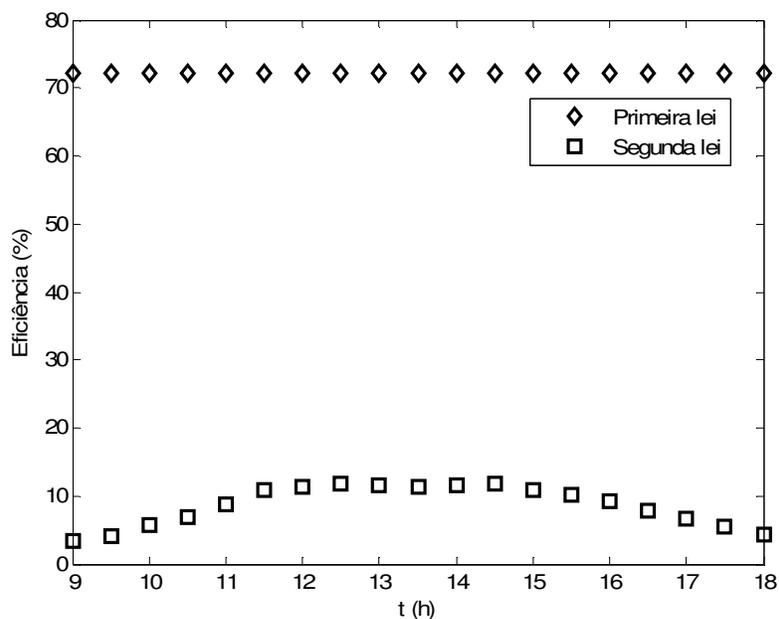


Figura 7.45 – Eficiência de primeira e segunda lei na bomba em função do tempo.

Na figura 7.46 podem ser visualizados a taxa de destruição de exergia e a taxa de potencial de melhoria exergética na bomba em função do tempo.

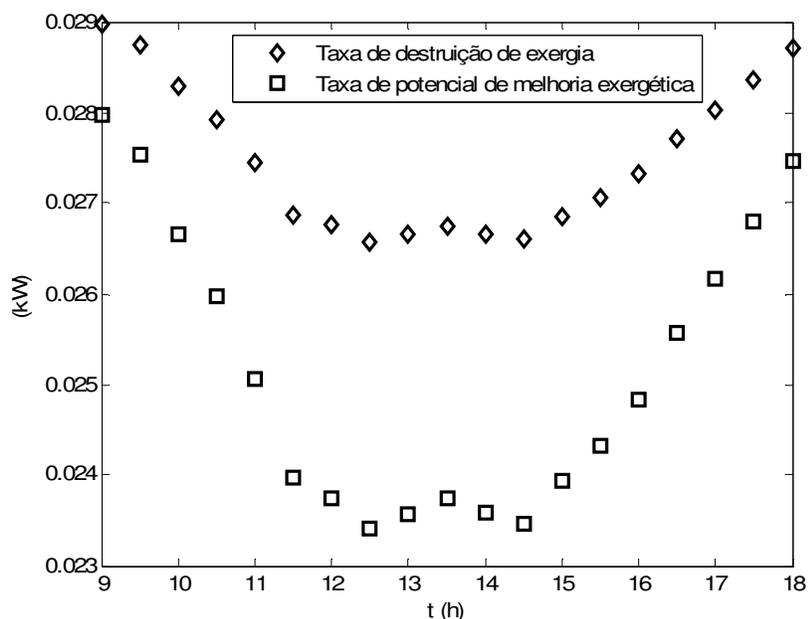


Figura 7.46 – Taxa de destruição de exergia e taxa de potencial de melhoria exergética na bomba em função do tempo.

Das figuras 7.43 e 7.44 nota-se que os fornecimentos de energia e exergia têm valores aproximadamente constantes, o que implica que as eficiências de primeira e segunda lei também são aproximadamente constantes no período considerado. Isso pode ser visto na figura 7.45. Ao contrário do coletor e armazenador, o período de menores taxas de destruição de exergia ocorre entre as 11 e 15 h. Consequentemente, nesse período ocorrem as menores taxas de potencial de melhoria exergética. Na figura 7.46 nota-se que os períodos onde se concentram as maiores taxas de irreversibilidades ocorrem no início e no final do período em análise, ou seja, na partida e parada da bomba.

7.4.5 – Sistema global

Na figura 7.47 podem ser visualizados a taxa de destruição de exergia do sistema, a taxa de exergia do combustível do sistema e a taxa de exergia do produto do sistema em função do tempo e na figura 7.48 são mostradas as eficiências de primeira e segunda lei para o sistema de aquecimento solar em função do tempo.

Da figura 7.47 verifica-se que as maiores taxas de destruição de exergia do sistema estão localizadas no período compreendido entre as 11h e 15h. Esse resultado era esperado porque as irreversibilidades do coletor solar e armazenador térmico estão concentradas nesse período, conforme visto nas figuras 7.38 e 7.42. As irreversibilidades da bomba atingem seus valores mínimos nesse período. Porém esses valores têm magnitude muito menor que as irreversibilidades do coletor e armazenador nesse mesmo período.

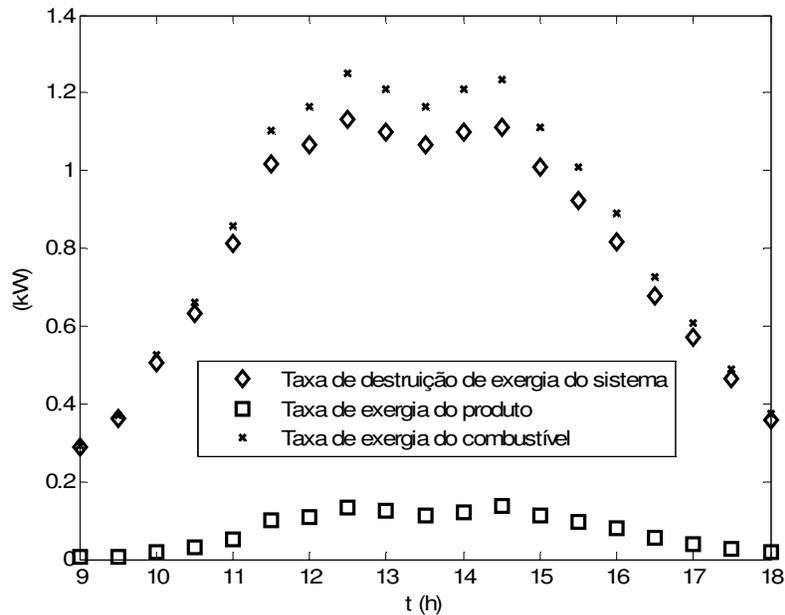


Figura 7.47 – Taxa de destruição de exergia do sistema, do combustível do sistema e do produto do sistema em função do tempo.

Na figura 7.48 podem ser visualizadas as eficiências de primeira e segunda lei para o sistema solar. A eficiência de primeira lei apresenta valores relativamente baixos, em torno de 4,5% para todo o período. Já a eficiência de segunda lei tem um valor mínimo de 2% às 9h e um valor máximo de 11% entre as 14 e 15h. Não há dúvida quanto à importância de um sistema de aquecimento utilizando energia solar. Entretanto, as baixas eficiências calculadas tanto pela primeira quanto pela segunda lei da termodinâmica indicam que devem ser feitos esforços técnicos e científicos no sentido de se desenvolverem equipamentos mais eficientes e de menor custo. Somente dessa forma será possível um melhor aproveitamento da energia solar, sempre com o objetivo de viabilizar sua utilização.

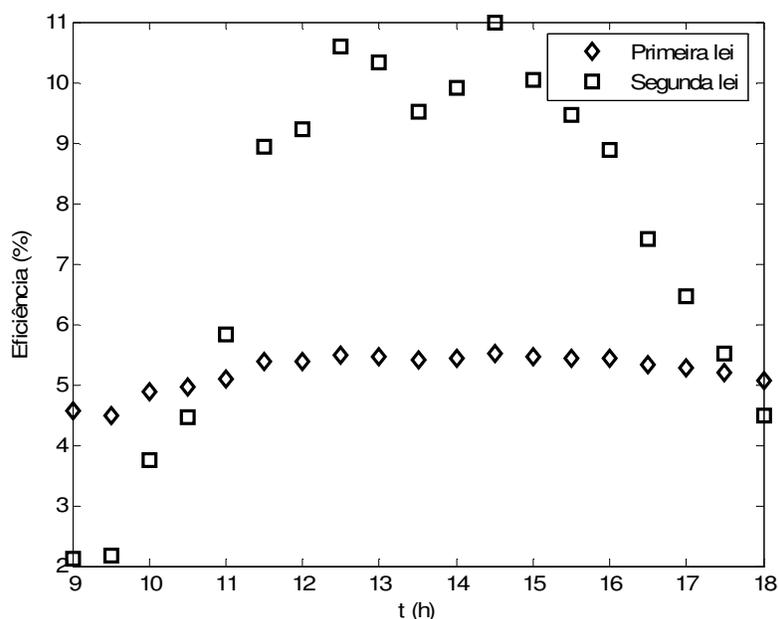


Figura 7.48 – Eficiência de primeira e segunda lei para o sistema de aquecimento solar em função do tempo.

Na tabela 7.10 estão indicados valores de taxa de variação de energia, taxa de energia fornecida e eficiência de primeira lei para os componentes do sistema e do sistema como um todo as 9:00 h. Na tabela 7.11 estão indicados valores de taxa de variação de exergia, taxa de exergia fornecida, eficiência de segunda lei, taxa de destruição de exergia e taxa de potencial de melhoria exergética para os componentes do sistema e do sistema como um todo também as 9:00 h. As tabelas 7.12 e 7.13 fornecem esses mesmos parâmetros as 12:00 h, as tabelas 7.14 e 7.15 as 15:00 h e as tabelas 7.16 e 7.17 as 18:00 h. Dessa forma pode-se ter uma idéia quantitativa das eficiências dos componentes do sistema e de todo o sistema no período considerado.

Tabela 7.10 – Parâmetros energéticos para o sistema de aquecimento solar as 9:00 h.

Componente	Taxa de variação de energia (kW)	Taxa de energia fornecida (kW)	η (%)
Coletor solar	0,1027	0,2800	36,7
Armazenador	0,0141	0,2843	4,97
Bomba	0,0216	0,0300	72,2

Tabela 7.11 – Parâmetros exeréticos para o sistema de aquecimento solar as 9:00 h.

Componente	Taxa de variação de exergia (kW)	Taxa de exergia fornecida (kW)	ϵ (%)	$\dot{\Phi}_d$ (kW)	\dot{PME} (kW)
Coletor solar	0,0026	0,2613	0,99	0,259	0,2562
Armazenador	0,0006	0,0026	25,0	0,0006	0,0005
Bomba	0,0010	0,0300	3,44	0,029	0,0280

Tabela 7.12 – Parâmetros energéticos para o sistema de aquecimento solar as 12:00 h.

Componente	Taxa de variação de energia (kW)	Taxa de energia fornecida (kW)	η (%)
Coletor solar	0,5801	1,1600	50,0
Armazenador	0,0642	0,8392	7,65
Bomba	0,0218	0,0301	72,2

Tabela 7.13 – Parâmetros exeréticos para o sistema de aquecimento solar as 12:00 h.

Componente	Taxa de variação de exergia (kW)	Taxa de exergia fornecida (kW)	ϵ (%)	$\dot{\Phi}_d$ (kW)	\dot{PME} (kW)
Coletor solar	0,0521	1,0827	4,81	1,031	0,9810
Armazenador	0,0103	0,0521	19,8	0,0103	0,0083
Bomba	0,0034	0,0301	11,2	0,027	0,0237

Tabela 7.14 – Parâmetros energéticos para o sistema de aquecimento solar as 15:00 h.

Componente	Taxa de variação de energia (kW)	Taxa de energia fornecida (kW)	η (%)
Coletor solar	0,6292	1,1000	57,2
Armazenador	0,0618	0,9247	6,68
Bomba	0,0217	0,0301	72,2

Tabela 7.15 – Parâmetros exergeticos para o sistema de aquecimento solar as 15:00 h.

Componente	Taxa de variação de exergia (kW)	Taxa de exergia fornecida (kW)	ϵ (%)	$\dot{\Phi}_d$ (kW)	PME (kW)
Coletor solar	0,0541	1,0267	5,26	0,973	0,9214
Armazenador	0,0096	0,0541	17,7	0,0096	0,0079
Bomba	0,0033	0,0301	10,9	0,027	0,0239

Tabela 7.16 – Parâmetros energéticos para o sistema de aquecimento solar as 18:00 h.

Componente	Taxa de variação de energia (kW)	Taxa de energia fornecida (kW)	η (%)
Coletor solar	0,2427	0,3600	67,4
Armazenador	0,0198	0,5781	3,43
Bomba	0,0217	0,0300	72,2

Tabela 7.17 – Parâmetros exergeticos para o sistema de aquecimento solar as 18:00 h.

Componente	Taxa de variação de exergia (kW)	Taxa de exergia fornecida (kW)	ϵ (%)	$\dot{\Phi}_d$ (kW)	PME (kW)
Coletor solar	0,0077	0,3360	2,30	0,328	0,3207
Armazenador	0,0012	0,0077	15,2	0,0012	0,0010
Bomba	0,0013	0,0300	4,31	0,029	0,0275

7.4.6 – Parâmetros termodinâmicos

Nas figuras 7.49, 7.50, 7.51 e 7.52 podem ser visualizados, respectivamente, a relação de esgotamento de combustível (REC), a irreversibilidade relativa (IR), a falta de produtividade (FP) e fator exergetico (FE) de cada componente do sistema de aquecimento solar em função do tempo. Da figura 7.49 nota-se que a bomba possui os menores valores de REC enquanto o coletor solar possui os maiores valores de REC em função do tempo. Isso indica que a bomba tem as menores taxas de destruição de exergia com relação ao combustível do sistema enquanto que o coletor solar tem as maiores taxas de destruição de exergia com relação ao combustível do

sistema, ambas em função do tempo. Já na figura 7.50 estão indicadas as irreversibilidades relativas de cada componente do sistema.

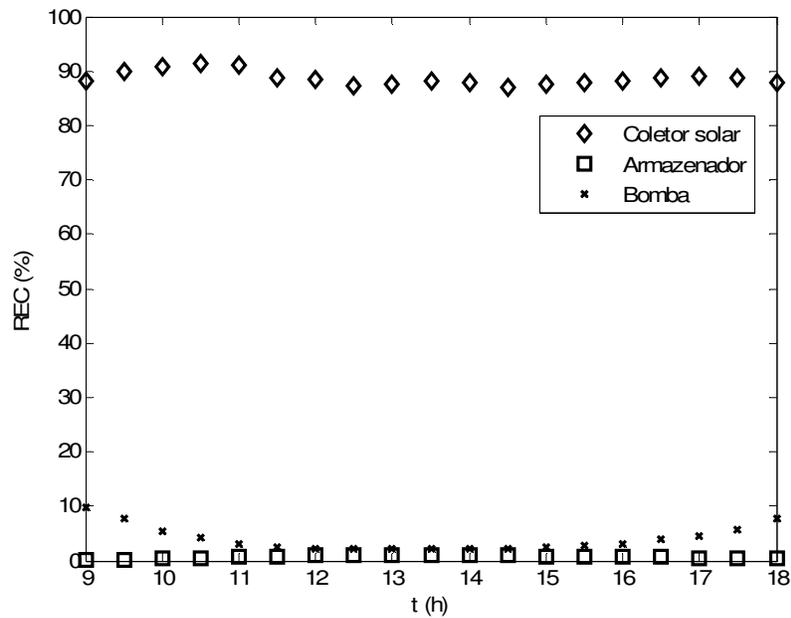


Figura 7.49 – Relação de esgotamento de combustível dos equipamentos do sistema de aquecimento solar em função do tempo.

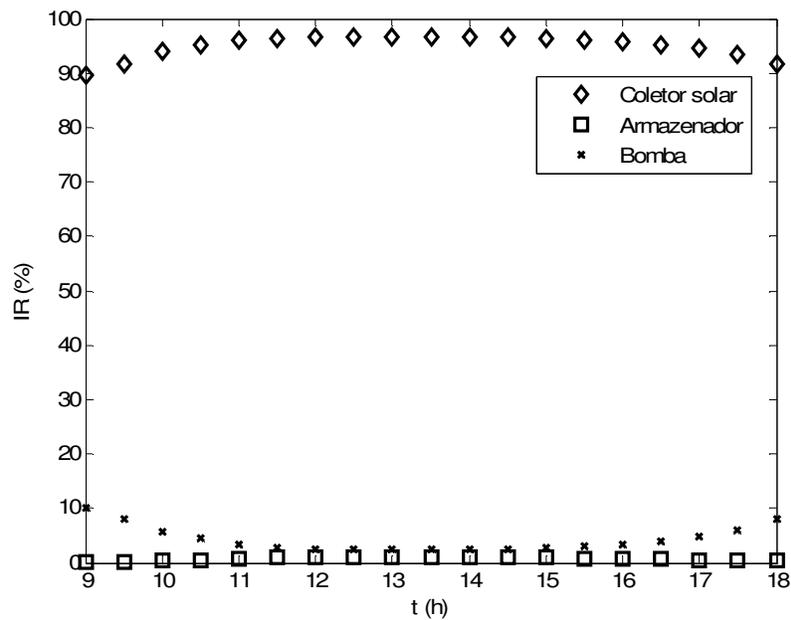


Figura 7.50 – Irreversibilidade relativa dos equipamentos do sistema de aquecimento solar em função do tempo.

A IR indica o percentual de taxa de destruição de exergia de cada equipamento com relação à taxa de destruição de exergia do sistema. Nesse caso, o coletor solar é o equipamento que mais contribui para a ineficiência do sistema visto que sua IR tem um valor médio de 90% em todo o período. Já o armazenador térmico é o equipamento com a menor IR no período considerado. Nesse caso, o coletor solar deve ser o equipamento a ser analisado com maior profundidade se o objetivo for um aumento da eficiência do sistema.

Já na figura 7.51 os valores mostrados indicam que o coletor solar tem os maiores valores de falta de produtividade com relação ao produto do sistema, pois o mesmo apresenta as maiores taxas de irreversibilidades. E finalmente, na figura 7.52 podem ser vistos valores do fator exergético para cada componente em função do tempo. Naturalmente, como a entrada de combustível do sistema é devido à radiação solar, os maiores valores do fator exergético são para o coletor. Apesar da entrada de combustível do sistema ocorrer no coletor solar, as maiores ineficiências ocorrem nesse equipamento, conforme resultados indicados na figura 7.52. Dessa forma, conforme os resultados indicados os esforços devem estar concentrados no projeto e análise do coletor solar, visto que esse equipamento apresenta altas taxas de irreversibilidades juntamente com o fato do combustível do sistema ser fornecido a esse equipamento.

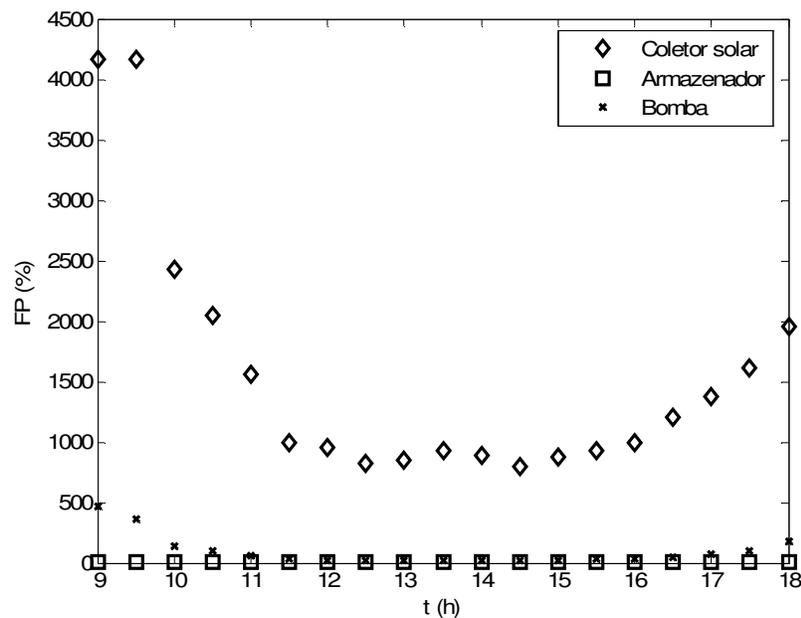


Figura 7.51 – Falta de produtividade dos equipamentos do sistema de aquecimento solar em função do tempo.

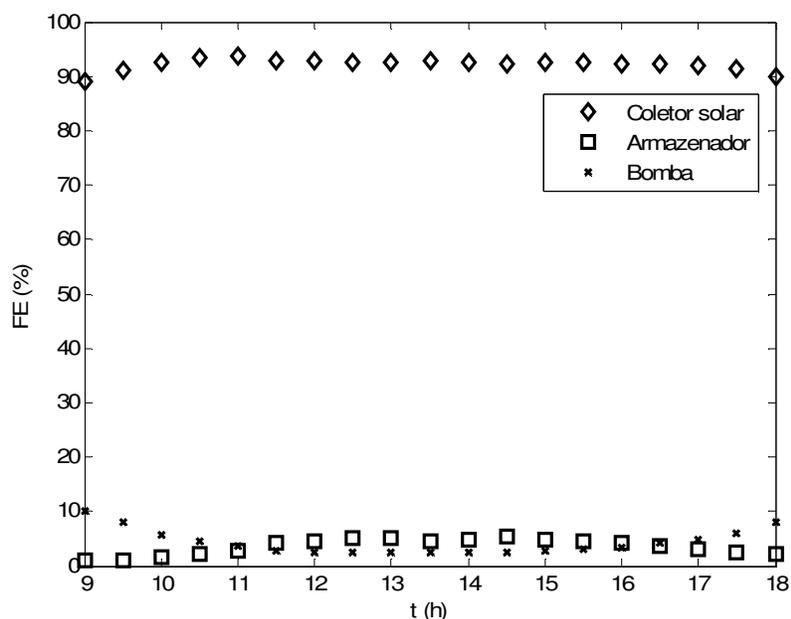


Figura 7.52 – Fator exergético dos equipamentos do sistema de aquecimento solar em função do tempo.

Finalmente, na tabela 7.18 estão indicados os parâmetros de avaliação *REC*, *IR*, *FP* e *FE* em função do tempo para cada componente da instalação. Dessa forma, pode-se ter uma idéia quantitativa desses valores e de sua variação ao longo do tempo para cada componente.

Tabela 7.18 – Comportamento dos parâmetros termodinâmicos dos componentes do sistema em função do tempo.

<i>t</i> (h)	<i>REC</i> (%)			<i>IR</i> (%)			<i>FP</i> (%)			<i>FE</i> (%)		
	I	II	III	I	II	III	I	II	III	I	II	III
9:00	88,0	0,22	9,86	89,7	0,22	10,0	4166	10,4	466	88,9	0,88	10,2
12:00	88,5	0,89	2,30	96,5	0,97	2,51	958	9,60	24,9	92,9	4,47	2,59
15:00	87,6	0,86	2,42	96,4	0,95	2,66	873	8,61	24,1	92,4	4,87	2,71
18:00	87,8	0,32	7,68	91,7	0,33	8,02	1960	7,03	171	89,9	2,07	8,03

Capítulo 8

Conclusões e extensões futuras

Com base nos resultados obtidos as seguintes conclusões foram obtidas:

- a utilização da segunda lei da termodinâmica na análise de processos e equipamentos mostrou-se uma ferramenta útil e de grande importância. Diversas informações, como parâmetros de projeto, puderam ser obtidos e avaliados pela aplicação da segunda lei em conjunto com a primeira lei da termodinâmica.
- a temperatura ótima da água na saída do coletor bem como sua vazão mássica ótima foram obtidas através do conceito de exergia.
- a água deve ser circulada com vazão variável no interior do coletor solar, sendo função da temperatura da água no interior do coletor, ambas variáveis com o tempo.
- a vazão mássica de água que deve ser circulada no interior do coletor é função do fluxo de radiação solar incidente na superfície do coletor solar.
- o volume ótimo de água no armazenador térmico foi obtido através de integração numérica do perfil de vazões volumétricas ótimas da água no coletor solar durante o período considerado.

- uma expressão para a temperatura ótima de fusão do PCM foi obtida através do conceito de exergia, podendo ser calculada apenas com o conhecimento da temperatura ambiente e da temperatura da água na entrada do armazenador térmico.

- um modelo analítico aproximado foi obtido para o processo de fusão do PCM. O modelo é relativamente simples e pode ser utilizado com segurança na estimativa de parâmetros relacionados ao processo de fusão do PCM. Dessa forma, podem-se obter os perfis de temperaturas na fase líquida e fase sólida, a velocidade da interface sólido-líquido, a posição da interface sólido-líquido e o tempo total de fusão do PCM.

- o presente estudo pode ser utilizado para estimar alguns parâmetros de projeto, tais como dimensões da unidade de armazenamento, espessura e tipo de PCM e potência da bomba de circulação.

- foram obtidas eficiências energéticas que variam de 29,3% a 67,4% para o coletor solar; de 3,4% a 8,4% para o armazenador térmico e de 72,2% para a bomba. Para o sistema completo a eficiência energética varia de 4,5% a 5,5% durante o período considerado.

- foram obtidas eficiências exergéticas que variam de 1% a 5,8% para o coletor solar; de 15,2% a 29,8% para o armazenador térmico e de 3,4% a 11,9% para a bomba. Para o sistema completo a eficiência exergética varia de 2,1% a 11% durante o período considerado.

- os maiores valores da taxa de potencial de melhoria exergética ocorrem no coletor solar, seguido da bomba e do armazenador térmico.

Como extensão futura dos resultados obtidos pretende-se:

- realizar uma análise exergoeconômica, que é uma união dos conceitos de exergia e economia. Dessa forma, podem ser obtidos resultados úteis com a combinação de termodinâmica e economia no projeto e análise de sistemas de aquecimento solar.

- aplicar o conceito de “entransy” (otimização da transferência de calor) nos equipamentos do sistema de aquecimento solar.

- utilizar outros materiais de mudança de fase e verificar qual a influência nas eficiências de primeira e segunda lei da termodinâmica.

Referências bibliográficas

- Aghbalou, F., Badia, F., Illa, J. Exergetic optimization of solar collector and thermal energy storage system. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, v.49, pp.1255-1263, 2006.
- Aghbalou, F., Illa, J., Badia, F., Cabeza, L. F., Roca, J. Design and analysis of a solar thermal energy storage using RT40-PCM. *FIER 2002 Proceedings*, v.2, pp.395-401, 2002.
- Alexiades, V., Solomon, A. D. *Mathematical modeling of melting and freezing processes*. 1.ed. Londres: Hemisphere Publishing Corporation, 1993, 323 p.
- Bejan, A. *Entropy generation through heat and fluid flow*. 1.ed. Estados Unidos: Wiley-Interscience, 1982, 248 p.
- Bird, R. B., Stewart, W. E., Lightfoot, E. N. *Fenômenos de transporte*. 2.ed. Rio de Janeiro: LTC Editora, 2004, 856 p.
- Burmeister, L. *Convective heat transfer*, Wiley-Interscience, 1983.
- Can, A., Buyruk, E., Eryener, D. Exergoeconomics analysis of condenser type heat exchangers. *Exergy, and International Journal*, v.2, pp.113-118, 2002.

- Cristofari, C., Notton, G., Poggi, P., Louche, A. Influence of the flow rate and the tank stratification degree on the performances of a flat-plate collector. *International Journal of Thermal Sciences*, v.42, pp.455-469, 2003.
- Daniel, J. J., Rosen, M. A. Exergetic environmental assessment of life cycle emission for various automobiles and fuels. *Exergy, and International Journal*, v.2, pp.283-294, 2002.
- Domanski, R., Fellah, G. Exergy analysis for the evaluation of a thermal storage system employing PCMs with different melting temperatures. *Applied Thermal Engineering*, v.16, (11), pp.907-919, 1996.
- Gunerhan, H., Hepbasli, A. Exergetic modeling and performance evaluation of solar water heating systems for building applications. *Energy and Buildings*, v.39, pp.509-516, 2007.
- Hammou, Z. A., Lacroix, M. A new PCM storage system for managing simultaneously solar and electric energy. *Energy and Buildings*, v.38, pp.258-265, 2006.
- Howell, J. R., Bannerot, R. B., Vliet, G. C. *Solar-thermal energy systems – Analysis and design*. Estados Unidos: McGraw-Hill, Inc., 1982, 406 p.
- Huang, L. Q., Chen, G. Q., Zhang, Y., Chen, B., Luan, S. J. Exergy as a unified measure of water quality. *Communications in Nonlinear Science and Numerical Simulation*, v.12, pp.663-672, 2007.
- Inalli, M., Unsal, M., Tanyildizi, V. A computational model of a domestic solar heating system with underground spherical thermal storage. *Energy*, v.22, (12), pp.1163-1172, 1997.
- Incropera, F. P., DeWitt, D. P. *Fundamentos de transferência de calor e massa*. Rio de Janeiro: LTC – Livros Técnicos e Científicos Editora S.A., 2003, 698 p.

- Jiji, L. M., Gaye, S. Analysis of solidification and melting of PCM with energy generation. *Applied Thermal Engineering*, v.26, pp.568-575, 2006.
- Kestin, J., Whitelaw, J. H. “Sixth International Conference on the Properties of Steam – Transport Properties of Water Substance”, *Transactions of ASME – Journal of Engineering for Power*, v. 88, pp. 82-104, 1966.
- Kim, S. M., Oh, S. D., Kwon, Y. H., Kwak, H. Y. Exergoeconomic analysis of thermal systems. *Energy*, v.23, (5), pp.393-406, 1998.
- Kotas, T. J. *The exergy method of thermal plant analysis*. 1.ed. Estados Unidos: Krieger Publishing Company, 1995, 328 p.
- Kreith, F., Bohn, M. S. *Princípios de transferência de calor*. 6.ed. São Paulo: Pioneira Thomson Learning, 2003, 750 p.
- Kwak, H. –Y., Kim, D. –J., Jeon, J. –S. Exergetic and thermoeconomic analysis of power plants. *Energy*, v.28, pp.343-360, 2003.
- Kwon, Y. H., Kwak, H. Y., Oh, S. D. Exergoeconomic analysis of gas turbine cogeneration systems. *Exergy, an International Journal*, v.1, (1), pp.31-40, 2001.
- Lior, N., Zhang, N. Energy, exergy, and Second Law performance criteria. *Energy*, v.32, pp.281-296, 2007.
- Mettawee, E. B. S., Assassa, G. M. R. Experimental study of a compact PCM solar collector. *Energy*, v.31, pp.2958-2968, 2006.
- Moran, M. J., Shapiro, H. N. *Princípios de termodinâmica para engenharia*. 4.ed. Rio de Janeiro: LTC Editora, 2002, 681 p.

- Ozgener, O., Hepbasli, A. Exergoeconomic analysis of a solar assisted ground-source heat pump greenhouse heating system. *Applied Thermal Engineering*, v.25, pp.1459-1471, 2005.
- Petela, R. Exergy of undiluted thermal radiation. *Solar Energy*, v.74, pp.469-488, 2003.
- Reyes, E. T., Nuñez, M. P., Cervantes, J. G. Exergy analysis and optimization of a solar-assisted heat pump. *Energy*, vol.23, (4), pp.337-344, 1998.
- Rosen, M. A. Can exergy help us understand and address environmental concerns. *Exergy, an International Journal*, vol.2, pp.214-217, 2002.
- Rosen, M. A. Clarifying thermodynamic efficiencies and losses via exergy. *Exergy, an International Journal*, v.2, pp.3-5, 2002.
- Rosen, M. A. Does industry embrace exergy? *Exergy, an International Journal*, v.2, pp.221-223, 2002.
- Rosen, M. A. Editorial – Exergy in industry: Accepted or not? *Exergy, an International Journal*, v.1, (2), pp.67, 2001.
- Rosen, M. A. Energy crisis or exergy crisis? *Exergy, an International Journal*, v.2, pp.125-127, 2002.
- Rosen, M. A. Exergy and economics: Is exergy profitable? *Exergy, an International Journal*, v.2, pp.218-220, 2002.
- Rosen, M. A. Exergy and government: Is there a link? *Exergy, an International Journal*, v.2, pp.224-226, 2002.
- Rosen, M. A. Exergy conservation: an alternative to conserving the already quantity energy. *Exergy, an International Journal*, v.2, pp.59-61, 2002.

Rosen, M. A. Should we educate the public about exergy? *Exergy, an International Journal*, v.2, pp.211-213, 2002.

Rosen, M. A. The exergy of stratified thermal energy storages. *Solar Energy*, v.71, (3), pp.173-185, 2001.

Rosen, M. A. Thermodynamics education: is present coverage of exergy sufficient and appropriate? *Exergy, an International Journal*, v.2, pp.207-210, 2002.

Rosen, M. A., Dincer, I. Exergoeconomic analysis of power plants operating on various fuels. *Applied Thermal Engineering*, v.23, pp.643-658, 2003.

Rosen, M. A., Dincer, I. Exergy as the confluence of energy, environment and sustainable development. *Exergy, an International Journal*, v.1, (1), pp.3-13, 2001.

Rosen, M. A., Dincer, I. Exergy methods for assessing and comparing thermal storage systems. *International Journal of Energy Research*, v.27, pp.415-430, 2003.

Rosen, M. A., Dincer, I. Exergy–cost–energy–mass analysis of thermal systems and processes. *Energy Conversion and Management*, v.44, pp.1633-1651, 2003.

Rubitherm GmbH. Disponível em: <http://www.rubitherm.com>. Acesso em 23/03/2007.

Sahin, A. Z., Dincer, I. Analytical modelling of transient phase-change problems. *International Journal of Energy Research*, v.24, pp.1029-1039, 2000.

Sala, J. M., López-González, L. M., Ruiz de Adana, M., Míguez, J. L., Eguía, J., Flores, I. Exergetic analysis and thermoeconomic study for a container-housed engine. *Applied Thermal Engineering*, v.26, pp.1840-1850, 2006.

- Saman, W., Bruno, F., Halawa, E. Thermal performance of PCM thermal storage unit for a roof integrated solar heating system. *Solar Energy* 78, pp.341-349, 2005.
- Shaikh, S., Ladfi, K. Effect of multiple phase change materials (PCMs) slab configurations on thermal energy storage. *Energy Conversion and Management*, v.47, pp.2103-2117, 2006.
- Singh, N., Kaushik, S. C., Misra, R. D. Exergetic analysis of a solar thermal power system. *Renewable Energy*, v.19, pp.135-143, 2000.
- Stritih, U. An experimental study of enhanced heat transfer in rectangular PCM thermal storage. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, v.47, pp.2841-2847, 2004.
- Trp, A., Lenic, K., Frankovic, B. Analysis of the influence of operating conditions and geometric parameters on heat transfer in water-paraffin shell-and-tube latent thermal energy storage unit, *Applied Thermal Engineering*, v.26, pp.1830-1839, 2006.
- Tsatsaronis, G. Definitions and nomenclature in exergy analysis and exergoeconomics. *Energy*, v.32, pp.249-253, 2007.
- Tsatsaronis, G., Moran, M. J., Exergy-aided cost minimization. *Energy Conversion and Management*, v.38, (15)-(17), pp.1535-1542, 1997.
- Ucar, A., Inalli, M. Exergoeconomic analysis and optimization of a solar-assisted heating system for residential buildings. *Building and Environment*, v.41, pp.1551-1556, 2006.
- Ucar, A., Inalli, M. Thermal and economical analysis of a central solar heating system with underground seasonal storage in Turkey. *Renewable Energy*, v.30, pp.1005-1019, 2005.
- Ucar, A., Inalli, M. A thermo-economical optimization of a domestic solar heating plant with seasonal storage. *Applied Thermal Engineering*, v.27, pp.450-456, 2007.

- Van Gool, W. Energy policy: fairly tales and factualities, in: O.D.D. Soares, A. Martins da Cruz, G. Costa Pereira, I.M.R.T. Soares, A.J.P.S. Reis (Eds), *Innovation and Technology – Strategies and Policies*, Kluwer, dordrecht, pp. 93-105, 1997.
- Yumrutas, R., Unsal, M. Analysis of solar aided heat pump systems with seasonal thermal energy storage in surface tanks. *Energy*, v.25, pp.1231-1243, 2000.
- Watmuff, J. H., Charters, W. W. S., Proctor, D. Solar and wind induced external coefficients for solar collectors. *Internationale Heliotechnique*, v.2, pp. 56-60, 1977.
- WILO, Circulating Pump. Disponível em: <http://www.wilo.com>. Acesso em 11/01/2008.
- Xiang, J. Y., Cali, M. Santarelli, M. Calculation for physical and chemical exergy of flows in systems elaborating mixed-phase flows and a case study in an IRSOFC Plant. *International Journal of Energy Research*, v.28, pp.101-115, 2004
- Zhang, G., Hua, B., Chen, Q. Exergoeconomic methodology for analysis and optimization of process systems. *Computers and Chemical Engineering*, v.24, pp.613-618, 2000.
- Zhang, Y., Faghri, A. Heat transfer enhancement in latent heat thermal energy storage system by using the internally finned tube. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, v.39, (15), pp.3165-3173, 1996.

Referências complementares

Aguilar, A. Z., Uson, L. C., Szyszka, J. K., Espinosa, F. Z. S. Concept on thermoeconomic evaluation of steam turbines. *Applied Thermal Engineering*, v.27, pp.457-466, 2007.

Ahern, J. E. *The exergy method of energy systems analysis*. 1.ed. Estados Unidos: John Wiley & Sons Inc., 1980, 295 p.

Alizadeh, S. An experimental and numerical study of thermal stratification in a horizontal cylindrical solar storage tank. *Solar Energy*, v.66, (6), pp.409-421, 1999.

Ayres, R. U., Turton, H., Casten, T. Energy efficiency, sustainability and economic growth. *Energy*, v.32, pp.634-648, 2007.

Badescu, V. First and second law analysis of a solar assisted heat pump based heating system. *Energy Conversion and Management*, v.43, pp.2539-2552, 2002.

Badescu, V. Model of a thermal energy storage device integrated into a solar assisted heat pump system for space heating. *Energy Conversion and Management*, v.44, pp.1589-1604, 2003.

Badescu, V. Optimal operation of thermal energy storage units based on stratified and fully mixed water tanks. *Applied Thermal Engineering*, v.24, pp.2101-2116, 2004.

Badescu, V. Optimum fin geometry in flat plate solar collector systems. *Energy Conversion and Management*, v.47, pp.2397-2413, 2006.

- Badescu, V. Optimum size and structure for solar energy collection systems. *Energy*, v.31, pp.1819-1835, 2006.
- Badescu, V. Simulation analysis for the active solar heating system of a passive house. *Applied Thermal Engineering*, v.25, pp.2754-2763, 2005.
- Badescu, V., Staicovici, M. D. Renewable energy for passive house heating: Model of the active solar heating system. *Energy and Buildings*, v.38, pp.129-141, 2006.
- Barba, A., Spiga, M. Discharge mode for encapsulated PCMs in storage tanks. *Solar Energy*, v.24, pp.141-148, 2003.
- Bejan, A. Method of entropy generation minimization, or modeling and optimization based on combined heat transfer and thermodynamics. *Revue Générale de Thermique*, v.35, pp.637-646, 1996.
- Bejan, A., Kearney, D. W., Kreith, F. Second law analysis and synthesis of solar collector systems. *Journal of Solar Energy Engineering*, v.103, pp.23-28, 1981.
- Bejan, A. Extraction of exergy from solar collectors under time-varying conditions. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, v.3, (2), pp.67-72, 1982.
- Bejan, A. Fundamentals of exergy analysis, entropy generation minimization, and the generation of flow architecture. *International Journal of Energy Research*, v.26, pp.545-565, 2002.
- Bejan, A., Chelghoum, D. E. second law analysis of solar collectors with energy storage capability. *Journal of Solar Energy Engineering*, v.107, pp.244-251, 1985.
- Bojic, M., Kalogirou, S., Petronijevic, K. Simulation of a solar domestic water heating system using a time marching model. *Renewable Energy*, v.27, pp.441-452, 2002.

- Borchiellini, R., Verda, V. Exergy method for the diagnosis of energy systems using measured data. *Energy*, v.32, pp.490-498, 2007.
- Bouhdjar, A., Harhad, A. Numerical analysis of transient mixed convection flow in storage tank influence of fluid properties and aspect ratios on stratification. *Renewable Energy*, v.25, pp.555-567, 2002.
- Buzás, J., Farkas, I., Biró, A., Németh, R. Modelling and simulation aspects of a solar hot water system. *Mathematics and Computers in Simulation*, v.48, pp.33-46, 1998.
- Cabeza, L. F., Ibáñez, M., Solé, C., Roca, J., Nogués, M. Experimentation with a water tank including a PCM module. *Solar Energy Materials & Solar Cells*, v.90, pp.1273-1282, 2006.
- Caldas, M., Semiao, V. Entropy generation through radiative transfer in participating media: analysis and numerical computation. *Journal of Quantitative Spectroscopy & Radiative Transfer*, v.96, pp.423-437, 2005.
- Cardinale, N., Piccininni, F., Stefanizzi, P. Economic optimization of low-flow solar domestic hot waterplants. *Renewable Energy*, v.28, pp.1899-1914, 2003.
- Cardona, E., Piacentino, A. A new approach to exergoeconomic analysis and design of variable demand energy systems. *Energy*, v.31, pp.490-515, 2006.
- Casarosa, C., Donatini, F., Franco, A. Thermoeconomic optimization of heat recovery steam generators parameters for combined plants. *Energy*, v.29, pp.389-414, 2004.
- Cervantes, J. G., Torres-Reyes, E. Experiments on a solar-assisted heat pump and an exergy analysis of the system. *Applied Thermal Engineering*, v.22, pp.1289-1297, 2002.
- Chang, H., Li, J. A new exergy method for process analysis and optimization. *Chemical Engineering Science*, v.60, pp.2771-2784, 2005.

- Chaurasia, P. B. L., Twidell, J. Collector cum storage solar water heaters with and without transparent insulation material. *Solar Energy*, v.70, (5), pp.403-416, 2001.
- Chen, G. M., Lu, G. Q., Wang, J. F. Thermodynamic analyses of the performance of a thermal-storage system with water as its working fluid. *Applied Energy*, v.57, (4), pp.263-270, 1997.
- Chen, S. L., Chen, C. L., Tin, C. C., Lee, T. S., Ke, M. C. An experimental investigation of cold storage in an encapsulated thermal storage tank. *Experimental Thermal and Fluid Science*, v.23, pp.133-144, 2000.
- Chuawittayawuth, K., Kumar, S. Experimental investigation of temperature and flow distribution in a thermosyphon solar water heating system. *Renewable Energy*, v.26, pp.431-448, 2002.
- Crandall, D. M., Thacher, E. F. Segmented thermal storages. *Solar Energy*, v.77, pp.435-440, 2004.
- Cziesla, F., Tsatsaronis, G. Iterative exergoeconomic evaluation and improvement of thermal power plants using fuzzy inference systems. *Energy Conversion and Management*, v.43, pp.1537-1548, 2002.
- Dhariwal, S. R., Mirdha, U. S. Analytical expressions for the response of flat-plate collector to various transient conditions. *Energy Conversion and Management*, v.46, pp.1809-1836, 2005.
- Dincer, I. Evaluation and selection of energy storage systems for solar thermal applications. *International Journal of Energy Research*, v.23, pp.1017-1028, 1999.
- Dincer, I., Cengel, Y. A. Energy, entropy and exergy concepts and their roles in thermal engineering. *Entropy*, v.3, pp.116-149, 2001.

- Domanski, R., Fellah, G. Thermoeconomic analysis of sensible heat, thermal energy storage systems. *Applied Thermal Engineering*, v.18, (8), pp.693-704, 1998.
- Eames, P. C., Griffiths, P. W. Thermal behaviour of integrated solar collector/storage unit with 65 °C phase change material. *Energy Conversion and Management*, v.47, pp.3611-3618, 2006.
- Eckert, E. R. G., Drake, R. M. *Analysis of heat and mass transfer*. 1.ed. Londres: McGraw-Hill Kogakusha, Ltd., 1972, 806 p.
- El Qarnia, H. Theoretical study of transient response of a rectangular latent heat thermal energy storage system with conjugate forced convection. *Energy Conversion and Management*, v.54, pp. 1537-1551, 2004.
- El-Adawi, M. K. New approach to modelling a flat plate collector: the Fourier transform technique. *Renewable Energy*, v.26, pp.489-506, 2002.
- Esen, M., Durmus, A., Durmus, A. Geometric design of solar-aided latent heat store depending of various parameters and phase change materials. *Solar Energy*, v.62, (1), pp.19-28, 1998.
- Eskin, N. Performance analysis of a solar process heat system. *Energy Conversion & Management*, v.41, pp.1141-1154, 2000.
- Faiman, D., Hazan, H., Laufer, I. Reducing the heat loss at night from solar water heaters of the integrated collector-storage variety. *Solar Energy*, v.71, (2), pp.87-93, 2001.
- Fasulo, A., Follari, J., Barral, J. Comparison between a simple solar collector accumulator and a convectional accumulator. *Solar Energy*, v.71, (6), pp.389-401, 2001.

- Fukai, J., Kanou, M., Kodama, Y., Miyatake, O. Thermal conductivity enhancement of energy storage media using carbon filters. *Energy Conversion & Management*, v.41, pp.1543-1556, 2000.
- Gong, Z. X., Mujumdar, A. S. Thermodynamic optimization of the thermal process in energy storage using multiple phase change materials. *Applied Thermal Engineering*, v.17, (11), pp.1067-1083, 1997.
- Hasan, A. Thermosyphon solar water heaters effect of storage tank volume and configuration on efficiency. *Energy Conversion and Management*, v.38, (9), pp.847-854, 1997.
- Hebecker, D., Bittrich, P., Riedl, K. Hierarchically structured exergetic and exergoeconomic analysis and evaluation of energy conversion processes. *Energy Conversion and Management*, v.46, pp.1247-1266, 2005.
- Hellstrom, B., Adsten, M., Nostell, P., Karlsson, B., Wackelgard, E. The impact of optical and thermal properties on the performance of flat plate solar collectors. *Renewable Energy*, v.28, pp.331-344, 2003.
- Hermann, W. A. Quantifying global exergy resources. *Energy*, v.31, pp.1685-1702, 2006.
- Ho, C. D., Yeh, H. M., Wang, R. C. Heat-transfer enhancement in double-pass flat-plate solar air heaters with recycle. *Energy*, v.30, pp.2796-2817, 2005.
- Holman, J. P. *Heat transfer*. 9.ed. Estados Unidos: McGraw-Hill Inc., 2002, 665 p.
- Homan, K. O., Soo, S. L. Laminar flow efficiency of stratified chilled-water storage tanks. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, v.19, pp.69-78, 1998.
- Hussein, H. M. S. Optimization of a natural circulation two phase closed thermosyphon flat plate solar water heater. *Energy Conversion and Management*, v.44, pp.2341-2352, 2003.

- Ibáñez, M., Cabeza, L. F., Solé, C., Roca, J., Nogués, M. Modelization of a water tank including a PCM module. *Applied Thermal Engineering*, v.26, pp.1328-1333.
- Ismail, K. A. R. *Modelagem de processos térmicos: fusão e solidificação*. 1.ed. Campinas: Editora do autor, 1998, 400 p.
- Ismail, K. A. R., Gonçalves, M. M. Thermal performance of a pcm storage unit. *Energy Conversion & Management*, v.40, pp.115-138, 1999.
- Javierre, E., Vuik, C., Vermolen, F. J., Van Der Zwaag, S. A comparison of numerical models for one-dimensional Stefan problems. *Journal of Computational and Applied Mathematics*, v.192, pp.445-459, 2006.
- Joudi, K. A., Al-Tabbakh, A. A. Computer simulation of a two phase thermosyphon solar domestic hot water heating system. *Energy Conversion & Management*, v.40, pp.775-793, 1999.
- Joudi, K. A., Hussein, I. A., Farhan, A. A. Computational model for a prism shaped storage solar collector with a right triangular cross section. *Energy Conversion and Management*, v.45, pp.391-409, 2004.
- Kalogirou, S. A., Panteliou, S., Dentsoras, A. Modeling of solar domestic water heating systems using artificial neural networks. *Solar Energy*, v.65, (6), pp.335-342, 1999.
- Kalogirou, S. A., Papamarcou, C. Modelling of a thermosyphon solar water heating system and simple model validation. *Renewable Energy*, v.21, pp.471-493, 2000.
- Kang, Y. H., Kang, M. C., Chun, W. G. A study on thermal characteristics of the solar collector made with a closed loop thermosyphon. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, v.30, (7), pp.955-964, 2003.

- Kaptan, I. N., Kilic, A. A theoretical and experimental investigation of a novel built-in-storage solar water heater. *Solar Energy*, v.57, (5), pp.393-400, 1996.
- Karaghoulis, A. A., Alnaser, W. E. Experimental study on thermosyphon solar water heater in Bahrain. *Renewable Energy*, v.24, pp.389-396, 2001.
- Khalifa, A. J. N., Hussian, M. A. Heat flow in a horizontal solar thermal storage tank with an auxiliary heater. *Energy Conversion and Management*, v.43, pp.549-555, 2002.
- Khalifa, A. J. N., Mehdi, M. M. On the verification of one dimensional heat flow in a horizontal thermosyphon storage tank. *Energy Conversion & Management*, v.40, pp.961-974, 1999.
- Knudsen, S., Furbo, S. Thermal stratification in vertical mantle heat-exchangers with application to solar domestic hot-water systems. *Applied Energy*, v.78, pp.257-272, 2004.
- Lamberg, P. Approximate analytical model for two-phase solidification problem in a finned phase-change material storage. *Applied Energy*, v.77, pp.131-152, 2004.
- Lamberg, P., Lehtiniemi, R., Henell, A. M. Numerical and experimental investigation of melting and freezing processes in phase change material storage. *International Journal of Thermal Sciences*, v.43, pp.277-287, 2004.
- Lamberg, P., Sirén, K. Analytical model for melting in a semi-infinite PCM storage with an internal fin. *Heat and Mass Transfer*, v.39, (2), pp.167-176.
- Li, Z. F., Sumathy, K. Experimental studies on a solar powered air conditioning system with partitioned hot water storage tank. *Solar Energy*, v.71, (5), pp.285-297, 2001.
- Li, Z. F., Sumathy, K. Performance study of a partitioned thermally stratified storage tank in a solar powered absorption air conditioning system. *Applied Thermal Engineering*, v.22, pp.1207-1216, 2002.

- López, G., Battles, F. J., Tovar-Pescador, J. Selection of input parameters to model direct solar irradiance by using artificial neural networks. *Energy*, v.30, pp.1657-1684, 2005.
- Mahanta, D. K., Saha, S. K. Internal irreversibility in a water heating solar flat plane collector. *Energy Conversion and Management*, v.43, pp.2425-2435, 2002.
- Marín, J. M., Zalba, B., Cabeza, L. F., Mehling, H. Improvement of a thermal energy storage using plates with paraffin-graphite composite. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, v.48, pp.2561-2570.
- Mather, D. W., Hollands, K. G. T., Wright, J. L. Single and multi-tank energy storage for solar heating systems fundamentals. *Solar Energy*, v.73, (1), pp.3-13, 2002.
- Mathioulakis, E., Belessiotis, V. A new heat-pipe type solar domestic hot water system. *Solar Energy*, v.72, (1), pp.13-20, 2002.
- Matrawy, K. K., Farkas, I. Comparison study for three types of solar collectors for water heating. *Energy Conversion and Management*, v.38, (9), pp.861-869, 1997.
- Matsumoto, É. Y. *MATLAB 6: Fundamentos de programação*. 2.ed. São Paulo: Editora Érica Ltda., 2001, 314 p.
- Maveety, J. G., Razani, A. A two-dimensional numerical investigation of the optimal removal time and entropy production rate for a sensible thermal storage system. *Energy*, v.21, (12), pp.1265-1276, 1996.
- Mohamad, A. A. Integrated solar collector-storage tank system with thermal diode. *Solar Energy*, v.61, (3), pp.211-218, 1997.
- Mohsen, M. S., Akash, B. A. On integrated solar water heating system. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, v.29, (1), pp.135-140, 2002.

- Naphon, P. On the performance and entropy generation of the double-pass solar air heater with longitudinal fins. *Renewable Energy*, v.30, 1345-1357.
- Natale, M. F., Tarzia, D. A. Explicit solutions to the one-phase Stefan problem with temperature-dependent thermal conductivity and a convective term. *International Journal of Engineering Science*, v.41, pp.1685-1698, 2003.
- Nikolic, R., Cincovic, M. M., Gadzuric, S., Zsigrai, I. J. New materials for thermal storage-solid/liquid transitions in fatty acid esters. *Solar Energy Materials & Solar Cells*, v.79, pp.285-292, 2003.
- Nyahoro, P. K., Johnson, R. R., Edwards, J. Simulated performance of thermal storage in a solar cooker. *Solar Energy*, v.59, (1)-(3), pp.11-17, 1997.
- Oliveira, P. M. C., Dechoum, K. Towards better understanding of the Second Law of Thermodynamics. *Revista Brasileira de Física*, v.25, (4), pp.359-363, 2003.
- Oliveski, R. C., Krenzinger, A., Vielmo, H. A. Comparison between models for the simulation of hot water storage tanks. *Solar Energy*, v.75, pp.121-134, 2001.
- Ozgener, L., Hepbasli, A., Dincer, I., Rosen, M. A. Exergoeconomic analysis of geothermal district heating systems: A case study. *Applied Thermal Engineering*, v.27, 1303-1310, 2007.
- Ozgener, O., Hepbasli, A., Ozgener, L. A parametric study on the exergoeconomic assessment of a vertical ground-coupled (geothermal) heat pump system. *Building and Environment*, v.42, pp.1503-1509, 2007.
- Perez-del-Notario, P., Leo, T. J. A division of the thermomechanical exergy into two components with very different economic values. *Energy*, v.32, pp.328-334, 2007.

- Poulikakos, D. *Conduction heat transfer*. 1.ed. Nova Jersey: Prentice Hall, 1994, 353 p.
- Prud'homme, T., Gillet, D. Advanced control strategy of a solar domestic hot water system with a segmented auxiliary heater. *Energy and Buildings*, v.33, pp.463-475, 2001.
- Ragoonanan, V., Davidson, J. H., Homan, K. O., Mantell, S. C. The benefit of dividing an indirect thermal storage into two compartments: Discharge experiments. *Solar Energy*, v.80, pp.18-31, 2006.
- Reddy, K. S., Kaushika, N. D. Comparative study of transparent insulation materials cover systems for integrated-collector-storage solar water heaters. *Solar Energy Materials & Solar Cells*, v.58, pp.431-446, 1999.
- Reyes, E. T., Gortari, J. G. C., Salazar, B. A. I., Nuñez, M. P. A design method of flat-plate solar collectors based on minimum entropy generation. *Exergy, an International Journal*, v.1, (1), pp.46-52, 2001.
- Rodríguez, L. G., Camacho, C. G. Thermoeconomic analysis of a solar parabolic trough collector distillation plant. *Desalination*, v.122, pp.215-224, 1999.
- Rosen, M. A. Second-law analysis of aquifer thermal energy storage systems. *Energy*, v.24, pp.167-182, 1999.
- Rosen, M. A., Dincer, I. Effect of varying dead-state properties on energy and exergy analyses of thermal systems. *International Journal of Thermal Sciences*, v.43, pp.121-133, 2004.
- Rosen, M. A., Dincer, I. Energetic, environmental and economic aspects of thermal energy storage systems for cooling capacity. *Applied Thermal Engineering*, v.21, pp.1105-1117, 2001.

- Rosen, M. A., Le, M. N., Dincer, I. Efficiency analysis of a cogeneration and district energy system. *Applied Thermal Engineering*, v.25, pp.147-159, 2005.
- Saha, S. K., Mahanta, D. K. Thermodynamic optimization of solar flat-plate collector. *Renewable Energy*, v.23, pp.181-193, 2001.
- Sahin, B., Ust, Y., Yilmaz, T., Akcay, I. H. Thermoeconomic analysis of a solar driven heat engine. *Renewable Energy*, v.31, pp.1033-1042, 2006.
- Sateikis, I. Determination of the amount of thermal energy in the tanks of buildings heating systems. *Energy and Buildings*, v.34, pp.357-361, 2002.
- Shah, L. J., Furbo, S. Entrance effects in solar storage tanks. *Solar Energy*, v.75, pp.337-348, 2003.
- Shariah, A. M., Lof, G. O. G. The optimization of tank-volume-to-collector-area ratio for a thermosyphon solar water heater. *Renewable Energy*, v.7, (3), pp.289-300, 1996.
- Shin, M. S., Kim, H. S., Jang, D. S., Lee, S. N., Lee, Y. S., Yoon, H. G. Numerical and experimental study on the design of a stratified thermal storage system. *Applied Thermal Engineering*, v.24, pp.17-27, 2004.
- Smyth, M., Eames, P. C., Norton, B. Heat retaining integrated collector-storage solar water heaters. *Solar Energy*, v.75, pp.27-34, 2003.
- Sopian, K., Zulkifli, R., Sahari, J., Othman, M. Y. Thermal performance of thermoplastic natural rubber solar collector. *Journal of Materials Processing Technology*, v.123, pp.179-184, 2002.
- Stritih, U. Heat transfer enhancement in latent heat thermal storage system for buildings. *Energy and Buildings*, v.35, pp.1097-1104, 2003.

- Szargut, J., Stanek, W. Thermo-ecological optimization of a solar collector. *Energy*, v.32, pp.584-590, 2007.
- Tripagnostopoulos, Y., Souliotis, M. ICS solar systems with horizontal cylindrical. *Renewable Energy*, v.29, pp.13-38, 2004.
- Tripagnostopoulos, Y., Souliotis, M., Nousia, TH. CPC type integrated collector storage systems. *Solar Energy*, v.72, (4), pp.327-350, 2002.
- Tripagnostopoulos, Y., Yianoulis, P. CPC solar collectors with multichannel absorber. *Solar Energy*, v.58, (1)-(3), pp.49-61, 1996.
- Tsilingiris, P. T. Design, analysis and performance of low-cost plastic film large solar water heating systems. *Solar Energy*, v.60, (5), pp.245-256, 1997.
- Tsilingiris, P. T. Solar water-heating design: A new simplified dynamic approach. *Solar Energy*, v.75, (1), pp.19-28, 1996.
- Ucar, A., Inalli, M. Exergoeconomic analysis and optimization of a solar-assisted heating system for residential buildings. *Building and Environment*, v.41, pp.1551-1556, 2006.
- Van Wylen, G., Borgnakke, C., Sonntag, R. E. *Fundamentos da termodinâmica*. 6.ed. São Paulo: Editora Edgard Blucher Ltda., 2003, 577 p.
- Voropoulos, K., Mathioulakis, E., Belessiotis, V. Experimental investigation of the behaviour of a solar still coupled with hot water storage tank. *Desalination*, v.156, pp.315-322, 2003.
- Wu, K. S. Y. An analytic solution of heat conduction problem with phase change. *Chinese Journal of Physics*, v.6, (1), pp.29-38, 1968.

Wu, K. S. Y. Analytic solution of heat conduction problem involving moving interface with spherical boundaries. *Chinese Journal of Physics*, v.6, (2), pp. 80-87, 1968.

You, Y., Hu, E. J. A medium-temperature solar thermal power system and its efficiency optimization. *Applied Thermal Engineering*, v.22, pp.357-364, 2007.

Zivkovic, B., Fujii, I. An analysis of isothermal phase change material within rectangular and cylindrical containers. *Solar Energy*, v.70, (1), pp.51-61, 2001.