



UNIVERSIDADE FEDERAL DE UBERLÂNDIA
FACULDADE DE ENGENHARIA QUÍMICA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA QUÍMICA



ESTUDO DE DESEMPENHO DO AQUECEDOR SOLAR DE BAIXO CUSTO

Débora Abrahão Siqueira

Uberlândia - MG
Março de 2009



UNIVERSIDADE FEDERAL DE UBERLÂNDIA
FACULDADE DE ENGENHARIA QUÍMICA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA QUÍMICA



ESTUDO DE DESEMPENHO DO AQUECEDOR SOLAR DE BAIXO CUSTO

Débora Abrahão Siqueira

Orientador:

Prof. Dr. João Jorge Ribeiro Damasceno

Dissertação de mestrado apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Química da Universidade Federal de Uberlândia como parte dos requisitos necessários à obtenção do título de Mestre em Engenharia Química, área de concentração em Desenvolvimento de Processos Químicos.

Uberlândia - MG

Março de 2009

Dados Internacionais de Catalogação na Publicação (CIP)

S618e Siqueira, Débora Abrahão, 1983-
Estudo de desempenho do aquecedor solar de baixo custo / Débora
Abrahão Siqueira. - 2008.
125 f. : il.

Orientador: João Jorge Ribeiro Damasceno.

Dissertação (mestrado) – Universidade Federal de Uberlândia, Pro-
grama de Pós-Graduação em Engenharia Química.
Inclui bibliografia.

1. Aquecedores solares de água - Teses. 2. Energia solar - Teses. I.
Damasceno, João Jorge Ribeiro. II. Universidade Federal de Uberlândia.
Programa de Pós-Graduação em Engenharia Química. III. Título.

CDU: 620.9

DISSERTAÇÃO DE MESTRADO SUBMETIDA AO PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA QUÍMICA DA UNIVERSIDADE FEDERAL DE UBERLÂNDIA COMO PARTE DOS REQUISITOS PARA OBTENÇÃO DO TÍTULO DE MESTRE EM ENGENHARIA QUÍMICA, EM 05 /03 /2009

BANCA EXAMINADORA:

Prof. Dr. João Jorge Ribeiro Damasceno
Orientador (PPG-EQ/UFU)

Prof. Dr. Luiz Gustavo Martins Vieira
(FEQ/UFU)

Prof. Dr. Cláudio Roberto Duarte
(FEQ/UFU)

Dr. Fábio de Oliveira Arouca
(DEQ-UFSCar)

AGRADECIMENTOS

Ao orientador Prof. João Jorge Ribeiro Damasceno, ao Coordenador do projeto Prof. Luiz Gustavo Martins Vieira pelas diretrizes seguras e permanente incentivo, ao Prof. Humberto Molinar Henrique, ao técnico Anísio Ferreira Martins Junior, à Natália Maira de Oliveira e ao Sr. Joselias Cabral de Oliveira pelas sugestões, colaboração e interação durante todo o trabalho, à FAPEMIG, que apoiou o projeto sob a forma de uma bolsa de estudos em nível de mestrado e ao Programa de Apoio à Pós-Graduação (PROAP).

A minha mãe Ana Maria Ribeiro, pelo estímulo, apoio e compreensão.

A todos que direta ou indiretamente colaboraram na execução deste trabalho.

SUMÁRIO

Lista de figuras	i
Lista de tabelas	v
Simbologia	vi
Resumo	ix
"Abstract"	x
Capítulo 1 - INTRODUÇÃO	1
1.1. Justificativas	1
1.2. Objetivos	4
Capítulo 2 - REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	5
2.1. Radiação Solar	5
2.2. Determinação da Constante Solar	7
2.3. Radiação direta e difusa	10
2.4. Absorção reflexão e transmissão por uma superfície	12
2.5. Predição de radiação em um plano inclinado	13
2.5.1. Direção da radiação direta incidente sobre uma superfície	13
2.5.2. Radiação horária total na superfície horizontal (I)	17
2.5.3. Modelo empírico de predição de radiação em superfície inclinada	17
2.5.3.1. Radiação horária extraterrestre em um plano horizontal (I_0)	17
2.5.3.2. Componente direta e difusa da radiação horária total na superfície horizontal (I_b e I_d)	18
2.5.3.3. Radiação total em superfícies inclinadas fixas (I_T)	19
2.6. Principais componentes do sistema de aquecimento solar de água convencional	21
2.6.1. Reservatório	22
2.6.2. Coletor Solar	22
2.7. O sistema ASBC	25
2.8. Simulação do comportamento térmico de um sist. de aquecimento de água	28
2.8.1. Balanço de energia no reservatório (I_T)	28

2.8.2. Balanço de energia na placa coletora.	32
2.9. Desempenho térmico do coletor.	37
2.9.1. Determinação do Calor Útil e do Fator de Remoção de Calor.	37
2.9.2. Determinação do rendimento térmico em regime quase permanente. .	40
2.10. Tipos de Instalação e orientação dos coletores solares.	41
2.10.1. Circulação natural em circuito aberto.	41
2.10.2. Circulação natural em circuito fechado.	43
Capítulo 3 - MATERIAIS E MÉTODOS.	44
3.1. Unidade experimental.	44
3.2. Materiais e Equipamentos.	45
3.2.1. Tintas.	45
3.2.2. Coletores Solares.	45
3.2.3. Reservatórios.	47
3.2.4. Bombas.	50
3.2.5. Reservatório de água fria.	50
3.3. Instrumentação.	50
3.3.1. Aquisição de dados.	50
3.3.2. Medição de temperatura.	51
3.3.3. Medição de dados meteorológicos.	54
3.4. Procedimento Experimental.	55
3.4.1. Obtenção da eficiência do reservatório térmico.	55
3.4.2. Obtenção da eficiência do coletor solar.	55
3.5. Metodologia Numérica.	56
Capítulo 4 - RESULTADOS E DISCUSSÕES.	58
4.1. Eficiência dos sistemas termossifão.	58
4.1.1. Primeiro ensaio nos reservatórios.	59
4.1.2. Segundo ensaio nos reservatórios.	62
4.1.3. Terceiro ensaio nos reservatórios.	66
4.1.4. Quarto ensaio nos reservatórios.	70
4.2. Coeficiente Global de Troca Térmica do Reservatório (UA).	73
4.3. Eficiência dos sistemas bombeados.	78

4.3.1. Vazão de recirculação de 20 L/h.	78
4.3.2. Vazão de recirculação de 40 L/h	81
4.3.3. Vazão de recirculação de 60 L/h.	85
4.3.4. Efeito da vazão na eficiência dos aquecedores solares.	90
4.4. Comparação entre os sistemas de aquecimento.	91
4.5. Simulação fluidodinâmica do ASBC.	92
4.5.1. Balanço de Energia para um Sistema de Aquecimento Contínuo. . .	92
4.5.2. Balanço de Energia para um Sistema de Aquecimento em Batelada	95
4.5.3. Distribuição de Temperatura no interior do Boiler.	97
4.6. Análise econômica do aquecedor solar de baixo custo	100
 Capítulo 5 - CONCLUSÕES E SUGESTÕES.	102
 APÊNDICE I.	104
APÊNDICE II.	106
APÊNDICE III.	110
 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.	122

Lista de Figuras

Figura 1.1 - Sistema ASBC formado por placa de PVC.	4
Figura 2.1 - Espectro da radiação eletromagnética.	5
Figura 2.2 - Relação espacial sol-terra.	6
Figura 2.3 - Natureza direcional da radiação solar fora da atmosfera terrestre.	7
Figura 2.4 - Radiação da terra pelo sol.	8
Figura 2.5 - Espalhamento da radiação solar na atmosfera terrestre.	11
Figura 2.6 - Processos de absorção, reflexão e transmissão em um meio semitransparente.	12
Figura 2.7 - Ângulo zenital, inclinação e ângulo azimutal da superfície.	14
Figura 2.8 - Sistema de aquecimento solar de água convencional.	21
Figura 2.9 - Vistas do interior de um coletor solar plano.	23
Figura 2.10 - Esquema do ASBC de 200L com seus componentes.	27
Figura 2.11 - Vista esquemática do ASBC de 1000 L.	28
Figura 2.12 - Seções do reservatório estratificado.	30
Figura 2.13 - Esquema da placa coletora.	33
Figura 2.14 - Distribuição da temperatura do fluido na placa.	33
Figura 2.15 - Rede térmica equivalente para um coletor solar plano.	39
Figura 2.16 - Circulação natural-circuito aberto.	42
Figura 3.1 - Unidade de testes localizada no bloco da FEQUI- UFU.	45
Figura 3.2 - Vista esquemática de um coletor solar sem cobertura.	46
Figura 3.3 - Vista esquemática do coletor solar fechado.	47
Figura 3.4 - Vista do interior do reservatório do ASBC	48
Figura 3.5 - Vista esquemática do reservatório térmico convencional.	49
Figura 3.6 - Bomba peristáltica.	50
Figura 3.7 - Circuito eletrônico.	51
Figura 3.8 - Termopar de isolamento mineral.	52
Figura 3.9 - Diagrama esquemático do sistema de medição de temperatura	53
Figura 3.10 - Posição dos 15 termopares.	53
Figura 3.11 - Termopares instalados no sistema.	54
Figura 4.1 - Radiação incidente no coletor no dia 28 de novembro de 2008.	59
Figura 4.2 - Temperaturas do reservatório PP no dia 28/11/2008.	60
Figura 4.3 - Temperaturas do reservatório PVC no dia 28/11/2008.	60

Figura 4.4 - Temperaturas do reservatório Convencional no dia 28/11/2008.	61
Figura 4.5 - Radiação incidente no coletor de 02 a 04 de dezembro de 2008.	62
Figura 4.6 - Temperaturas do reservatório PP de 02 a 05/12/2008.	63
Figura 4.7 - Temperaturas do reservatório PVC do dia 02 a 05/12/2008.	64
Figura 4.8 - Temperaturas do reservatório Convencional do dia 02 a 05/12/2008.	65
Figura 4.9 - Radiação incidente no coletor de 05 a 06 de dezembro de 2008.	67
Figura 4.10 - Temperaturas do reservatório PP do dia 05 a 06/12/2008.	67
Figura 4.11 -Temperaturas do reservatório PVC do dia 05 a 06/12/2008.	68
Figura 4.12 -Temperaturas do reservatório Convencional do dia 05 a 06/12/2008.	69
Figura 4.13 - Radiação incidente no coletor no dia 09 de dezembro de 2008.	70
Figura 4.14 - Temperaturas do reservatório PP no dia 09/12/2008.	70
Figura 4.15 - Temperaturas do reservatório PVC no dia 09/12/2008.	71
Figura 4.16 - Temperaturas do reservatório Convencional no dia 09/12/2008.	71
Figura 4.17 - Evolução das temperaturas no reservatório PP durante a noite do dia 02 até o amanhecer do dia 03 de dezembro.	75
Figura 4.18 - Evolução das temperaturas no reservatório PVC durante a noite do dia 02 até o amanhecer do dia 03 de dezembro.	76
Figura 4.19 - Evolução das temperaturas no reservatório Convencional durante a noite do dia 02 até o amanhecer do dia 03 de dezembro.	77
Figura 4.20 - Radiação incidente no coletor no dia 04 de fevereiro de 2009.	78
Figura 4.21 - Temperaturas no reservatório do coletor de PP dia 04/02/2009.	79
Figura 4.22 - Temperaturas no reservatório do coletor de PVC dia 04/02/2009.	79
Figura 4.23 - Temperaturas do coletor de PP dia 04/02/2009.	80
Figura 4.24 - Temperaturas do coletor de PVC dia 04/02/2009.	80
Figura 4.25 - Radiação incidente no coletor no dia 10 de fevereiro de 2009.	81
Figura 4.26 - Temperaturas no reservatório do coletor de PP dia 10/02/2009.	82
Figura 4.27 - Temperaturas no reservatório do coletor de PVC dia 10/02/2009.	82
Figura 4.28 - Radiação incidente no coletor no dia 11 de fevereiro de 2009.	83
Figura 4.29 - Temperaturas no reservatório do coletor de PP dia 11/02/2009.	83
Figura 4.30 - Temperaturas no reservatório do coletor de PVC dia 11/02/2009.	83
Figura 4.31 - Temperaturas do coletor de PP dia 10/02/2009.	84
Figura 4.32 - Temperaturas do coletor de PVC dia 10/02/2009.	84
Figura 4.33 - Radiação incidente no coletor no dia 30 de janeiro de 2009.	86
Figura 4.34 - Temperaturas no reservatório do coletor de PP dia 30/01/2009.	86

Figura 4.35 - Temperaturas no reservatório do coletor de PVC dia 30/01/2009.	86
Figura 4.36 - Radiação incidente no coletor no dia 12 de fevereiro de 2009.	87
Figura 4.37 - Temperaturas no reservatório do coletor de PP dia 12/02/2009.	88
Figura 4.38 - Temperaturas no reservatório do coletor de PVC dia 12/02/2009.	88
Figura 4.39 - Temperaturas no do coletor de PP dia 12/02/2009.	89
Figura 4.40 - Temperaturas no coletor de PP dia 12/02/2009.	89
Figura 4.41 - Representação esquemática. do Sistema ASBC (Boiler de 90 L) em operação.	92
Figura 4.42 - Temperatura média do fluido no interior do Boiler medida experimentalmente ao longo de um dia de aquecimento, em batelada e sem consumo	93
Figura 4.43 - Dinâmica da temperatura do fluido (Balanço de Energia) na corrente de consumo do Boiler – “C” - para uma razão de recirculação genérica – “Ri”.	94
Figura 4.44 - Tempo necessário para que a temperatura do fluido na corrente de consumo atinja o estado estacionário em função de diferentes razões de recirculação no coletor.	94
Figura 4.45 - Representação esquemática do Sistema ASBC (Boiler de 90 L) em batelada e comportamento da temperatura média do fluido no interior do reservatório em face da taxa mássica que esco pelo coletor (“S”)	96
Figura 4.46 - Tempo previsto para que o fluido no interior do Boiler atinja uma temperatura média de 39°C operando em batelada e a diferentes taxas mássicas de escoamento pelo coletor (“S”)	96
Figura 4.47 - Perfis de Temperatura no interior do Boiler em função de “R”	98
Figura 4.48 - Perfil de temperatura e temperatura média do fluido ao longo do duto da corrente de consumo do Boiler	99
Figura 4.49 - Temperatura Média do Fluido disponível ao usuário (corrente de Consumo) obtida por meio das técnicas de CFD em face de distintas “R”.	100

Lista de Tabelas

Tabela 2.1 - Conversão de qualquer data para número ordinal de 1 a 365 com valores calculados para o dia médio de cada mês e declinação solar.	15
Tabela 2.2 - Valores da refletividade para diferentes tipos de superfície.	20
Tabela 2.3 - Constantes para a Equação (2.54) para Tubos Circulares com Fluxo de Calor Constante. Número de Nusselt Local	37
Tabela 3.1 - Características dos coletores solares sem cobertura.	46
Tabela 3.2 - Informações computacionais utilizadas nas simulações numéricas	57
Tabela 4.1 - Eficiência atingida pelos reservatórios térmicos em termossifão dia 28/11	61
Tabela 4.2 - Eficiência atingida pelos reservatórios térmicos em termossifão dia 02/12.	66
Tabela 4.3 - Eficiência atingida pelos reservatórios térmicos com termossifão dia 05/12.	69
Tabela 4.4 - Eficiência atingida pelos reservatórios térmicos em termossifão dia 09/12.	72
Tabela 4.5 - Eficiência e Temperatura dos reservatórios nos 4 dias de medição	72
Tabela 4.6 - Energia dissipada para o ambiente na noite de 02/12/2008.	75
Tabela 4.7 - Energia dissipada para o ambiente na noite de 02/12/2008.	76
Tabela 4.8 - Energia dissipada para o ambiente na noite de 02/12/2008.	77
Tabela 4.9 - Eficiência dos reservatórios alternativos com vazão de recirculação de 20 L/h.	79
Tabela 4.10 - Calor útil transferido à água com vazão de recirculação de 20 L/h.	80
Tabela 4.11 - Eficiência dos reservatórios alternativos com vazão de 40 L/h no dia 10/02.	82
Tabela 4.12 - Eficiência dos reservatórios alternativos com vazão de 40 L/h no dia 11/02.	84
Tabela 4.13 - Calor útil transferido à água com vazão de recirculação de 40 L/h.	85

Tabela 4.14 - Eficiência dos reservatórios alternativos com vazão de 60 L/h no dia 30/01.	87
Tabela 4.15 - Eficiência dos reservatórios alternativos com vazão de 60 L/h no dia 12/02.	88
Tabela 4.16 - Calor útil transferido à água com vazão de recirculação de 60 L/h.	89
Tabela 4.17 - Efeito da vazão na eficiência dos aquecedores solares	91
Tabela 4.18 - Tabela comparativa de desempenho térmico dos aquecedores solares	91

Simbologia

A - área (m²)

c_p - calor específico (J. kg⁻¹.°C⁻¹)

C - Taxa mássica de consumo de água no boiler

d_c - diâmetro do canal (m)

D - Diâmetro (m)

E - poder emissivo

F - fator de forma

F - Taxa mássica de abastecimento de água no boiler

G - fluxo de radiação (W. m⁻²)

G_{sc} - Constante Solar (W. m⁻²)

H - irradiação diária (kJ. m⁻²)

I - irradiação horária (kJ. m⁻²)

h - coeficiente de transferência de calor (W. m⁻². C⁻¹)

h_c - altura do canal (m)

k - condutividade térmica (W. m⁻¹. C⁻¹)

k_T - índice de claridade

L - espessura (m)

L_{loc} - longitude do local

L_{st} - meridiano padrão

Y - comprimento (m)

X - largura (m)

m - taxa mássica (kg s⁻¹)

m - massa (kg)

n - dia do ano

n_c - número de canais

Nu - número de Nusselt

P - perímetro molhado

Pr - número de Prandtl

q - taxa de radiação (W m⁻²)

Q - Calor (kJ)

Q - Taxa mássica de água do coletor para o boiler
 R – Razão de recirculação
 Re – número de Reynolds
 Ra - número de Rayleigh
 S - Taxa mássica de água do boiler para o coletor
 S - radiação solar absorvida ($W \cdot m^{-2}$)
 T - Temperatura
 t - tempo (s)
 U - coeficiente global de transferência de calor ($W \cdot m^{-2} \cdot C^{-1}$)
 u - umidade
 V - velocidade do vento ($m \cdot s^{-1}$)
 V - volume (L)
 VR - coeficiente de correlação linear
 η - eficiência térmica

Letras gregas

τ - transmissividade
 ρ - refletividade
 α - absortividade
 ϕ - Latitude
 β - Inclinação da placa
 γ - ângulo azimutal da superfície
 δ - Declinação
 ω - Ângulo horário
 θ - Ângulo de incidência
 θ_z - Ângulo zenital
 φ - Ângulo de altitude solar

Subscritos

T - plano inclinado

0 - extraterrestre

a - ambiente ou do ar

b - direta

b - fundo

c - consumo

d - difusa

e - entra no coletor

s - sai do coletor

h - hidráulico

iso - isolamento

λ - comprimento de onda

ref - refletida

abs - absorvida

tr - transmitida

r - reservatório

p - placa

f - frio

q - quente

s - saída da placa

t - topo

$trans$ - transversal

u - útil

w - vento

RESUMO

Uma das alternativas para diminuir o consumo de energia elétrica para aquecimento de água será popularizar o uso da energia solar. Este trabalho vem a contribuir com estudos sobre o Aquecedor Solar de Baixo Custo, ASBC, que é um novo conceito de aquecedor solar de água para residência, todo feito de materiais poliméricos, com investimento relativamente pequeno e que pode ser construído manualmente. A placa do coletor, que absorve a energia solar e a transfere para a água na forma de calor, é formada por perfis planos de PVC rígido e sem cobertura. Outra opção de coletor solar que foi utilizada é a placa de polipropileno, que é um material com aditivo anti-UV, que assim como a placa de PVC teve seu desempenho térmico analisado neste trabalho. O reservatório térmico de cada um dos dois coletores é de polietileno revestido por isopor, responsável por armazenar a água aquecida durante o dia. Ambos os sistemas de aquecimento tiveram seus resultados comparados com o aquecedor convencional, formado por coletor de cobre recoberto por uma cobertura de vidro e um reservatório de aço inox. Uma bancada de ensaios para os coletores solares e reservatórios foi montada no Campus da UFU, avaliando a eficiência dos três sistemas com medidas de radiação solar incidente e de temperatura da água, com os sistemas trabalhando naturalmente (termossifão) e bombeados. As medidas de temperatura foram adquiridas por um sistema de aquisição de dados. Análises das perdas térmicas do reservatório de água quente foram feitas e assim foi possível estimar o desempenho térmico dos aquecedores solares. Os resultados mostraram que o coletor de polipropileno apresentou um desempenho térmico melhor que o coletor de forro de PVC, pois conseguiu transferir uma maior quantidade de calor útil para a água. Em relação aos reservatórios de baixo custo analisados, os mesmos apresentaram coeficientes globais de troca térmica com o ambiente dentro dos valores estipulados na literatura e atingiram valores de eficiência térmica e de temperatura praticamente similares quando operaram em termossifão. Quando bombeados, o aquecedor solar formado pelo coletor de polipropileno apresentou resultados relativamente melhores em relação ao aquecedor solar formado pelo coletor de PVC, e ambos os sistemas de aquecimento atingiram uma eficiência térmica maior trabalhando com vazões de 40 L/h. Considerando que a temperatura desejada a ser atingida pela água está um pouco acima da temperatura ambiente, os resultados obtidos demonstram que embora os aquecedores solares de baixo custo tenham atingido eficiências mais baixas em relação ao aquecedor convencional, os mesmos apresentaram um ótimo desempenho térmico. Assim, os benefícios econômicos, sociais e ambientais gerados quanto ao uso desta tecnologia de aquecimento de água devem ser amplamente divulgados e seu uso popularizado, principalmente entre a população de baixa renda.

Aquecedor solar de baixo custo - Eficiência térmica – Energia solar

ABSTRACT

One alternative to reduce consumption of electric energy to heat water will be popularize the use of solar energy. This work comes to contribute of studies about the Low Cost Solar Heater , ASBC, which is a new concept of solar water heater for home, all made by polymeric materials with relatively small investment and can be built manually. The plate of the collector, which absorbs solar energy and transfers to the water in the form of heat, is composed of rigid PVC plans profiles and without coverage. Another option of solar collector which was used is a plate of polypropylene, a material with anti-UV additive, as well as the plate of PVC thermal performance was analyzed in this work. The thermal reservoir of each one the two collectors is polyethylene coated on polystyrene, which is responsible for storing the heated water during the day. Both heating systems had their results compared with the conventional heater, consisting of collector of copper covered by a cover glass and a stainless steel tank. A bench of tests for solar collectors and tanks were mounted on the campus of the UFU, evaluating the efficiency of systems with three measures of incident solar radiation and water temperature, working with systems naturally (thermosyphon) and pumped. The measures of temperature were acquired by a data acquisition system. Analyses of the heat losses from the reservoir of hot water were made and it was possible to estimate the thermal performance of solar heaters. The polypropylene collector showed a better thermal performance than PVC collector plates, it had transferred a greater quantity of useful heat to the water. For reservoirs of low cost analyzed, they had overall coefficients of heat exchange with the environment within the prescribed values of the literature and achieved values of thermal efficiency and temperature practically similar when operated in thermosyphon. When pumped, the solar heater of the polypropylene collector showed relatively results better than the solar heater of the PVC collector, and both systems have reached a greater thermal efficiency when pumped with flow rate of 40 L/h. Whereas the desired temperature to be reached by water is a little above the environment temperature, the results shows that although the low cost solar heaters have lower efficiencies achieved than conventional heater, they had a great thermal performance. Thus, the economic, social and environmental impacts generated with the use of this technology for residential water heating should be widely disseminated and popularized its use, especially among the poor.

Low cost solar heater - thermal efficiency - Solar Energy

CAPÍTULO I

INTRODUÇÃO

1.1 Justificativas

A radiação solar é essencial a toda a vida na Terra. Através de processos térmicos e fotovoltaicos, a energia solar tem o potencial de satisfazer a maior parte da nossa demanda por aquecimento de água e de ambientes, calor para processos industriais e eletricidade. Dentre estas aplicações, o aquecimento de água pode ser feito com facilidade por meio da utilização de aquecedores solares.

O aquecimento de água para fins residenciais é uma aplicação prática da energia solar e é um assunto que precisa ser amplamente avaliado. Deve haver um incentivo ao uso de energia solar, para que os benefícios econômicos, ambientais e sociais desta tecnologia possam cada vez mais ocupar o lugar de destaque no panorama energético brasileiro.

Praticamente todas as regiões do Brasil recebem mais de 2200 horas de insolação, com um potencial para a captação da energia equivalente a 15 trilhões de MWh, correspondentes a 50 mil vezes o consumo nacional de eletricidade segundo o Atlas Brasileiro de Energia Solar, 2006, publicado pelo INPE - Instituto Nacional de Pesquisas Espaciais.

Ainda assim o aquecimento de água na maioria das residências brasileiras é feito por chuveiros elétricos, equipamentos de grande consumo de energia elétrica ao longo de sua vida útil e que geram importantes demandas de capital para o setor elétrico.

No ano de 2004, o consumo de energia elétrica no setor residencial foi de 78,5 TWh, atendendo a cerca de 46,8 milhões de consumidores. O setor residencial responde por 24% do consumo total de energia elétrica no país e, dentro deste setor, tem-se uma participação média de 26% do consumo total atribuído ao aquecimento de água (PROCEL, 2005).

Segundo Rodrigues e Matajs (2005), os chuveiros elétricos são responsáveis por 18% da demanda de pico do sistema. A região Sudeste tem a maior participação no uso de chuveiro elétrico no país, 65%, apresentando um consumo de 14,2 GWh/dia de energia do chuveiro elétrico em 1998.

O aquecimento solar no Brasil começou a ser desenvolvido comercialmente na década de 70, mas foi nos anos 90 que o mercado obteve taxas de crescimento elevadas, principalmente devidas à implantação do PBE – Programa Brasileiro de Etiquetagem.

A tecnologia termossolar reduz o dano ambiental associado às fontes de energia convencionais: não produz emissões de gases tóxicos à atmosfera e não deixa resíduo como lixo radioativo. A tecnologia apresenta benefícios sociais como a redução da conta de energia elétrica, a geração de empregos por unidade de energia transformada, a descentralização da sua produção e a comercialização de certificados de redução de emissões de carbono.

Os aquecedores solares são candidatos à obtenção de recursos do Mecanismo de Desenvolvimento Limpo (MDL) do Protocolo de Quioto, que promove o uso de fontes renováveis de energia, fornecendo recursos como contrapartida a reduções na emissão de gases que produzem o efeito estufa e impulsionando a proliferação dessa tecnologia.

Vários países, com níveis de insolação menores que o Brasil, fazem uso intensivo da energia solar. Em 2002, a área instalada per capita de coletores solares no Brasil era de 1,2 m²/100 habitantes, consideravelmente menor que em Israel (67,1 m²/100 habitantes), Áustria (17,5 m²/100 habitantes), Grécia (20 m²/100 habitantes), e China (3,2 m²/100 habitantes). Segundo o Programa de Aquecimento e Refrigeração Solar da Agência Internacional de Energia (IEA), a média atual de coletores solares por habitante para os países filiados à agência é de 0,04 m² por habitante. Para alcançar a média dos países afiliados à IEA, a área instalada de coletores solares no Brasil, que em 2005 era pouco maior que dois milhões de metros quadrados, deveria ser de sete milhões de metros quadrados (RODRIGUES; MATAJS, 2005). A partir destes valores, estima-se que um grande crescimento do número de instalações de aquecedores solares pode ser esperado no futuro.

Para suprir essa demanda potencial por aquecedores solares, a produção brasileira teria de crescer significativamente. Esta cresceu para pouco menos de 500 mil m² em 2001, ano da crise de oferta de energia elétrica. Já em 2002, a produção caiu para 300 mil m² por ano.

A área acumulada instalada de coletores solares no Brasil em 2003 era de 2,5 milhões de metros quadrados, que representa um deslocamento de demanda de mais de 1200 MW no horário de ponta e o equivalente a geração anual de energia de pelo menos 1700 GWh (ABRAVA -Associação Brasileira de Refrigeração, Ar Condicionado, Ventilação e Aquecimento).

O aumento na utilização de aquecedores solares pode incorporar vantagens para as distribuidoras de energia elétrica, como a diminuição da inadimplência e o pagamento de impostos sobre a energia fornecida e não recebida de consumidores de baixa renda, a melhoria da qualidade do serviço, a melhoria da imagem das empresas e o deslocamento de carga do pico de demanda.

Vale destacar a obrigação de aplicação de recursos das concessionárias em ações de combate ao desperdício de energia como uma ferramenta do marco regulatório do setor elétrico que permite impulsionar a tecnologia termossolar. Pela Lei Federal nº 9.991, de 24/7/00, as concessionárias devem aplicar 1% de sua receita líquida operacional anual em projetos de eficiência energética (50%) e de pesquisa e desenvolvimento (50%), ação regulada pelas resoluções 271 e 492 da Aneel.

Um exemplo prático de ação originada da aplicação da lei supracitada é a instalação gratuita de aquecedores solar em comunidades de baixa renda na baixada fluminense dada pela distribuidora Light Rio e em MG, pela parceria entre a Cemig e a Cohab. Outras vantagens sociais do uso dessa tecnologia são ilustradas pelo Projeto Contagem, em Belo Horizonte, propiciando aos moradores do bairro Sapucaias uma economia média de energia de 25,5%, proporcional ao uso do chuveiro. Com base nesses resultados, a Caixa Econômica Federal criou uma nova opção de linha de financiamento para a casa própria popular.

Em relação aos sistemas de aquecimento solares de baixo custo, podem ser considerados coletores solares populares aqueles equipamentos que apresentam baixo custo em função dos materiais utilizados em sua produção e da simplificação dos processos de fabricação.

Pode ser desejável projetar um aquecedor solar de baixo custo com uma eficiência mais baixa, se o custo do mesmo for significativamente reduzido com a construção de coletores mais simples, sem caixa de isolamento e sem cobertura transparente. Como o intuito é produzir um aquecimento de menor intensidade, o uso de materiais nobres de alta condutividade térmica pode dar lugar a materiais mais baratos e simples como plásticos.

Vários fatores cooperam no Brasil para a criação e operação econômica do ASBC (sigla referente ao **A**quecedor **S**olar de **B**aixo **C**usto): altas temperaturas médias diárias e farta iluminação solar bem distribuída no ano; a presença de uma caixa de água no forro da maioria das casas brasileiras, que é sinônimo de baixa pressão para o reservatório térmico; o fato desta tecnologia ter abrangência e uso nacional, pela sua simplicidade e baixo preço; o uso do PVC, material fácil de ser encontrado; a presença na maioria das casas brasileiras do chuveiro elétrico que pode ser utilizado como aquecedor de apoio em dias nublados.

O ASBC pode ser utilizado tanto em instalações menores, como residências (Fig 1.1(a)) quanto em instalações de médio porte, como creches, escolas, academias, quartéis, lares assistenciais, etc. assim como na agricultura (Fig 1.1 (b)). Um sistema de 1000L serve para banhar de 30 a 50 crianças e de 20 a 40 adultos, e pode-se admitir uma vida de 10 anos e

um valor de implantação R\$ 1000, 00, segundo site da Organização Não Governamental (ONG) Sociedade do Sol.



(a) volume do reservatório de 200 L.



(b) volume do reservatório de 3000 L.

Figura 1.1- Sistema ASBC formado por placa de PVC. (a) volume do reservatório de 200 L. (b) volume do reservatório de 3000 L (6 baterias com 5 coletores em cada).

Assim, o aquecimento solar de água se mostra como uma das medidas mais viáveis técnica e economicamente no setor residencial e adequado para receber maiores incentivos.

1.2 Objetivos

Devido aos pontos discutidos anteriormente e com o intuito de divulgar as vantagens e o potencial dessa tecnologia com grande viés social para aquecimento de água, o objetivo principal deste trabalho é construir uma unidade experimental com os aquecedores solares de baixo custo e comparar seus desempenhos com o de um aquecedor solar convencional.

A comparação dos três sistemas de aquecimento será feita pela análise de desempenho térmico dos mesmos, levando em conta a eficiência, o tempo necessário que cada tipo de aquecedor solar leva para atingir uma determinada temperatura e o valor da temperatura máxima alcançada, com os sistemas trabalhando em regimes de termossifão e bombeado.

Além da questão tecnológica, pretende-se destacar as vantagens econômicas na utilização do ASBC.

CAPÍTULO II

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 A Radiação Solar

A radiação solar ou radiação de onda curta é a radiação originada do sol, numa temperatura de cerca de 6000 K e substancialmente num intervalo de comprimento de onda entre $0,3 \mu\text{m}$ a $3,0 \mu\text{m}$, com o pico de emissão ocorrendo em aproximadamente $0,50 \mu\text{m}$. O espectro eletromagnético completo da radiação solar está delineado na Figura 2.1. Já a radiação de onda longa é a radiação originada em fontes que estão em temperaturas próximas à temperatura ambiente e, portanto, com comprimentos de onda substancialmente superiores a $3,0 \mu\text{m}$. É a radiação emitida pela atmosfera e pela maioria das superfícies absorvedoras de energia existentes na Terra, como um coletor solar ou pelo solo.

A radiação pode ser descrita como a propagação de ondas eletromagnéticas, atribuindo à mesma as propriedades típicas de uma onda. A radiação térmica é a fração intermediária do espectro, que se estende aproximadamente de $0,1$ até $100 \mu\text{m}$ e que inclui uma fração da região UV e todo o espectro visível e infravermelho (IV).

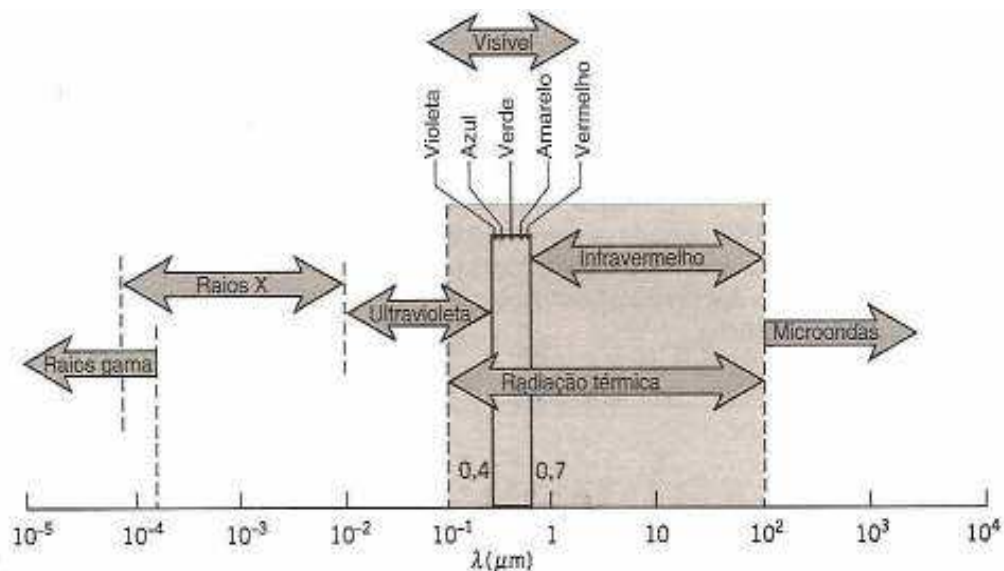


Figura 2.1- Espectro da radiação eletromagnética (INCROPERA; DEWITT, 1998).

A Figura 2.2 apresenta esquematicamente a relação geométrica do sol com a terra. A excentricidade da órbita elíptica da Terra ao redor do sol é tanta que distância entre o sol e a terra varia aproximadamente 1,7%.

A variação da distância terra-sol, porém leva à variação do fluxo de radiação extraterrestre em uma faixa de aproximadamente 3%. Por esta razão no início de janeiro a terra está mais próxima ao sol e mais afastada no início de julho. Este afastamento corresponde a 3,3% mais distante em relação à posição de 1º de janeiro e por este fato a radiação solar que chega a terra é 7% menor (BEZERRA, 1998).

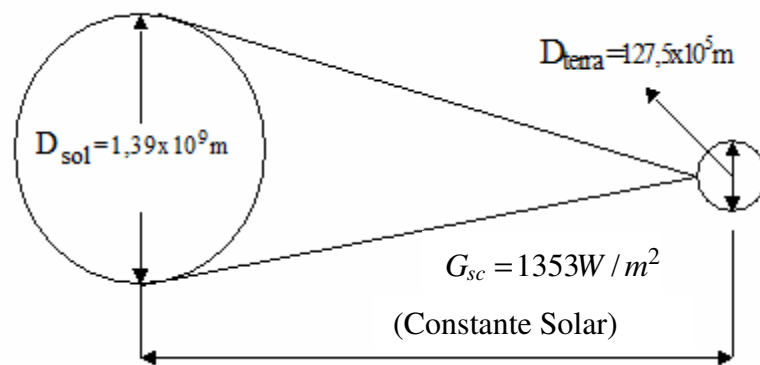


Figura 2.2- Relação espacial sol-terra (DUFFIE; BECKMAN, 1980).

Por definição a irradiância ou fluxo de radiação é a energia incidente ou emitida num plano, por unidade de área e por unidade de tempo proveniente de todas as direções num plano. No caso de emissão inclui a componentes refletidas e transmitidas além daquela emitida conforme seu nível de temperatura, sendo representado pelo símbolo $G [W / m^2]$. A irradiação ou Exposição Radiante ou Insolação é a energia incidente sobre um plano, por unidade de área, devido a sua exposição ao fluxo de radiação solar, durante certo intervalo de tempo. É obtida pela integração da irradiância, sendo descrita usualmente em horas (I), dias (H) ou meses ($\bar{H}$) [kJ / m^2].

Com relação à magnitude e as dependência espectral e direcional da radiação solar incidente, a radiação na extremidade externa da atmosfera terrestre comporta-se como um feixe de raios praticamente paralelos que formam um ângulo θ com a vertical, conforme Figura 2.3.

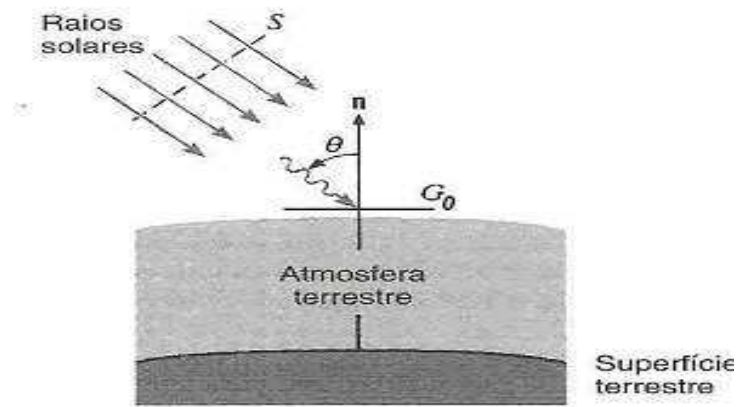


Figura 2.3- Natureza direcional da radiação solar fora da atmosfera terrestre (INCROPERA; DEWITT, 1998).

A irradiação solar extraterrestre, G_0 , depende da latitude geográfica, da hora do dia e do dia do ano e da Constante Solar, G_{SC} , que é definida como o fluxo de radiação solar recebido por uma superfície posicionada perpendicularmente à direção de propagação da radiação, fora da atmosfera terrestre na distância média da terra ao sol e seu valor é em média $1353 \text{ W} / \text{m}^2$, conforme NBR 10.184 - “Coletores solares planos para líquidos” Determinação do rendimento térmico, 1983.

Nas proximidades da superfície solar, a contribuição energética é de $8 \text{ kW} / \text{cm}^2$, isto admitindo-se o sol um corpo negro a 5800 K. Na superfície da terra esta contribuição energética assume valores práticos da ordem de $1,2 \text{ kW} / \text{cm}^2$ (BEZERRA, 1998).

2.2 Determinação da Constante Solar (G_{SC})

A radiação emitida pelo sol e sua relação espacial com a terra resultam em uma intensidade, considerada fixa, da radiação solar fora da atmosfera terrestre, chamada Constante Solar.

Por definição, um corpo negro é um perfeito absorvedor e emissor de radiação. Nenhuma superfície pode emitir mais radiação do que um corpo negro à mesma temperatura. Embora um verdadeiro corpo negro não exista na natureza, alguns materiais apresentam comportamento que se aproxima do de um corpo negro.

Em geral, a radiação pode deixar uma superfície devido à reflexão e à emissão. Contudo, há uma simplificação quando as superfícies podem ser aproximadas por corpos

negros, uma vez que não há reflexão. Dessa forma, a energia deixa a superfície apenas como resultado da emissão, e toda a radiação incidente é absorvida (INCROPERA; DEWITT, 1998).

Então, define-se $q_{t \rightarrow s}$ como a taxa na qual a radiação deixa a superfície da terra e é interceptada pela superfície do sol, segue-se que:

$$q_{t \rightarrow s} = A_t F_{ts} E_t \quad (2.1)$$

na qual, A_t é a área da superfície da terra $[m^2]$, E_t é o poder emissivo da superfície terrestre, considerando-a como uma superfície negra e F_{ts} é o fator de forma definido como a fração da radiação que deixa a superfície da Terra e é interceptada pela superfície do sol, sendo a mesmo obtida pela Equação (2.2) (INCROPERA; DEWITT, 1998):

$$F_{ts} = \frac{1}{A_t} \int_{A_t} \int_{A_s} \frac{\cos \theta_t \cos \theta_s}{\pi R^2} dA_t dA_s \quad (2.2)$$

na qual, A_s é a área da superfície do sol $[m^2]$ e R , θ_t e θ_s são indicados conforme Figura 2.4:

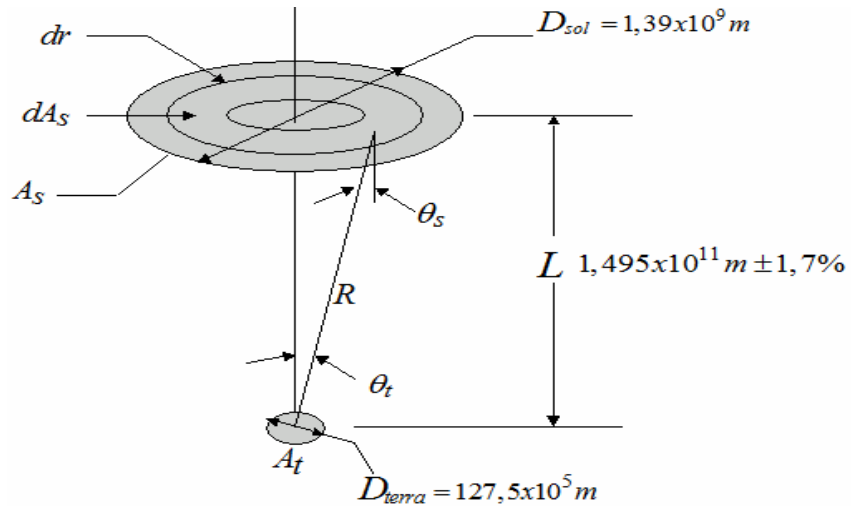


Figura 2.4 – Radiação da terra pelo sol (INCROPERA; DEWITT, 1998).

Reconhecendo que θ_t , θ_s e R são aproximadamente independentes da posição sobre A_t , essa expressão se reduz a :

$$F_{ts} = \int_{A_s} \frac{\cos \theta_t \cos \theta_s}{\pi R^2} dA_s \quad (2.3)$$

ou, com $\theta_t = \theta_s \equiv \theta$,

$$F_{ts} = \int_{A_s} \frac{\cos^2 \theta}{\pi R^2} dA_s \quad (2.4)$$

como $R^2 = r^2 + L^2$, $\cos \theta = \left(\frac{L}{R}\right)$, segue-se que

$$F_{ts} = 2L^2 \int_0^{D/2} \frac{r dr}{(r^2 + L^2)^2} = \frac{D^2}{D^2 + 4L^2} \quad (2.5)$$

na qual, D é o diâmetro do sol ($1,39 \times 10^9$ m) e L é a distância do sol à Terra ($1,50 \times 10^{11}$ m),
Analogamente,

$$q_{s \rightarrow t} = A_s F_{st} E_s \quad (2.6)$$

A relação entre $A_s F_{st} = A_t F_{ts}$ é uma expressão conhecida como relação de reciprocidade.

Então, considerando que a troca de radiação entre duas superfícies negras como o sol e a Terra, chega-se a:

$$q_{ts} = q_{t \rightarrow s} - q_{s \rightarrow t} = A_t F_{ts} \sigma (T_t^4 - T_s^4) \quad (2.7)$$

na qual, σ é definida como constante de Stefan-Boltzman e seu valor é $5,670 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2 \text{ K}^4$, T_t e T_s são as temperaturas da Terra e do sol respectivamente. A temperatura da superfície do sol se aproxima de 5800 K, e a superfície da Terra pode ser encontrada pela expressão de Swinbank (1963) que relaciona a temperatura do céu $T_{céu}$ com a temperatura do ar local, T_a :

$$T_{céu} = 0,0552 T_a^{1,5} \quad (2.8)$$

Conforme a Equação (2.8), para $T_a = 300 \text{ K}$, a temperatura do céu $T_{céu}$ é 286,82 K, que é igual à temperatura da superfície da Terra, T_t , e considerando que o raio da Terra é 6378100 m, pelas equações (2.5) e (2.7) tem-se que a troca radiante líquida entre as duas superfícies é $q_{ts} = 1377,410 \text{ W/m}^2$, que pode ser comparada à radiação solar extraterrestre, se aproximando assim do valor médio definido para a Constante Solar, G_{sc} , como 1353 W/m^2 , conforme NBR 10.184. Neste trabalho será usado o valor médio estipulado pela referida norma.

2.3 Radiação direta e difusa

A radiação solar pode ser classificada como de natureza direta ou difusa. Por definição a radiação solar direta é a radiação solar recebida do sol sem ter sido espalhada pela atmosfera, sendo representada pelo símbolo I_b e a radiação solar difusa é a radiação solar recebida do sol depois da sua direção original ter sido modificada por reflexão ou espalhamento da atmosfera, sendo representada pelo símbolo I_d . A soma da radiação direta mais a radiação difusa incidente em uma superfície é a radiação solar total, sendo representada pelo símbolo I para o caso da radiação total incidente numa superfície horizontal e I_T para o caso da radiação total incidente numa superfície inclinada em relação à horizontal.

À medida que a radiação solar atravessa a atmosfera terrestre, sua magnitude e suas distribuições espectrais e direcionais experimentam uma mudança significativa.

A radiação solar recebida em uma superfície da terra sofre variações devido a mudanças na radiação extraterrestre, e devido a dois adicionais e mais significantes fenômenos, o espalhamento e a absorção atmosférica. O espalhamento atmosférico resulta na

atenuação da radiação direta e proporciona um redirecionamento dos raios solares e ocorre de duas formas distintas, pelo espalhamento (difusão) de Rayleigh, provocado por moléculas de gases, que proporciona um espalhamento praticamente uniforme da radiação em todas as direções, e pelo espalhamento de Mie, provocado pela poeira e partícula dos aerossóis, que está concentrada em direções próximas às dos raios incidentes.

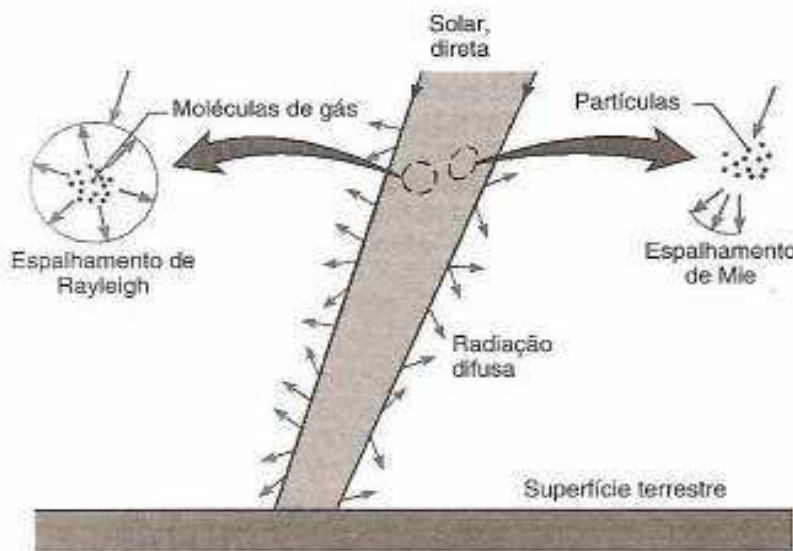


Figura 2.5 -Espalhamento da radiação solar na atmosfera terrestre (INCROPERA; DEWITT, 1998).

Somado a isto, ocorre a absorção da radiação na atmosfera pelos gases atmosféricos, devido ao O_3 (absorção do ultravioleta e luz visível), O_2 (absorção de parte da luz visível), H_2O e CO_2 (absorção do infravermelho e luz visível). Ao longo de todo espectro solar, existe também uma absorção contínua de radiação pela poeira e pelos aerossóis presentes na atmosfera. (INCROPERA; DEWITT, 1998).

A distribuição espectral da radiação solar é praticamente proporcional à da emissão de um corpo negro a 5800 K. Já ao nível do mar, a curva de distribuição energética fica bastante atenuada em virtude de seu enfraquecimento nos vários comprimentos de onda, porém, mesmo com uma camada atmosférica de 145 km de espessura, a radiação produz energia a um alto potencial energético.

2.4 Absorção, reflexão e transmissão por uma superfície

A irradiação espectral G_λ ($W/m^2\mu m$) pode incidir de todas as direções possíveis e ter a sua origem em diversas fontes. A irradiação total G (W/m^2) engloba todas as contribuições espectrais.

Na superfície da Terra a radiação pode interagir com um meio semitransparente, tal como uma placa de vidro de um coletor solar. Para um componente espectral, frações dessa radiação podem ser refletidas, absorvidas e transmitidas, como mostra a Figura 2.6.

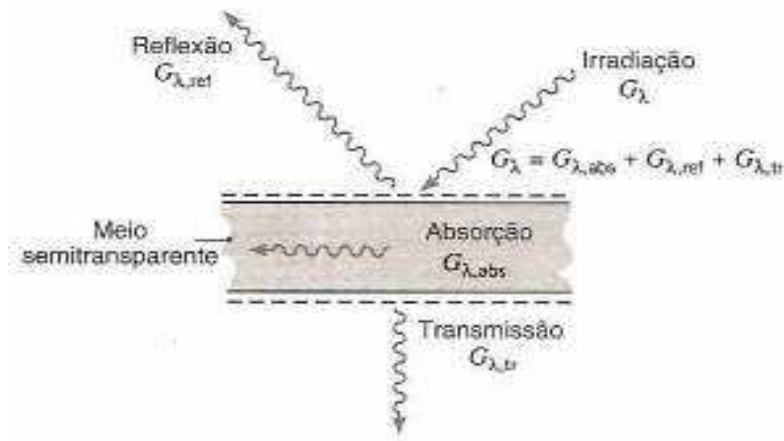


Figura 2.6- Processos de absorção, reflexão e transmissão em um meio semitransparente (INCROPERA; DEWITT, 1998).

A partir de um balanço da energia radiante no meio segue-se que:

$$G_\lambda = G_{\lambda,ref} + G_{\lambda,abs} + G_{\lambda,tr} \quad (2.9)$$

A transmissão, reflexão e absorção da radiação solar pelas várias partes de um coletor solar são importantes na determinação do seu desempenho. A transmissividade, τ , refletividade, ρ , e absortividade, α , são funções da radiação incidente, da espessura do material, do índice de refração, n , do coeficiente de extinção, κ , e da temperatura superficial do material. Geralmente o índice de refração e o coeficiente de extinção são funções do comprimento de onda e da direção da radiação incidente (DUFFIE; BECKMAN, 1980).

Para a cobertura transparente do coletor, o vidro deverá ter alta transmissividade e um mínimo de refletividade e absortividade da radiação solar (BEZERRA, 1998).

A partir do balanço de radiação dado pela Equação (2.9), para um meio semitransparente à radiação incidente, e assumindo valores médios das propriedades ao longo de todo o espectro, segue-se que:

$$\rho + \alpha + \tau = 1 \quad (2.10)$$

2.5 Predição de radiação em um plano inclinado

O conhecimento da intensidade de radiação solar que atinge uma dada placa coletora e a temperatura ambiente são de fundamental importância para determinação do desempenho da mesma, seja a curto ou em longo prazo. Os dados climáticos usados nas simulações podem ser dados reais obtidos através de estações meteorológicas ou dados gerados por modelos empíricos, que de alguma forma também são baseados em dados medidos. Neste trabalho foram utilizados dados coletados pelo Instituto de Geografia da Universidade Federal de Uberlândia, os quais são divulgados diariamente através do sítio www.inmet.gov.br.

Os dados fornecidos pelo Instituto Nacional de Meteorologia (INMET), em períodos horários, são: insolação, temperatura ambiente, velocidade do vento, e umidade do ar. Os dados de radiação solar fornecido foram coletados numa superfície horizontal, por isso faz-se necessária à estimação da radiação num plano inclinado, que é o caso do coletor solar. Nesta seção, será apresentado um modelo de predição de radiação incidente em superfície inclinada, que neste trabalho possui uma inclinação de 30°.

A radiação em uma superfície inclinada é composta por três componentes: a radiação direta proveniente do sol, a radiação difusa isotrópica e a radiação solar difusamente refletida pelo solo. A seguir serão apresentadas definições sobre geometria solar e o modelo empírico a ser empregado.

2.5.1 Direção da radiação direta incidente sobre uma superfície

As relações geométricas entre o plano de uma orientação particular relativa à Terra em algum tempo e a radiação solar direta incidente, que é, a posição relativa do sol no plano, pode ser descrita em termos de diversos ângulos (BENFORD; BOCK, 1939). A relação entre estes ângulos é ilustrada na Figura 2.7 e são apresentadas as seguintes definições:

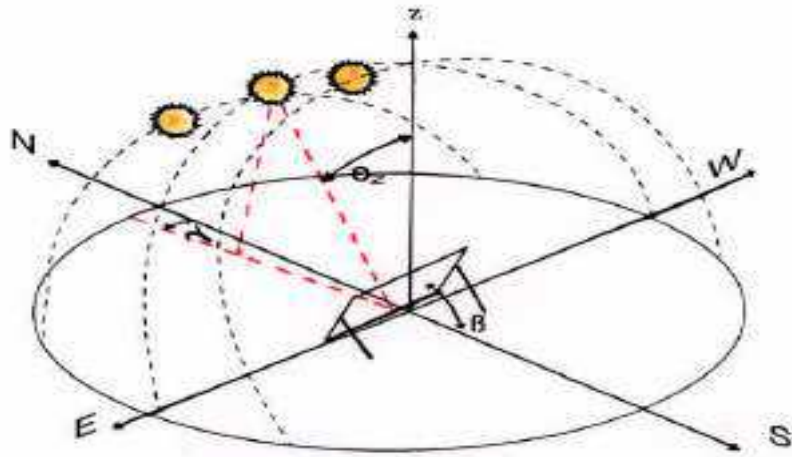


Figura 2.7 - Ângulo zenital, inclinação e ângulo azimutal da superfície.

ϕ : Latitude - localização angular norte ou sul do Equador, hemisfério norte positivo ($-90^\circ \leq \phi \leq 90^\circ$).

β : Inclinação – ângulo entre o plano da superfície em questão e a horizontal ($0^\circ \leq \beta \leq 180^\circ$).

γ : ângulo azimutal da superfície – desvio da projeção no plano horizontal da normal à superfície em relação ao meridiano local, no sul é zero, para leste é negativo e para oeste é positivo ($-180^\circ \leq \gamma \leq 180^\circ$).

δ : Declinação – posição angular do sol no meio dia solar em relação ao plano do Equador, hemisfério norte positivo ($-23,45^\circ \leq \delta \leq 23,45^\circ$). A declinação, δ pode ser encontrada pela equação de Cooper(1969):

$$\delta = 23,45 \times \text{sen} \left[\frac{(360 \times (284 + n))}{365} \right] \quad (2.11)$$

na qual, n é o dia do ano.

A Tabela 1 apresenta os valores de declinação com relação ao dia típico de cada mês do ano. O dia típico é o dia no qual a radiação extraterrestre mais se aproxima do valor médio da radiação solar extraterrestre de todo o mês. Segundo Duffie e Backman (1980), este dia é o mais representativo do mês e é selecionado para o cálculo da declinação.

Tabela 2.1 - Conversão de qualquer data para número ordinal de 1 a 365 com valores calculados para o dia médio de cada mês e declinação solar. Fonte: DUFFIE, BACKMAN, 1980.

Mês	Dia típico do mês	data	n , dia do ano	δ , Declinação
janeiro	i	17	17	-20,9
Fevereiro	31+i	16	47	-13,0
Março	59+i	16	75	-2,4
Abril	90+i	15	105	9,4
Maio	120+i	15	135	18,8
Junho	151+i	11	162	23,1
Julho	181+i	17	198	21,2
Agosto	212+i	16	228	13,5
Setembro	243+i	15	258	2,2
Outubro	273+i	15	288	-9,6
Novembro	304+i	14	318	-18,9
Dezembro	334+i	10	344	-23,0

ω : Ângulo horário – deslocamento angular do sol para leste ou oeste do meridiano local devido à rotação da Terra no seu eixo em 15° por hora. Possui valor negativo no período da manhã e positivo a tarde. O ângulo horário é expresso em graus, em função do tempo solar (hora de Greenwich), da longitude do local (positivo para leste de Greenwich) e de uma expressão que leva em consideração a velocidade de rotação da Terra como função do dia do ano, d .

$$\text{Hora solar} = \text{hora padrão} + 4(L_{st} - L_{loc}) + E \quad (2.12)$$

com

$$E = 9,87 \sin(2B) - 7,53 \cos B - 1,5 \sin(B) \quad (2.13)$$

em que

$$B = \frac{360(n-81)}{364} \quad (2.14)$$

na qual, E é a equação do tempo em minutos, L_{st} é o meridiano padrão, L_{loc} é a longitude do local em questão em graus para o oeste e n é o dia do ano, $1 \leq n \leq 365$.

θ : Ângulo de incidência – ângulo entre a radiação direta e a normal à superfície inclinada.

θ_z : Ângulo zenital – ângulo formado entre os raios solares e a vertical.

ϕ : Ângulo de altitude solar: ângulo formado entre os raios solares e sua projeção no plano horizontal. Podemos concluir que:

$$\phi + \theta_z = 90^\circ \quad (2.15)$$

A equação que relaciona o ângulo de incidência da radiação solar direta e os outros ângulos é:

$$\begin{aligned} \cos \theta = & \text{sen} \delta \text{sen} \phi \cos \beta - \text{sen} \delta \cos \phi \text{sen} \beta \cos \gamma + \cos \delta \cos \phi \cos \beta \cos \omega + \\ & + \cos \delta \text{sen} \phi \text{sen} \beta \cos \gamma \cos \omega + \cos \delta \text{sen} \beta \text{sen} \gamma \text{sen} \omega \end{aligned} \quad (2.16)$$

Para superfícies inclinadas em relação ao norte ou sul, com um ângulo azimutal, γ , de 0° ou 180° (orientação ótima e comum para coletores planos inclinados), o último termo da Equação (2.16) é cancelado. Para superfícies horizontais, $\beta = 0$, o ângulo de incidência é o ângulo zenital do sol, θ_z . A Equação (2.16) torna-se:

$$\cos \theta_z = \cos \delta \cos \phi \cos \omega + \text{sen} \delta \text{sen} \phi \quad (2.17)$$

A Equação (2.17) pode ser resolvida para o ângulo horário correspondente ao pôr do sol, quando $\theta_z = 90^\circ$:

$$\cos \omega_s = -\tan \phi \tan \delta \quad (2.18)$$

na qual, ω_s é o ângulo horário do pôr do sol.

Duffie e Beckman (1980) apresentam a expressão para o cálculo do numero de horas de insolação de um determinado ponto sobre a superfície da Terra:

$$N = \frac{2}{15} \cos^{-1} (-\tan \phi \tan \delta) \quad (2.19)$$

2.5.2 Radiação horária total na superfície horizontal (I)

Dados de radiação solar estão disponíveis em diversas formas. As informações de insolação divulgadas diariamente pelo INMET são valores de radiação integrados sob um período de 1 hora em kJ/m^2 , sendo que a radiação total (inclui as radiações direta e difusa) é medida de hora em hora por um instrumento chamado piranômetro, que se encontra na orientação horizontal.

2.5.3 Modelo empírico de predição de radiação em superfície inclinada

2.5.3.1 Radiação horária extraterrestre em um plano horizontal (I_0):

Diversos tipos de cálculos de radiação são mais convenientemente feitos usando nível de radiação normalizado, que é a possível radiação que seria disponível caso na terra não houvesse atmosfera.

Segundo Duffie e Backman (1980), a dependência da radiação extraterrestre com o tempo no ano é indicada na Equação (2.20). Em algum instante entre o nascer e o por do sol, a radiação solar fora da atmosfera incidente em um plano horizontal no dia n do ano é:

$$G_0 = G_{sc} \left[1 + 0,033 \cos \left(\frac{360n}{365} \right) \right] (\sin \phi \sin \delta + \cos \phi \cos \delta \cos \omega) \quad (2.20)$$

na qual, G_0 é a radiação extraterrestre incidente no plano horizontal $[W/m^2]$, G_{sc} é a constante solar e n é o número que corresponde ao dia do ano.

É de interesse calcular a radiação extraterrestre na superfície horizontal para um período de uma hora, pois os dados climatológicos do INMET são divulgados de hora em hora. Integrando a Equação (2.20) para um período definido pelo ângulo horário ω_1 e ω_2 que definem uma hora (onde ω_2 é o maior ângulo):

$$I_0 = \frac{12 \times 3600}{\pi} G_{sc} \left[1 + 0,033 \cos \left(\frac{360n}{365} \right) \right] \times \left[\cos \phi \cos \delta (\sin \omega_2 - \sin \omega_1) + \frac{2\pi (\omega_2 - \omega_1)}{360} \sin \phi \sin \delta \right] \quad (2.21)$$

na qual, I_0 é a radiação solar extraterrestre no plano horizontal, $[kJ/m^2]$, ω_1 e ω_2 são os ângulos horários limites que compreendem o período de integração $[^\circ]$.

2.5.3.2 Componente direta e difusa da radiação horária total na superfície horizontal (I_b e I_d)

Os dados de radiação solar são usados em diversas formas e para diversos fins. A informação mais detalhada que se tem é a radiação solar direta e difusa em uma superfície horizontal, por hora, que é útil em simulações de processos que envolvem a utilização de radiações solares.

O método para calcular a radiação total em superfície de outra orientação a partir de dados disponíveis para superfície horizontal requer tratamentos separados da radiação direta e difusa.

A radiação difusa representa de 10% a 16% da radiação direta total que chega a superfície da terra num dia ensolarado e sem nuvens. Com o tempo parcialmente nublado, ela pode atingir até 50% e em dias completamente cobertos, corresponde à radiação global (BEZERRA, 1998).

Existem vários métodos para estimação da radiação difusa horária a partir de dados de radiação horária total incidente em uma superfície horizontal. Uma maneira de estimar a fração de radiação horária no plano horizontal que é difusa é o método de Reindl; Beckman; Duffie (1990) que relaciona I_d / I com índice de claridade k_T , o ângulo de altitude solar ϕ , a temperatura ambiente, e a umidade relativa. A variável k_T é definida como a razão entre a radiação solar horária total em uma superfície horizontal e a radiação horária extraterrestre (no topo da atmosfera):

$$k_T = \frac{I}{I_0} \quad (2.22)$$

As equações para esta correlação são:

- Intervalo: $0 < k_T < 0,3$; Limites: $I_d / I < 1$,

$$\frac{I_d}{I} = 1,0 - 0,232K_T + 0,0239\text{sen}(\varphi) - 0,000682T_a + 0,0195\left(\frac{u}{100}\right) \quad (2.23)$$

- Intervalo: $0,3 < k_T < 0,78$; Limites: $0,1 < I_d / I < 0,97$

$$\frac{I_d}{I} = 1,329 - 1,716K_T + 0,267\text{sen}(\varphi) - 0,00357T_a + 0,106\left(\frac{u}{100}\right) \quad (2.24)$$

- Intervalo: $0,78 < k_T$ Limites: $I_d / I < 0,1$

$$\frac{I_d}{I} = 0,426K_T - 0,256\text{sen}(\varphi) - 0,00349T_a + 0,0734\left(\frac{u}{100}\right) \quad (2.25)$$

na qual, I_d é a radiação difusa horária $[kJ/m^2]$; I é a radiação solar horária total no plano horizontal $[kJ/m^2]$; k_T é o índice de claridade [adimensional]; T_a é a temperatura ambiente $[^\circ C]$; u é a umidade relativa [%] e φ é o ângulo de altitude solar $[^\circ]$.

2.5.3.3 Radiação total em superfícies inclinadas fixas (I_T)

Geralmente a radiação solar global é medida em uma superfície horizontal. Mas para aplicações da energia solar e para projeto ambiental térmico, o conhecimento da radiação na superfície inclinada é requerido. Diversos métodos existem para obtenção da radiação solar na superfície inclinada.

Coletores solares planos absorvem ambas as componentes diretas e difusas da radiação solar. Para usar dados de radiação total na horizontal para estimar radiação no plano inclinado de um coletor de orientação fixa, é necessário conhecer R , que é a razão da radiação total em superfície inclinada pela radiação na superfície horizontal:

$$R = \frac{I_T}{I} = \frac{I_b}{I} R_b + \frac{I_d}{I} \left(\frac{1 + \cos \beta}{2} \right) + \rho \left(\frac{1 - \cos \beta}{2} \right) \quad (2.26)$$

na qual, I_T é a radiação solar total horária em superfície inclinada $[kJ/m^2]$, I_b é a radiação direta horária $[kJ/m^2]$; R_b é a razão entre a radiação direta horária na superfície inclinada pela radiação direta horária no plano horizontal [adimensional], ρ é a refletividade do solo [adimensional], $(1+\cos\beta)/2$ é o fator de forma do coletor de inclinação β com o céu e $(1-\cos\beta)/2$ é o fator de forma do coletor com a superfície circundante.

Segundo Duffie; Beckman (1980), o fator R_b é calculado pela seguinte expressão:

$$R_b = \frac{\cos \theta}{\cos \theta_z} \quad (2.27)$$

A radiação solar total na superfície inclinada para uma hora é a contribuição da radiação direta, radiação solar difusa do céu e radiação solar difusamente refletida pelo solo:

$$I_T = I_b R_b + I_d \left(\frac{1+\cos\beta}{2} \right) + (I_b + I_d) \rho \left(\frac{1-\cos\beta}{2} \right) \quad (2.28)$$

Na Tabela 2.2 são ilustrados alguns valores para refletividade do solo (albedo), ρ , extraídos de Rísoli (2008), que podem ser empregados na respectiva componente do albedo.

Tabela 2.2 - Valores da refletividade para diferentes tipos de superfície

Tipos de superfície	Albedo (%)
Solo negro e seco	14
Solo nu	7 a 20
Areia	15 a 25
Florestas	3 a 10
Campos naturais	3 a 15
Campos de cultivo seco	20 a 25
Gramados	15 a 30
Neve recém caída	80
Neve caída a semanas	50 a 70
Água com altura solar > 40%	2 a 4
Água com altura solar < 30%	6 a 40
Cidades	4 a 18

Liu e Jordan (1963) sugeriram um valor de 0,2 para a refletividade difusa do meio circundante (albedo) quando não há neve.

2.6 Principais componentes do sistema de aquecimento solar de água convencional

A maioria dos aquecedores solares fabricados no Brasil tem como fluido térmico a própria água, e são compostos por dois itens básicos: a placa coletora solar e o reservatório térmico (boiler). Adicionados a estes itens têm-se as tubulações e conexões, podendo possuir ou não uma fonte auxiliar de energia. O desempenho de cada um destes componentes é relacionado um com outro.

A água de alimentação do sistema entra no *boiler*, segue para as placas coletoras, onde é aquecida, e retorna ao boiler, ficando armazenada até o seu consumo, conforme ilustrado na Figura 2.8.

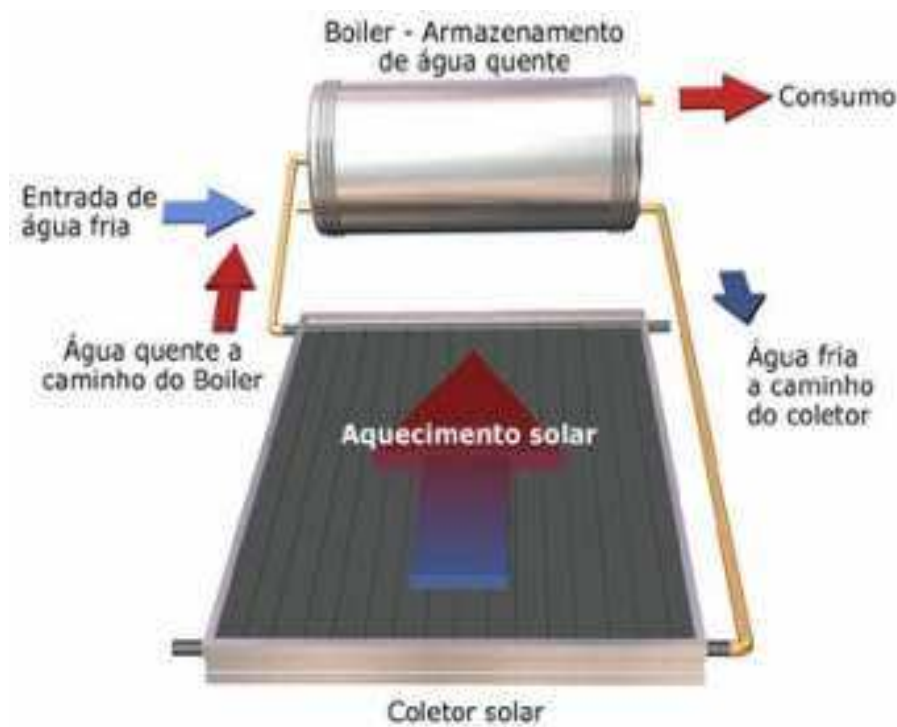


Figura 2.8 - Sistema de aquecimento solar de água convencional.

Lima (2003) otimizou projetos de sistemas de aquecimento solar de água em edificações residenciais utilizando o programa TRNSYS, que utiliza uma rotina de simulação numérica em longo prazo em regime transiente, fornecendo como resultados a inclinação e a área da placa coletora que resulta no mínimo custo ao longo da vida útil do equipamento.

2.6.1 Reservatório

A fim de garantir o suprimento noturno de água quente assim como nos dias chuvosos, a água previamente aquecida durante o dia na placa coletora é armazenada em um tanque termicamente isolado, denominado *boiler*, parte integrante do sistema de aquecimento e de maior custo. É feito de materiais como alumínio, cobre ou aço inox com duas superfícies cilíndricas, uma interna e outra externa, sendo adicionado entre elas geralmente materiais de baixa condutividade térmica como lã de vidro ou espuma de poliuretano para diminuição das perdas térmicas para o ambiente. Chegam a apresentar volumes de até 15 mil litros, verticais ou horizontais, de baixa pressão (trabalham com até 5 mca) ou de alta pressão (trabalham com até 20 mca). O *boiler* pode ser de nível (colocado no mesmo nível da caixa de suprimento de água fria) ou de desnível (abaixo da caixa de suprimento de água fria). A escolha vai depender da altura da cumeeira da residência.

2.6.2 Coletor solar

É o principal componente de um sistema de aquecimento solar. Promove a conversão da radiação solar, transferindo o fluxo energético proveniente da radiação incidente para o fluido que circula no interior do mesmo.

Coletores solares devem ter alta transmissividade e absortividade da radiação. Algumas vezes, eles perdem energia pela combinação de mecanismos de convecção e condução de calor, incluindo radiação térmica da superfície absorvedora e é desejável que a emitância da superfície seja a mais baixa possível para reduzir as perdas (DUFFIE; BECKMAN, 1980)

Além das propriedades ópticas dos materiais que constituem um coletor, outros fatores também afetam o desempenho do mesmo, como a quantidade de energia solar disponível no local, e a temperatura da água na entrada do sistema.

Os principais tipos de coletores solares são os concentradores e os de placa plana. Os coletores concentradores são projetados para que se atinjam temperaturas mais elevadas e os coletores planos são utilizados quando a temperatura desejada é apenas um pouco superior a temperatura ambiente.

O marco que regulamenta a tecnologia de aquecimento de água com energia solar no Brasil é o Programa Brasileiro de Etiquetagem de Coletores Solares Planos, resultante de um esforço conjunto do Governo Brasileiro, representado pelo Instituto Nacional de Metrologia,

Normalização e Qualidade Industrial — INMETRO, em parceria com o PROCEL, a Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais e a ABRAVA. Tal conjunção e seus resultados práticos viabilizaram, inclusive, a implantação do Centro Brasileiro para Desenvolvimento da Energia Solar Térmica — GREEN Solar — na PUC Minas (PEREIRA et. al., 2003). A Figura 2.9 apresenta vistas do interior de um coletor solar plano convencional.

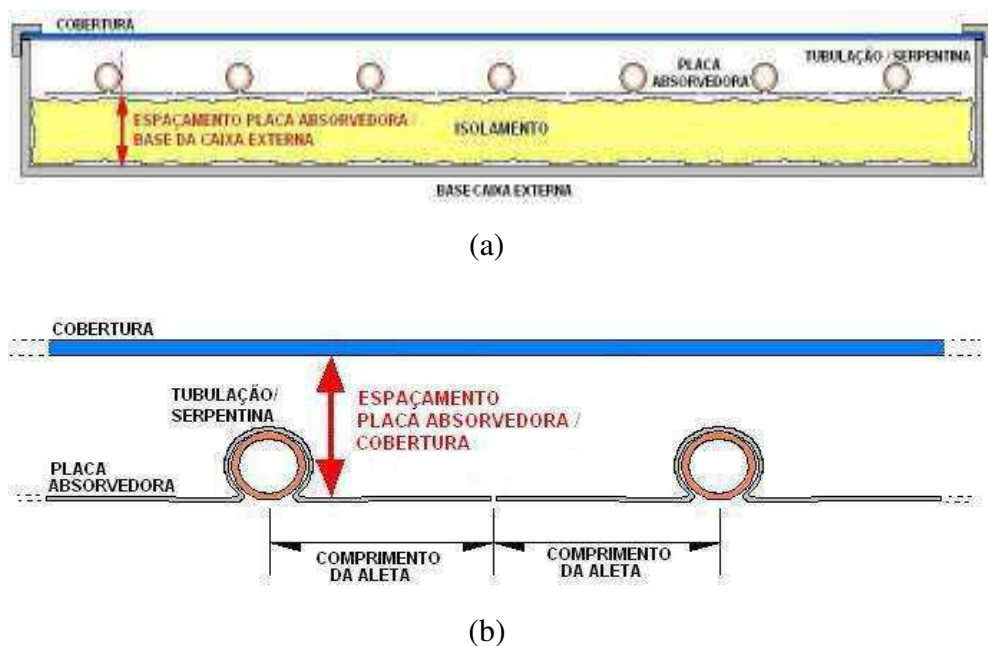


Figura 2.9– Vistas do interior de um coletor solar plano: (a) espaçamento entre a placa e a base da caixa absorvedora (b)- espaçamento entre placa absorvedora e cobertura (fonte: INMETRO).

Segundo Gupta e Garg (1968), o espaçamento ideal entre a cobertura transparente e a placa absorvedora é de 5 cm.

Os principais componentes de um coletor solar plano convencional para aquecimento de água são:

- a chapa de alumínio enegrecida que envolve a grade de cobre e auxilia no aquecimento do coletor;
- as paredes da serpentina de cobre que absorvem e transferem a radiação solar para o fluido no seu interior na forma de calor;

- uma ou duas coberturas transparentes à radiação solar, que reduz as perdas por convecção e radiação infravermelha para a atmosfera e provoca o efeito estufa no interior do coletor;
- uma caixa retangular metálica com fundo, que é o elemento estrutural do sistema;
- um isolamento térmico (poliuretano expandido ou lã de vidro) para reduzir perdas de calor por condução na lateral e no fundo.

A temperatura da superfície na maioria dos coletores solares planos é menor que 200°C e a temperatura alcançada pelo fluido chega a aproximadamente a 100°C em temperatura ambiente de trabalho. Os coletores absorvem tanto a radiação solar direta quanto a radiação difusa, não acompanham o movimento do sol e requerem pouca manutenção. Eles são mecanicamente mais simples que os coletores concentradores. A maior aplicação destas unidades é geralmente no aquecimento de água em residências, edifícios e piscinas, enquanto podem ser usados também como condicionadores de ar, e para aquecimento industrial a baixa temperatura.

Materiais como o vidro são semitransparentes para pequenos comprimentos de onda e opacos para maiores comprimentos de onda. Vidros com baixo teor de ferro possuem alta transmissividade. O teor de óxido de ferro nos vidros de bordas de cor branca é baixo, 0,01%, o que os permite transmitir cerca de 92% da radiação solar. Os vidros de bordas esverdeadas possuem alto teor de óxido de ferro na sua composição, o que os torna de qualidade inferior para as aplicações solares (PETER, 1980).

Os coletores com placa absorvedora em cobre, que possui alta condutividade térmica, permitem obter temperaturas elevadas (de ordem de 80°C), quando bem projetados, e têm uma vida útil estimada em vinte anos, mas apresentam um custo de aquisição elevado (BEZERRA, 1998). Assim, os materiais de um coletor solar podem variar, sendo muitas vezes utilizadas alternativas como o galvalume e os termoplásticos, reduzindo os custos dessas peças.

Ríspoli (2008) revisou o tema da irradiação solar, paralelamente ensaiou protótipos e materiais e estudou a redução do custo fabril de um aquecedor solar de linha industrializada, que apresente adequado desempenho na estação fria do ano. Ainda foi possível propor uma linha sustentável de financiamento para a classe média brasileira sem prejuízo do banco credor.

2.7 O sistema ASBC

Visando à democratização da tecnologia de aquecimento de água pela via solar, surgiram pesquisas em novas tecnologias e alternativas para a substituição dos materiais comuns aos aquecedores convencionais por materiais econômicos, tornando o sistema de aquecimento acessível principalmente à população de baixa renda.

A partir de 1999 a Organização Não Governamental (ONG) Sociedade do Sol, que tem como objetivo a disseminação da tecnologia termossolar para todo o território brasileiro e está incubada no Centro Incubador de Empresas Tecnológicas da USP (CIETEC), desenvolveu um modelo de coletor solar que integra um sistema de aquecimento solar chamado ASBC – Aquecedor Solar de Baixo Custo. O ASBC é montado em processo de autoconstrução, com base em manuais de montagem disponibilizados gratuitamente no site da ONG, que também desenvolveu um coletor feito de garrafas do tipo PET e embalagens de leite.

Cristofari et al (2002) analisaram o desempenho térmico de um coletor de placa plana feito de copolímero. Foi analisada a influência de diferentes parâmetros tais como espessura do isolamento, fluxo mássico e espessura da camada de fluido.

Souza (2002) mostrou que a degradação térmica do PVC se acentua com níveis de temperatura acima de 60° na sua superfície. Em 2003, Souza construiu e estudou reservatório térmico alternativo, à base de um compósito, com as características de bom desempenho térmico, baixo custo, boa estética e peso reduzido. O compósito foi obtido através de laminação manual utilizando resina de poliéster. O valor da perda térmica esteve próximo ao encontrado na literatura. No ano seguinte construiu outro reservatório alternativo constituído de material compósito envolvendo um tambor de polietileno.

Jurado (2004) apresentou um modelo dinâmico para um coletor solar com termossifão. O modelo que consiste de um balanço de energia na placa coletora e no reservatório térmico, feitos de material reciclados, constituídos por duas placas absorvedoras de PVC e um reservatório vertical de polipropileno. Com os resultados, encontrou a melhor relação entre a área coletora e a capacidade do reservatório térmico para qualquer localidade do Brasil.

Costa (2007) mostrou a viabilidade térmica e econômica de um sistema alternativo constituído por um coletor feito de material compósito à base de gesso e isopor e um reservatório térmico a partir de um tambor de polietileno recoberto por um cilindro em fibra de vidro.

O sistema ASBC tem o mesmo princípio de funcionamento do sistema convencional de aquecimento solar de água, podendo funcionar em regime de termossifão ou bombeado, este último sendo utilizado quando há um grande volume a ser aquecido ou quando o reservatório se encontra abaixo do nível dos coletores. A placa coletora é mais simples, sem cobertura de vidro e caixa retangular. A ausência de cobertura transparente no coletor, apesar de diminuir a atuação do coletor em dias de muito vento, ela é necessária para não degradar o material devido às altas temperaturas proporcionadas pelo efeito estufa.

A placa coletora é composta por um perfil de forro alveolar de PVC modular com tubos de PVC acoplados às suas extremidades e isolamento no fundo desta placa. A placa é pintada com tinta preta fosca para aumentar a absorção da energia solar.

Com relação ao reservatório do sistema alternativo, pode-se utilizar a própria caixa d'água da residência, tambores de plástico rígido ou em fibra de vidro com baixa condutividade térmica, ou caixa de EPS (isopor), sempre isolados termicamente nas laterais e na tampa superior com materiais simples e baratos como isopor, lã de vidro, poliuretano, e até mesmo madeira ou jornal.

A estratificação é de importância para a simplificação do projeto do ASBC. A água quente é mais leve do que a água fria, fenômeno que permite a estratificação da água. Esta separação de água quente e fria se mantém enquanto não houver movimentação (turbulência) da água na caixa. Ao longo do tempo, mesmo sem turbulência, por conta da difusão, o calor da parte superior da caixa vai sendo lentamente transferido para a parte inferior, terminando com uma completa homogeneização da temperatura da massa de água.

A Figura 2.10 mostra o princípio de funcionamento do ASBC e de seus componentes que são:

- 1 - Caixa de água;
 - 1.1 - Camada de água quente;
 - 1.2 - Camada de transição;
 - 1.3 - Camada de água fria;
 - 1.4 - Isolamento térmico da caixa de água;
 - 1.5 - Sistema de dutos;
- 2 - Coletores solares alternativos;
- 3 - Misturador de água quente;
- 4 - Dutos de água do sistema ASBC - A, B, C, G e H.

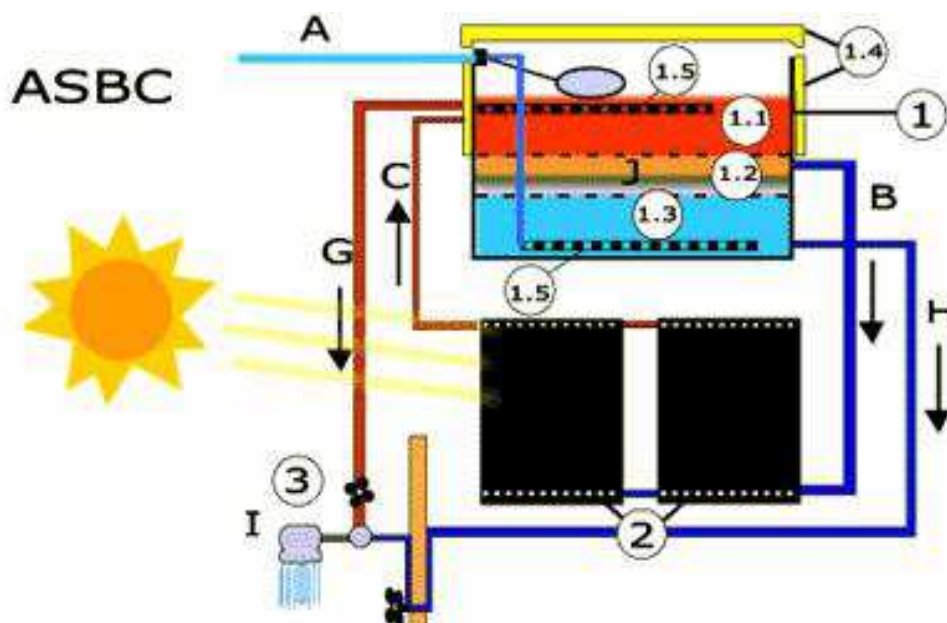


Figura 2.10 – Esquema do ASBC de 200 L com seus componentes (www.sociedade do sol.org.br).

A presença do duto no reservatório de água quente é importante, pois distribui o fluxo proveniente da torneira de bóia, evitando turbulências que desfaça a sua estratificação.

Com relação a sistemas de médio porte, o ASBC de 1000 L é praticamente o limite para a circulação natural da água usando-se cerca de 10 coletores, que são divididos em dois conjuntos independentes de 5 coletores cada. Para sistemas com mais de 1000 L, mais coletores são necessários, requerendo-se o uso de moto-bombas e controles eletrônicos, que acarretam maiores custos de operação e de manutenção.

No sistema de aquecimento solar com dois coletores e com reservatório de 200 L, sugere-se uma distância vertical entre um ponto da linha central dos coletores e o ponto de retorno da caixa de 60 cm. Já para sistemas de aquecimento dotados de 10 coletores, a distância vertical equivalente deve ser de 140 cm. No caso da existência de um grande telhado, a distância vertical de 140 cm é medida a partir do ponto médio entre duas fileiras (baterias) de coletores solares. No caso da existência de um telhado menor, a distância vertical de 140 cm é medida a partir da linha central de um dos coletores de um dos dois conjuntos de coletores. No caso da existência de uma laje, o afastamento entre as fileiras de uma bateria de coletores e outra deve ser de no mínimo de 60 cm, de modo a evitar que, no inverno, a fileira dianteira crie sombra sobre a fileira de traz, conforme indicado na Figura 2.11.

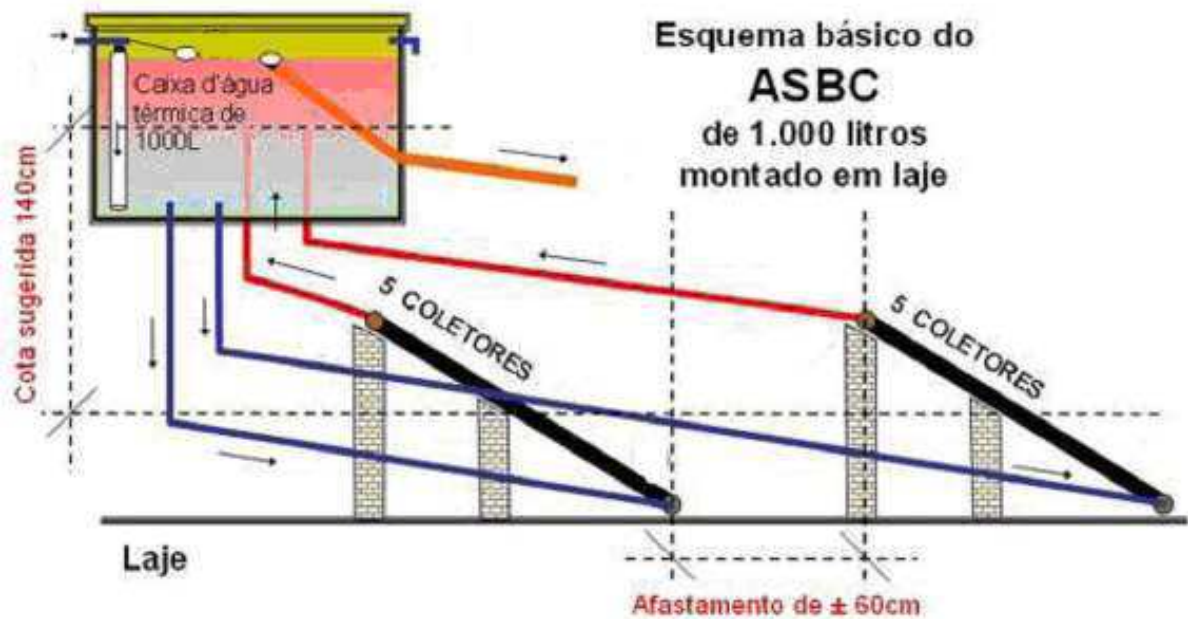


Figura 2.11 – Vista esquemática do ASBC de 1000L (www.sociedadedosol.org.br).

2.8 Simulação do comportamento térmico de um sistema de aquecimento de água

2.8.1 Balanço de energia no reservatório

A capacidade de armazenamento de energia de um tanque com uma temperatura uniforme operando sob uma diferença de temperatura finita é dado por

$$Q_S = (mc_p) \Delta T_S \quad (2.29)$$

na qual, Q_S é a capacidade de calor total para um ciclo de operação através da faixa de temperatura ΔT_S , com m quilogramas de água na unidade.

Muitos tanques apresentam algum grau de estratificação, com o topo do tanque mais quente que o fundo e é sugerido que três seções possam apresentar uma razoável aproximação entre o projeto conservativo (tanque com única seção) e a situação limite com alto grau de estratificação. Realiza-se o balanço de energia para cada seção do tanque. O resultado é um conjunto de três equações que podem ser resolvidas para as temperaturas das 3 seções como função do tempo.

É assumido que a massa de água que entra no reservatório vai de encontro à camada de água que apresenta uma densidade aproximadamente igual. Alternativamente, essa quantidade de água ao entrar no tanque distribui-se no caminho pelas outras seções do tanque.

Um tanque uniformizado termicamente só apresentará algum grau de estratificação no sistema de circulação forçada, se as velocidades de entrada e saída de água não forem tão altas, mas há uma tendência a perder a estratificação com o tempo devido ao processo de difusão e de condução através da parede. A máxima estratificação térmica de um sistema de água quente forneceria a mais baixa temperatura possível próxima ao fundo do tanque e isto maximizaria a saída do coletor.

Para as três seções do tanque dividido em camadas de mesma altura, cada qual com uma temperatura uniforme, como apresentada na Figura 2.12, o fluxo de água para o coletor sempre sai do fundo, seção 3 com temperatura T_3 , e o fluxo para o consumo sempre sai do topo, seção 1 com temperatura T_1 . O fluxo que sai do coletor, à temperatura T_s , retornará para a seção que está mais próxima da temperatura de saída do coletor.

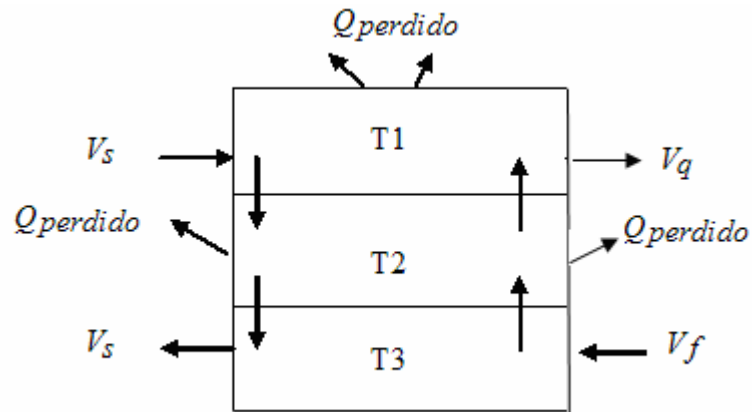


Figura 2.12 – Seções do reservatório estratificado.

As perdas de calor no reservatório foram estimadas pelo coeficiente global de perdas de calor U_r , que é calculado pela Equação (2.30). Pode-se considerar que esta perda de calor é distribuída igualmente entre as camadas do reservatório, sendo que esta aproximação não prejudica o resultado global do comportamento térmico.

$$U_r = \frac{Q_{perdido}}{A_r (T_{rm} - T_a)} \quad (2.30)$$

$$\text{na qual, } A_r = 2A_T + A_L = 2\pi r(h + r) \quad (2.31)$$

em que r é o raio do cilindro e h sua altura; T_{rm} é a temperatura média do reservatório, $\frac{T_1 + T_2 + T_3}{3}$, T_a é a temperatura ambiente e $Q_{perdido}$ é o calor total perdido devido à transferência de calor para o meio ambiente através do topo e da lateral do reservatório.

A mistura do volume de água quente (V_q) à temperatura T_1 com o volume de água fria (V_f) à temperatura T_f , determina o volume de água para consumo (V_c) em cada hora a uma temperatura de consumo T_q pré-estabelecida. Portanto é conhecido T_f e T_1 ($T_1 = T_q$) a serem misturadas para se obter T_c .

Relacionando os volumes considerados com as correspondentes temperaturas obtém-se a seguinte igualdade:

$$T_c V_c = V_f T_f + V_q T_1 \quad (2.32)$$

Como $V_f = V_c - V_q$, pode-se verificar que,

$$V_q = \frac{V_c (T_c - T_f)}{T_q - T_f} \quad (2.33)$$

A mesma quantidade de água (V_q) é injetada na entrada com a temperatura T_f . No reservatório as temperaturas são determinadas basicamente pelas circulações de água dos coletores e do consumo.

Considere que a camada superior transfere uma quantidade V_q para o consumo, alterando sua energia conforme:

$$V_q c_p (T_2 - T_1) \quad (2.34)$$

A água do coletor que entra no reservatório induz a uma variação de calor e massa. Sendo V_s a vazão mássica do coletor solar considerada constante durante uma hora, o calor útil Q_u é representado pela expressão

$$Q_u = V_s c_p (T_s - T_e) \quad (2.35)$$

na qual, T_e e T_s são as temperaturas na entrada e na saída do coletor solar respectivamente $[^{\circ}C]$, V_s é a vazão mássica do coletor solar $[kg/s]$ e c_p é o calor específico do fluido de trabalho $[kJ/kg\ ^{\circ}C]$.

Sendo $T_e = T_3$, pela Equação (2.35) T_s será então:

$$T_s = T_3 + \frac{Q_u}{V_s c_p} \quad (2.36)$$

Considerando que a massa de água que sai do coletor entra na camada superior do reservatório com uma quantidade de calor $V_s(T_s - T_1)$, pelo balanço de energia da camada tem-se:

$$T_1^+ = T_1 + \frac{V_q c_p (T_2 - T_1) + V_s c_p (T_s - T_e) - (Q_{perdido} / 3)}{m c_p} \quad (2.37)$$

na qual, T_1^+ é a temperatura temporária da camada superior reservatório e m é a massa de água para a camada $[kg]$. A camada superior perde calor pela tampa e paredes laterais e para a camada intermediária, em compensação ganha grande quantidade de calor do coletor solar.

A camada intermediária (camada 2) perde calor pelas laterais e para a camada inferior.

$$T_2^+ = T_2 + \frac{V_q \cdot c_p (T_3 - T_2) + V_s c_p (T_1 - T_2) - (Q_{perdido} / 3)}{m c_p} \quad (2.38)$$

Já a camada inferior perde calor pelas laterais e pelo fundo do tanque.

$$T_3^+ = T_3 + \frac{V_{qcp}(T_f - T_3) + V_{scp}(T_2 - T_3) - (Q_{perdido} / 3)}{mc_p} \quad (2.39)$$

2.8.2 Balanço de energia na placa coletora

O primeiro estudo do desempenho de um coletor solar plano, foi realizado por Hottel e Woertz (1942); foi baseado no balanço de energia de coletores em um experimental aquecedor solar, onde o cálculo de desempenho foi baseado na temperatura média do prato, e juntamente com Klein (1975) desenvolveram uma correlação para as perdas térmicas do coletor solar.

Para a modelagem da placa coletora, as seguintes hipóteses simplificadoras foram feitas:

- A placa absorvedora e o isolamento na base do absorvedor estão à mesma temperatura, denominada T_p ;
- A placa não tem gradientes de temperatura na direção do fluxo, nem no sentido transversal do fluxo (temperatura uniforme), então a temperatura da parede é função apenas do tempo;
- A temperatura do fluido na placa muda apenas ao longo do comprimento do coletor;
- As perdas de calor nas laterais da placa são desprezadas.

Na Figura 2.13 tem-se um esquema da placa coletora. No esquema, o comprimento da placa é representado por Y e a largura por X .

A energia transferida para a placa aquecerá o fluido causando um gradiente de temperatura na direção do fluxo, como mostra a Figura 2.14 (a). Em alguma posição em X , a distribuição de temperatura na direção y é representada como na Figura 2.14 (b).

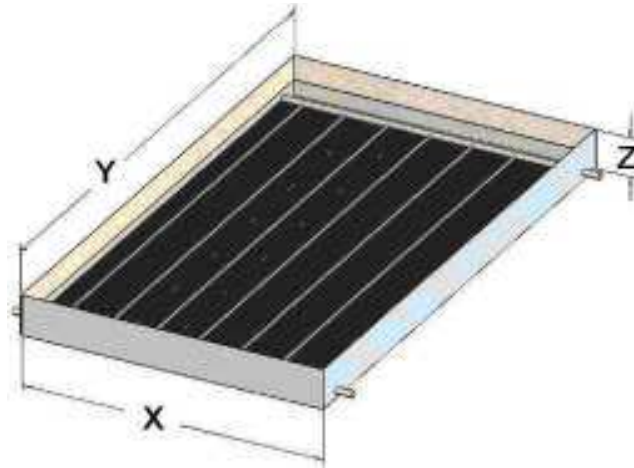


Figura 2.13 – Esquema da placa coletora

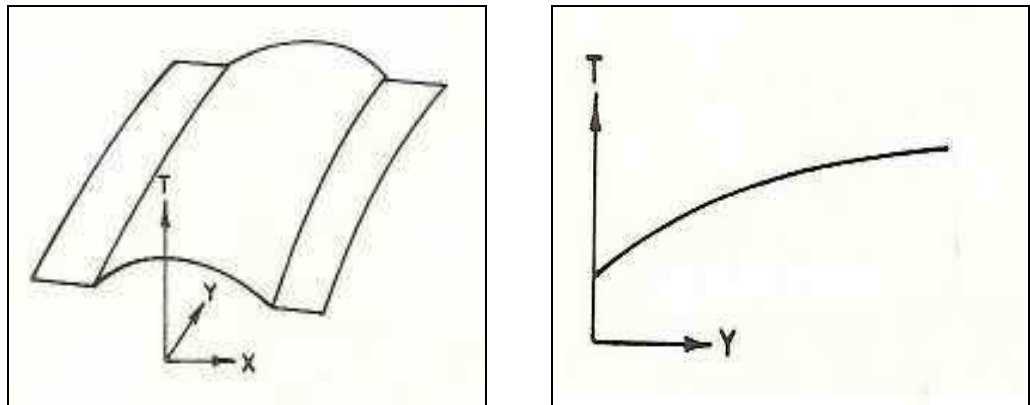


Figura 2.14 – Distribuição da temperatura do fluido na placa. (a) Em alguma posição em X (b) na direção y.

A variação de temperatura na placa coletora está associada com o transporte de energia radiante, convectiva e condutiva, sendo que as duas últimas representam perdas para o ambiente. Dessa forma:

$$(mcp)_{fluido} \frac{dT_{placa}}{dt} = A \times S + A \times U_L (T_a - T_p) + A_{trans} \times h_f (T_{placa} - T_{fluido}) \quad (2.40)$$

Pela Equação (2.40) pode-se notar que a troca de calor condutiva entre a placa e o fluido foi desconsiderada, uma vez que a espessura da placa é pequena.

As áreas da placa coletora e a área transversal do tubo são assim calculadas:

$$A_C = X \times Y \quad (2.41)$$

$$A_{trans} = P \times Y \times n_c \quad (2.42)$$

sendo, P o perímetro molhado e n_c o número de canais da placa.

Para avaliar o desempenho do coletor, é necessário conhecer o coeficiente global de perda de calor, U_L que é a soma dos coeficientes do topo e fundo.

$$U_L = U_t + U_b \quad (2.43)$$

A perda de energia térmica através do topo do coletor, por unidade de área, é resultado das perdas por convecção e radiação e é considerado que a cobertura do coletor solar é opaca para radiação de onda longa e absorve parte da radiação solar. A perda é igual à transferência de calor da placa absorvedora para a cobertura e dela para o ambiente. O coeficiente de transferência de calor pelo topo do coletor com uma única cobertura é:

$$U_t = \left(\frac{1}{h_{p-c} + h_{r,p-c}} + \frac{1}{h_w + h_{r,c-a}} \right)^{-1} \quad (2.44)$$

na qual, h_{p-c} é o coeficiente de transferência de calor por convecção entre a placa absorvedora e a cobertura, $h_{r,p-c}$ é o coeficiente de radiação da placa para a cobertura, h_w é o coeficiente de transferência de calor por convecção devido ao vento e $h_{r,c-a}$ é o coeficiente de radiação da cobertura para o ar, todos em $W/m^2 \text{ } ^\circ C$.

Já para coletores solares sem cobertura, há uma simplificação no cálculo do coeficiente de transferência de calor pelo topo do coletor, U_t , que depende apenas do coeficiente convectivo devido à velocidade do vento h_w , já que considerando que se trabalha a baixas temperaturas, a perda por radiação $h_{r,c-a}$ é desprezada, assim a Equação (2.44) simplificada torna-se:

$$U_t = \left(\frac{1}{h_w} \right)^{-1} \quad (2.45)$$

CRISTOFARI *et al.* (2002) propuseram uma expressão para cálculo de h_w :

$$h_w = 7 + 2,1V \quad (2.46)$$

na qual V é a velocidade do vento.

Com relação à energia perdida pelo fundo do coletor por condução é considerado que toda a resistência ao fluxo de calor é devido ao isolamento e ao material da placa. Pela Equação (2.47) o coeficiente de troca de calor pelo fundo do coletor, U_b , depende das espessuras do isolamento e da parede da placa e dos respectivos coeficientes de transferência de calor por condução dos materiais.

$$U_b = \frac{k_{iso}}{L_{iso}} + \frac{k_p}{L_p} \quad (2.47)$$

na qual, k_{iso} e k_p são os coeficientes de transferência de calor por condução do isolamento e da placa, $[W/m \text{ } ^\circ C]$, respectivamente, L_{iso} e L_p são as espessuras do isolamento e da placa $[mm]$, respectivamente.

Para coletores maiores e bem projetados as perdas de calor pela lateral podem não ser significativas. O valor de U_L para um coletor convencional bem projetado se situa entre 0,5 e 0,75 $[W/m^2 \text{ } ^\circ C]$ (BEZERRA, 1998).

O balanço de energia para o fluido considera a troca de calor convectiva que ocorre na superfície interna da placa:

$$(mcp)_{fluido} \frac{dT_{fluido}}{dy} = hf \times P(T_{placa} - T_{fluido}) \quad (2.48)$$

O perímetro molhado da superfície é dado por:

$$P = 2 \times n_c (d_c + h_c) \quad (2.49)$$

Para o coletor alternativo de PVC e de Polipropileno (PP) sem cobertura o coeficiente médio de transferência de calor por convecção do fluido é calculado usando as correlações de Azevedo e Sparrow (INCROPERA, 1998) para convecção natural de água em canais inclinados formados por placas paralelas:

$$\bar{h}f = \frac{\bar{Nu}}{L_c} K_{fluido} \quad (2.50)$$

$$\bar{Nu} = 0,645 \left[Ra \left(\frac{S}{L_c} \right) \right]^{1/4} \quad (2.51)$$

$$Ra = g \times \beta (T_{placa} - T_{fluido}) \frac{S^3}{\alpha \nu} \quad (2.52)$$

A difusividade térmica da água é calculada através da equação:

$$\alpha = \frac{k_{fluido}}{\rho c_p}_{fluido} \quad (2.53)$$

Para o coletor convencional, no caso de regime laminar, Heaton e al. (1964) apresentam o número de Nusselt local para o caso de fluxo de calor constante. Seus dados são bem representados pela equação:

$$Nu = Nu_{\infty} + \frac{a(Re Pr D_h / L)^m}{1 + b(Re Pr D_h / L)^n} \quad (2.54)$$

na qual, as constantes a, b, m e n são dadas na Tabela 2.3.

Tabela 2.3- Constantes para a Equação (2.54) para Tubos Circulares com Fluxo de Calor Constante. Número de Nusselt Local

Número de Prandtl	a	b	m	n
0,7	0,00398	0,0114	1,66	1,12
10	0,00236	0,00857	1,66	1,13
∞	0,00172	0,00281	1,66	1,29
$Nu_{\infty} = 4,4$				

2.9 Desempenho térmico do coletor

As propriedades das coberturas e superfícies absorvedoras determinam a transmissividade-absortividade ($\tau\alpha$) e a emissividade (ϵ_p) da placa. A degradação destas propriedades pode seriamente afetar o desempenho térmico do coletor solar, e os materiais que são selecionados devem ter estas propriedades estáveis.

2.9.1 Determinação do Calor Útil e do Fator de Remoção de Calor (F_R)

Uma maneira para estimar o desempenho do coletor solar é calcular a eficiência do mesmo, que é definida como a razão do ganho útil sob um específico período de tempo pela energia solar incidente sob o mesmo período de tempo.

$$\eta = \frac{\int Q_u d\tau}{A_c \int GT d\tau} \quad (2.55)$$

na qual, A_c é a área do coletor solar [m^2], GT é a radiação solar incidente no coletor [W/m^2] e Q_u é o calor útil transferido ao fluido de trabalho [kJ/s]

Além da temperatura de entrada do coletor, o tipo de superfície absorvedora, o número de coberturas transparentes, a intensidade da radiação, o isolamento térmico empregado, também exercem influência na eficiência do coletor solar.

O método básico para determinar o desempenho térmico do coletor é expor o coletor em operação à radiação solar e medir as temperaturas do fluido e sua vazão, como representado na Equação (2.56).

$$Q_u = V_s c_p (T_s - T_e) \quad (2.56)$$

na qual, T_e e T_s são as temperaturas na entrada e na saída do coletor solar respectivamente $[^{\circ}C]$, V_s é a vazão mássica do coletor solar $[kg/s]$ e c_p é o calor específico do fluido de trabalho $[kJ/kg^{\circ}C]$.

Outro método permite a caracterização do coletor pelos parâmetros que indicam como o coletor absorve energia solar e como ele perde energia térmica para o meio externo é representado pelas Equações (2.57) ou (2.58):

$$Q_u = A_c [S - U_L (T_{p,m} - T_a)] \quad (2.57)$$

$$Q_u = A_c F_R [S - U_L (T_e - T_a)] \quad (2.58)$$

na qual, A_c é a área do coletor solar $[m^2]$, S é a radiação solar que é absorvida por um coletor $[W/m^2]$, U_L é o coeficiente global de transferência de calor $[W/m^2^{\circ}C]$, $T_{p,m}$, T_e e T_a são respectivamente a temperatura média da placa, de entrada da água na placa e do ambiente $[^{\circ}C]$ e F_R é o Fator de remoção de calor do coletor [adimensional].

Comparando as Equações (2.57) e (2.58) observa-se a presença do Fator de Remoção de Calor, F_R . Duffie e Beckman (1980) explicaram que o máximo possível ganho de energia útil (transferência de calor) em um coletor solar ocorre quando todo o coletor solar se encontra na mesma temperatura de entrada do fluido; as perdas de calor para a vizinhança são então a mínima possível. Assim, F_R é a quantidade que relata o ganho de energia útil real de um coletor pelo ganho útil se toda a superfície do coletor estivesse na temperatura do fluido:

$$F_R = \frac{V_s c_p (T_s - T_e)}{A_c [S - U_L (T_e - T_a)]} \quad (2.59)$$

Em relação à placa absorvedora, o pioneirismo nas pesquisas de Hottel e Willier (1958), sobre desempenho térmico de coletores com tubos paralelos, levando em conta a

distribuição da temperatura no prato absorvedor serviu de base para muitos estudos posteriores.

A temperatura média da placa absorvedora sempre será maior que a temperatura média do fluido devido à resistência a transferência de calor entre a superfície absorvedora e o fluido. Esta diferença de temperatura é geralmente pequena para sistemas líquidos mais pode ser significativa para sistemas com ar.

Resolvendo as Equações (2.57) e (2.58) pode-se encontrar a temperatura média da placa absorvedora:

$$T_{p,m} = T_e + \frac{Q_u / A_c}{U_L F_R} (1 - F_R) \quad (2.60)$$

A temperatura máxima da placa pode ser estimada avaliando a temperatura do fluido na Equação (2.60) com Q_u igual a zero.

A energia solar que é realmente absorvida por um coletor, $S = G_T(\tau\alpha)$, na qual $\tau\alpha$ é o produto transmissividade-absortividade da radiação incidente, é um termo muito usado para a predição do desempenho do coletor, sendo resultado da diferença entre a radiação solar incidente e a as perdas óticas e que posteriormente esta energia é distribuída pelas perdas térmicas através do topo e do fundo do coletor e para o ganho de energia útil, conforme ilustra a Figura 2.15.

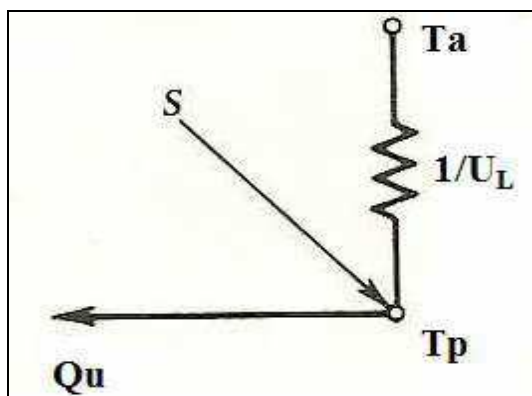


Figura 2.15- Rede térmica equivalente para um coletor solar plano.

No caso mais geral (pintura de preto fosco e uma cobertura transparente) o produto transmissividade-absortividade ($\tau\alpha$) é considerado constante e aproximadamente igual a 0,8 (BEZERRA, 1998).

2.9.2 Determinação do rendimento térmico em regime quase permanente (η)

No Brasil a normalização de ensaios para testar a eficiência do coletor solar é feita pela ABNT através da norma NBR 10184 de 1988.

Um protótipo foi desenvolvido pelo professor Júlio Roberto Bartoli, da Faculdade de Engenharia Química da Unicamp. Em um ensaio experimental feito conforme NBR 10184 (1988) da ABNT encontraram 64% de rendimento para o coletor solar de baixo custo (CSBC) pintado com esmalte sintético da marca Coralit e 72% com aplicação de elastômero de etileno-propileno-dieno (EPDM). O aquecedor solar desenvolvido por Bartoli é feito com forro alveolar de PVC e reservatório de água convencional. Este trabalho é continuado por Pereira et al (2006) conseguindo um desempenho de 67% para o CSBC.

O Instituto Nacional de Metrologia, Normalização e Qualidade Industrial (INMETRO, 2008) testou o coletor solar de baixo custo (CSBC) que apresentou eficiência energética de 39,1% sob fabricação do modelo “Belosol” da marca Botega, mais se deve levar em conta que o tubo de PVC usado neste teste era de 20 mm de diâmetro e não de 32 mm como o coletor ensaiado por Bártoli et al.

O fator de remoção de calor F_R é uma função que depende fracamente da temperatura, já o coeficiente global de perda de calor U_L é uma função da temperatura e da velocidade do vento, porém, para muitas aplicações é possível selecionar um único valor de U_L para caracterizar as perdas térmicas, e o produto transmissividade-absortividade ($\tau\alpha$) é insensitivo à temperatura apesar de ser uma função do ângulo de incidência.

Uma vez que coletores trabalham melhor quando a radiação incidente esta próxima da normal, um único valor de ($\tau\alpha$) na incidência normal caracterizará as propriedades óticas da maioria dos coletores, Como resultado, dois números, $F_R(\tau\alpha)$ e $F_R U_L$ são largamente usados para caracterizar um coletor solar. Assim, a Equação (2.58) pode se escrita em termos de uma eficiência instantânea como:

$$\eta = \frac{Q_u}{A_c G_T} = F_R(\tau\alpha) - F_R U_L \frac{(T_e - T_a)}{G_T} \quad (2.61)$$

Coletores solares de baixo custo e sem cobertura feitos em polipropileno foram propostos e testados por Mveh (1999) e apresentaram desempenho satisfatório com valores de

$16 \text{ W/m}^2\text{K}$ para FR_{UL} e 0,6 para $FR(\tau\alpha)$, constatando também a grande influência do vento sobre os coletores sem cobertura, que podem aumentar o valor de FR_{UL} para até $23 \text{ W/m}^2\text{K}$ com ventos fracos de $2,5 \text{ m/s}$.

Krenzinger (2001) testou coletores feitos a partir de polietileno de alta densidade e obteve valores muito semelhantes aos coletores de polipropileno.

Costa (2002) fez testes para coletores de cobre e para coletor de PVC sem cobertura e os parâmetros típicos encontrados para o coletor convencional são $7,7 \text{ W/m}^2\text{K}$ para FR_{UL} e 0,74 para $FR(\tau\alpha)$. No seu trabalho constatou a grande influência do vento sobre o coletor solar sem cobertura, que podem alcançar o valor de FR_{UL} $19,3 \text{ W/m}^2\text{K}$ com ventos fracos de até 1 m/s e valor de FR_{UL} $19,5 \text{ W/m}^2\text{K}$ para ventos de 1 a $2,4 \text{ m/s}$.

Segundo Costa (2007), o intervalo médio previsto do parâmetro FR_{UL} para os coletores planos convencionais está entre 6 e $12 \text{ W/m}^2\text{ }^\circ\text{C}$.

2.10 Tipos de Instalação e orientação dos coletores solares

O desempenho do coletor dependerá não somente do projeto, mais também da instalação.

Nas aplicações residenciais dificilmente se pensaria numa montagem série-paralelo já que o número de coletores é muito inferior ao exigido para aquele tipo de montagem.

Os coletores operando no hemisfério Sul (caso do Brasil) serão orientados para o norte verdadeiro e inclinados de um ângulo igual ao da latitude do lugar. No caso de instalações com circulação natural (termossifão), o coletor deverá ser inclinado de mais 10° além do ângulo da latitude. Este aumento no ângulo de inclinação do coletor além de facilitar o início do processo de termossifão tem ainda como finalidade compensar a variação anual da declinação solar de modo que a radiação incidente durante todo o ano seja a mais perpendicular possível.

2.10.1 Circulação natural em circuito aberto

O termossifão é baseado na diferença de densidade da água a temperaturas diferentes. A diferença de densidade é uma função da diferença de temperatura, e a vazão é uma função do ganho útil de energia do coletor que produz a diferença de temperatura. Estes

sistemas são altos ajustáveis, o aumento no ganho leva ao aumento da vazão através do coletor. Close (1962) observou que sob uma larga faixa de condições de operação, o aumento na temperatura da água fluindo através do coletor em sistemas de circulação natural é aproximadamente de 10°C. Gupta e Garg (1968) também apresentaram temperatura da água na entrada e na saída para dois coletores que sugeriram aumento de temperatura quase constante através do coletor.

No sistema termossifão a vazão é proporcional à radiação solar e a circulação da água só será interrompida quando a intensidade de radiação for insuficiente para manter a temperatura de água a níveis diferentes ou quando for alcançado o equilíbrio térmico entre o coletor e o tanque de estocagem de água quente.

Entre o nível do reservatório e a saída de água quente do coletor, devesse existir um desnível de pelo menos 60 centímetros (até no máximo 5 metros) para que o termo-sifão funcione corretamente, conforme mostra a Figura 2.16.

O circuito é dito aberto quando a água utilizada no consumo circula no interior da grade de tubos do coletor.

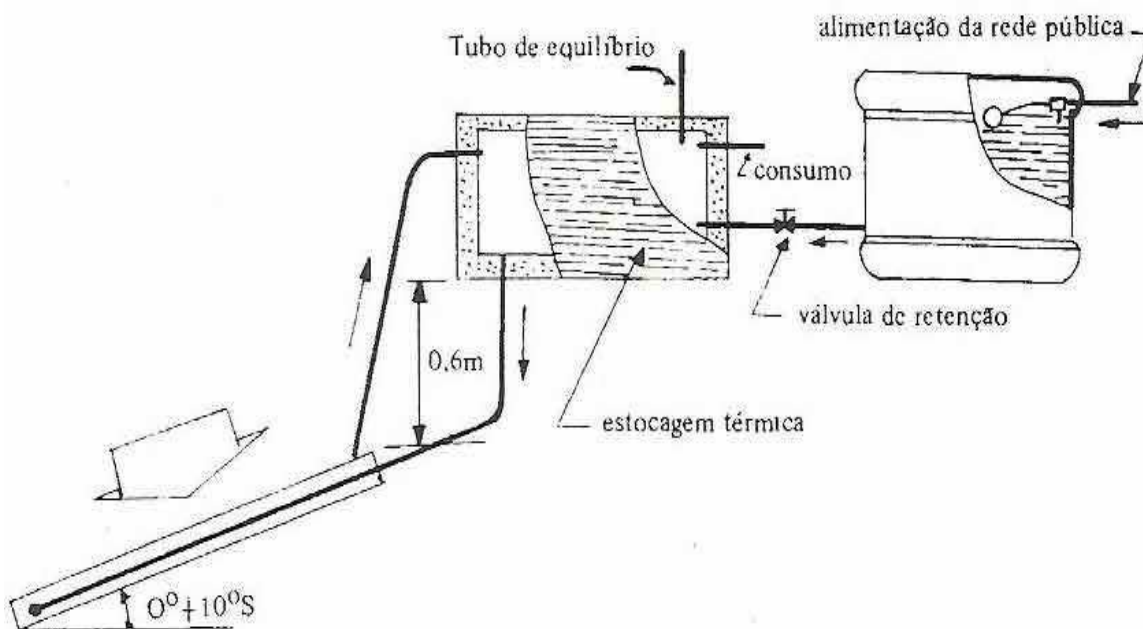


Figura 2.16- Circulação natural-circuito aberto (BEZERRA, 1998).

Já a instalação em circulação forçada em circuito aberto difere apenas pela introdução de uma bomba no circuito do coletor para circulação de água no mesmo. Permite

variar a posição do tanque de estocagem de água quente podendo este ser instalado abaixo do coletor.

2.10.2 Circulação natural em circuito fechado.

A diferença fundamental entre este tipo de instalação e a anteriormente descrita é a introdução de um trocador de calor no circuito do coletor, localizado no interior do reservatório de água quente.

Neste caso os coletores de alumínio podem ser empregados já que o fluido de trabalho poderá ser um óleo fino ou mesmo água destilada. A água quente para consumo troca calor com o trocador instalado no interior do reservatório de água quente sem que tenha que passar pela tubulação da grade do coletor.

Já a instalação circulação forçada em circuito fechado é semelhante a este descrito adicionando-se ao sistema uma bomba, para circulação da água no sistema de aquecimento.

CAPÍTULO III

MATERIAIS E MÉTODOS

Para o desenvolvimento deste trabalho, foram realizadas pesquisas teóricas fundamentadas e estudos de dados quantitativos.

Neste projeto foram estudados o material do coletor solar e o tipo de escoamento, se natural ou forçado (passivo ou ativo). Os sistemas operaram de forma batelada e tentou-se prever o comportamento do sistema na forma contínua por meio da aplicação das técnicas de fluidodinâmica computacional e por balanços de energia.

3.1 Unidade experimental

Uma vez construídos, os aquecedores foram devidamente instalados na Faculdade de Engenharia Química da UFU. Cada aquecedor foi instalado numa inclinação de 28° em relação à horizontal, sendo 18° relativo à latitude de Uberlândia e os outros 10° para compensar as variações do eixo da Terra ao longo do ano em relação ao Equador. Durante a instalação, as placas coletoras foram direcionadas para o norte geográfico a fim de garantir a maior incidência de luz durante o dia. A Figura 3.1 apresenta uma fotografia da unidade experimental que é constituída pelos seguintes itens:

1 – Coletor solar de forro de PVC:

a – Entrada de água no coletor de PVC;

b – Saída de água no coletor de PVC;

2 – Coletor solar de cobre:

c – Entrada de água no coletor de cobre;

d – Saída de água no coletor de cobre;

3 – Coletor solar de PP:

e – Entrada de água no coletor de PP;

f – Saída de água no coletor de PP;

4 – Reservatório de água fria (caixa d'água);

5 – Reservatório de água quente do coletor de PVC;

6 – Reservatório de água quente do coletor de cobre (Reservatório convencional);

7 – Reservatório de água quente do coletor de PP.



Figura 3.1 - Unidade de testes localizada no bloco da FEQUI- UFU.

3.2 Materiais e Equipamentos

3.2.1 Tintas

Os materiais usados na construção dos coletores não devem conter componentes voláteis que possam ser evaporados durante o período de altas temperaturas de operação do coletor, estes componentes voláteis podem condensar sob a placa coletora e reduzindo sua absortividade. Com relação à tinta, o esmalte sintético preto fosco foi usado para pintar os tubos de plástico PVC e a superfície absorvedora.

3.2.2 Coletores Solares

Os coletores solares sem cobertura testados são de forro de PVC e outro de polipropileno (PP). A Figura 3.2 apresenta uma vista esquemática destes coletores alternativos.

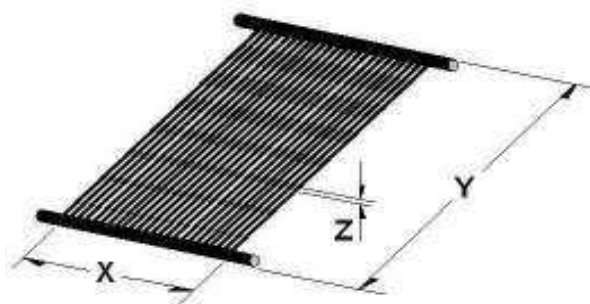


Figura 3.2 – Vista esquemática de um coletor solar sem cobertura.

O coletor de polipropileno foi adquirido pronto, com os tubos já colados à placa. A construção do coletor de PVC foi feita manualmente e seguiu os seguintes passos:

- Cortou-se a placa modular de PVC nas dimensões 1,60 X 0,62 m ;
- Encaixaram-se tubos de PVC na extremidade superior e inferior da placa;
- Removeram-se as pontas e rebarbas do material com lixa;
- Lixaram-se e limpam-se com álcool a placa e os tubos para melhorar a fixação da tinta e da cola;
- Fazer a união da placa de PVC e dos tubos utilizando uma cola específica;
- Após a secagem do conjunto, iniciou-se a pintura do mesmo com tinta preta fosca;
- Realizou-se o teste de vedação;
- Isolou-se a parte inferior da placa com lâminas de isopor.

As características físicas de cada um são apresentadas na Tabela 3.1.

Tabela 3.1 – Características dos coletores solares sem cobertura.

	Forro de PVC	PP
Volume de água	10L	4L
Isolamento térmico	Isopor	Isopor
L_{iso}	0,010 m	0,010 m
k_{iso}	0,038 W/m °C	0,038 W/m °C
A_c	1m ²	1m ²
Comprimento (Y)	1,62 m	1,58 m
Largura (X)	0,62 m	0,638 m
k_p	0,16 W/m °C	0,22 W/m °C
d_c	0,009 m	0,005 m
h_c	0,017 m	0,005 m

O coletor convencional de cobre utilizado para efeito de comparação com os coletores sem cobertura está esquematizado na Figura 3.3 e suas características são:

- Coletor Solar modelo vertical Copacabana com pintura em preto fosco
- Isolamento térmico: papel Kraft
- Área: 1m^2
- Comprimento (Y): 1 m
- Largura(X): 1m
- Classificação INMETRO: B (Eficiência=53,5%)
- Espessura do vidro: 4 mm
- 7 Tubos de cobre – Diâmetro= 22mm ($k = 398\text{ W/m.K}$)
- Peso vazio= 12,4 kg
- Peso cheio= 16,7 kg
- Volume de água: 4,3 L

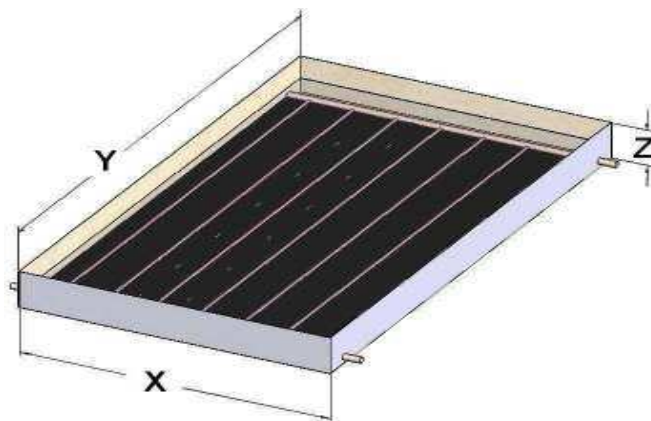


Figura 3.3 – Vista esquemática do coletor solar fechado.

3.2.3 Reservatórios

O reservatório do ASBC apresenta as seguintes características:

- Material: polietileno
- Isolamento térmico: isopor ($k_{iso} = 0,038\text{ W/m}^\circ\text{C}$)
- Espessura do isolamento: 30 mm
- Volume: 90 L

- Diâmetro externo: 0,45 m
- Diâmetro interno: 0,43 m
- Altura: 0,70 m
- Altura da coluna d'água: 0,57m (volume de água: 90 L)

O material que foi escolhido como isolante do reservatório no ASBC foi o isopor (EPS) por ter baixa condutividade térmica e pelo baixo custo. Apesar destas qualidades o isopor não é muito resistente à ação de intempéries, sendo necessário o uso de um revestimento que cobrisse a camada de isolamento. Então se optou por cobrir o reservatório com uma lamina de papel Kraft, que também é um bom isolante térmico. Os procedimentos para construção do reservatório são:

- Abertura de Entradas e Saídas de água no reservatório;
- Instalação de quatro flanges (32 mm) de entrada e saída de água;
- Instalação do pescador e da torneira bóia junto com o tubo vertical;
- Instalação do isolamento de EPS e plástico bolha junto com a proteção externa;
- União da placa ao reservatório;

A Figura 3.4 mostra a parte interna do reservatório ASBC de 100L.

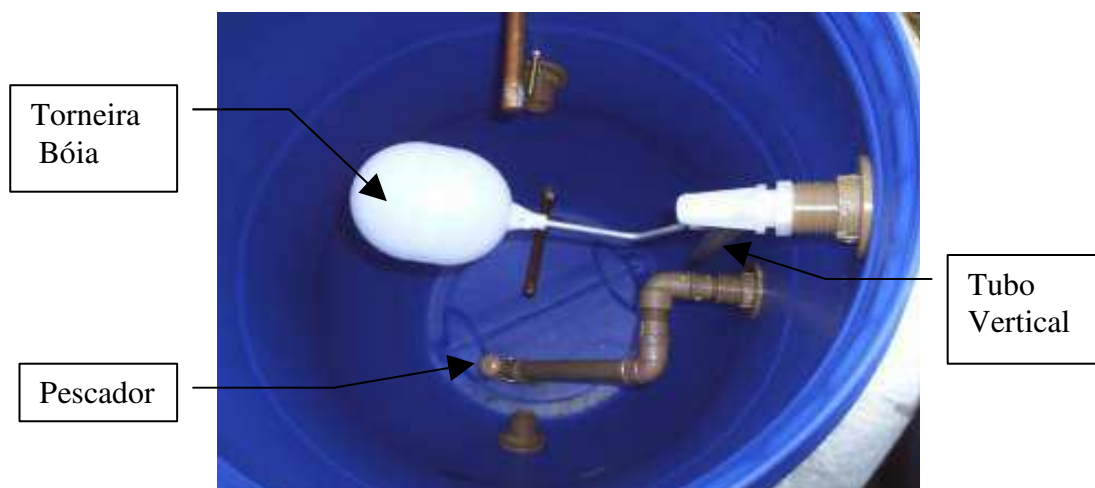


Figura 3.4 - Vista do interior do reservatório do ASBC.

Como se pode observar na Figura 3.4, o reservatório térmico do ASBC é composto por uma torneira bóia responsável pelo controle de entrada de água fria, por um tubo vertical

que leva água direto para o fundo do reservatório evitando turbulências no sistema e por um pescador responsável pela retirada de água quente para consumo. A altura da coluna d'água no reservatório ASBC é de 57 cm, que é a altura que o pescador capta a água quente para consumo. O volume máximo de água quente que pode ser utilizada num regime batelada é de 90 L.

O reservatório térmico convencional é esquematizado na Figura 3.5 e suas características são:

- Material: aço inoxidável AISI 304 (acabamento em alumínio)
- Isolamento térmico: poliuretano expandido rígido
- Volume: 100 L
- Pressão de trabalho de 5 m.c.a

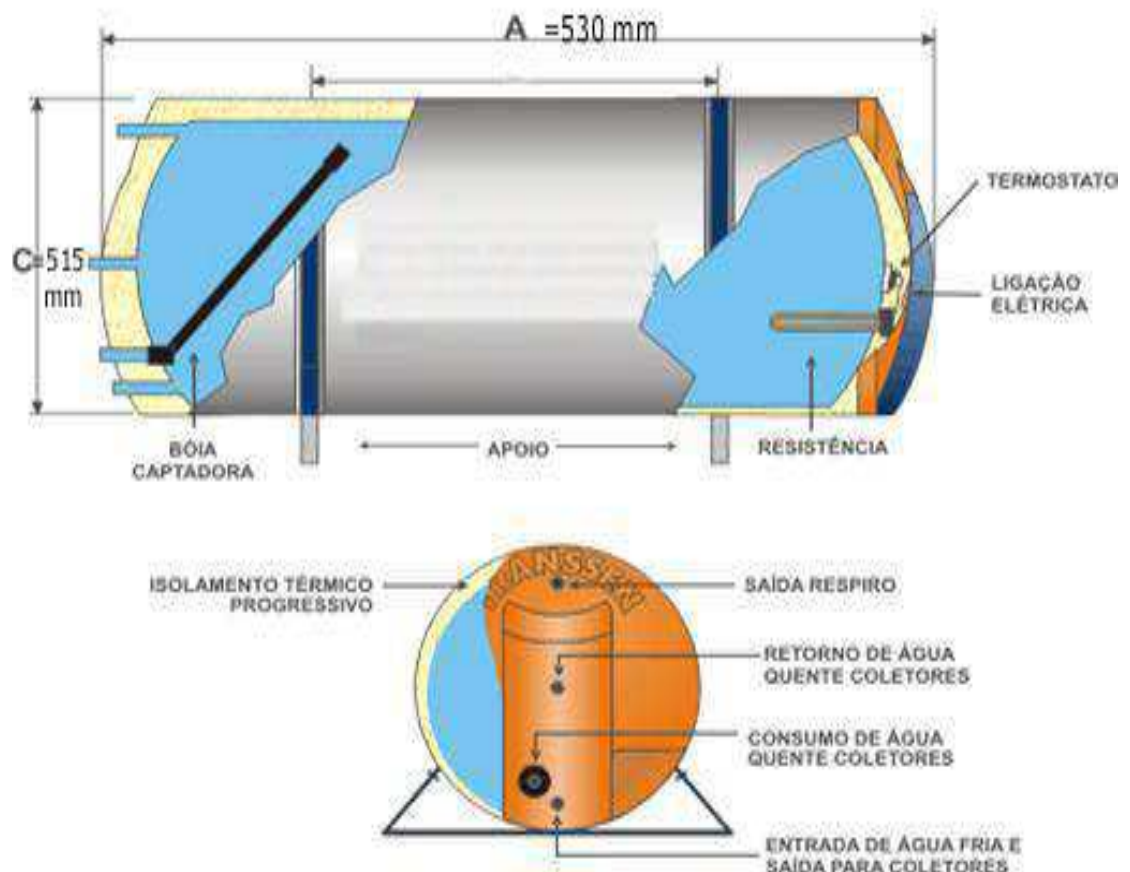


Figura 3.5 - Vista esquemática do reservatório térmico convencional.

3.2.4 Bombas

Foram adquiridas duas bombas para promover a circulação forçada dos sistemas de aquecimento solar. São bombas peristálticas com roletes em aço inox e inversor de frequência, com vazão de até 70 L/h, como mostra a Figura 3.6.



Figura 3.6 - Bomba peristáltica.

A curva de calibração da bomba se encontra no Apêndice I.

3.2.5 Reservatório de água fria

Para o armazenamento da água fria a ser utilizada nos ensaios experimentais utilizou-se uma caixa d'água de fibra de vidro de volume de 310 L localizada na parte superior da unidade experimental, logo acima dos três *boilers* de 100L cada, sendo o fluxo de água regulado por torneira bóia.

3.3 Instrumentação

3.3.1 Aquisição de dados

Para a obtenção de medidas precisas de temperatura dos sistemas de aquecimento solar estudados, foi necessário utilizar um sistema de monitoramento e aquisição de dados em tempo real, realizado através de sensores de temperatura, que foram interligados a um computador no qual esses sinais são recebidos e interpretados. O Labview é um *software*

específico para registrar, monitorar e processar dados. Ele vem acompanhado de um cabo conector (SHC68-68-EPM) e de um módulo conector com redução de ruído de sinais (SCC-68I/O).

O circuito de alimentação foi projetado para ser conectado à placa de aquisição de dados NI PCI-6221, que tem sinal de entrada de -10 V a 10V, com 16 entradas analógicas e 2 saídas analógicas. Foi utilizada uma fonte estabilizada de 12 V e uma resistência de 250 Ω foi colocada em série com os termopares que têm sinal de saída de 4 a 20 mA, com isso foi adquirida uma faixa de tensão de 1 a 5 V na placa de aquisição, conforme ilustrado na Figura 3.7.

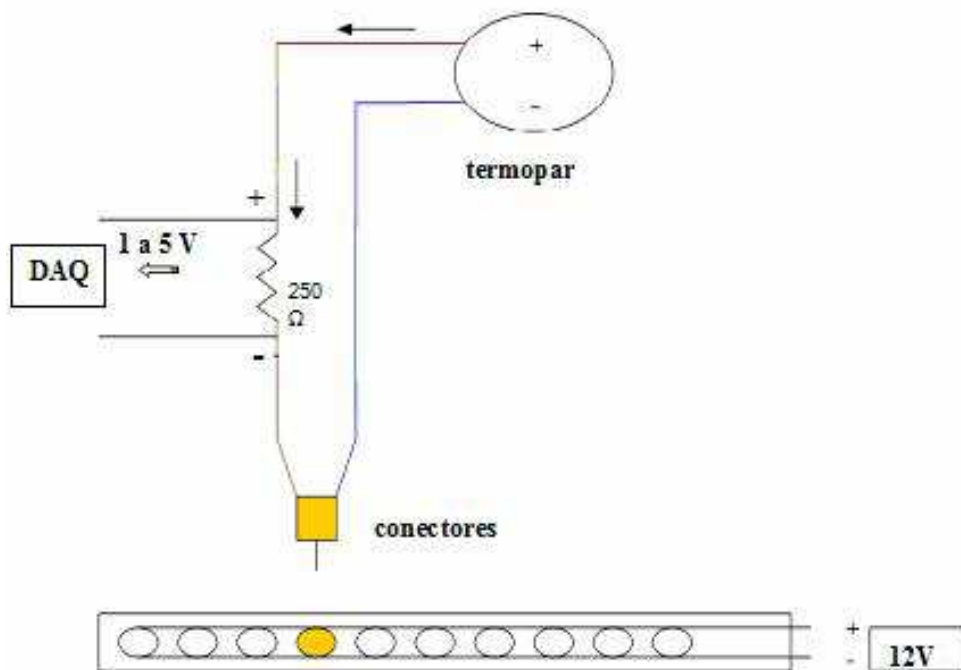


Figura 3.7 - Circuito eletrônico.

3.3.2 Medição de temperatura

A medição da temperatura ambiente foi realizada dentro do *campus* Santa Mônica e os dados de temperatura foram divulgados de hora em hora pelo Instituto Nacional de Meteorologia (INMET) através do sítio www.inmet.gov.br.

As temperaturas de entrada e saída dos coletores solares eram medidas continuamente através de termopares do tipo T, com isolamento mineral e de dois fios, que

são inseridos no circuito hidráulico em uma conexão T com tampa rosqueada, onde foi feito um furo e a vedação do orifício foi garantida pelas próprias rosas de isolamento do termopar. O transmissor de sinal já vinha acoplado no termopar através de um cabeçote, como mostra a Figura 3.8. No reservatório, os termopares foram inseridos em flanges adaptados em três pontos igualmente espaçados, topo, meio e fundo do reservatório, conforme mostra a Figura 3.9.

No Apêndice II encontram-se as curvas de calibração dos 15 termopares utilizados.

A homogeneização da temperatura da água quando em contato com o sensor era feita através do próprio circuito hidráulico, pois no topo do coletor solar (saída) ocorre a movimentação do fluido devido à convergência dos fluxos de cada duto da placa de PVC.

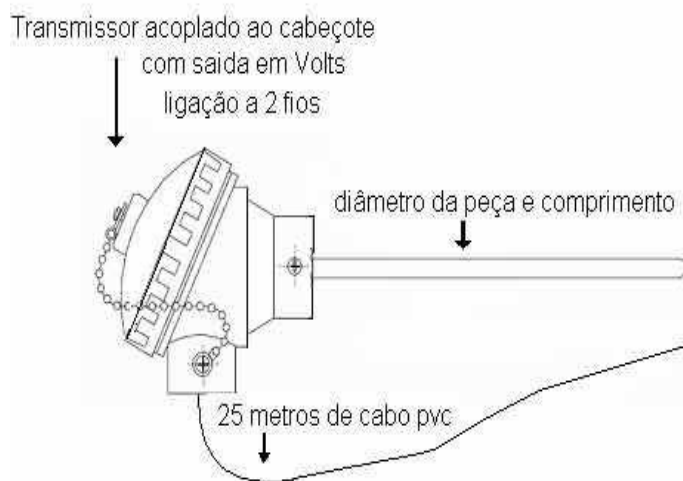


Figura 3.8 – Termopar de isolamento mineral.

Os termopares utilizados neste trabalho apresentam as seguintes especificações:

- 4 unidades MS13- diâmetro de 6 mm e comprimento de 165 mm e com rosca 1/4" NPT: MS13/T-S-00/316-60-S-165/KNE-21/14/25M BT-1,0-F-330/TIC- (0-100);
- 8 unidades MS13- diâmetro de 3 mm e comprimento de 100 mm e com rosca 1/8" NPT: MS13/T-S-00/316-30-S-100/KNE-21/10/25M BT-1,0-F-330/TIC (0-100);
- 3 unidades MS13- diâmetro de 3 mm e comprimento de 120 mm e sem rosca: MS13/T-S-00/316-30-S-120/KNE-21/00/25M BT-1,0-F-330 /TIC (0-100);

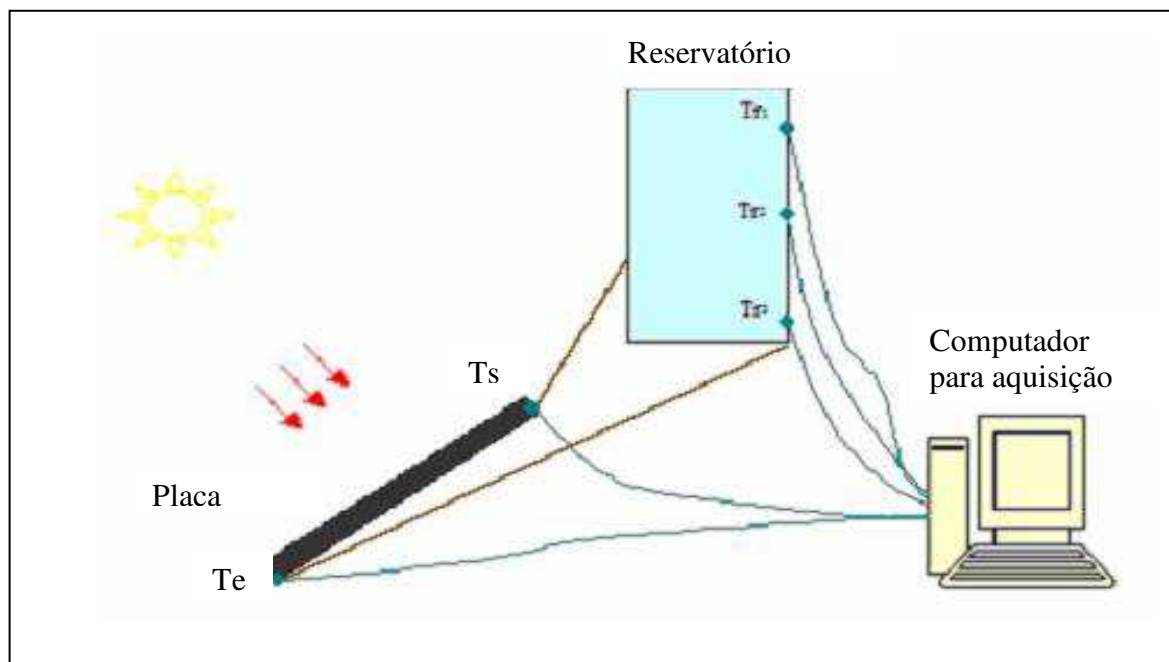


Figura 3.9- Diagrama esquemático do sistema de medição de temperatura.

Feita a numeração e calibração dos 15 termopares, os mesmos foram instalados nos seus respectivos lugares. Assim a posição de cada um dos termopares numerados em cada aquecedor solar é ilustrada na Figura 3.10.

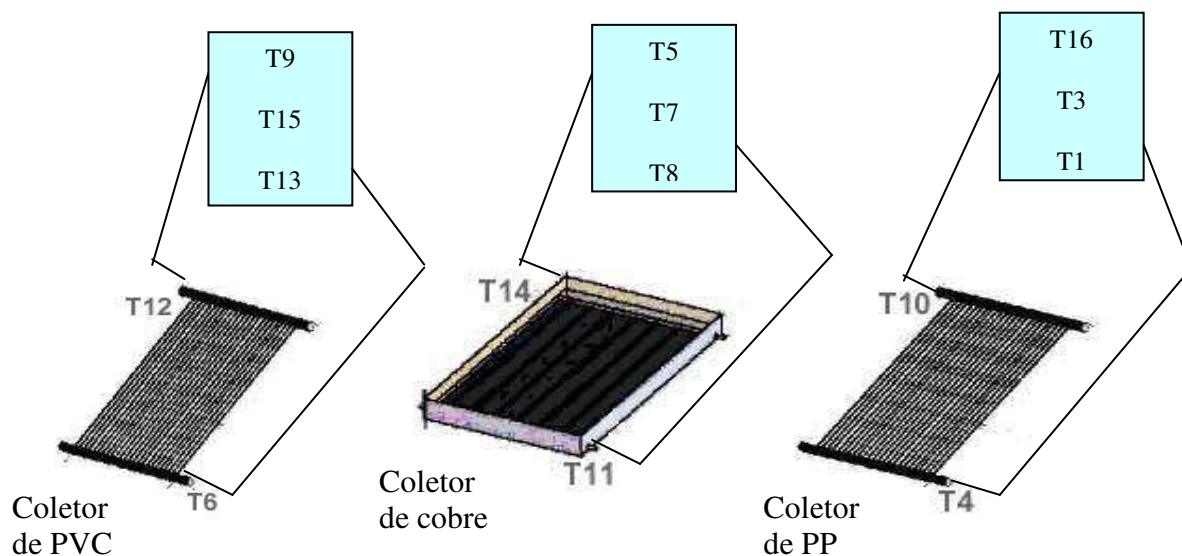


Figura 3.10 - Posição dos 15 termopares.

A Figura 3.11 exemplifica alguns termopares instalados nos reservatórios e nas placas coletoras dos aquecedores solares.



(a) Termopares instalados no *boiler* convencional.



(b) Termopares instalados no reservatório alternativo.



(c) termopar instalado no coletor solar.

Figura 3.11 – Termopares instalados no sistema. (a) termopares instalados no *boiler* convencional, (b) termopares instalados no reservatório alternativo, (c) termopar instalado no coletor solar.

3.3.3 Medição de dados meteorológicos

O instrumento utilizado na medida do fluxo de radiação solar total sobre uma superfície é o piranômetro. Este instrumento lê os dados de radiação solar total numa superfície horizontal e está localizado dentro do campus Santa Mônica, bem como um aparelho para medição da velocidade do vento (anemômetro). Estes equipamentos são monitorados pelo Instituto de Geografia da UFU e seus dados divulgados pelo INMET.

3.4 Procedimento Experimental

Para a aquisição dos dados foi necessária a realização do ensaio em um dia de céu limpo, sem interferência de nuvens que atrapalham a obtenção dos dados relativos à radiação incidente.

Apesar de existir algumas variações das componentes da radiação solar direta, difusa e refletida ao redor, os ensaios foram feitos em um intervalo de tempo em que a incidência dos raios solares era próxima da normal ao plano do coletor ($\theta = 0^\circ$), sendo o período do dia em que o nível de energia utilizável era o máximo. Assim, a maioria dos ensaios foi realizada das 9 às 16h de cada dia.

3.4.1 Obtenção da eficiência do reservatório térmico

No ensaio para a obtenção da eficiência dos reservatórios térmicos operando de forma batelada ou contínua, natural ou bombeado, foi feito o registro das temperaturas pelos termopares inseridos na posição intermediária, no fundo e no topo do reservatório como mostrado na Figura 3.10. A partir destes dados, foi possível calcular a energia armazenada no reservatório ao longo do dia pela Equação $Q_s = (mc_p) \Delta T_s$, a temperatura máxima alcançada e o tempo necessário para se alcançar essa temperatura. De posse dos dados de radiação solar fornecido pelo INMET, encontrou-se a eficiência alcançada pelos reservatórios térmicos no dia de ensaio.

Nos ensaios com os sistemas de aquecimento solar bombeados foram escolhidos valores de vazão igualmente espaçados dentro da faixa de operação da bomba peristáltica (20 L/h, 40 L/h e 60 L/h).

3.4.2 Obtenção da eficiência do coletor solar

Os níveis de radiação solar no início da manhã e no final da tarde não foram suficientes para superar as perdas no coletor. Assim, os testes de eficiência dos coletores foram feitos nestes períodos.

Foram adotados os seguintes procedimentos para o ensaio de eficiência dos coletores solares, segundo NBR 10184:

1. Durante a realização destes ensaios o ângulo de incidência sobre a área de abertura do coletor solar deve manter-se inferior a 30° ;
2. O fluxo de radiação solar total sobre a área de abertura deve manter-se superior a 600 W/m^2 ;
3. A velocidade do vento durante o ensaio deve manter-se inferior a $4,5 \text{ m/s}$;
4. A vazão do fluido deve ser ajustada para o valor de 1 L/min para cada m^2 de área do absorvedor;
5. O coletor solar deve ser ensaiado para várias condições de temperatura do fluido na seção de entrada do coletor solar desde a temperatura ambiente até a máxima temperatura admissível para o coletor em ensaio, ou até eficiência zero;
6. No mínimo quatro condições diferentes para a temperatura do fluido na seção de entrada do coletor solar devem ser selecionadas sobre a faixa de operação do coletor. Um destes valores deve ser igual ou diferir no máximo em 2°C da temperatura ambiente;
7. Os ensaios devem ser conduzidos antes e após o meio dia solar (ângulo horário igual a zero) e, se possível, de maneira simétrica.

No procedimento geral dos testes de coletores solares, os coletores operam sob condições de regime quase permanente, medindo os dados que determinam Q_u e medindo G_T , que são necessários para esta análise. Os testes foram feitos próximo ao meio dia solar, em dias claros, com situação de radiação incidente próxima à normal.

3.5 Metodologia Numérica

Com o sistema operando de forma contínua, as perturbações causadas pela entrada de fluido frio e pela retirada de fluido quente do *boiler* foram analisadas aplicando as técnicas de fluidodinâmica computacional (CFD—Computational Fluid Dynamics). Estas técnicas são ferramentas computacionais importantes e ajudam na compreensão de particularidades do escoamento dentro do aquecedor solar a fim de auxiliar no aprimoramento do sistema.

As simulações numéricas foram resolvidas através do pacote comercial Fluent. Todavia, antes das simulações propriamente ditas via *Fluent*, foi necessária a elaboração das malhas computacionais bidimensionais, retangulares, que representam regiões de interesse no aquecedor de baixo custo, tal como o *boiler*. As malhas computacionais foram feitas com

auxílio do software *Gambit*, também adquirido junto à licença do *Fluent*. Assim, houve um levantamento da fluidodinâmica e distribuições de temperaturas nas regiões simuladas. No que se refere aos esquemas de interpolação, o esquema PRESTO foi aplicado à pressão e o algoritmo SIMPLE aplicado ao acoplamento do binômio pressão-velocidade. No que tange às demais variáveis fluidodinâmicas (temperatura, densidade), as interpolações foram conduzidas por esquema do tipo UPWIND de segunda ordem. Todas as informações computacionais utilizadas nas simulações numéricas estão resumidas na Tabela 3.2.

Tabela 3.2 - Informações computacionais utilizadas nas simulações numéricas

Códigos Computacionais	GAMBIT – FLUENT
Malha Computacional	Bidimensional e Células retangulares (315000).
Condições do Escoamento no Boiler (adiabático)	Escoamento Laminar, Estado Estacionário e não isotérmico.
Fluido	Água
Temperatura do Fluido Frio	295 K (22°C)
Temperatura do Fluido Quente	312 K (39°C)
Taxa Mássica de Água Quente (Q)	16,7 g/s
Taxa Mássica de Água Fria (F)	$Q/C = Q/F$ (consumo = alimentação)
Acoplamento Pressão-Velocidade	Algoritmo SIMPLE (“algoritmo SIMPLE aplicado ao acoplamento do binômio pressão-velocidade.”).
Esquemas de Acoplamento	Esquema de 2ª Ordem do tipo Upwind (“No que tange às demais variáveis fluidodinâmicas temperatura, densidade), as interpolações serão conduzidas por esquema do tipo UPWIND de primeira e segunda ordem”).
Critério de Convergência	1.10^{-4}
Representação de regiões de interesse	Boiler

CAPÍTULO IV

RESULTADOS E DISCUSSÕES

4.1 Resultados da eficiência do sistema termossifão

O incremento de temperatura no boiler está diretamente ligado à vazão, que para um sistema termossifão é maior quanto maior for a radiação incidente no plano do coletor solar.

Nos cálculos da eficiência térmica é considerado que o calor específico da água ($C_p = 4,174 \text{ kJ/kg } ^\circ\text{C}$) e a densidade da água ($\rho = 1000 \text{ kg/ m}^3$) são constantes, sendo que esta aproximação pouco interfere o resultado final da eficiência dos reservatórios.

O volume dos dois reservatórios de baixo custo é de 90 L cada e as medidas de temperaturas dentro do mesmos são feitas em três pontos: a 5 cm do fundo, a 29 cm do fundo e a 49 cm do fundo.

Em relação aos dados meteorológicos, as medidas horárias foram divulgadas pelo INMET.

A relação entre a radiação solar horária no plano inclinado e a radiação solar horária no plano horizontal, $R = I_T / I$, varia ao longo do ano, sendo que esta variação dependente da declinação solar e do dia do ano. Além disso, se deve levar em conta que o modelo de predição da radiação no plano inclinado leva em conta fatores climáticos, como a umidade do ar, a temperatura ambiente e a claridade no dia. Assim, para o mês de novembro, dezembro, janeiro e fevereiro, meses em que foram feitos os ensaios experimentais, foram encontrados valores de R menores que 1.

Foram feitos quatro ensaios nos aquecedores solares operando em circulação natural, nos dias 28/11/2008, de 02 a 04/12/2008 (dias em que foi calculado o coeficiente global de troca térmica do reservatório), de 05 a 08/12/2008 e o último experimento foi feito dia 09/12/2008.

4.1.1 Primeiro ensaio nos reservatórios

Os dados de radiação solar horária no plano horizontal em kJ/m^2 são divulgados diariamente e são utilizados neste trabalho para calcular a eficiência térmica dos aquecedores solares. Os valores médios registrados da radiação solar incidente na cidade de Uberlândia no dia 28/11/08 podem ser observados na Figura 4.1.

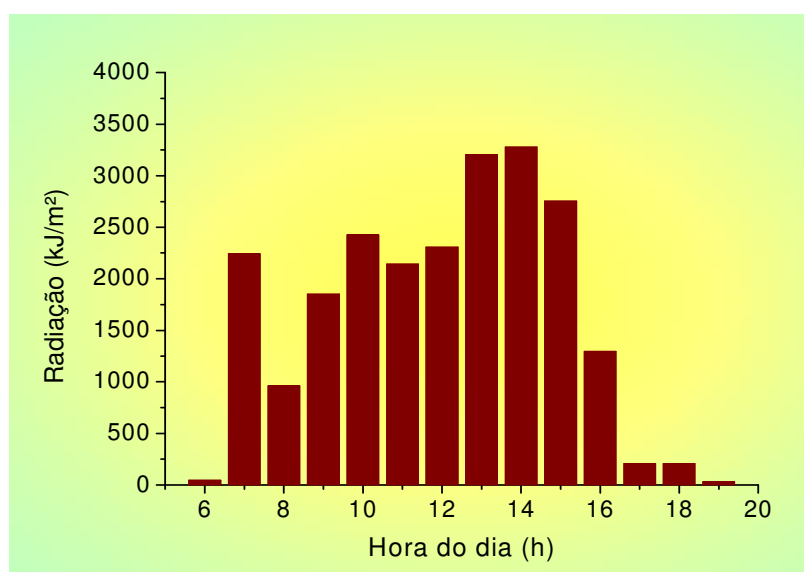


Figura 4.1 - Radiação incidente no coletor no dia 28/11/08 (fonte: INMET).

A partir destas informações de insolação divulgada pelo INMET foram feitos cálculos para transformar estes valores de radiação solar no plano horizontal para o plano inclinado utilizando o modelo empírico de predição de radiação em superfície inclinada, descrita na seção 2.5.3 do Capítulo II.

O reservatório térmico que armazena a água aquecida pelo coletor de polipropileno (reservatório PP) levou 8h para elevar a temperatura média da água de $23,3^{\circ}\text{C}$ a $41,5^{\circ}\text{C}$, como pode ser observado na Figura 4.2. A análise do desempenho térmico do reservatório PP ao longo do dia para todo o tanque é apresentada na Tabela AIII.1 no apêndice III.

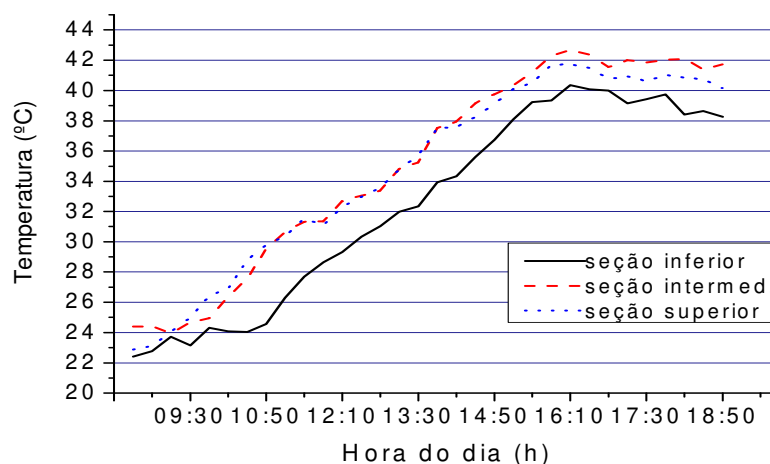


Figura 4.2 – Temperaturas do reservatório PP no dia 28/11/08.

O reservatório térmico que armazena a água aquecida pelo coletor de PVC (reservatório PVC) levou 8h para elevar a temperatura média da água de 22,9°C a 41,1°C, como pode ser observado na Figura 4.3. A análise do desempenho térmico do reservatório PVC ao longo do dia é apresentada na Tabela AIII. 2 do apêndice III.

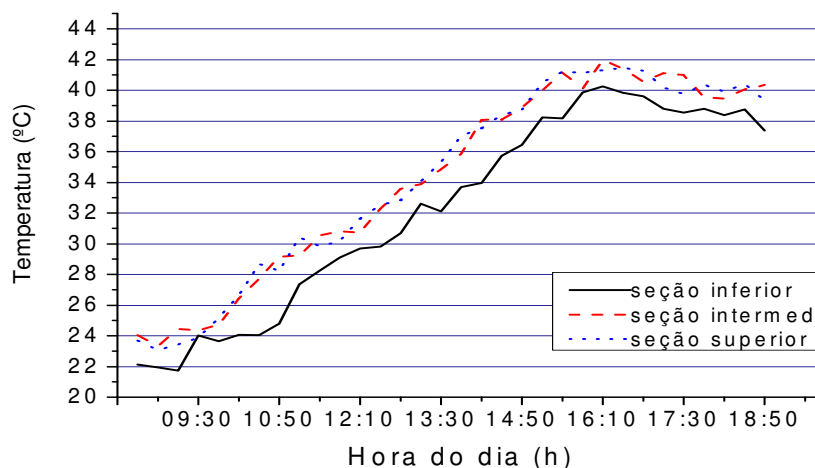


Figura 4.3 – Temperaturas do reservatório PVC no dia 28/11/08.

O reservatório térmico que armazena a água aquecida pelo coletor de cobre (reservatório Convencional) levou 8h para elevar a temperatura média da água de 25,8°C a 44,5°C, como pode ser observado na Figura 4.4. A análise do desempenho térmico do reservatório Convencional ao longo do dia é apresentada na Tabela AIII. 3 do apêndice III.

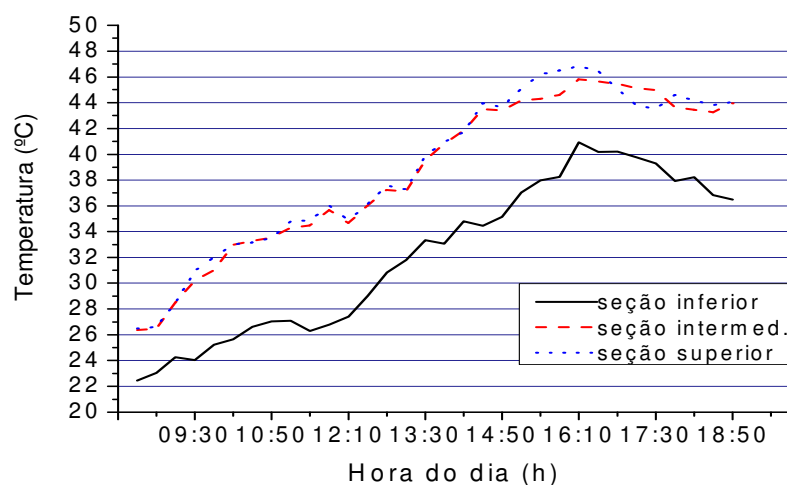


Figura 4.4 - Temperaturas do reservatório Convencional no dia 28/11/08.

Pela análise das Figuras 4.2, 4.3 e 4.4 nota-se que em alguns momentos dentro dos reservatórios térmicos a seção intermediária apresenta maiores temperaturas que a seção superior, isto se deve ao fato de que a alimentação de água quente (retorno) é realizada na seção intermediária do boiler. Dentro do reservatório, a massa de água vai de encontro à camada de água que apresenta uma densidade aproximadamente igual, sendo que a massa de água mais quente, por ter uma densidade menor, se direciona para a seção superior do reservatório, onde é feita a retirada do fluido quente.

Com os resultados apresentados pelos três sistemas de aquecimento no dia 28/11/08, como temperatura máxima atingida e energia térmica acumulada ao longo do dia, encontrou-se a eficiência atingida pelos reservatórios térmicos, como mostra a Tabela 4.1:

Tabela 4.1 – Eficiência atingida pelos reservatórios térmicos em termossifão dia 28/11/08.

Reservatório	$T_{inicial}$ [° C]	T_{final} [° C]	$Q_{acumulado}$ [kJ]	A_c [m ²]	$\sum I$ [kJ / m ²]	$\sum I_T$ [kJ / m ²]	η [%]	η_T [%]
PP	23,3	41,5	6865	1	18926	16605	36,2	41,3
PVC	22,9	41,1	6860	1	18926	16605	36,2	41,3
Convencional	25,8	44,5	7800	1	18926	16605	41,2	46,9

A Tabela 4.1 mostra que os dois reservatórios de baixo custo apresentaram desempenhos térmicos muito semelhantes e satisfatórios, quando comparados ao reservatório convencional. Em relação à eficiência atingida, o reservatório PP e o reservatório PVC apresentaram os mesmos valores.

4.1.2 Segundo ensaio nos reservatórios

Os valores médios registrados de radiação solar incidente na cidade de Uberlândia de 02 a 04/12/08 alcançaram valores altos e podem ser observados na Figura 4.5.

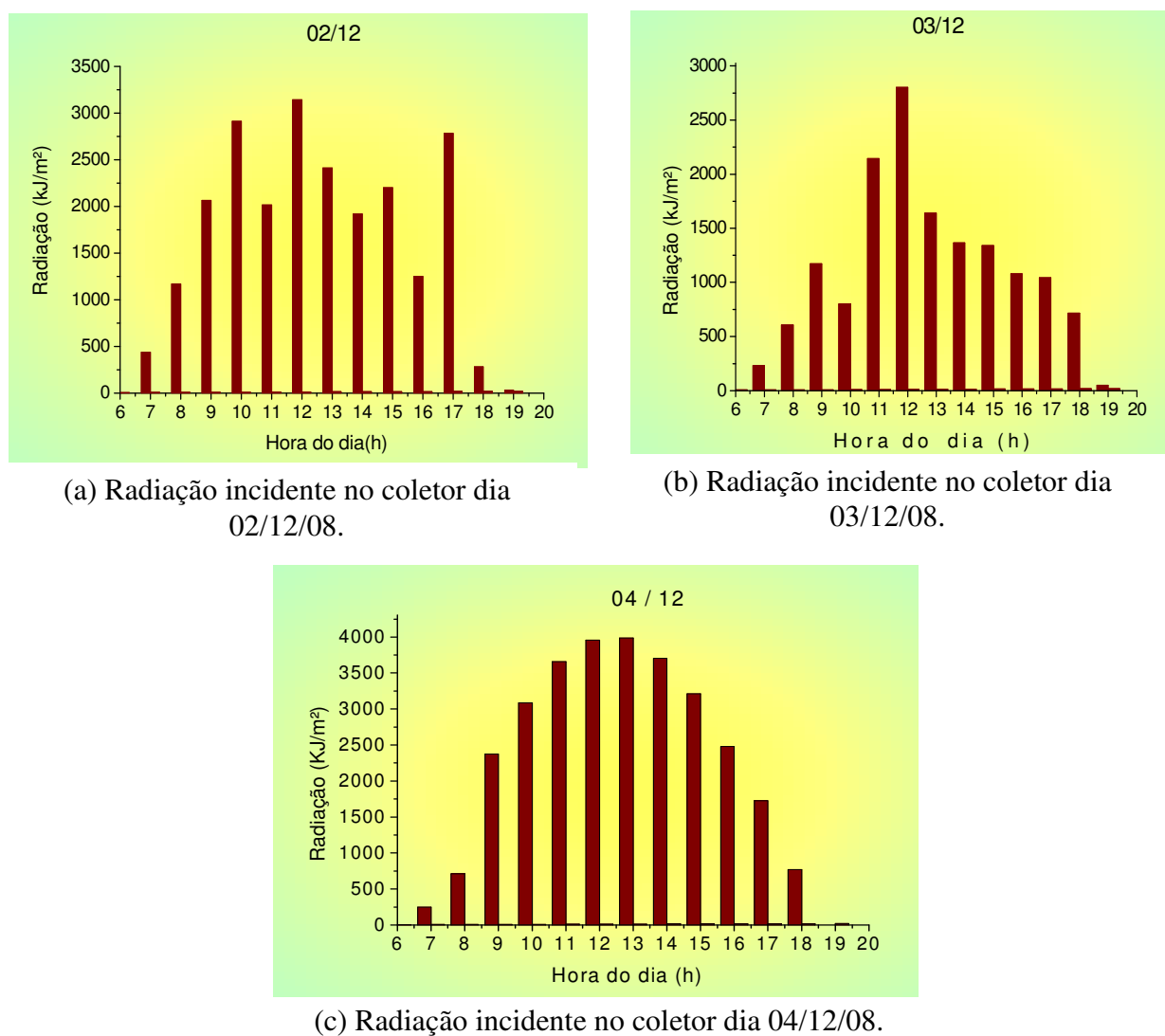


Figura 4.5 - Radiação incidente no coletor de 02 a 04 de dezembro de 2008. (a) Radiação incidente no coletor dia 02/12/08. (b) Radiação incidente no coletor dia 03/12/08. (c) Radiação incidente no coletor dia 04/12/08 (Fonte: INMET).

No monitoramento realizado entre os dias 2 e 4 de dezembro foi feito o acompanhamento contínuo das temperaturas nos reservatórios, e como foram dias de sol intenso, os três reservatórios térmicos atingiram os valores mais altos de temperatura dentre os registrados durante os ensaios.

No dia 02/12/08, o reservatório PP levou aproximadamente 7h para elevar a temperatura média da água de 23,4°C para 41,6°C e no dia 04/12/08 alcançou uma temperatura máxima média (média das três seções) de 47,1°C às 16:00h, como pode ser observado na Figura 4.6.

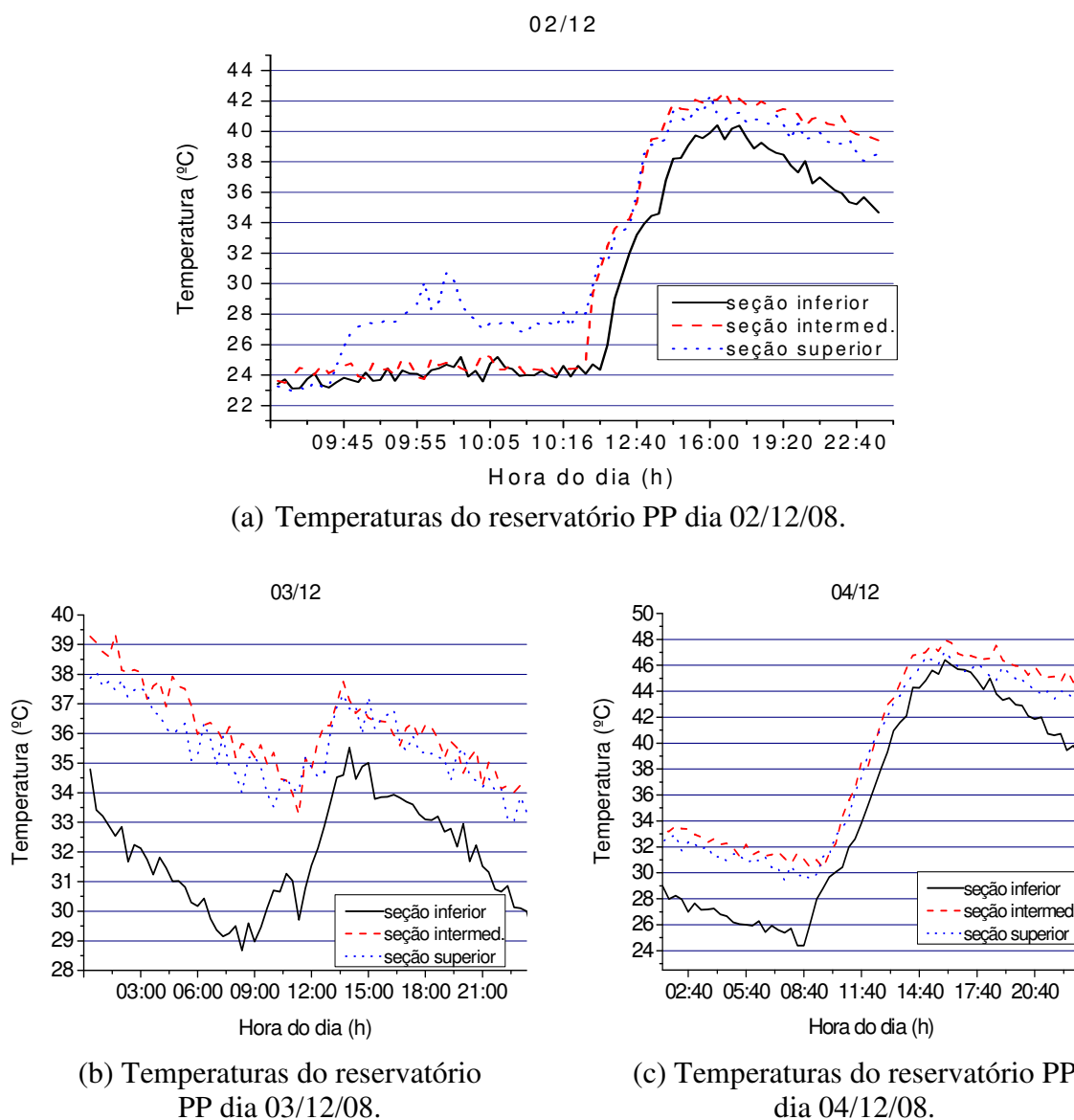
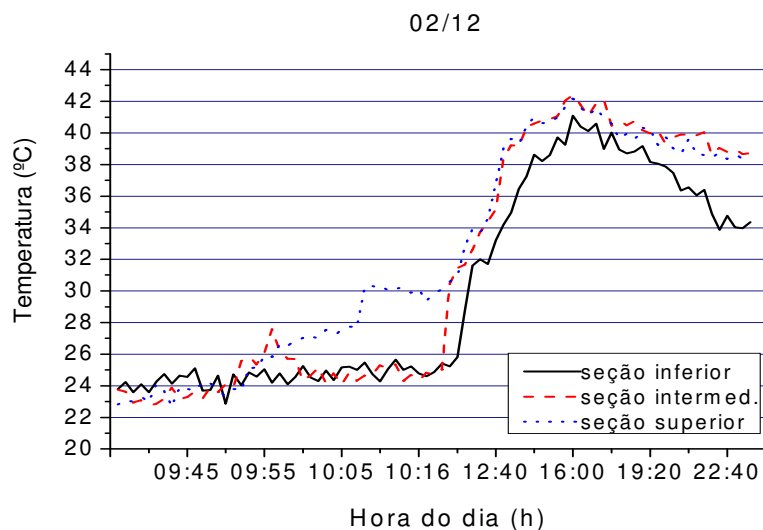


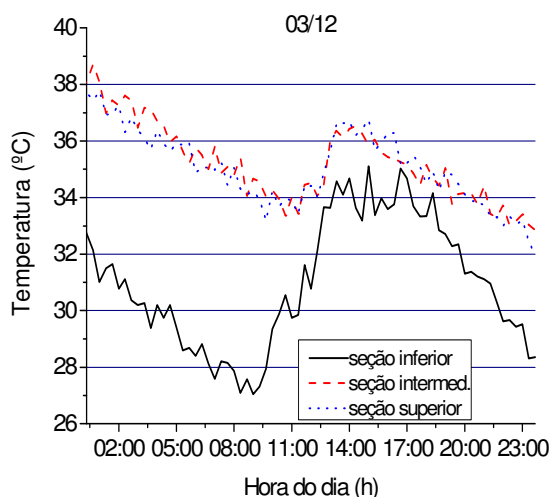
Figura 4.6 - Temperaturas do reservatório PP do dia 02 a 05/12/08. (a) Temperaturas do reservatório PP dia 02/12. (b) Temperaturas do reservatório PP dia 03/12/08. (c) Temperaturas do reservatório PP dia 04/12/08.

A análise do desempenho térmico do reservatório PP ao longo do dia é apresentada na Tabela AIII. 4 do apêndice III.

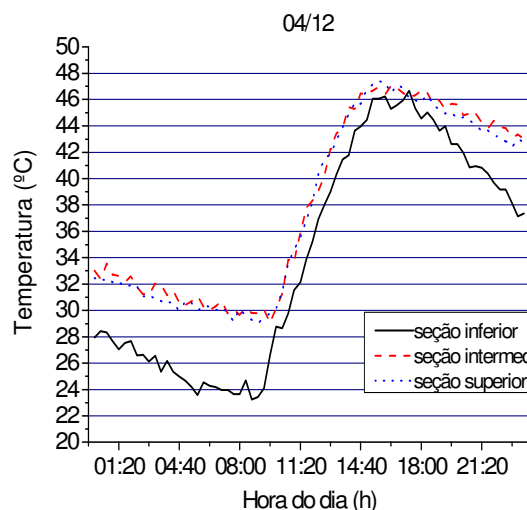
Já o de reservatório PVC levou no dia 02/12/08 aproximadamente 7h para elevar a temperatura média da água de 23,2°C para 41,8°C, e no dia 04/12/08 alcançou uma temperatura máxima média de 46,6 °C às 16:00h, como pode ser observado na Figura 4.7.



(a) Temperaturas do reservatório PVC dia 02/12/08.



(b) Temperaturas do reservatório PVC dia 03/12/08.

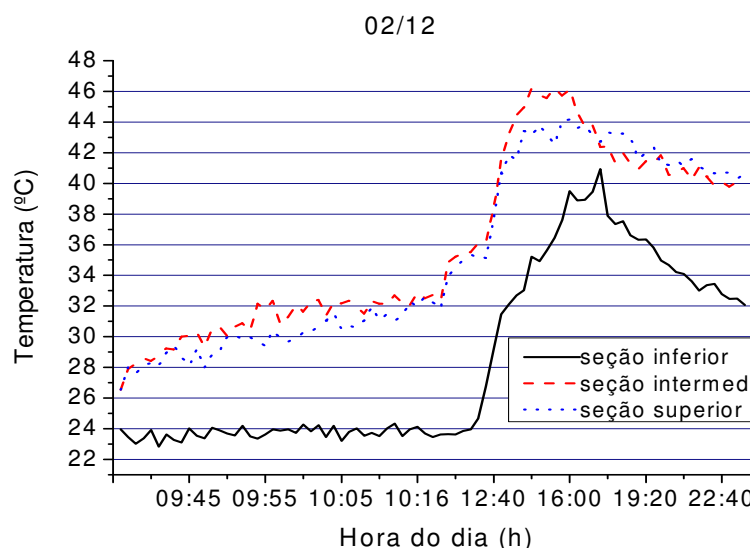


(c) Temperaturas do reservatório PVC dia 04/12/08.

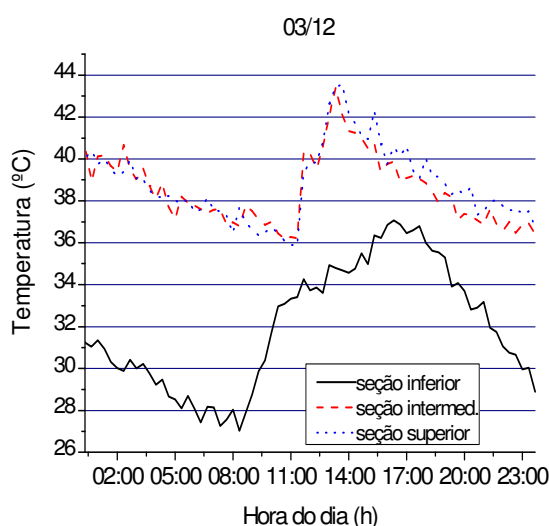
Figura 4.7 – Temperaturas do reservatório PVC do dia 02 a 05/12/08. (a) Temperaturas do reservatório PVC dia 02/12/08. (b) Temperaturas do reservatório PVC dia 03/12/08. (c) Temperaturas do reservatório PVC dia 04/12/08.

A análise do desempenho térmico do reservatório PVC ao longo do dia é apresentada na Tabela AIII. 5 do apêndice III.

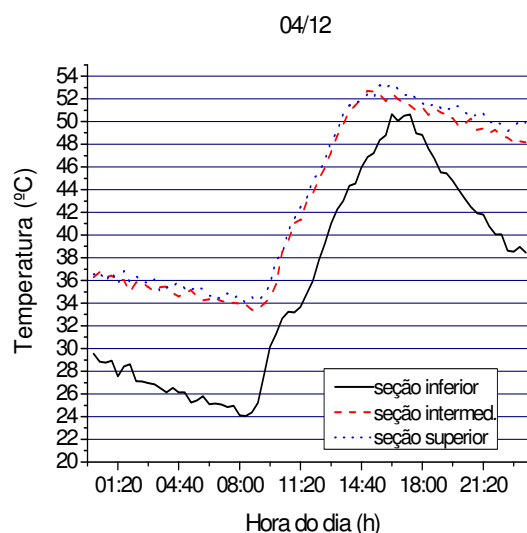
O reservatório Convencional no dia 02/12/08 levou aproximadamente 7h para elevar a temperatura média da água de 25,3°C para 43,2°C e no dia 04/12/08 alcançou uma temperatura máxima média de 51,1°C às 16:00h, como pode ser observado na Figura 4.8.



(a) Temperaturas do reservatório Convencional dia 02/12/08.



(b) Temperaturas do reservatório Convencional dia 03/12/08.



(c) Temperaturas do reservatório Convencional dia 04/12/08.

Figura 4.8 – Temperaturas do reservatório Convencional do dia 02 a 05/12/08. (a) Temperaturas do reservatório Convencional dia 02/12/08. (b) Temperaturas do reservatório Convencional dia 03/12/08. (c) Temperaturas do reservatório Convencional dia 04/12/08.

A análise do desempenho térmico do reservatório Convencional ao longo do dia é apresentada na Tabela AIII. 6 do apêndice III.

Pela análise das Figuras 4.6, 4.7 e 4.8 foi observado que a distribuição de temperaturas dentro dos reservatórios térmicos acompanhou os dados de radiação solar registrados neste mesmo dia. A queda de temperatura observada principalmente na seção inferior dos reservatórios durante a noite é atribuída ao processo de estratificação térmica que maximiza a saída de água fria para o coletor solar.

Com os resultados apresentados pelos três sistemas de aquecimento no dia 02/12/08, como temperatura máxima atingida e energia térmica acumulada ao longo do dia, encontrou-se a eficiência atingida pelos reservatórios térmicos, como mostra a Tabela 4.2.

Tabela 4.2 – Eficiência atingida pelos reservatórios térmicos em termossifão dia 02/12/08.

Reservatório	$T_{inicial}$ [° C]	T_{final} [° C]	$Q_{acumulado}$ [kJ]	A_c [m ²]	$\sum I$ [kJ / m ²]	$\sum I_T$ [kJ / m ²]	η [%]	η_r [%]
PP	23,4	41,6	6846	1	16670	14719	41,0	46,5
PVC	23,2	41,8	6988	1	16670	14719	41,9	47,4
Convencional	25,3	43,2	7457	1	16670	14719	44,7	50,6

A Tabela 4.2 mostra que os dois reservatórios de baixo custo apresentaram desempenhos térmicos muito semelhantes e satisfatórios, quando comparados ao reservatório convencional. O reservatório da placa coletora de PVC teve um acúmulo de energia térmica em torno de 2% maior do que o reservatório da placa de PP.

4.1.3 Terceiro ensaio nos reservatórios

No teste seguinte com os reservatórios térmicos, os mesmos atingiram valores consideráveis de temperatura e próximos aos alcançados no ensaio anterior. Os valores médios registrados de radiação solar incidente no dia 05 a 06/12/08 na cidade de Uberlândia podem ser observados na Figura 4.9.

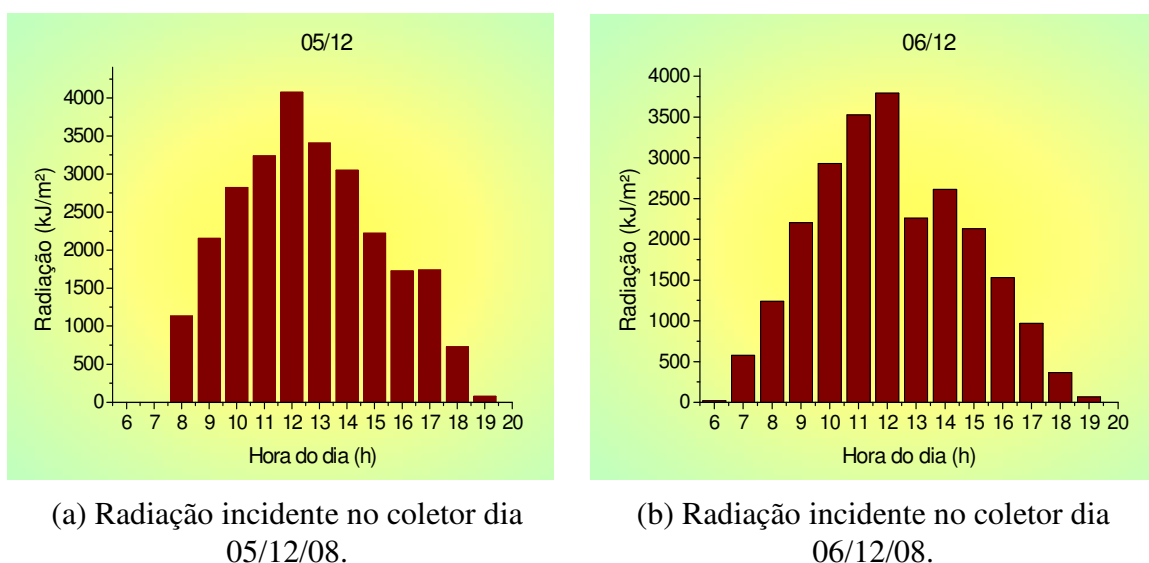


Figura 4.9 - Radiação incidente no coletor de 05 a 06 de dezembro de 2008. (a) Radiação incidente no coletor dia 05/12/08. (b) Radiação incidente no coletor dia 06/12/08. (Fonte: INMET).

No dia 05/12/08, o reservatório PP levou aproximadamente 06h50min para elevar a temperatura média da água de $24,7^{\circ}\text{C}$ para $44,7^{\circ}\text{C}$ e no dia 06/12/08 alcançou uma temperatura máxima média de $46,5^{\circ}\text{C}$ às 16:00h, como pode ser observado na Figura 4.10. A análise do desempenho térmico do reservatório PP ao longo do dia é apresentada na Tabela AIII. 7 do apêndice III.

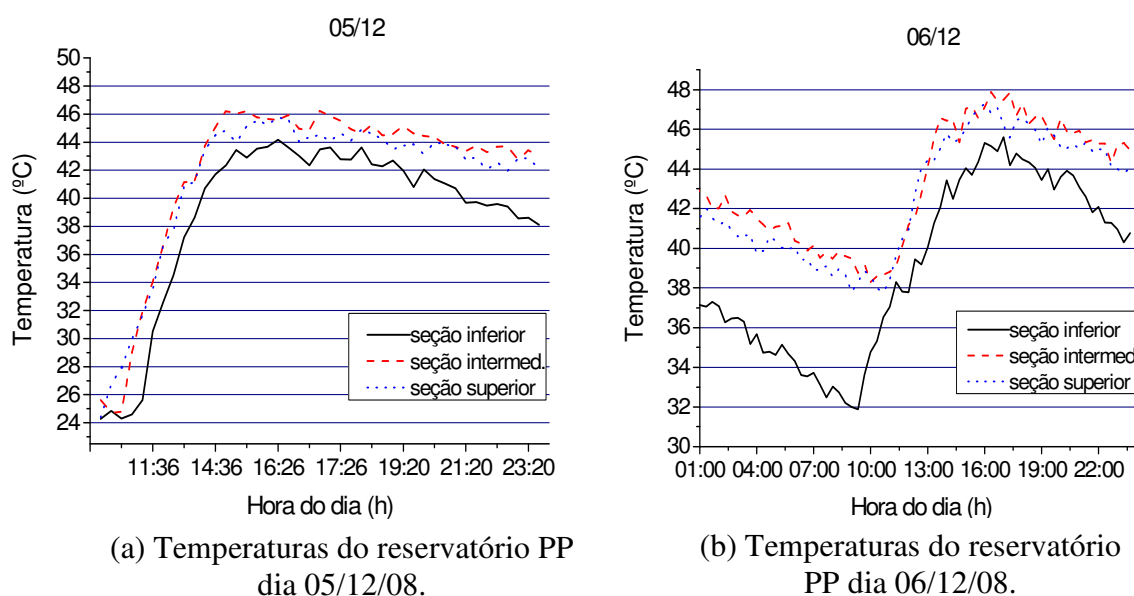


Figura 4.10 – Temperaturas do reservatório PP do dia 05 a 06/12/2008. (a) Temperaturas do reservatório PP dia 05/12/08. (b) Temperaturas do reservatório PP dia 06/12/08.

Quanto ao reservatório PVC, o mesmo demorou aproximadamente 6h50min no dia 05/12/08 para elevar a temperatura média da água de 23,8 °C para 44,4 °C e no dia 06/12/08 alcançou uma temperatura máxima média de 48 °C às 16:00h, como pode ser observado na Figura 4.11.

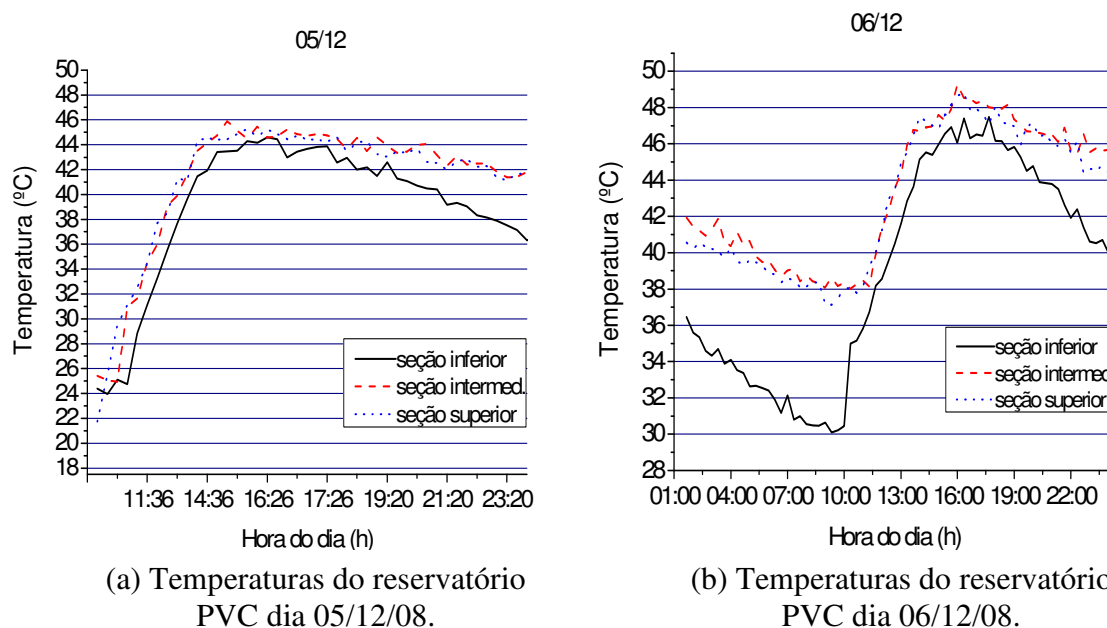


Figura 4.11– Temperaturas do reservatório PVC do dia 05 a 06/12/2008. (a) Temperaturas do reservatório PVC dia 05/12/08. (b) Temperaturas do reservatório PVC dia 06/12/08.

A análise do desempenho térmico do reservatório PVC ao longo do dia é apresentada na Tabela AIII. 8 do apêndice III.

Em relação ao reservatório Convencional, o mesmo levou aproximadamente 06h50min no dia 05/12/08 para elevar a temperatura média da água de 24,4°C a 45,7°C e no dia 06/12/08 alcançou uma temperatura máxima média de 53,3°C às 16:00h, como pode ser observado na Figura 4.12. A análise do desempenho térmico do reservatório Convencional ao longo do dia é apresentada na Tabela AIII. 9.

Com os resultados apresentados pelos três sistemas de aquecimento no dia 05/12/08, como temperatura máxima atingida e energia térmica acumulada ao longo do dia, encontrou-se a eficiência atingida pelos três reservatórios térmicos estudados, como mostra a Tabela 4.3.

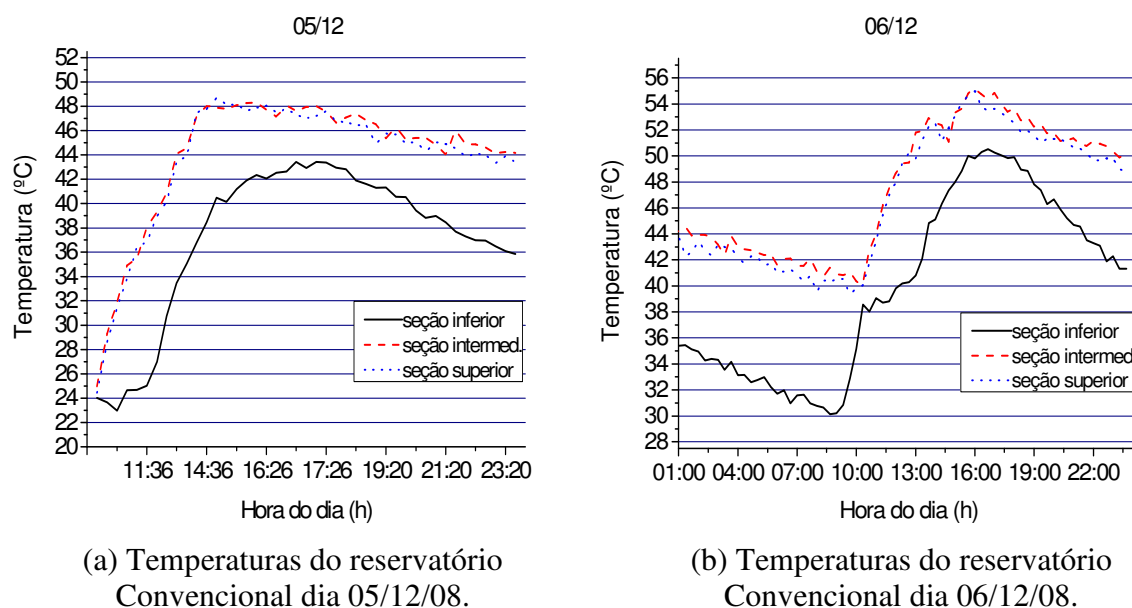


Figura 4.12 – Temperaturas do reservatório Convencional do dia 05 a 06/12/2008. (a) Temperaturas do reservatório Convencional dia 05/12/08. (b) Temperaturas do reservatório Convencional dia 06/12/08.

Comparando as Figuras 4.10 e 4.11 com a Figura 4.12 se observa que as temperaturas nos reservatórios dos aquecedores solares de baixo custo atingiram valores menores, porém próximos aos valores das temperaturas atingidas pelo reservatório convencional.

Tabela 4.3 – Eficiência atingida pelos reservatórios térmicos com termossifão dia 05/12/08.

Reservatório	$T_{inicial}$ [° C]	T_{final} [° C]	$Q_{acumulado}$ [kJ]	A_c [m ²]	$\sum I$ [kJ / m ²]	$\sum I_T$ [kJ / m ²]	η [%]	η_T [%]
PP	24,7	44,7	7507	1	20974	17865	35,7	42,0
PVC	23,8	44,4	7758	1	20974	17865	36,9	43,4
Convencional	24,4	45,7	8902	1	20974	17865	42,4	49,8

A Tabela 4.3 mostra que os dois reservatórios de baixo custo apresentaram desempenhos térmicos muito semelhantes e satisfatórios, e que o reservatório da placa coletora de PVC teve um acúmulo de energia térmica de aproximadamente 3,3% maior do que o reservatório da placa de PP neste terceiro dia de ensaio, e como era de se esperar ambos apresentaram valores de eficiência menores que o reservatório convencional.

4.1.4 Quarto ensaio nos reservatórios

Os valores médios registrados de radiação solar incidente no dia 09/12/08 na cidade de Uberlândia podem ser observados na Figura 4.13:

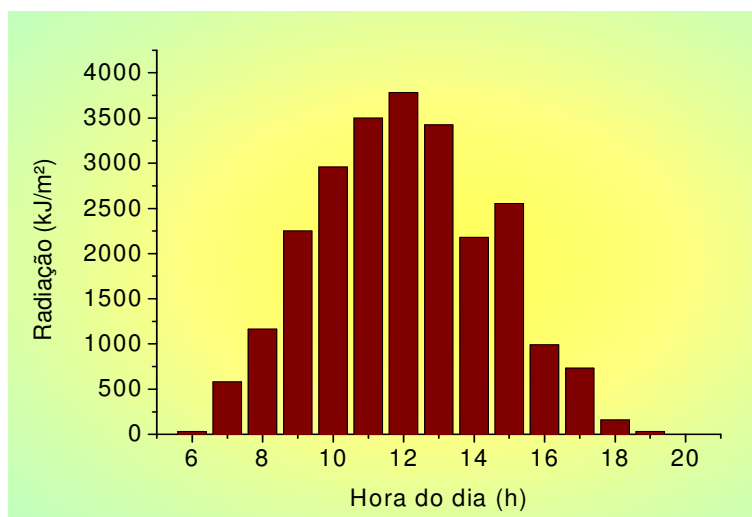


Figura 4.13 - Radiação incidente no coletor no dia 09 de dezembro de 2008 (fonte: INMET).

O reservatório PP levou aproximadamente 7h para elevar a temperatura média da água de 19,20°C para 41,86°C, como pode ser observado na Figura 4.14.

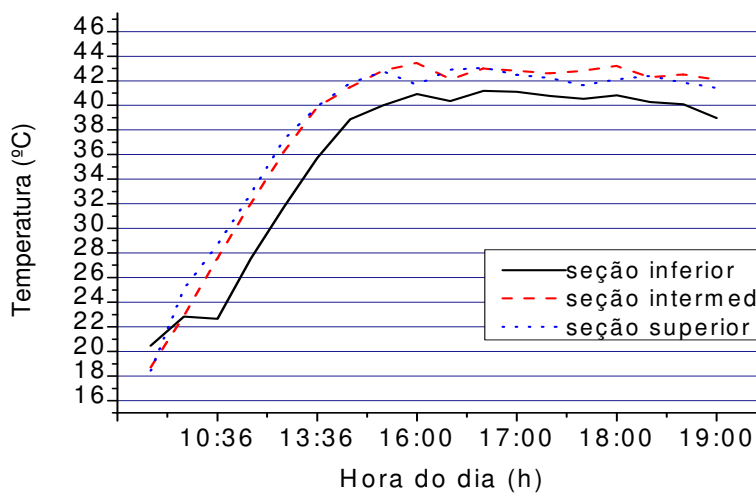


Figura 4.14– Temperaturas do reservatório PP no dia 09/12/08.

A análise do desempenho térmico do reservatório PP ao longo do dia é apresentada na Tabela AIII. 10 do apêndice III.

O reservatório PVC levou aproximadamente 7h para elevar a temperatura média da água de 19,3°C a 45,6°C, como pode ser observado na Figura 4.15.

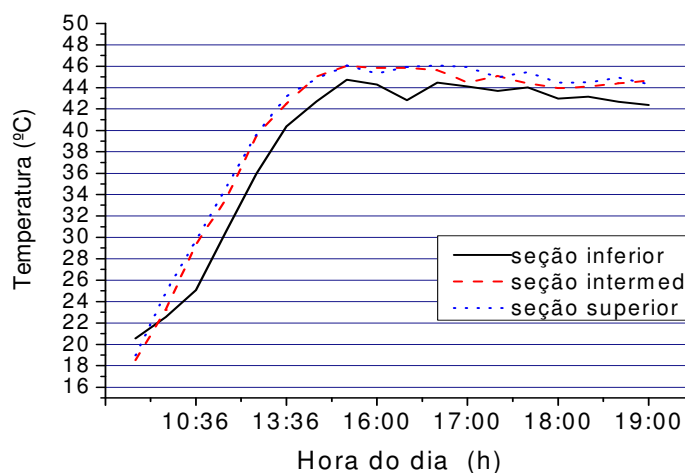


Figura 4.15– Temperaturas do reservatório PVC no dia 09/12/08.

A análise do desempenho térmico do reservatório PVC ao longo do dia é apresentada na Tabela AIII. 11 do apêndice III.

O reservatório Convencional levou aproximadamente 7h para elevar a temperatura média da água de 22,7°C para 46,5°C, como pode ser observado na Figura 4.16.

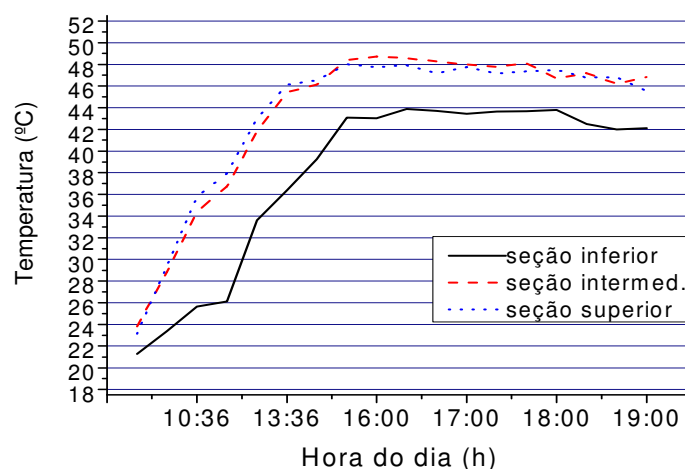


Figura 4.16– Temperaturas do reservatório Convencional no dia 09/12/08.

A análise do desempenho térmico do reservatório Convencional ao longo do dia é apresentada na Tabela AIII. 12 do apêndice.

Com os resultados apresentados pelos três sistemas de aquecimento no dia 09/12/08, como temperatura máxima atingida e energia térmica acumulada ao longo do dia, encontrou-se a eficiência atingida pelos reservatórios térmicos, como mostra a Tabela 4.4.

Tabela 4.4 – Eficiência atingida pelos reservatórios térmicos em termossifão dia 09/12/08.

Reservatório	$T_{inicial}$ [° C]	T_{final} [° C]	$Q_{acumulado}$ [kJ]	A_c [m ²]	$\sum I$ [kJ / m ²]	$\sum I_T$ [kJ / m ²]	η [%]	η_T [%]
PP	19,2	41,8	8515	1	20653	17542	41,2	48,5
PVC	19,3	45,6	9866	1	20653	17542	47,7	56,2
Convencional	22,7	46,5	9913	1	20653	17542	47,9	56,5

A Tabela 4.4 mostra que neste quarto ensaio realizado com os aquecedores solares, os dois reservatórios de baixo custo apresentaram desempenho térmico satisfatório, principalmente o reservatório do coletor de PVC, que atingiu uma eficiência térmica idêntica ao reservatório convencional.

Na Tabela 4.5 são apresentados os valores encontrados da eficiência térmica e da temperatura máxima atingida pelos três reservatórios em termossifão estudados ao longo dos quatro dias de medição:

Tabela 4.5 – Eficiência e Temperatura dos reservatórios nos 4 dias de medição.

Reservatório	28/11/08	02/12/08	05/12/08	09/12/08	Média
PP	41,3 %	46,5 %	42,0 %	48,5 %	$\bar{\eta}_T = 44,5 \%$
	41,5 °C	41,6 °C	44,7 °C	41,8 °C	$\bar{T}_{máx} = 42,4^\circ\text{C}$
PVC	41,3 %	47,4 %	43,4 %	56,2 %	$\bar{\eta}_T = 47,1 \%$
	41,1 °C	41,8 °C	44,4 °C	45,6 °C	$\bar{T}_{máx} = 43,2^\circ\text{C}$
Convencional	46,9 %	50,6 %	49,8 %	56,5 %	$\bar{\eta}_T = 50,9 \%$
	44,5 °C	43,2 °C	45,7 °C	46,5 °C	$\bar{T}_{máx} = 45,0^\circ\text{C}$

Os resultados obtidos nos quatro ensaios com o sistema termossifão mostraram que os dois aquecedores solares de baixo custo analisados apresentaram valores muito próximos de temperatura final e eficiência. Deve-se ressaltar que os coletores sem coberturas analisados possuem estruturas diferentes, sendo que a placa de PVC possui canais maiores e em menor quantidade, circulando assim um maior volume de água dentro da placa (10 L), enquanto que a placa de PP possui uma maior quantidade de canais e com diâmetros menores, circulando assim um menor volume de água dentro da placa (4 L).

Pela análise da Tabela 4.5, os aquecedores solares de baixo custo apresentaram um ótimo desempenho térmico, atingindo valores de eficiência e de temperatura próximos aos valores atingidos pelo reservatório convencional.

4.2 Coeficiente Global de Troca Térmica do Reservatório (UA)

Escolhidos o tipo e a espessura de isolante dos reservatórios de baixo custo, no Capítulo III, foi então feita a análise das perdas térmicas pelo cálculo do coeficiente global de troca térmica entre o reservatório de água quente e o ambiente. Os valores para este coeficiente oscilam entre $0,01 \text{ kW}/^{\circ}\text{C}$ e $0,25 \text{ kW}/^{\circ}\text{C}$, dependendo da forma de instalar o reservatório de água quente e sua conexão com o reservatório de água fria.

Armazenadores de aço inox que usam espuma de poliuretano como isolante, comumente encontrados no mercado, possuem coeficientes globais, UA , da ordem de $2 \text{ W}/^{\circ}\text{C}$ (JURADO, 2004).

Os gráficos das Figuras 4.6, 4.7 e 4.8 representam a evolução da temperatura dentro dos três reservatórios térmicos estudados durante três dias de acompanhamento, de 02/12/08 até o dia 04/12/08.

Através de dados adquiridos experimentalmente entre a noite do dia 02/12 e a madrugada do dia 03/12, calculou-se a energia dissipada para o ambiente durante este período. Com os resultados pode-se encontrar o fluxo de calor para o ambiente e o coeficiente global de troca térmica do reservatório. Deve se ressaltar que a energia dissipada pela placa coletora não atinge o desempenho do reservatório térmico pois não há circulação de água dentro da placa a noite.

O monitoramento do reservatório foi iniciado desde o momento que o sol deixa de fornecer energia para o coletor, até o momento que ele retorna a fornecer energia para o sistema no dia seguinte.

Pode-se observar na Figura 4.5 o registro de radiação de 2 a 4 de dezembro de 2008. Iniciam-se as análises as 19 h do dia 02 de dezembro e termina-se às 7h do dia seguinte.

A temperatura ambiente média durante a noite do dia 02/12 e a madrugada do dia 03/12 foi de $T_{amb} = 21,2$ °C (fonte: INMET).

Para conhecer o coeficiente de troca térmica utiliza-se a Equação (4.1), onde representa a taxa de transferência de calor por convecção para o ambiente.

$$\dot{Q}_{amb} = UA(\bar{T}_r - \bar{T}_{amb}) \quad (4.1)$$

A taxa de transferência de calor é calculada usando a Equação. (4.2):

$$\dot{Q}_{amb} = \frac{Q_{\tau}}{\Delta_{\tau}} \quad (4.2)$$

$\Delta_{\tau} = 43200$ s (tempo entre 19 h de 02 de dezembro as 7 h da manhã seguinte).

A energia dissipada para o ambiente no período da noite Q_{τ} é calculada pela Equação (4.3), onde m é a massa de cada camada estratificada em kg. Para o estudo considerou-se a água estratificada em 3 camadas de igual massa (30 kg), sendo $C_p = 4,174$ [kJ/kg °C] o calor específico da água. Tri são as três temperaturas da água de cada seção monitoradas no reservatório.

$$Q_{\tau} = \Sigma Q_{t,i} = \Sigma (mC_p \Delta Tri) \quad (4.3)$$

A Figura 4.17 mostra o comportamento térmico da água no reservatório PP, no qual a temperatura média foi de $\bar{T}_r = 40,3$ °C durante a noite de 2 de dezembro até o amanhecer do dia 3 de dezembro.

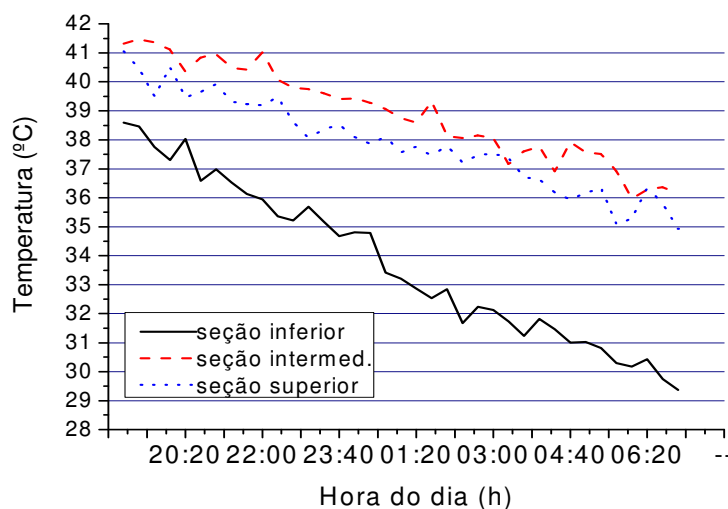


Figura 4.17- Evolução das temperaturas no reservatório PP durante a noite do dia 02 até o amanhecer do dia 03 de dezembro.

A Tabela 4.6 mostra os valores de temperatura registrados e os resultados da energia dissipada para cada uma das três seções.

Tabela 4.6– Energia dissipada para o ambiente na noite de 02/12/2008.

Camada	T_i [°C]	T_f [°C]	$Q_{t,i}$ [kJ]
Superior	41	34, 9	767
Intermediária	41, 3	36, 1	646
Inferior	38, 5	29, 3	1.156

Substituindo os resultados da Tabela 4.6 na Equação (4.2) obtém-se $\dot{Q}_{amb} = 0,05948 \text{ kJ/s}$. Substituindo na Equação (4.1) resulta:

$$UA = \frac{\dot{Q}_{amb}}{(\bar{T}_r - \bar{T}_{amb})} = \frac{59,48 \text{ W}}{(40,3 - 21,2)^\circ \text{C}} = 3,124 \text{ W/}^\circ \text{C}$$

A Figura 4.18 mostra o comportamento térmico da água no reservatório PVC durante a noite de 2 de dezembro até o amanhecer do dia 3 de dezembro.

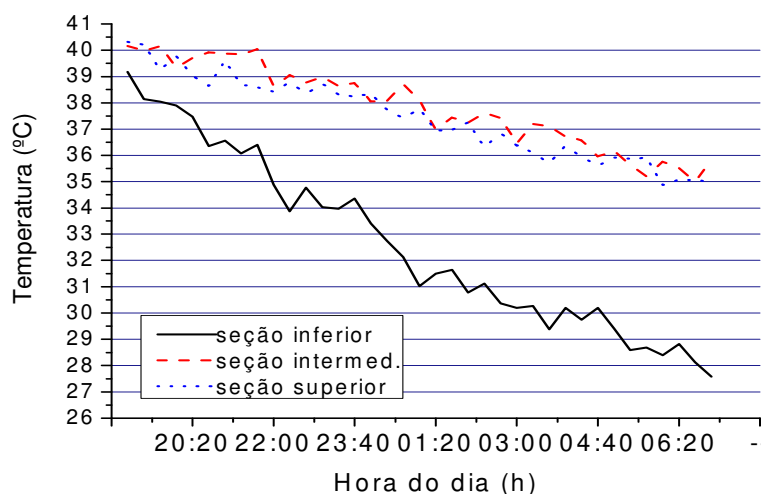


Figura 4.18– Evolução das temperaturas no reservatório PVC durante a noite do dia 02 até o amanhecer do dia 03 de dezembro.

A temperatura média no reservatório PVC é de $\bar{T}_r = 39,8^\circ\text{C}$ como pode ser observado na Figura 4.18 anterior.

A Tabela 4.7 mostra os valores de temperatura registrados e os resultados da energia dissipada para cada uma das três seções.

Tabela 4.7 – Energia dissipada para o ambiente na noite de 02/12/2008.

Camada	$T_i [^\circ\text{C}]$	$T_f [^\circ\text{C}]$	$Q_{t,i} [\text{kJ}]$
Superior	40,3	34,9	668
Intermediária	40,1	35,8	670
Inferior	39,1	27,5	1450

Substituindo os resultados da Tabela 4.7 na Equação. (4.2) obtém-se $\dot{Q}_{amb} = 0,06454 \text{ kJ} / \text{s}$. Substituindo na Equação (4.1) resulta:

$$UA = \frac{\dot{Q}_{amb}}{(\bar{T}_r - \bar{T}_{amb})} = \frac{64,54 \text{ W}}{(39,8 - 21,2)^\circ\text{C}} = 3,468 \text{ W} / ^\circ\text{C}$$

A Figura 4.19 mostra o comportamento térmico da água no reservatório Convencional durante a noite de 2 de dezembro até o amanhecer do dia 3 de dezembro.

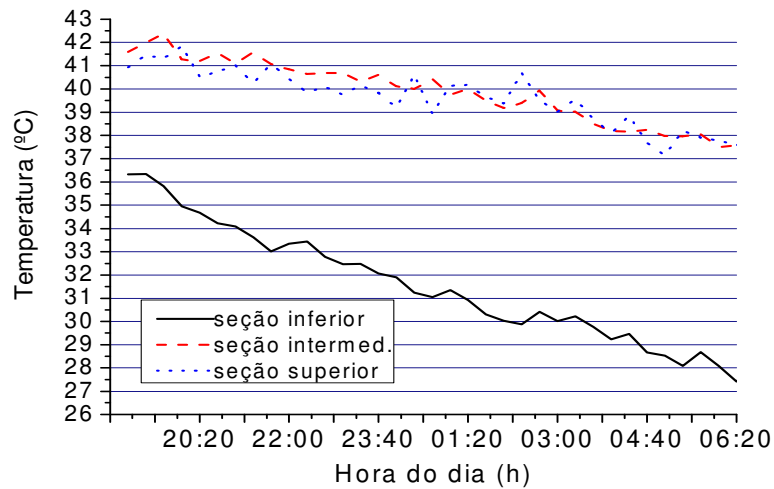


Figura 4.19– Evolução das temperaturas no reservatório Convencional durante a noite do dia 02 até o amanhecer do dia 03 de dezembro.

A temperatura média inicial no reservatório é de $\bar{T}_r = 39,6^\circ\text{C}$ como pode ser observado na Figura 4.19 anterior.

A Tabela 4.8 mostra os valores de temperatura registrados e os resultados da energia dissipada para cada uma das três seções.

Tabela 4.8– Energia dissipada para o ambiente na noite de 02/12/2008.

Camada	$T_i [^\circ\text{C}]$	$T_f [^\circ\text{C}]$	$Q_{t,i} [\text{kJ}]$
Superior	40,9	37,5	420
Intermediária	41,5	37,5	502
Inferior	36,3	28,1	1024

Substituindo os resultados da Tabela 4.8 na Equação (4.2) obtém-se $\dot{Q}_{amb} = 0,04505 \text{ kJ/s}$. Substituindo na Equação (4.1) resulta:

$$UA = \frac{\dot{Q}_{amb}}{(\bar{T}_r - \bar{T}_{amb})} = \frac{45,05 \text{ W}}{(39,6 - 21,2)^\circ\text{C}} = 2,456 \text{ W/}^\circ\text{C}$$

Os coeficientes globais de troca térmica dos reservatórios de baixo custo calculados estão dentro dos valores encontrados na literatura e são valores satisfatórios quando

comparados ao coeficiente do reservatório convencional. Assim, conclui-se que os reservatórios de baixo custo possuem baixas perdas térmicas quando comparados com o reservatório convencional.

4.3 Eficiência dos sistemas bombeados

Foram feitos cinco ensaios nos dois aquecedores solares de baixo custo (com placa de PVC e com placa de PP) com circulação forçada, sendo usados nos testes vazões de 20 L/h, 40 L/h e 60 L/h, dentro da faixa de operação das bombas peristálticas. Foram medidas as temperaturas dentro dos reservatórios térmicos de baixo custo e também na entrada e saída das placas coletoras sem cobertura. De posse dos dados de radiação solar encontrou-se a eficiência dos reservatórios.

4.3.1 Vazão de recirculação de 20 L/h

Foi realizado um experimento com os sistemas em batelada operando a uma vazão de recirculação de 20 L/h no dia 04/02/09, que foi um dia de tempo parcialmente nublado. Os dados de radiação para este dia são apresentados na Figura 4.20.

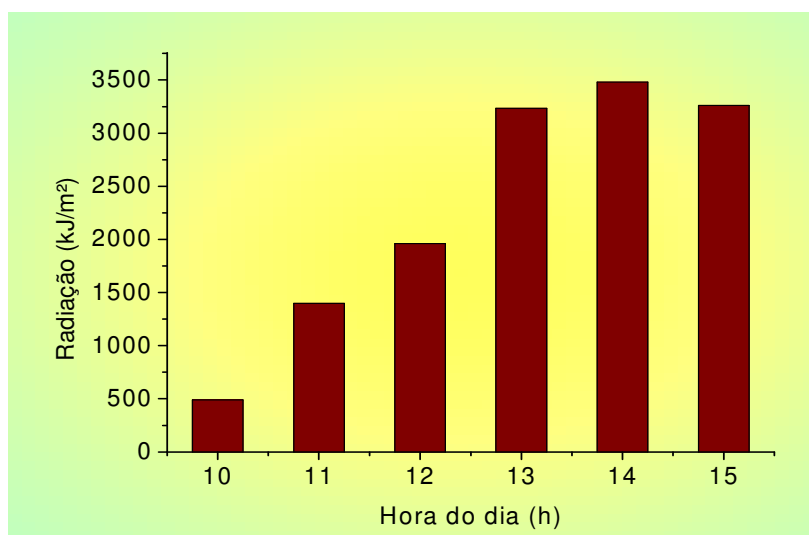


Figura 4.20 - Radiação incidente no coletor no dia 04 de fevereiro de 2009 (fonte: INMET).

O comportamento térmico no reservatório do coletor de PP e no reservatório do coletor de PVC operando a 20 L/h neste dia é mostrado na Figura 4.21 e 4.22, na qual pode se

observar que o reservatório do coletor de PP levou aproximadamente 6h para elevar a temperatura média da água de 25,3°C a 31,9°C, conforme a Tabela AIII. 13 no apêndice AIII, enquanto que o reservatório do coletor de PVC levou aproximadamente 6h para elevar a temperatura média da água de 25,8°C a 31,5°C, conforme a Tabela AIII. 14 no apêndice AIII.

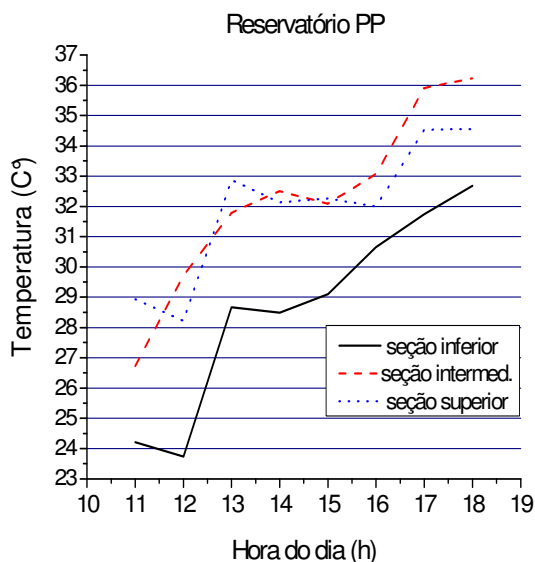


Figura 4.21 - Temperaturas no reservatório do coletor de PP dia 04/02/09.

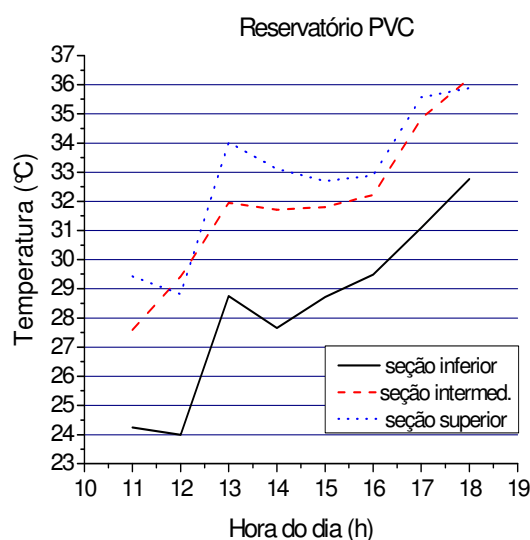


Figura 4.22 - Temperaturas no reservatório do coletor de PVC dia 04/02/09.

A eficiência atingida pelos dois reservatórios térmicos no dia de ensaio operando a 20 L/h é mostrada na Tabela 4.9.

Tabela 4.9 – Eficiência dos reservatórios alternativos com vazão de recirculação de 20 L/h.

Reservatório	$T_{inicial}$ [° C]	T_{final} [° C]	$Q_{acumulado}$ [kJ]	A_c [m ²]	$\sum I$ [kJ / m ²]	$\sum I_T$ [kJ / m ²]	η [%]	η_T [%]
PP	25,3	31,9	2452	1	8534	8052	28,7	30,4
PVC	25,8	31,5	2146	1	8534	8052	25,1	26,6

Pela análise da Tabela 4.9, nota-se que os reservatórios de baixo custo não atingiram valores de eficiência consideráveis quando trabalharam com taxas de recirculação em torno de 20 L/h e que o reservatório da placa de PP obteve um maior desempenho térmico neste dia de ensaio.

As temperaturas médias de entrada e saída no coletor de PP e no coletor de PVC podem ser observadas na Figura 4.23 e Figura 4.24 respectivamente.

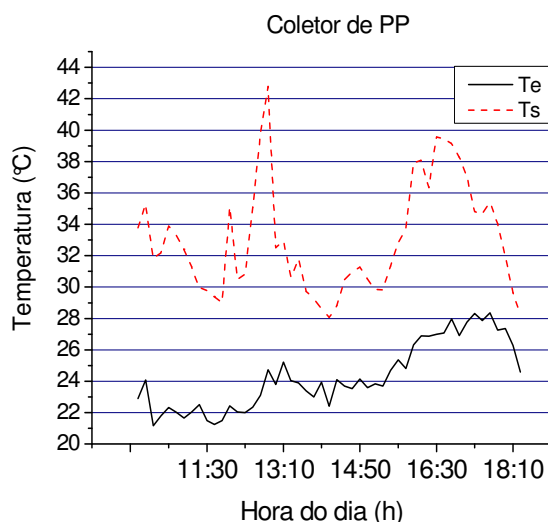


Figura 4.23 – Temperaturas do coletor de PP dia 04/02/09.

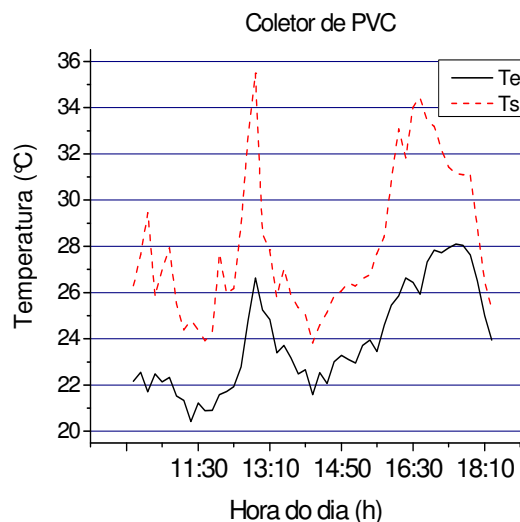


Figura 4.24 – Temperaturas do coletor de PVC dia 04/02/09.

Analisando as figuras anteriores, nota-se que os dois coletores tiveram comportamentos similares frente às variações de radiação no dia, mas que o coletor de forro de PVC é mais sensível às variações de radiação solar incidente. Já o coletor de PP apresentou uma maior variação de temperatura, ou seja, transferiu uma maior quantidade de calor útil à água quando comparado à placa de forro de PVC. Isto pode ser confirmado na Tabela 4.10, na qual é mostrado o calor útil transferido à água por estes dois tipos de coletores sem cobertura a uma vazão de recirculação de 20 L/h (0,0053 kg/s).

Tabela 4.10 – Calor útil transferido à água com vazão de recirculação de 20 L/h.

I	I_T	G_T	COLETOR DE PVC				COLETOR DE PP			
			$t [h]$	$T_e [^{\circ}C]$	$T_s [^{\circ}C]$	$Q_u [W]$	$T_e [^{\circ}C]$	$T_s [^{\circ}C]$	$Q_u [W]$	
2015	1863,8	517,7	10:00	22,2	27,3	113,7	22,3	33,3	243,1	
1258	1187,2	329,8	11:00	21,	24,5	77,2	21,7	30,3	189,3	
2445	2279,8	633,2	12:00	23,2	29,5	138,7	22,7	35,6	285,3	
774,7	732,3	203,4	13:00	23,8	26,7	64,8	23,8	31,1	160,6	
831,4	893,1	248,0	14:00	22,5	25	56,6	23,6	29,7	134,5	
1210	1095,6	304,3	15:00	23,6	27	75,4	24,3	27,0	59,7	

A Tabela 4.10 mostra que para uma mesma vazão de recirculação de 0,0053 kg/s, o coletor de polipropileno (PP) transferiu uma maior quantidade de calor para a água do que o coletor de PVC.

4.3.2 Vazão de recirculação de 40 L/h

Foram realizados dois experimentos com os sistemas operando a uma vazão de 40 L/h em batelada. O primeiro experimento ocorreu no dia 10/02/09, que foi um dia de tempo parcialmente nublado e os dados de radiação para este dia são apresentados na Figura 4.25.

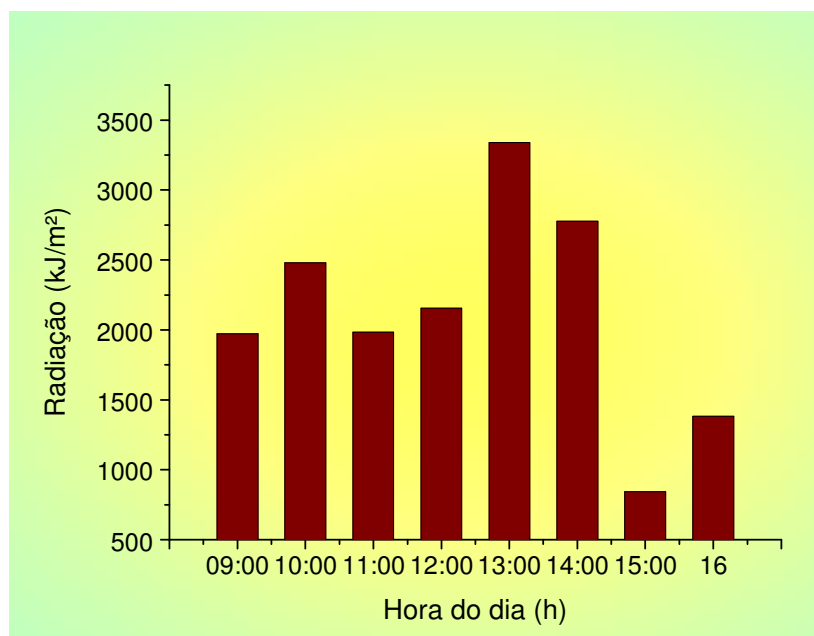


Figura 4.25 - Radiação incidente no coletor no dia 10 de fevereiro de 2009 (fonte: INMET).

O comportamento térmico no reservatório do coletor de PP e no reservatório do coletor de PVC operando a 40 L/h neste dia é mostrado na Figura 4.26 e 4.27, na qual pode se observar que o reservatório do coletor de PP levou aproximadamente 6h para elevar a temperatura média da água de 24,3 °C para 40,6 °C, conforme a Tabela AIII. 15 no apêndice AIII, enquanto que o reservatório do coletor de PVC levou aproximadamente 6h para elevar a temperatura média da água de 23,9 °C para 40,2 °C, conforme a Tabela AIII. 16 no apêndice AIII.

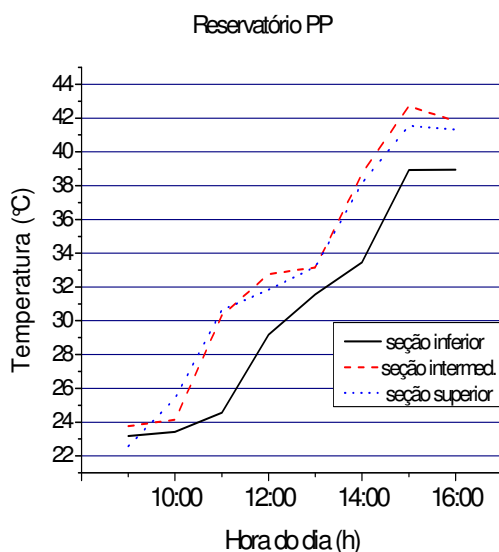


Figura 4.26 – Temperaturas no reservatório do coletor de PP dia 10/02/09.

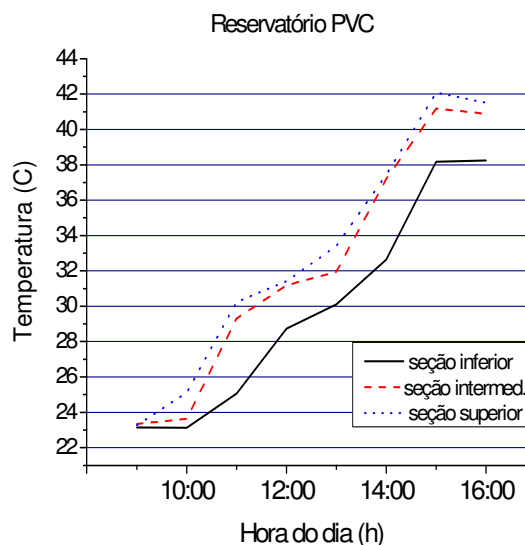


Figura 4.27 – Temperaturas no reservatório do coletor de PVC dia 10/02/09.

A eficiência atingida pelos dois reservatórios térmicos no dia 10/02/09 é mostrada na Tabela 4.11.

Tabela 4.11 – Eficiência dos reservatórios alternativos com vazão de 40 L/h no dia 10/02/09.

Reservatório	$T_{inicial}$ [° C]	T_{final} [° C]	$Q_{acumulado}$ [kJ]	A_c [m ²]	$\sum I$ [kJ / m ²]	$\sum I_T$ [kJ / m ²]	η [%]	η_r [%]
PP	24,3	40,6	6152	1	13576	12735	45,3	48,3
PVC	23,9	40,2	6105	1	13576	12735	44,9	47,9

Pela análise da Tabela 4.11, nota-se que os reservatórios térmicos atingiram maiores valores de eficiência quando trabalharam com taxas de recirculação intermediárias em torno de 40 L/h e que o reservatório da placa de PP obteve um maior desempenho térmico neste dia de ensaio.

O segundo teste com os aquecedores solares operando a vazão de 40 L/h ocorreu em 11/02/09, que foi um dia de céu claro. Os dados de radiação para este dia são apresentados na Figura 4.28

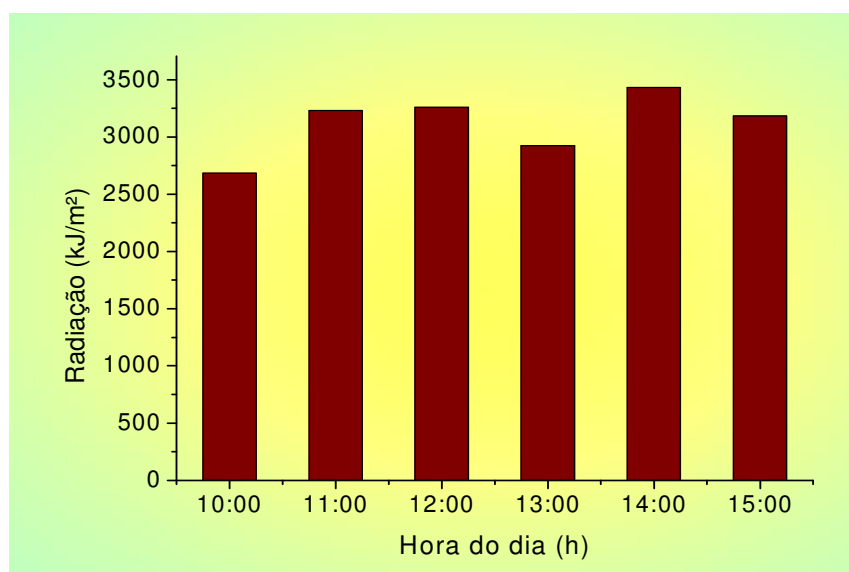


Figura 4.28 - Radiação incidente no coletor no dia 11 de fevereiro de 2009 (fonte: INMET).

O comportamento térmico no reservatório do coletor de PP e no reservatório do coletor de PVC operando a 40 L/h neste dia é mostrado na Figura 4.29 e 4.30, na qual pode se observar que o reservatório do coletor de PP levou aproximadamente 6h para elevar a temperatura média da água de 23,7 °C para 46,7 °C, conforme a Tabela AIII. 17 no apêndice AIII, enquanto que o reservatório do coletor de PVC levou aproximadamente 6h para elevar a temperatura média da água de 23,5 °C para 45,5 °C, conforme a Tabela AIII.18 no apêndice AIII.

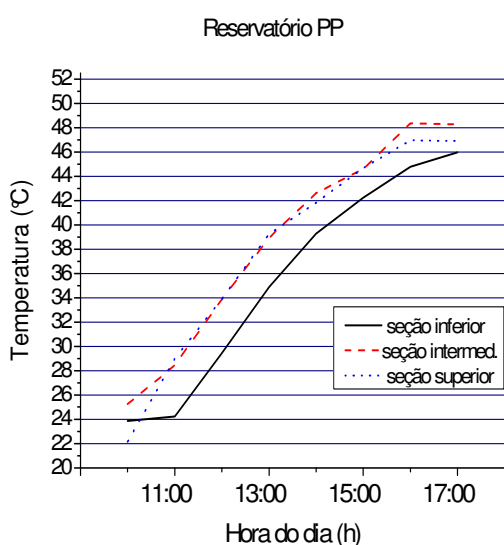


Figura 4.29 – Temperaturas no reservatório do coletor de PP dia 11/02/09.

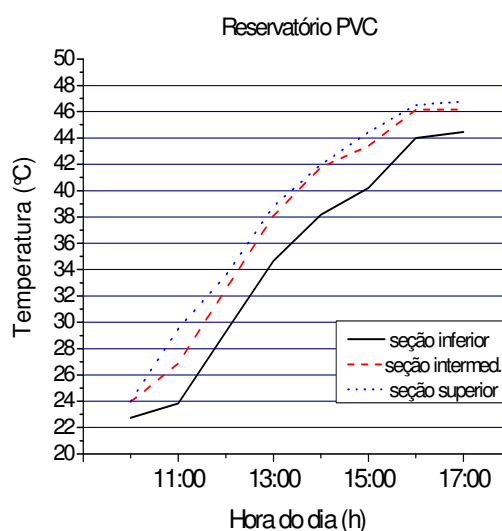


Figura 4.30 - Temperaturas no reservatório do coletor de PVC dia 11/02/09.

A eficiência atingida pelos dois reservatórios térmicos no dia 11/02 é mostrada na Tabela 4.12.

Tabela 4.12 – Eficiência dos reservatórios alternativos com vazão de 40 L/h no dia 11/02.

Reservatório	$T_{inicial}$ [° C]	T_{final} [° C]	$Q_{acumulado}$ [kJ]	A_c [m ²]	$\sum I$ [kJ / m ²]	$\sum I_T$ [kJ / m ²]	η [%]	η_T [%]
PP	23,7	46,7	8620	1	18717	17128	46,0	50,3
PVC	23,5	45,5	8258	1	18717	17128	44,1	48,2

Os valores de eficiência que os sistemas alcançaram neste dia são próximos aos valores atingidos no dia 10/02. Confirmando que os aquecedores solares de baixo custo apresentam um bom desempenho térmico quando trabalham com vazões de recirculação em torno de 40 L/h. Isto pode ser verificado pela análise das Figuras 4.26, 4.27, 4.29 e 4.30, nas quais se observa que as camadas de água quente e intermediária permaneceram mais afastadas da camada mais fria no fundo do reservatório, maximizando a saída de água fria para o coletor.

Os valores de eficiência apresentados pelo sistema bombeado nesta vazão de 40 L/h foram superiores aos valores de eficiência atingidos com os aquecedores em termossifão.

As temperaturas médias de entrada e saída no coletor de PP e no coletor de PVC trabalhando com vazão de recirculação de 40 L/h (0,0106 kg/s) podem ser observadas nas Figura 4.31 e Figura 4.32 respectivamente.

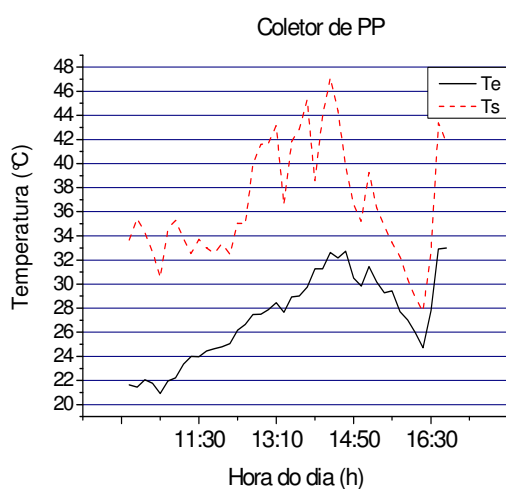


Figura 4.31 – Temperaturas do coletor de PP dia 10/02/09.

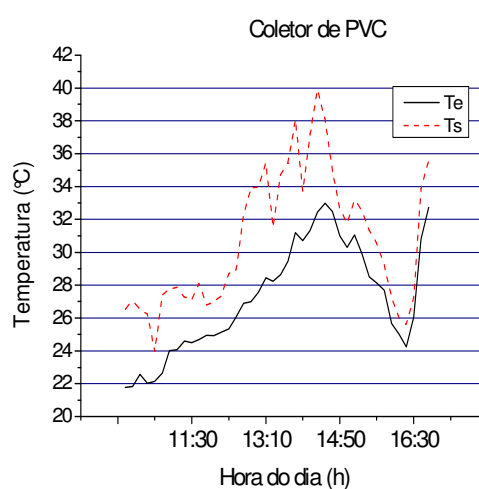


Figura 4.32 – Temperaturas do coletor de PVC dia 10/02/09.

Analisando as figuras anteriores, nota-se que os dois coletores apresentaram comportamentos similares frente às variações de radiação do dia. Uma queda na radiação às 15h00min, conforme mostrado na Figura 4.25 anterior, provocou uma queda brusca nas temperaturas de entrada e saída dos coletores, mostrando que estes coletores sem cobertura são bastante sensíveis às mudanças climáticas, como radiação, temperatura ambiente e principalmente o vento. O coletor de PP apresentou uma maior variação de temperatura, ou seja, transferiu uma maior quantidade de calor útil à água quando comparado à placa de forro de PVC. Isto pode ser confirmado na Tabela 4.13, na qual é mostrado o calor útil transferido à água por estes dois tipos de coletores sem cobertura a uma vazão de recirculação de 40 L/h (0,0106 kg/s).

Tabela 4.13 – Calor útil transferido à água com vazão de recirculação de 40 L/h.

I	I_T	G_T	COLETOR DE PVC				COLETOR DE PP			
			$t [h]$	$Te [^{\circ}C]$	$Ts [^{\circ}C]$	$Q_u [W]$	$Te [^{\circ}C]$	$Ts [^{\circ}C]$	$Q_u [W]$	
$[kJ/m^2]$	$[kJ/m^2]$	$[W/m^2]$								
2480	2259,2	627,5	10	22,1	26,2	182,2	21,6	33,5	526,9	
1984	1859,1	516,4	11	24,4	31,8	325,1	23,7	33,4	429,6	
2154	2017,8	560,5	12	25,8	29,7	168,5	26,2	36,2	441,5	
3338	3049,5	847,1	13	28,9	34,8	262,8	28,6	41,9	588	
2777	2509,2	697	14	31,8	36	188,9	31,8	41,7	435,8	
843,8	1040,3	288,9	15	29,2	31,4	95,5	29,6	35,2	245,9	

A Tabela 4.13 mostra que para uma mesma vazão de recirculação de 40L/h, o coletor de polipropileno (PP) transferiu uma maior quantidade de calor para a água que o coletor de PVC. Analisando os valores apresentados na tabela nota-se ainda que uma vazão de 20 L/h, como a utilizada no ensaio anterior, não foi suficiente para transferir a mesma quantidade de calor que foi transferida à água quando os coletores operaram a uma vazão de 40L/h.

4.3.3 Vazão de recirculação de 60 L/h

Foram realizados dois experimentos com os sistemas em batelada operando a uma vazão de recirculação de 60 L/h. O primeiro experimento ocorreu no dia 30/01/09, que foi um dia de céu claro e os dados de radiação para este dia são apresentados na Figura 4.33.

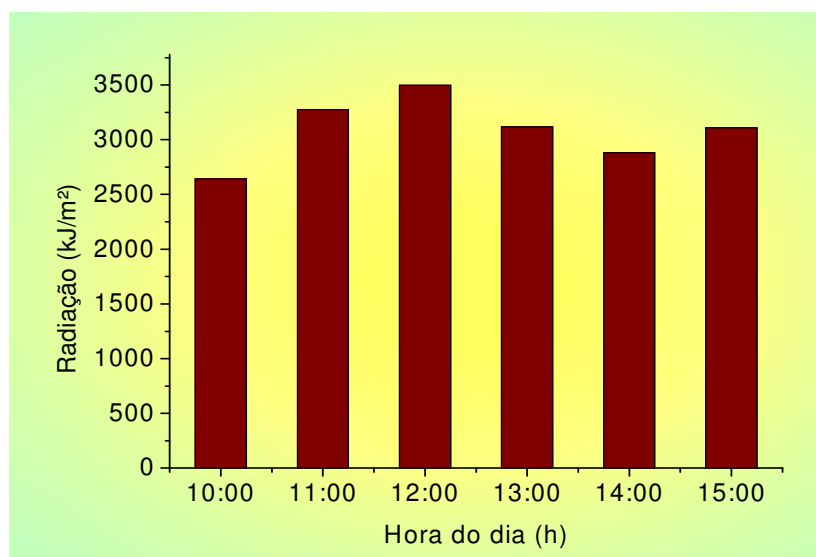


Figura 4.33 - Radiação incidente no coletor no dia 30 de janeiro de 2009 (fonte: INMET).

O comportamento térmico no reservatório do coletor de PP e no reservatório de PVC operando a 60 L/h neste dia é mostrado na Figura 4.34 e 4.35, na qual pode se observar que o reservatório do coletor de PP levou aproximadamente 6h para elevar a temperatura média da água de 25,8 °C para 45 °C, conforme mostra a Tabela AIII. 19 no apêndice AIII, enquanto que o reservatório do coletor de PVC levou aproximadamente 6h para elevar a temperatura média da água de 26,4 °C para 44,4 °C, conforme mostra a Tabela AIII. 20 no apêndice AIII.

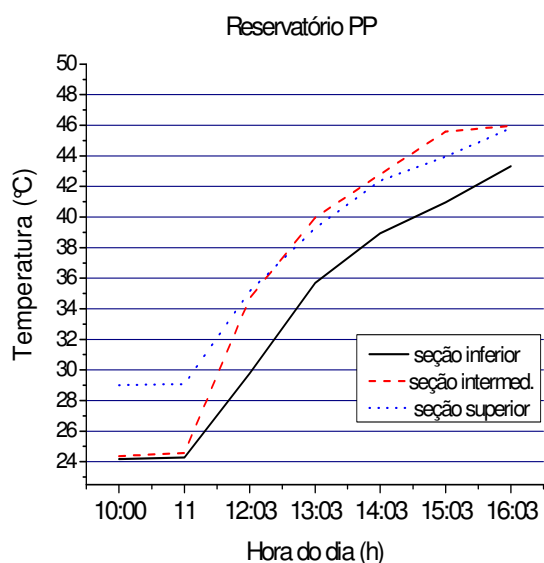


Figura 4.34 – Temperaturas no reservatório do coletor de PP dia 30/01/09.

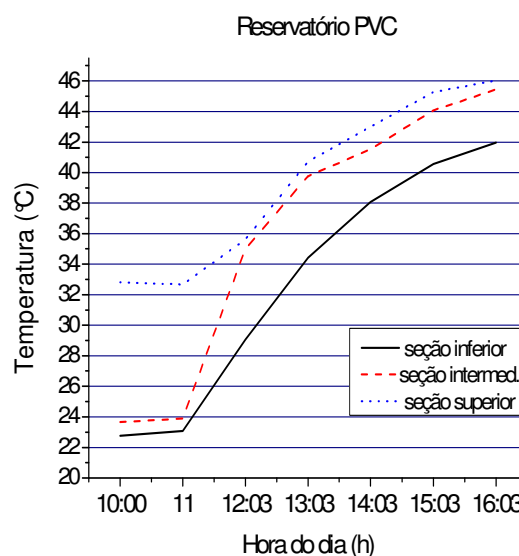


Figura 4.35 – Temperaturas no reservatório do coletor de PVC dia 30/01/09.

A eficiência atingida pelos dois reservatórios térmicos no dia 30/01 é mostrada na Tabela 4.14.

Tabela 4.14 – Eficiência dos reservatórios alternativos com vazão de 60 L/h dia 30/01.

Reservatório	$T_{inicial}$ [° C]	T_{final} [° C]	$Q_{acumulado}$ [kJ]	A_c [m ²]	$\sum I$ [kJ / m ²]	$\sum I_T$ [kJ / m ²]	η [%]	η_r [%]
PP	25,8	45	7208	1	18525	16439	38,9	43,8
PVC	26,4	44,4	6787	1	18525	16439	36,6	41,2

Observa-se pela Tabela 4.14 que com um aumento na vazão de recirculação de 40 L/h para 60 L/h, os reservatórios térmicos tiveram seus valores de eficiência reduzidos, quando comparados aos valores encontrados com vazões de 40 L/h. Novamente o reservatório da placa de PP obteve um maior desempenho térmico neste dia de ensaio.

A segunda corrida feita nos sistemas de aquecimento com vazão de 60 L/h ocorreu em 12 de fevereiro de 2009, que foi um dia de céu claro e os dados de radiação para este dia são apresentados na Figura 4.36.

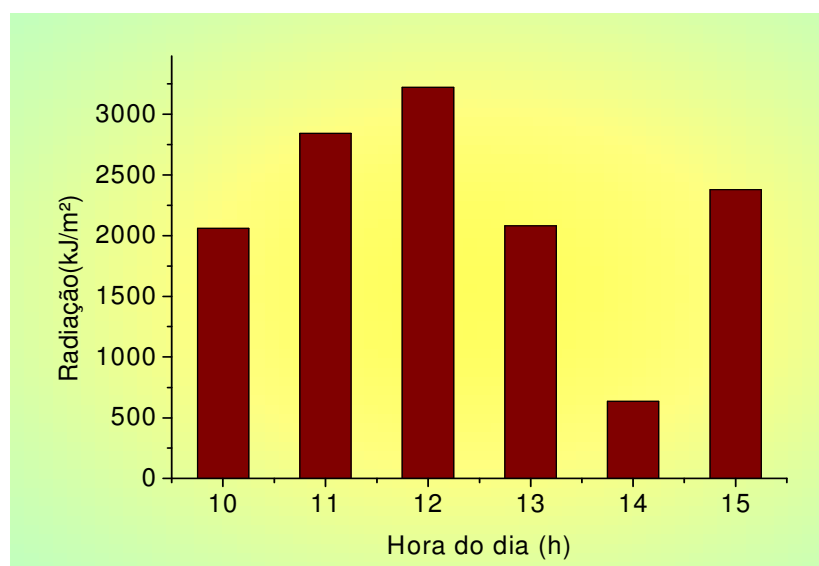


Figura 4.36 - Radiação incidente no coletor no dia 12 de fevereiro de 2009 (fonte: INMET).

O comportamento térmico no reservatório do coletor de PP e no reservatório do coletor de PVC operando a 60 L/h neste dia é mostrado na Figura 4.37 e 4.38, na qual pode se observar que o reservatório do coletor de PP levou aproximadamente 6h para elevar a temperatura média da água de 26,9 °C para 40,6 °C, conforme mostra a Tabela AIII. 21 no

apêndice AIII, enquanto que o reservatório do coletor de PVC levou aproximadamente 6h para elevar a temperatura média da água de 27,9 °C para 40 °C, conforme mostra a Tabela AIII. 22 no apêndice AIII.

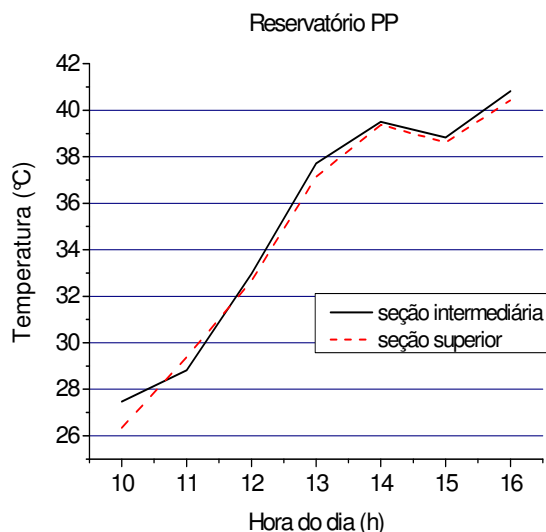


Figura 4.37 – Temperaturas no reservatório do coletor de PP dia 12/02/09.

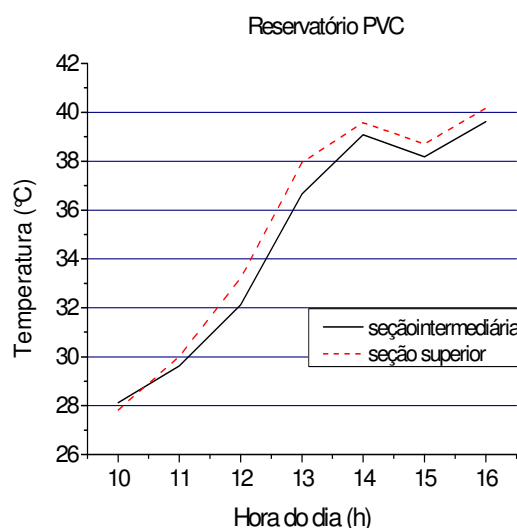


Figura 4.38 – Temperaturas no reservatório do coletor de PVC dia 12/02/09.

Neste dia de medição, foi possível medir somente as temperaturas no meio e topo dos reservatórios, mais isso não atrapalhou o cálculo da eficiência dos reservatórios.

A eficiência atingida pelos dois reservatórios térmicos no dia 12/02 é mostrada na Tabela 4.15.

Tabela 4.15 – Eficiência dos reservatórios alternativos com vazão de 60 L/h dia 12/02.

Reservatório	$T_{inicial}$ [° C]	T_{final} [° C]	$Q_{acumulado}$ [kJ]	A_c [m ²]	$\sum I$ [kJ / m ²]	$\sum I_T$ [kJ / m ²]	η [%]	η_T [%]
PP	26,9	40,6	5157	1	12281	16439	39	41,7
PVC	27,9	40	4546	1	18525	16439	34,3	36,8

Analizando as Tabelas 4.14 e 4.15, observa-se que os valores de eficiência atingidos no dia 12/02 foram próximos aos valores do dia 30/01, confirmando que os aquecedores solares de baixo custo apresentaram uma queda na eficiência térmica quando trabalharam com vazões de recirculação em torno de 60 L/h, pois os valores de eficiência atingidos nessa vazão foram inferiores aos valores de eficiência encontrados a uma vazão de 40 L/h. Conclui-se que

vazões relativamente mais altas que 40 L/h, nas entradas e saídas do reservatório térmico causam turbulências e fazem com que o boiler perca sua estratificação.

As temperaturas de entrada e saída no coletor de PP e no coletor de PVC trabalhando com vazão de recirculação de 60 L/h (0,0166 kg/s) podem ser observadas nas Figuras 4.39 e 4.40 respectivamente.

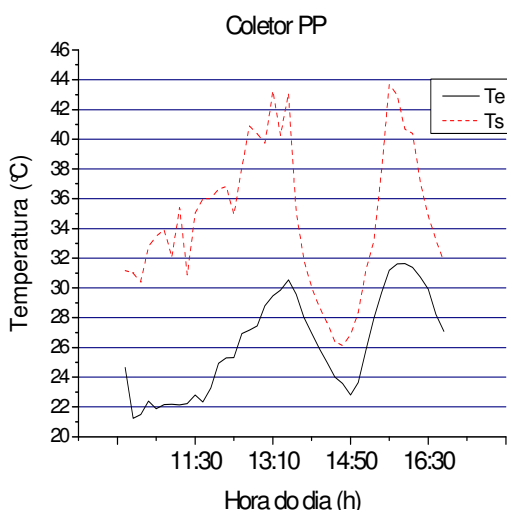


Figura 4.39 – Temperaturas no do coletor de PP dia 12/02/09.

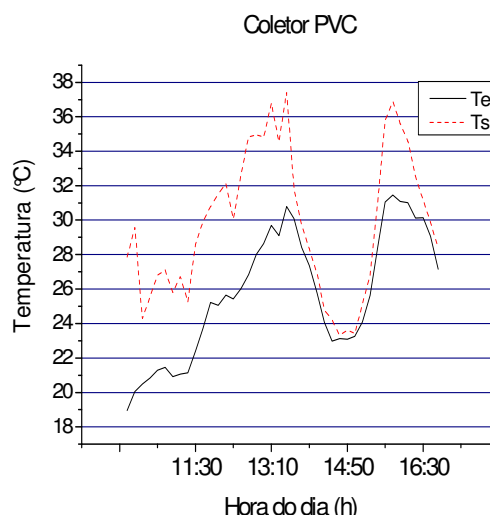


Figura 4.40 – Temperaturas no coletor de PVC dia 12/02/09.

Nota-se que os dois coletores tiveram comportamentos similares frente às variações de radiação do dia, pois a baixa radiação incidente no coletor às 14h provocou uma resposta rápida nos dois sistemas, mostrando que estes coletores sem cobertura são bastante sensíveis às mudanças climáticas. Além disso, o coletor de PP apresentou uma maior variação de temperatura, ou seja, transferiu mais calor à água que o coletor de PVC, como mostra a Tabela 4.16.

Tabela 4.16 – Calor útil transferido à água com vazão de recirculação de 60 L/h.

			Coletor de PVC				Coletor de PP			
I	I_T	G_T					Q_u			Q_u
$[kJ/m^2]$	$[kJ/m^2]$	$[W/m^2]$	$t[h]$	$Te[°C]$	$Ts[°C]$	$[W]$	$Te[°C]$	$Ts[°C]$		$[W]$
2061	1919,5	533,2	10:00	20,5	26,8	439,9	22,3	32,1		681,1
2841	2645,1	734,7	11:00	22,4	27,8	377,6	22,5	34,2		812,7
3222	3000,6	833,5	12:00	26,1	32,6	451	26,1	37,9		815,5
2080	1957,2	543,6	13:00	29,4	34,1	327	29,3	38,8		659,6
636,1	601,4	167	14:00	24,3	25,1	55,4	24,7	27,6		201,6
2380	2156,9	599,1	15:00	27,3	29,8	173,9	28,3	43		1016,4

A Tabela 4.16 mostra que para uma mesma vazão de recirculação de 0,0166 kg/s, o coletor de polipropileno (PP) transferiu uma maior quantidade de calor para a água do que o coletor de PVC, quantidade essa maior que a encontrada nos ensaios anteriores quando os coletores operaram com taxas de recirculação menores. Apesar da maior quantidade de calor transferida à água pelos coletores operando com vazões de 60L/h, este valor de vazão causou turbulências e provocou uma redução na eficiência dos reservatórios térmicos.

4.3.4 Efeito da vazão na eficiência dos aquecedores solares

No sistema bombeado, os resultados encontrados mostraram que os dois aquecedores de baixo custo analisados apresentaram o mesmo comportamento frente a variações de vazão. O que se observou foi que para vazões iguais às analisadas um incremento de 20 L/h pode variar a eficiência do sistema de aquecimento, como ocorreu no experimento, pois em relação aos reservatórios térmicos, os mesmos atingiram uma eficiência baixa entre 26% e 30% com uma vazão inicial de 20 L/h e ao aumentar a vazão dos mesmos para 40 L/h, ambos tiveram um incremento bastante considerável nas suas respectivas eficiências e alcançaram valores mais altos, em torno de 49%. Mas quando se aumentou a vazão para 60 L/h, houve uma queda na eficiência tanto do aquecedor com placa de PP quanto na eficiência do aquecedor com placa de PVC, sendo que este último sofreu uma maior queda. Pode-se deduzir que a placa de forro de PVC seria mais sensível à mudanças de vazão, devida à sua baixa inércia térmica, pois comparando as estruturas dos coletores estudados, enquanto o coletor de PVC possui uma menor quantidade de dutos com uma área transversal maior, o coletor de PP é formado por uma maior quantidade de dutos de área transversal menor. Assim a eficiência do sistema formado pela placa de PVC é mais facilmente alterada por variações na vazão de recirculação.

A Tabela 4.17 mostra os valores da eficiência média atingida para cada vazão utilizada dentro da faixa de operação da bomba. Estes resultados encontrados mostram que os dois aquecedores de baixo custo apresentaram valores consideráveis de eficiência, principalmente quando bombeados a 40 L/h, e que o reservatório térmico da placa coletora de PP alcançou uma eficiência térmica média um pouco maior, ou seja, acumulou mais energia ao longo do dia que o reservatório da placa de PVC.

Tabela 4.17 – Efeito da vazão na eficiência dos aquecedores solares.

Vazão (L/h)	η_T [%] Reservatório PP	η_T [%] Reservatório PVC
20	30,4	26,6
40	49,3	48
60	42,7	39

4.4 Comparação entre os sistemas de aquecimento

Comparando os valores de eficiência atingidos em todos os ensaios realizados, com os sistemas ativos e passivos, os dois aquecedores de baixo custo apresentaram os maiores valores de eficiência quando bombeados a 40 L/h, e com este valor de vazão de recirculação, os resultados de eficiência encontrados foram maiores que os apresentados com sistema em termossifão.

Os dois aquecedores de baixo custo analisados quando em circulação natural atingiram valores de eficiência e de temperatura similares e quando em circulação forçada o reservatório da placa de PP apresentou resultados melhores em relação ao reservatório da placa de PVC em toda a faixa de operação da bomba.

A seguir é apresentada uma Tabela comparativa, Tabela 4.18, com os valores médios dos parâmetros analisados ao longo dos dias de ensaio com os três tipos de aquecedores solares trabalhando em termossifão e bombeados a uma vazão ideal de 40 L/h.

Tabela 4.18 – Tabela comparativa de desempenho térmico dos aquecedores solares.

SISTEMA	UA [$W/^{\circ}C$]	$T_{m\acute{a}x}$ [$^{\circ}C$]	$\bar{\eta}_{T_{termossifao}}$ [%]	$\bar{\eta}_{T_{40L/h}}$ [%]
PP	3,12	47,1	44,5	49,31
PVC	3,46	48,0	47,1	48,07
Convencional	2,45	53,3	50,9	Não foi comparado

Pelos dados contidos na Tabela 4.18 observa-se que o aquecedor solar com placa coletora de PVC e o aquecedor formado pela placa coletora de PP apresentaram um desempenho térmico semelhante e satisfatório quando comparados ao aquecedor convencional, tanto em relação ao baixo valor de energia dissipada para o ambiente quanto em relação à eficiência média atingida. Para um mesmo dia de medição, os três reservatórios

atingiram as suas respectivas $T_{máx}$ praticamente ao mesmo tempo e na mesma hora do dia (entre 15:50 h e 16:10 h).

Apesar dos maiores valores de eficiência atingidos com os aquecedores de baixo custo bombeados a uma vazão de 40 L/h, se deve levar em conta que há gastos de energia com recirculação de água.

4.5 Simulação fluidodinâmica do ASBC

Esta seção apresenta um estudo referente à dinâmica de aquecimento do fluido no interior do *Boiler* (sistema contínuo e batelada). Para tanto, numa dada condição operacional, foi realizado um balanço de energia no *Boiler* com o intuito de avaliar, em cada caso, a máxima temperatura alcançada pelo fluido e disponibilizada ao usuário, o tempo para que o sistema entre em estado estacionário, bem como a distribuição de temperaturas no interior do reservatório (estratificação térmica).

4.5.1 Balanço de Energia para um Sistema de Aquecimento Contínuo.

Uma representação esquemática do sistema estudado, similar àquele instalado junto à unidade experimental de aquecimento solar que se encontra na FEQUI/UFU, é apresentada na Figura 4.41.

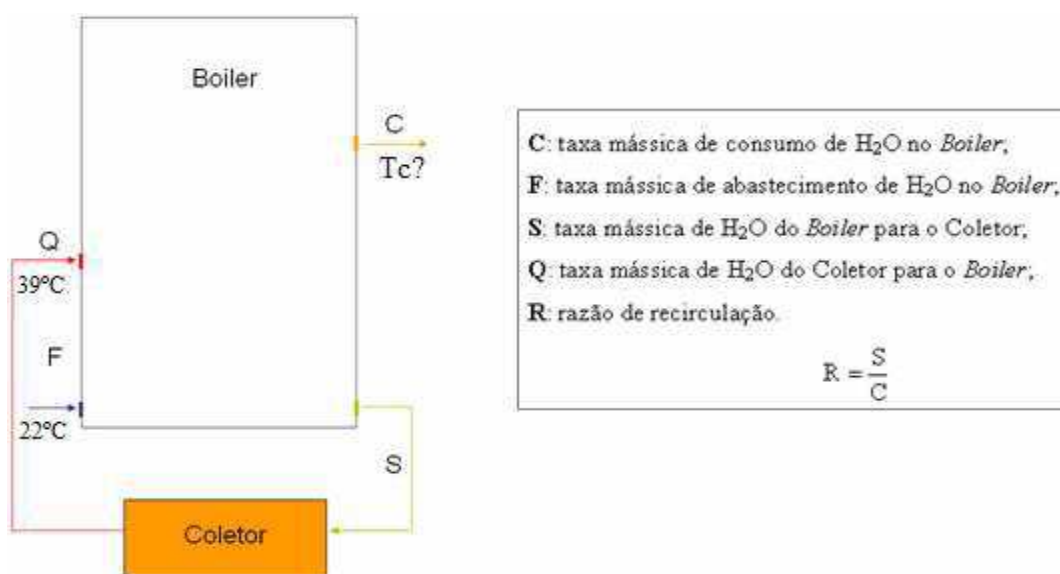


Figura 4.41 – Representação esquemática do Sistema ASBC (*Boiler* de 90 L) em operação contínua.

Nesta etapa do trabalho, foi considerado que água fria vinda da rede pública (F) estaria sempre chegando à temperatura de aproximadamente 22°C. Da mesma forma, foi considerado que o Coletor estaria sujeito a uma insolação constante, de forma que o fluido ao passar por ele retornasse ao *Boiler* (totalmente isolado) numa temperatura de aproximadamente 39°C. Essa temperatura foi escolhida porque representa a temperatura média experimental verificada no interior do *Boiler* durante um dia ensolarado (das 10:00 às 17:00 h), conforme mostra a Figura 4.42.

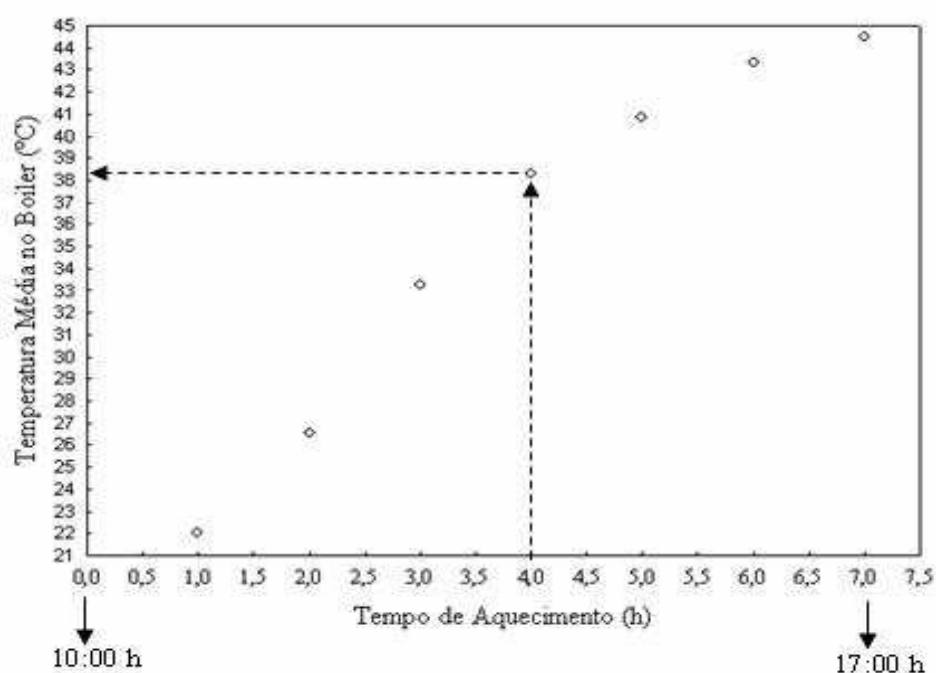


Figura 4.42 – Temperatura média do fluido no interior do *Boiler* medida experimentalmente ao longo de um dia de aquecimento, em batelada e sem consumo (Fonte: unidade experimental instalada na FEQUI/UIFU).

Para o sistema mostrado anteriormente e ainda considerando uma temperatura média de 39°C, fora feito um balanço de energia para diferentes razões de recirculação – “R”. Definiu-se “R” como a razão entre a taxa mássica que circula pelo coletor - “S”- pela taxa mássica do consumo “C” (disponibilizada ao usuário). Assim, para cada condição operacional, estimou-se, teoricamente, por um balanço de energia no reservatório, a máxima temperatura média que o sistema poderia fornecer ao usuário/consumidor (T_E), bem como o tempo necessário (t_E) para que tal condição fosse alcançada (estado estacionário), nos termos da Figura 4.43.

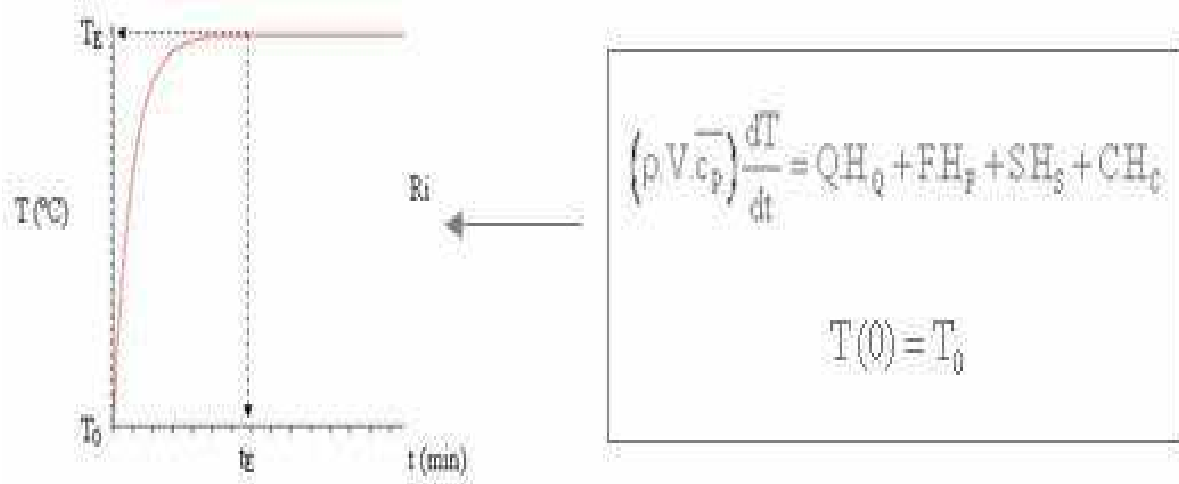


Figura 4.43 – Dinâmica da temperatura do fluido (Balanço de Energia) na corrente de consumo do *Boiler* – “C” - para uma razão de recirculação genérica – “Ri”.

A Figura 4.44 apresenta as máximas temperaturas (T_E) do fluido na corrente de consumo (C) para cada uma das razões de recirculação (R) utilizadas nesta etapa do trabalho, bem como o tempo necessário para que elas sejam atingidas (t_E) – calculados segundo a metodologia apresentada na Figura 4.43, na qual foi usada uma taxa mássica fixa que circula pelo coletor solar de 0,016 Kg/s e variou-se apenas a taxa mássica de consumo. Assim, a partir do balanço de energia exposto anteriormente, encontrou-se T_E e t_E .

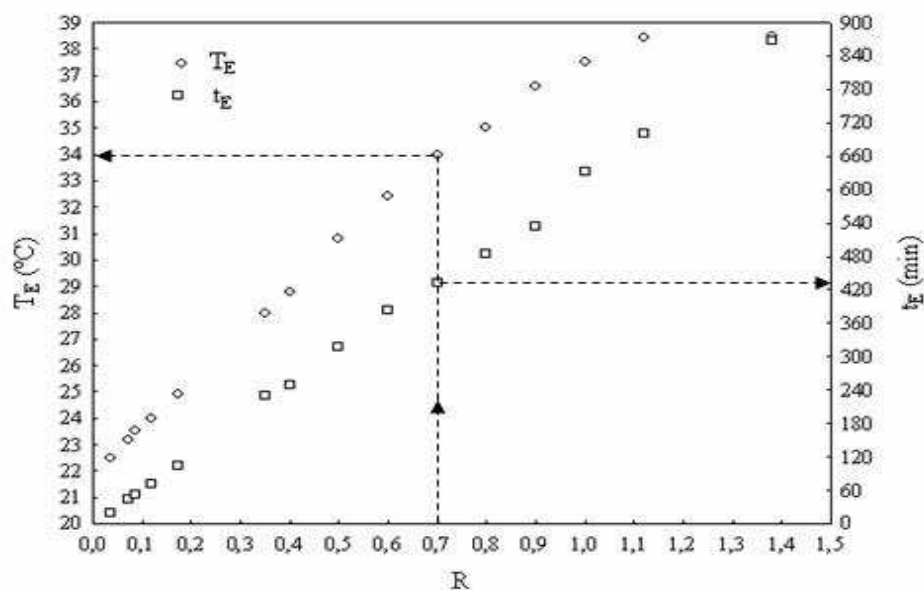


Figura 4.44 – Tempo necessário para que a temperatura do fluido na corrente de consumo atinja o estado estacionário em função de diferentes razões de recirculação no Coletor.

Verifica-se que a máxima temperatura do fluido disponível ao usuário (corrente de consumo – “C”) é obtida à medida que maiores razões de recirculação (“R”) são empregadas, ou seja, à medida que a taxa mássica de consumo diminui (menores “C” e, portanto, maiores “R”), a temperatura da água fornecida ao usuário tende a ser maior, pois provavelmente possibilita uma maior estratificação de fluido quente na parte superior do *Boiler* (ausência de turbulência capaz de proporcionar mistura intensa entre porções do fluido no topo e fundo do *Boiler*). Constata-se ainda que razões de recirculação acima de 1,1 conseguiriam fornecer continuamente “água quente” ao usuário.

A Figura 4.44 também mostra que na prática, o sistema proposto neste estudo jamais alcançaria o estado estacionário por limitações climáticas. Verifica-se que para atingir a máxima temperatura (39°C) seria necessário aproximadamente 14 h irradiação solar (algo impossível porque um dia limpo e ensolarado teria no máximo 8 h de irradiação solar). Felizmente, esta constatação não traz maiores preocupações aos usuários porque, no cotidiano, as unidades de aquecimento solar instaladas em residências, instituições e comércios são providas de placas coletoras conjugadas e o consumo de “água quente” pelos usuários é quase sempre efetuado de maneira intermitente.

4.5.2 Balanço de Energia para um Sistema de Aquecimento em Batelada.

Na seqüência, considerando que o consumo de “água quente”, na maioria das situações, é intermitente, foi feito um estudo teórico da dinâmica da temperatura do fluido no *Boiler* (totalmente isolado), desconsiderando qualquer consumo de “água quente” e qualquer entrada de “água fria” no reservatório. O sistema em comento poderia ser representado por meio da Figura 4.45.

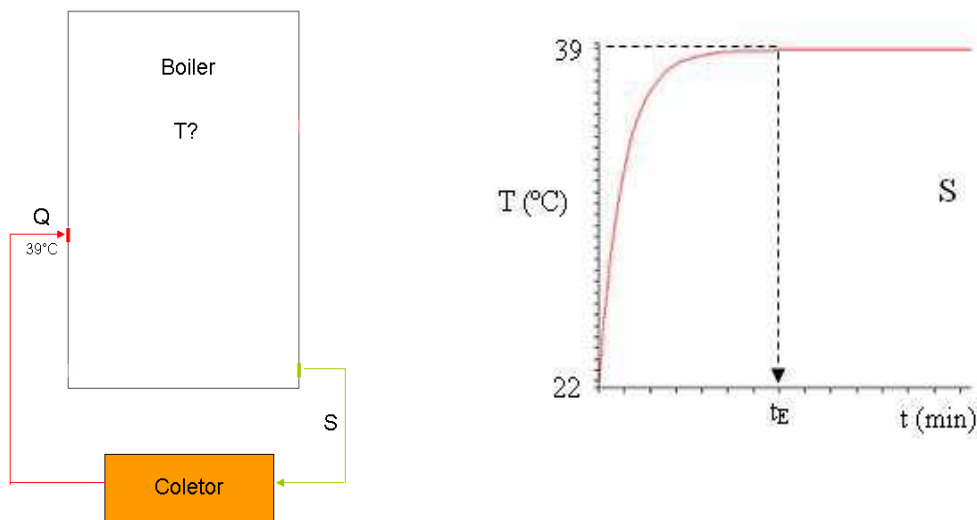


Figura 4.45 – Representação esquemática do Sistema ASBC (*Boiler* de 90 L) em batelada e comportamento da temperatura média do fluido no interior do reservatório em face da taxa mássica que escoar pelo coletor (“S”).

A partir do sistema de aquecimento mostrado na Figura 4.45 (batelada), um balanço de energia foi feito a fim de estimar, teoricamente, o tempo necessário para que o reservatório atingisse a temperatura de 39°C em face de diferentes taxas mássicas “S” que poderiam escoar pela placa coletora, e assim foi construído o gráfico da Figura 4.46.

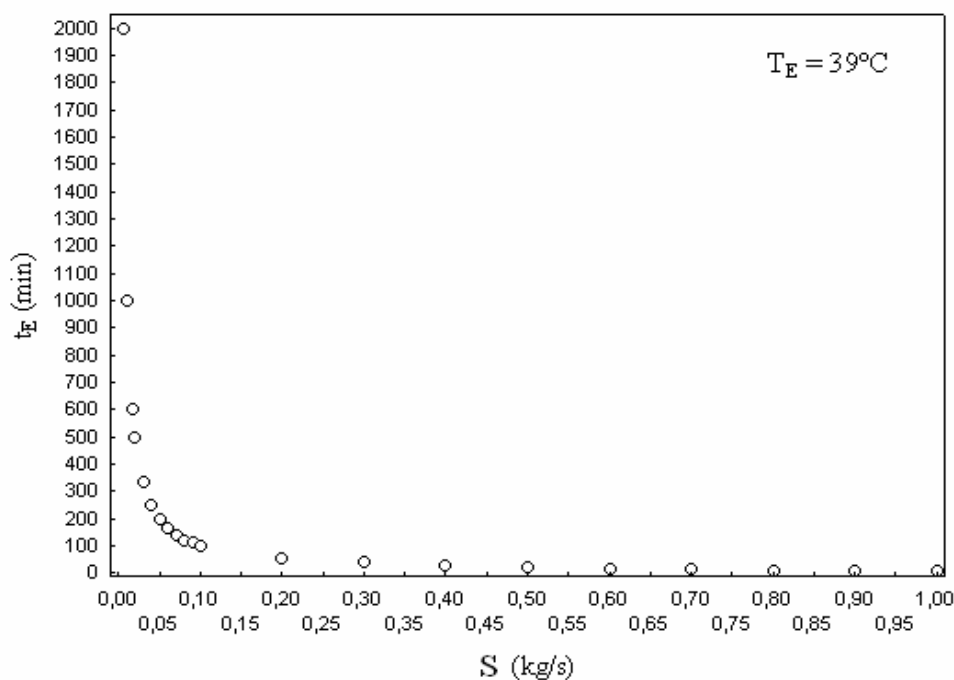


Figura 4.46 – Tempo previsto para que o fluido no interior do *Boiler* atinja uma temperatura média de 39°C operando em batelada e a diferentes taxas mássicas de escoamento pelo coletor (“S”).

De acordo com a Figura 4.46 verifica-se que, à medida que se aumenta a taxa mássica de fluido que escoar pelo coletor – “S”, há uma redução do tempo necessário para que o sistema de aquecimento solar atinja o seu estado estacionário (39°C). A justificativa para este comportamento é no sentido de que maiores razões de recirculação proporcionam maiores números de Reynolds e, conseqüente, maiores coeficientes convectivos de troca térmica entre a placa coletora e o fluido que por ela circula. A Figura 4.46 ainda mostra que taxas mássicas a partir de 0,20 kg/s fazem com que o sistema atinja rapidamente a faixa de temperatura desejada (39°C). No entanto, deve-se ressaltar que taxas mássicas acima deste patamar favorecem o aquecimento do fluido, mas, em contrapartida, majoram a perda de carga nos canais da placa coletora, requerendo um sistema de bombeamento mais robusto (maior gasto de energia elétrica).

4.5.3 Distribuição de Temperatura no interior do *Boiler*.

Os balanços energéticos mostrados nas seções 4.5.1 e 4.5.2 mostram apenas o tempo necessário para que a temperatura média do fluido no *Boiler* (sistema batelada) ou na saída/consumo (sistema contínuo) fosse estabilizada. Salvo os casos em que o escoamento é turbulento e ocorre mistura intensa no volume do *Boiler*, sabe-se que sistemas desta natureza geralmente conduzem a uma estratificação de temperaturas no fluido ao longo da altura do reservatório, fenômeno este não previsto pela metodologia utilizada nas seções anteriores (4.5.1 e 4.5.2).

Com o intuito de complementar as informações até então obtidas, técnicas de Fluidodinâmica Computacional (CFD) foram utilizadas nesta etapa do trabalho para prever a distribuição do fluido a diferentes temperaturas no interior do *Boiler*, considerando um sistema de aquecimento que opera continuamente. Nas simulações fluidodinâmicas efetuadas, foi utilizada uma razão de circulação no coletor de 17 g/s, “água fria” entrando à 22°C e água do Coletor para o *Boiler* chegando à 39°C, operando em estado estacionário para diferentes valores de “R” (razão de recirculação). Os perfis de temperatura simulados no interior do *Boiler* podem ser visualizados pela Figura 4.47.

As simulações fluidodinâmicas mostraram que há uma estratificação térmica do fluido no interior do *Boiler* para a maioria das razões de recirculação ($2,0 \leq R \leq 0,20$).

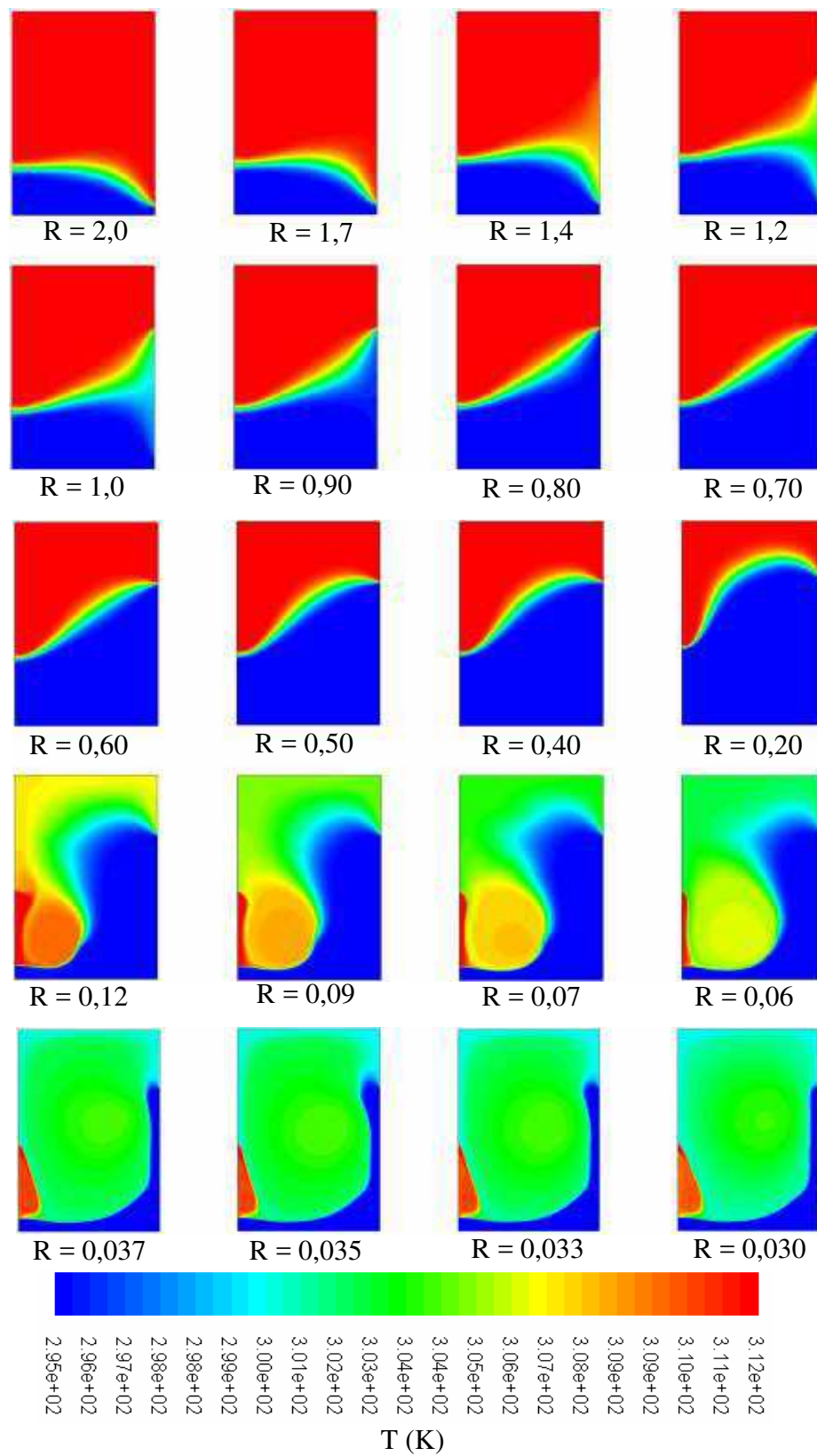


Figura 4.47 – Perfis de Temperatura no interior do *Boiler* em função de “ R ”.

A estratificação térmica permite que o fluido mais quente esteja disponível na parte superior do *Boiler* (vale lembrar que a captação para o consumo é feita no topo do reservatório). Este comportamento é ainda interessante porque a água fria ficará depositada no fundo do *Boiler* e será encaminhada diretamente para a placa solar coletora (na placa haverá maiores gradientes de temperatura, favorecendo a absorção de calor).

Por outro lado, razões de recirculação menores do que 0,2 podem comprometer o desempenho do *Boiler* porque a estratificação térmica fica comprometida. Para $R < 0,2$ começa haver uma mistura intensa de várias porções de fluido no interior do reservatório em face da turbulência causada pela grande quantidade de “água fria” (22°C) que entra para suprir a demanda de “água quente” retirada pelo usuário.

Para cada uma das simulações contidas na Figura 4.47, há uma temperatura média do fluido fornecida na corrente de consumo do *Boiler*. Esta temperatura média é obtida mediante a integração do perfil térmico ao longo da fronteira de saída, conforme é ilustrado genericamente na Figura 4.48.

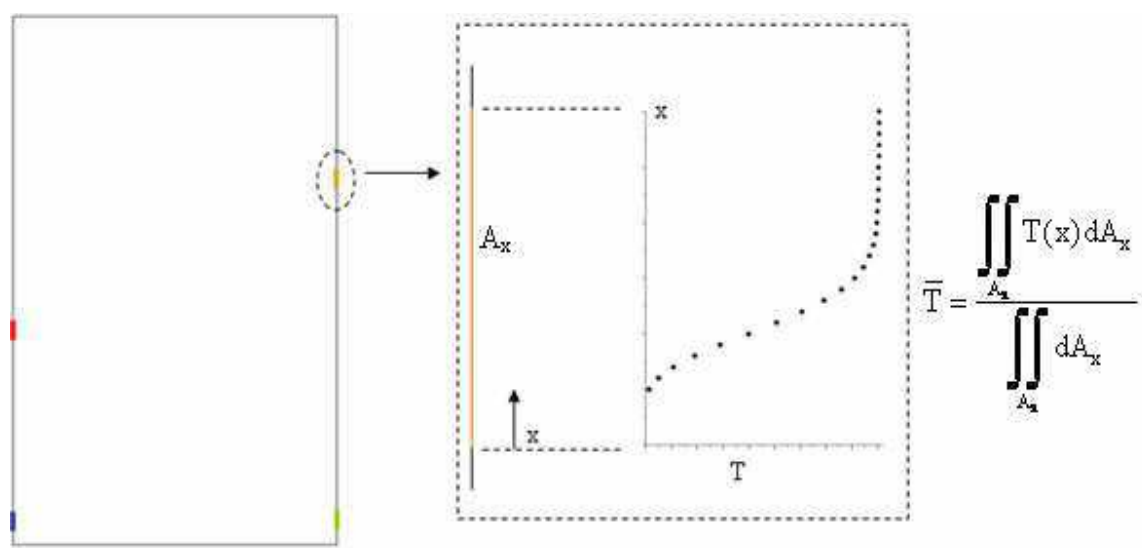


Figura 4.48 – Perfil de temperatura e temperatura média do fluido ao longo do duto da corrente de consumo do *Boiler*.

Os valores médios de temperatura na corrente de consumo, obtidos por meio das técnicas de CFD e da metodologia apresentada na Figura 4.48, estão contidos na Figura 4.49.

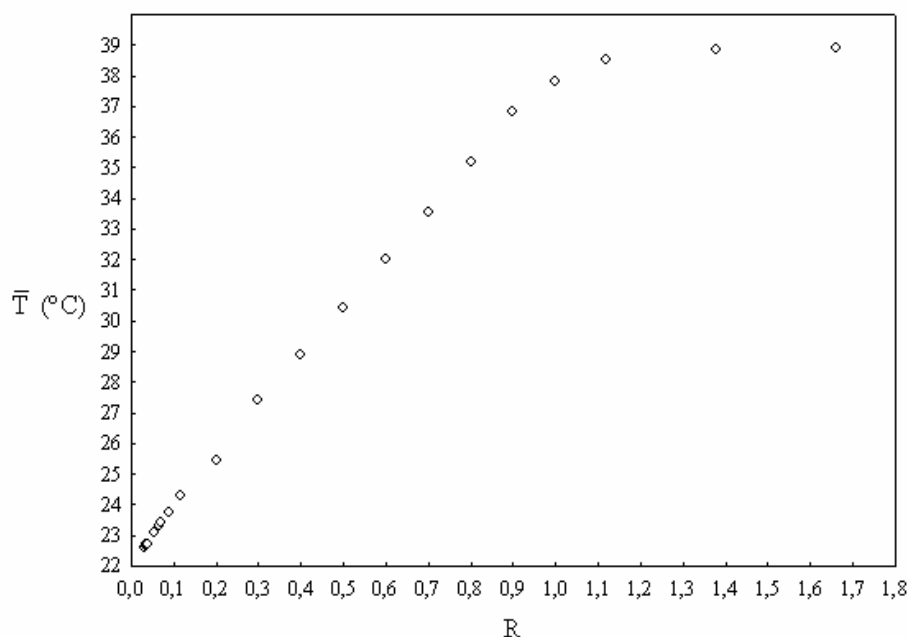


Figura 4.49 – Temperatura Média do Fluido disponível ao usuário (corrente de Consumo) obtida por meio das técnicas de CFD em face de distintas “R”.

De acordo com a Figura 4.49, as simulações em CFD levaram aos mesmos resultados dos balanços energéticos apresentados e discutidos nas seções 4.5.1 e 4.5.2. Isto significa dizer que as técnicas em fluidodinâmica computacional além de preverem satisfatoriamente a temperatura média disponível ao usuário na corrente de consumo, puderam ainda prever como o fluido se estratificava no interior do *Boiler*. Tal predição é de suma importância, pois informações desta natureza podem subsidiar os projetos de engenharia em aquecimento solar, otimizando-os no sentido de se obter as melhores condições operacionais e geométricas.

4.6 Análise econômica do aquecedor solar de baixo custo

O efeito sobre a economia familiar com o uso de um aquecedor solar de baixo custo pode ser notado considerando os gastos com o chuveiro elétrico em uma residência de classe baixa. Transformando o consumo elétrico evitado em economia familiar, o ASBC poderá produzir uma economia de cerca de R\$ 388,00 para cada família média, por ano (1204 Kwh por família por ano x 0,75 de eficiência x R\$ 0,43 por Kwh cobrado pela distribuidora de energia). Isto resulta num retorno financeiro de 9 meses após início de uso do ASBC, admitindo o seu custo em R\$300,00/unidade (fonte: Sociedade do Sol). O valor médio de um

aquecedor solar convencional de 100 L disponível no mercado é em torno de R\$1200,00, cerca de 4 vezes o valor de um aquecedor de baixo custo de mesmo volume.

Um exemplo de economia na conta de energia elétrica com a implantação de aquecedor solar de baixo custo foi extraído do site da Sociedade do Sol, no qual é encontrado informações sobre o ASBC instalado em junho de 2004 em uma residência de Uberlândia, MG, composta por 4 adultos e 2 crianças. O volume do reservatório utilizado foi de 200 L e o consumo de energia elétrica em outubro de 2003 foi de 114 kwh/mês (R\$ 60,25). Depois da implantação do ASBC o consumo de energia elétrica em novembro de 2004 caiu para 81 kwh/mês (R\$ 17,06), confirmando a grande economia que esta tecnologia social pode trazer para uma família.

CAPÍTULO V

CONCLUSÕES E SUGESTÕES

A unidade experimental construída teve desempenho satisfatório e possibilitou a realização dos ensaios com a qualidade desejada.

Os dois coletores solares de baixo custo analisados por não possuírem cobertura, são sensíveis às mudanças climáticas e se observou que quanto menor a temperatura da água na entrada do coletor, maior é a sua eficiência. Com relação ao calor útil transferido do coletor solar para a água, foi constatado que o coletor de PP transferiu uma maior quantidade de calor para a água quando comparado ao coletor de forro de PVC.

Em comparação com o reservatório convencional, os reservatórios de baixo custo analisados apresentaram desempenho térmico satisfatório, tanto em relação às perdas térmicas quanto em relação aos valores atingidos de eficiência e temperatura.

Quando em circulação natural, os dois reservatórios de baixo custo analisados atingiram valores de eficiência e de temperatura similares, e quando em circulação forçada o reservatório da placa de PP apresentou melhores resultados em relação ao reservatório da placa de PVC em toda a faixa de operação da bomba, sendo que ambos aquecedores solares de baixo custo atingiram maiores valores de eficiência quando bombeados com vazões em torno de 40 L/h e quando se trabalhou com vazões maiores ou menores que 40 L/h os mesmos tiveram suas eficiências comprometidas. Isto é atribuído ao fato de que uma vazão de 20 L/h não foi suficiente para transferir a mesma quantidade de calor que foi transferida à água quando os sistemas operaram a uma vazão de 40L/h. Já uma vazão de 60 L/h pode ter causado turbulências dentro boiler, fazendo com que o mesmo perdesse sua estratificação.

Assim, conclui-se que um tanque uniformizado termicamente só apresentará algum grau de estratificação no sistema de circulação forçada, se as velocidades de entrada e saída de água não forem relativamente altas.

As técnicas em fluidodinâmica computacional mostraram satisfatoriamente a temperatura média da corrente de consumo que sai do boiler e como o fluido se estratifica no interior do reservatório ASBC.

Ficam como sugestões para trabalhos futuros, o melhoramento da bancada de ensaio com a implantação de um tanque de pré-aquecimento, para poder controlar a temperatura de

entrada no coletor solar e assim traçar a curva de eficiência instantânea do coletor em toda a sua faixa de operação.

Fazer uma comparação com reservatórios verticais convencionais.

Iniciar estudos sobre o coletor concentrador.

Analisar a inclinação ótima dos coletores solares de acordo com a variação da posição do sol ao longo do ano.

Desenvolver coberturas de baixo custo para coletores poliméricos, como uma cobertura transparente de policarbonato (PC).

Construir uma curva que relaciona o volume de água a ser aquecido pela diferença de temperatura atingida, para uma mesma área de coletor analisada. (Volume inversamente proporcional ao ΔT).

Analisar o efeito do tipo de isolante térmico usado para o reservatório e para placa coletora através da análise do coeficiente de perda térmica do reservatório (U_A) e do coeficiente global de perda de calor do coletor (U_L) respectivamente.

Estudar o efeito do posicionamento das “Entradas” e “Saídas” do reservatório ASBC.

APÊNDICE I

Curva de calibração da bomba peristáltica

Para a calibração da bomba peristáltica utilizada nos experimentos, mediu-se o volume e o tempo de escoamento com o sistema bombeado. De posse desses dados foi possível construir a curva de calibração, na qual foi encontrado o coeficiente de correlação linear V_R conforme mostra a Figura AI.

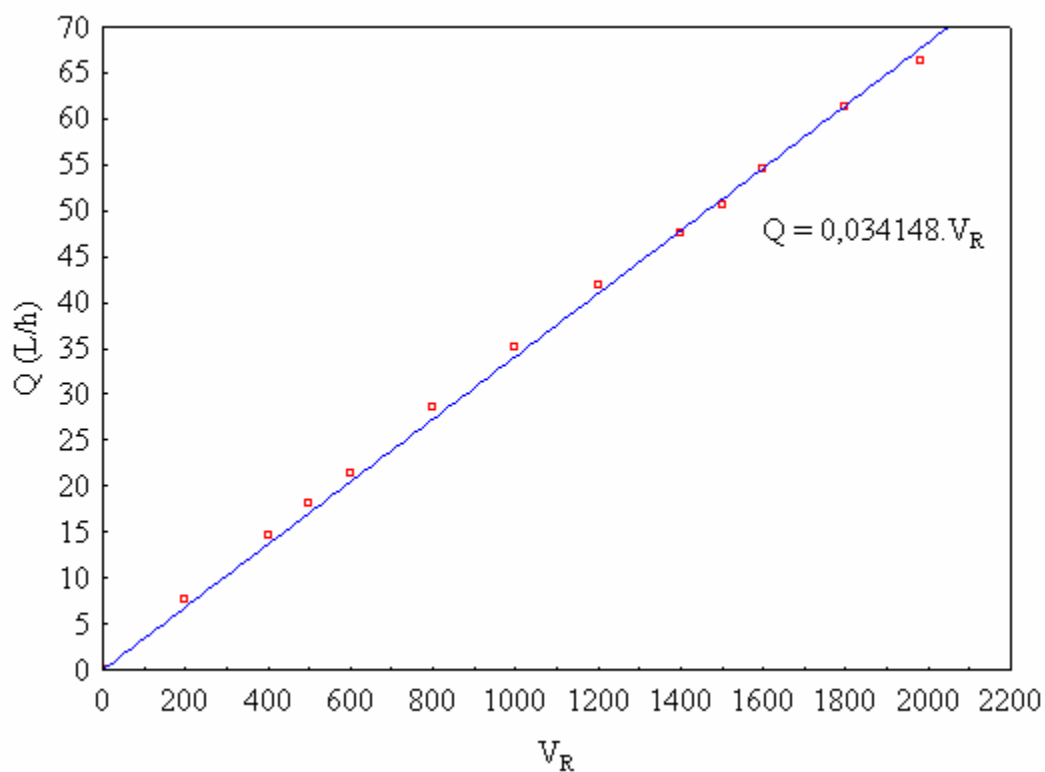


Figura AI - Curva de calibração da bomba peristáltica

APÊNDICE II

Curva de calibração dos termopares

Para a calibração dos termopares foi utilizado um banho de gelo e um banho de água quente, nos quais os termopares foram imersos. Em seguida foram lidos os valores de tensão registrados pelos termopares em três valores diferentes de temperaturas. De posse desses dados foi possível construir as curvas de calibração de cada um dos 15 termopares conforme mostram as figuras a seguir.

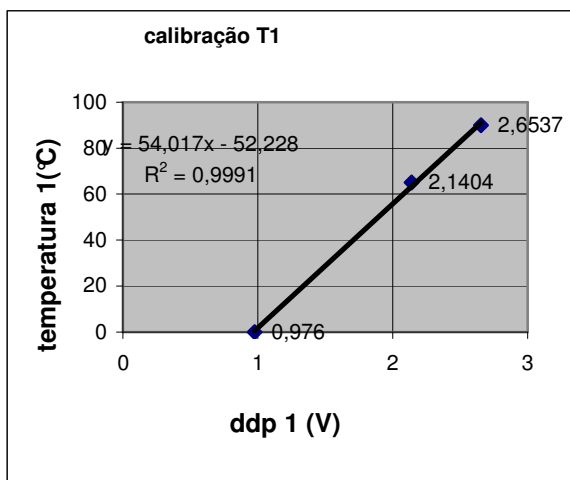


Figura AII.1 - Curva de calibração do termopar 1

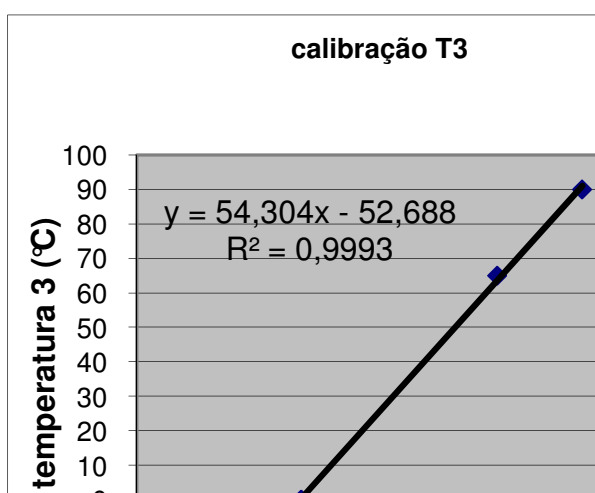


Figura AII.2 - Curva de calibração do termopar 3

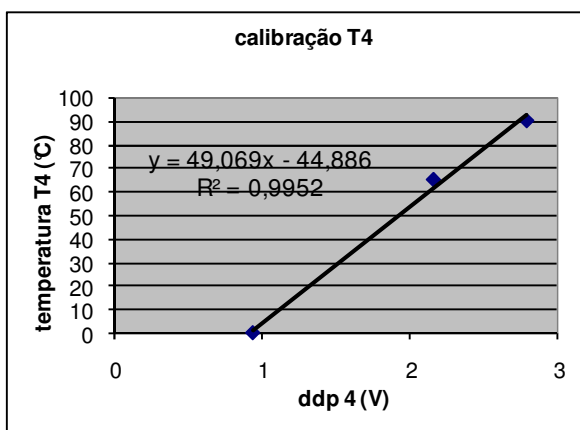


Figura AII.3 - Curva de calibração do termopar 4

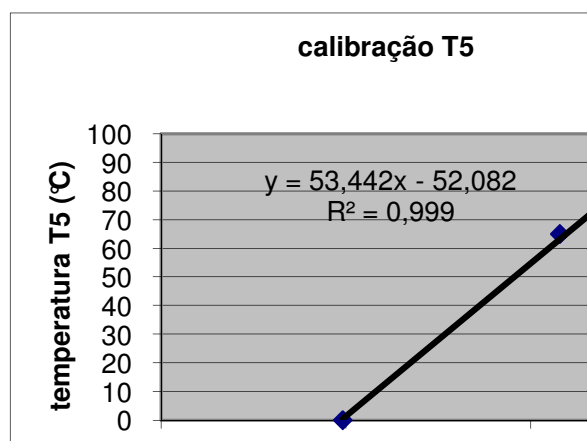


Figura AII.4 - Curva de calibração do termopar 5

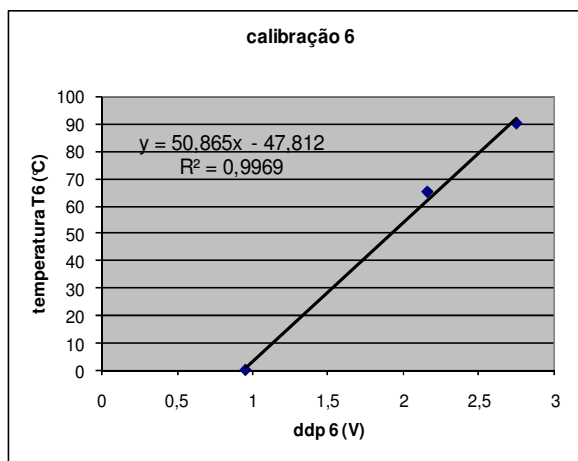


Figura AII.5 - Curva de calibração do termopar 6

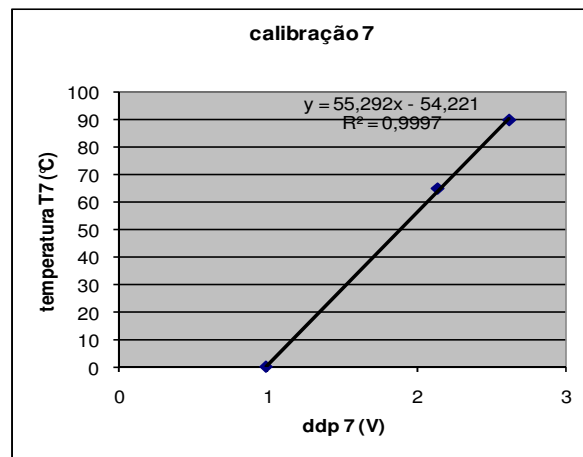


Figura AII.6 - Curva de calibração do termopar 7

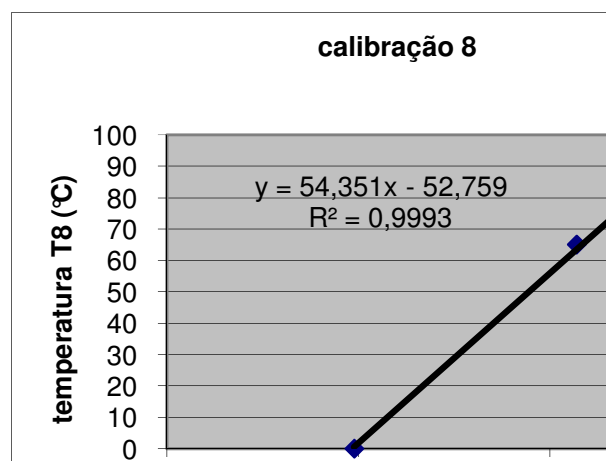


Figura AII.7 - Curva de calibração do termopar 8

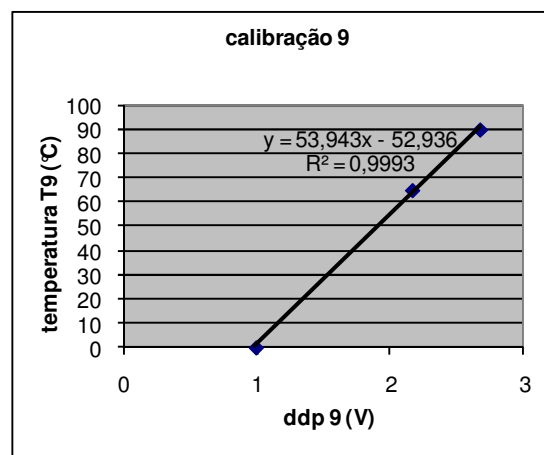


Figura AII.8 - Curva de calibração do termopar 9

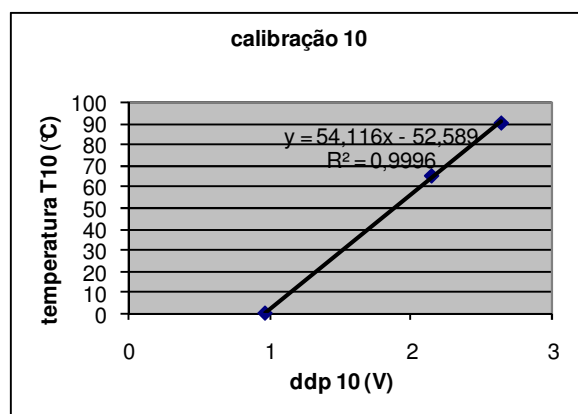


Figura AII.9 - Curva de calibração do termopar 10

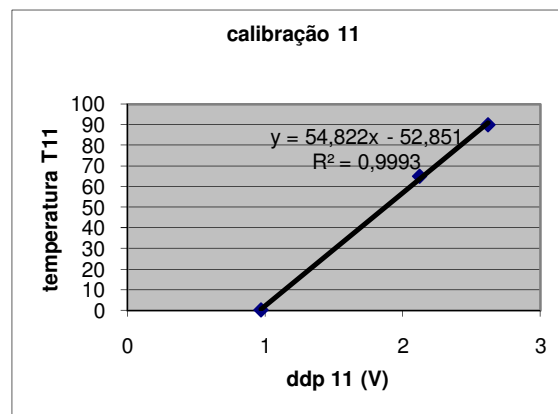


Figura AII.10 - Curva de calibração do termopar 11

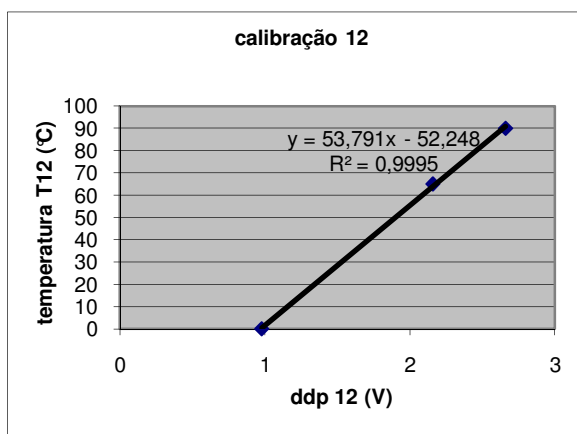


Figura AII.11 - Curva de calibração do termopar 12

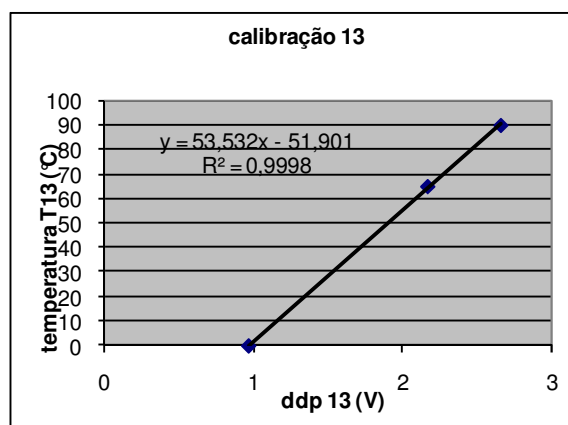


Figura AII.12 - Curva de calibração do termopar 13

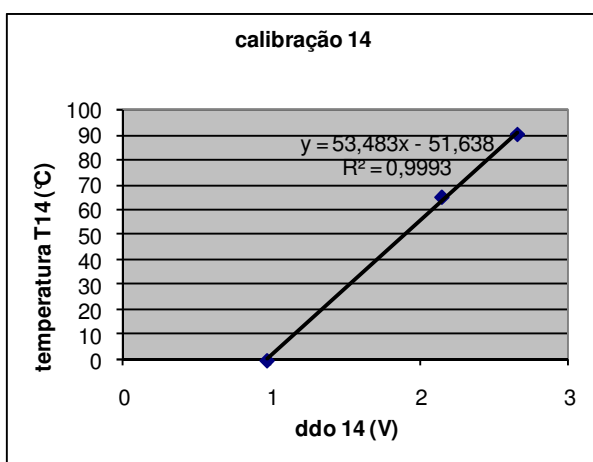


Figura AII.13 - Curva de calibração do termopar 14

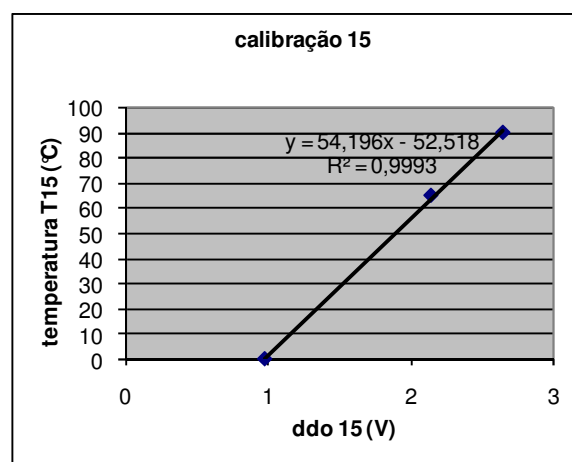


Figura AII.14 - Curva de calibração do termopar 15

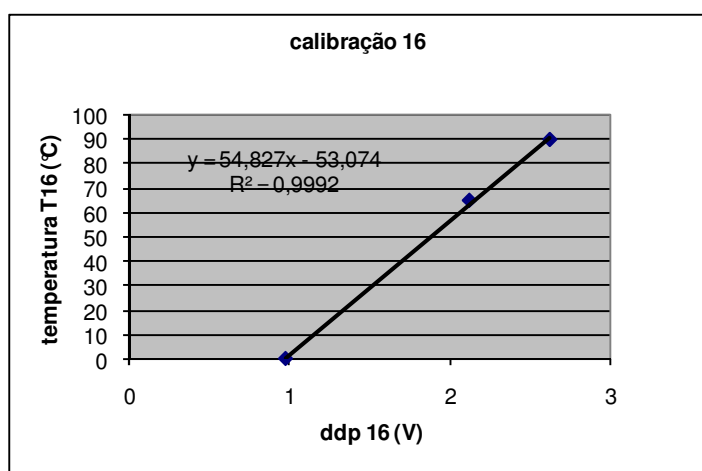


Figura AII.15 - Curva de calibração do termopar 16

APÊNDICE III

Tabelas do desempenho térmico dos reservatórios nos dias de ensaio

Tabela AIII.1 – Desempenho térmico do Reservatório PP no dia 28/11/08 (termossifão).

I [KJ/m ²]	I _T [KJ/m ²]	t[h]	T[°C]	Q _{acumulado} [KJ]	η	η _T
		08:10	23,3113333			
961	832,3607					
		09:10	23,9203333	228,77694	0,2380613	0,27485312
1852	1597,512					
		10:10	25,7856667	700,73112	0,3783645	0,438639034
2425	2140,7677					
		11:10	29,1166667	1251,32346	0,5160096	0,584520899
2145	1969,188					
		12:10	31,4433333	874,0356	0,4074758	0,443855843
2306	2120,1924					
		13:10	33,857	906,71802	0,3931994	0,427658367
3205	2841,282					
		14:10	36,6176667	1037,07204	0,323579	0,365001447
3278	2817,232					
		15:10	39,511	1086,9096	0,3315770	0,38580763
2754	2287,141					
		16:10	41,586	779,4945	0,28304085	0,340816111
Σ =18926	Σ =16605,675			Σ =6865,061		

Tabela AIII.2– Desempenho térmico do Reservatório PVC no dia 28/11/08 (termossifão).

I [KJ/m ²]	I _T [KJ/m ²]	t[h]	T[°C]	Q _{acumulado} [KJ]	η	η _T
		08:10	22,9286667			
961	832,3607					
		09:10	23,2113333	106,18656	0,1104959	0,12757277
1852	1597,512					
		10:10	25,716	940,90308	0,508047019	0,588980289
2425	2140,7677					
		11:10	29,001	1234,0431	0,508883753	0,57644886
2145	1969,188					
		12:10	30,691	634,8654	0,295974545	0,322399588
2306	2120,1924					
		13:10	33,5293333	1066,2483	0,462380009	0,502901671
3205	2841,282					
		14:10	36,5363333	1129,60962	0,3524523	0,3975704
3278	2817,232					
		15:10	39,5816667	1144,00992	0,348996315	0,406075865
2754	2287,141					
		16:10	41,1883333	603,5604	0,219157734	0,263892956
Σ =18926	Σ =16605,675			Σ =6859,426		

Tabela AIII. 3 – Desempenho térmico do Reservatório Convencional no dia 28/11/08
(sistema termossifão).

I [KJ/m ²]	I _T [KJ/m ²]	t[h]	T[°C]	Q _{acumulado} [KJ]	η	η _T
		08:10	25,839			
961	832,3607					
		09:10	27,08433333	519,8021333	0,540897121	0,624491441
1852	1597,512					
		10:10	30,54366667	1443,925733	0,779657523	0,903859084
2425	2140,7677					
		11:10	32,055	630,8305333	0,260136302	0,294674912
2145	1969,188					
		12:10	32,315	108,524	0,050593939	0,055111041
2306	2120,1924					
		13:10	35,38966667	1283,365867	0,556533333	0,605306323
3205	2841,282					
		14:10	39,45433333	1696,591867	0,529357837	0,597121956
3278	2817,232					
		15:10	42,11066667	1108,753533	0,338240858	0,393561316
2754	2287,141					
		16:10	44,52666667	1008,4384	0,366172259	0,440916585
Σ =18926	Σ =16605, 675			Σ =7800, 232		

Tabela AIII. 4 – Desempenho térmico do Reservatório PP no dia 02/12/08
(sistema termossifão).

I [KJ/m ²]	I _T [KJ/m ²]	t[h]	T[°C]	Q _{acumulado} [KJ]	η	η _T
		09:00	23,40667			
2066	1734,367885					
		10:00	26,52033	1169,68002	0,566156834	0,674412868
2913	2486,334472					
		11:00	28,99	927,75498	0,318487806	0,373141663
2016	1855,221239					
		12:00	32,661	1379,04786	0,684051518	0,743333372
3142	2792,920514					
		13:00	36,80167	1555,48284	0,495061375	0,55693774
2411	2193,926823					
		14:00	39,011	829,95816	0,344238142	0,378298014
1919	1757,275095					
		15:00	40,382	515,02986	0,268384502	0,293084368
2203	1899,599599					
		16:00	41,63067	469,07412	0,212925157	0,246933154
Σ 16670	Σ 14719,645			Σ 6846,0278		

Tabela AIII.5 – Desempenho térmico do Reservatório PVC no dia 02/12/08
(sistema termossifão).

I [KJ/m ²]	I _T [KJ/m ²]	t[h]	T[°C]	Q _{acumulado} [KJ]	η	η _T
		09:00	23,281667			
2066	1734,367885					
		10:00	25,524333	842,48016	0,407783233	0,485756319
2913	2486,334472					
		11:00	29,398333	1455,30684	0,499590402	0,585322231
2016	1855,221239					
		12:00	33,148333	1408,725	0,698772321	0,759329923
3142	2792,920514					
		13:00	37,219667	1529,43708	0,486771827	0,547612104
2411	2193,926823					
		14:00	39,357667	803,16108	0,333123633	0,366083805
1919	1757,275095					
		15:00	40,042667	257,3271	0,134094372	0,146435297
2203	1899,599599					
		16:00	41,885333	692,21616	0,314215234	0,364401088
Σ 16670	Σ 14719,645			Σ 6988,653		

Tabela AIII. 6 – Desempenho térmico do Reservatório Convencional no dia 02/12/08
(sistema termossifão).

I [KJ/m ²]	I _T [KJ/m ²]	t[h]	T[°C]	Q _{acumulado} [KJ]	η	η _T
		09:00	25,39266667			
2066	1734,367885					
		10:00	28,71466667	1386,6028	0,67115334	0,799485975
2913	2486,334472					
		11:00	31,13033333	1008,299267	0,34613775	0,405536455
2016	1855,221239					
		12:00	31,965	348,3898667	0,172812434	0,187788852
3142	2792,920514					
		13:00	37,89	2473,095	0,78710853	0,885487069
2411	2193,926823					
		14:00	40,45766667	1071,744067	0,444522632	0,488504929
1919	1757,275095					
		15:00	41,444	411,6955333	0,214536495	0,23428064
2203	1899,599599					
		16:00	43,259	757,581	0,343886064	0,398810886
Σ 16670	Σ 14719,645			Σ 7457,407		

Tabela AIII. 7 – Desempenho térmico do Reservatório PP no dia 05/12/08
(sistema termossifão).

I [KJ/m ²]	I_T [KJ/m ²]	t [h]	T [°C]	$Q_{acumulado}$ [KJ]	η	η_T
		09:06	24,77367			
2153	1800,151592					
		10:06	25,682	341,2245	0,158488	0,1895532
2826	2416,82306					
		11:06	29,72633	1519,29426	0,537613	0,62863281
3240	2824,7379					
		12:06	35,33433	2106,70128	0,650216	0,74580416
4076	3601,18201					
		13:06	39,74033	1655,15796	0,406074	0,45961519
3408	2973,139558					
		14:06	42,65533	1095,0489	0,321317	0,36831399
3049	2340,17557					
		15:06	44,467	680,5719	0,223212	0,29082087
2222	1909,029088					
		15:56	44,75733	109,06662	0,049085	0,05713198
Σ 20974	Σ 17865,238			Σ 7507,0654		

Tabela AIII.8 – Desempenho térmico do Reservatório PVC no dia 05/12/08
(sistema termossifão).

I [KJ/m ²]	I_T [KJ/m ²]	t [h]	T [°C]	$Q_{acumulado}$ [KJ]	η	η_T
		09:06	23,8456667			
2153	1800,151592					
		10:06	26,52	1004,64006	0,466623344	0,558086366
2826	2416,82306					
		11:06	31,0103333	1686,83862	0,596899724	0,69795702
3240	2824,7379					
		12:06	35,6786667	1753,7061	0,541267315	0,620838521
4076	3601,18201					
		13:06	39,6033333	1474,34028	0,361712532	0,409404544
3408	2973,139558					
		14:06	43,087	1308,67422	0,384000651	0,440165756
3049	2340,17557					
		15:06	44,199	417,73392	0,137006861	0,178505376
2222	1909,029088					
		15:56	44,4986667	112,57278	0,050662817	0,058968604
Σ 20974	Σ 17865,238			Σ 7758,5059		

Tabela AIII. 9 – Desempenho térmico do Reservatório Convencional para o dia 05/12/08
(sistema termo sifão).

I [KJ/m ²]	I_T [KJ/m ²]	t [h]	T [°C]	$Q_{acumulado}$ [KJ]	η	η_T
		09:06	24,471			
2153	1800,151					
		10:06	28,732	1778,541	0,82607	0,987995
2826	2416,823					
		11:06	32,194	1445,317	0,51143	0,598024
3240	2824,737					
		12:06	35,077	1203,364	0,37140	0,426009
4076	3601,182					
		13:06	40,337	2195,524	0,53864	0,609668
3408	2973,139					
		14:06	43,836	1460,343	0,42850	0,491179
3049	2340,175					
		15:06	45,691	774,277	0,25394	0,330863
2222	1909,029					
		15:56	45,799	45,2183	0,02035	0,023687
Σ 20974	Σ 17865,238			Σ 8902,585		

Tabela AIII. 10 – Desempenho térmico do Reservatório PP no dia 09/12/08
(sistema termos sifão).

I [KJ/m ²]	I_T [KJ/m ²]	t [h]	T [°C]	$Q_{acumulado}$ [KJ]	η	η_T
		08:36	19,202			
2251	1865,482766					
		09:36	23,607	1654,7823	0,73513	0,88705
2959	2524,770939					
		10:36	26,303	1012,77936	0,34227	0,40113
3499	3021,521812					
		11:36	30,780	1681,95504	0,48069	0,55665
3785	3277,652396					
		12:36	35,061	1607,95002	0,42482	0,49057
3423	2990,609309					
		13:36	38,501	1292,2704	0,37752	0,43210
2180	1721,538579					
		14:40	40,724	835,2174	0,38312	0,48515
2556	2141,110413					
		15:40	41,869	430,25592	0,16833	0,20094
Σ 20653	Σ 17542,686			Σ 8515,21		

Tabela AIII. 11 – Desempenho térmico do Reservatório PVC no dia 09/12/08 (sistema termossifão).

I [KJ/m ²]	I_T [KJ/m ²]	$t[h]$	$T[^\circ C]$	$Q_{acumulado}$ [KJ]	η	η_T
		08:36	19,339			
2251	1865,482766					
		09:36	23,564	1587,28872	0,7051	0,8508
2959	2524,770939					
		10:36	28,047	1683,95856	0,5690	0,6669
3499	3021,521812					
		11:36	32,958	1844,86626	0,5272	0,6105
3785	3277,652396					
		12:36	38,362	2030,06664	0,5363	0,6193
3423	2990,609309					
		13:36	42,04	1381,55226	0,4036	0,4619
2180	1721,538579					
		14:40	44,196	810,1734	0,3716	0,4706
2556	2141,110413					
		15:40	45,605	529,0545	0,2069	0,24709
$\sum$ 20653	$\sum$ 17542,686			$\sum$ 9866,96		

Tabela AIII. 12 – Desempenho térmico do Reservatório Convencional para o dia 09/12/08 (sistema termossifão).

I [KJ/m ²]	I_T [KJ/m ²]	$t[h]$	$T[^\circ C]$	$Q_{acumulado}$ [KJ]	η	η_T
		08:36	22,756			
2251	1865,482766					
		09:36	27,216	1861,604	0,8270	0,9979
2959	2524,770939					
		10:36	31,953	1977,362933	0,6682	0,7831
3499	3021,521812					
		11:36	33,594	685,0925333	0,1957	0,2267
3785	3277,652396					
		12:36	39,478	2455,703333	0,6487	0,7492
3423	2990,609309					
		13:36	42,643	1321,210133	0,3859	0,4417
2180	1721,538579					
		14:40	43,963	550,968	0,2527	0,3200
2556	2141,110413					
		15:40	46,506	1061,4482	0,4152	0,4957
$\sum$ 20653	$\sum$ 17542,686			$\sum$ 9913,389		

Tabela AIII. 13– Desempenho térmico do Reservatório PP para o dia 04/02/09
(sistema bombeado – 20 L/h).

I [KJ/m ²]	I_T [KJ/m ²]	t [h]	T [°C]	$Q_{acumulado}$ [KJ]	η	η_T
		10:00	25,37933			
2015	1863,816					
		11	26,622	466,82016	0,231673	0,250465
1258	1187,28					
		12	27,22067	224,89512	0,178772	0,18942
2445	2279,86					
		13	31,11267	1462,06872	0,597983	0,641297
774,7	732,316					
		14	31,04467	-25,54488	-0,03297	-0,03488
831,4	893,1428					
		15	31,15233	40,44606	0,048648	0,045285
1210	1095,639					
		16	31,907	283,49808	0,234296	0,258751
Σ 8534,1	Σ 8052,054			Σ 2452,183		

Tabela AIII. 14– Desempenho térmico do Reservatório PVC para o dia 04/02/09
(sistema bombeado – 20 L/h).

I [KJ/m ²]	I_T [KJ/m ²]	t [h]	T [°C]	$Q_{acumulado}$ [KJ]	η	η_T
		10:00	25,819			
2015	1863,816					
		11	27,086	475,96122	0,236209	0,255369
1258	1187,28					
		12	27,40933	121,4634	0,096553	0,102304
2445	2279,86					
		13	31,57367	1564,37346	0,639826	0,686171
774,7	732,316					
		14	30,82567	-280,99368	-0,36271	-0,38371
831,4	893,1428					
		15	31,069	91,4106	0,109948	0,102347
1210	1095,639					
		16	31,53133	173,68014	0,143537	0,15852
Σ 8534,1	Σ 8052,054			Σ 2145,895		

Tabela AIII. 15– Desempenho térmico do Reservatório PP para o dia 10/02/09
(sistema bombeado – 40 L/h).

I [KJ/m ²]	I_T [KJ/m ²]	$t[h]$	$T[^\circ C]$	$Q_{acumulado}$ [KJ]	η	η_T
		10:00	24,31867			
2480	2259,216495					
		11:00	28,506	1573,01364	0,63428	0,696265
1984	1859,130768					
		12:00	31,26067	1034,81808	0,521582	0,556614
2154	2017,896016					
		13:00	32,641	518,53602	0,240732	0,256969
3338	3049,598303					
		14:00	36,77633	1553,47932	0,465392	0,509405
2777	2509,258403					
		15:00	41,06433	1610,83008	0,580061	0,641955
843,8	1040,365437					
		16:00	40,69467	-138,86898	-0,16458	-0,13348
Σ 13576,8	Σ 12735,46			Σ 6151,8		

Tabela AIII. 16– Desempenho térmico do Reservatório PVC para o dia 10/02/09
(sistema bombeado – 40 L/h).

I [KJ/m ²]	I_T [KJ/m ²]	$t[h]$	$T[^\circ C]$	$Q_{acumulado}$ [KJ]	η	η_T
		10:00	23,958			
2480	2259,216495					
		11:00	28,20567	1595,67846	0,643419	0,706297
1984	1859,130768					
		12:00	30,44267	840,35142	0,423564	0,452013
2154	2017,896016					
		13:00	31,81767	516,5325	0,239802	0,255976
3338	3049,598303					
		14:00	35,756	1479,4743	0,443222	0,485137
2777	2509,258403					
		15:00	40,479	1774,24218	0,638906	0,707078
843,8	1040,365437					
		16:00	40,20967	-101,17776	-0,11991	-0,09725
Σ 13576,8	Σ 12735,46			Σ 6105,1		

Tabela AIII. 17– Desempenho térmico do Reservatório PP para o dia 11/02/09
(sistema bombeado – 40 L/h).

I [KJ/m ²]	I_T [KJ/m ²]	t [h]	T [°C]	$Q_{acumulado}$ [KJ]	η	η_T
		10:00	23,76			
2684	2462,31					
		11:00	27,219	1299,40794	0,484131	0,527719
3232	2988,465					
		12:00	32,41133	1950,55194	0,603512	0,652694
3260	3029,83					
		13:00	37,68767	1982,10738	0,608008	0,654197
2923	2721,74					
		14:00	41,24	1334,46954	0,456541	0,4903
3433	3127,851					
		15:00	43,83433	974,58726	0,283888	0,311584
3185	2797,637					
		16:00	46,70567	1078,64508	0,338664	0,385556
Σ 18717	Σ 17127,83			Σ 8619,769		

Tabela AIII. 18– Desempenho térmico do Reservatório PVC para o dia 11/02/09
(sistema bombeado – 40 L/h).

I [KJ/m ²]	I_T [KJ/m ²]	t [h]	T [°C]	$Q_{acumulado}$ [KJ]	η	η_T
		10:00	23,564			
2684	2462,31					
		11:00	26,74433	1194,72402	0,445128	0,485205
3232	2988,465					
		12:00	31,78267	1892,7003	0,585613	0,633335
3260	3029,83					
		13:00	37,18867	2030,81796	0,62295	0,670274
2923	2721,74					
		14:00	40,633	1293,89826	0,442661	0,475394
3433	3127,851					
		15:00	42,68733	771,73086	0,224798	0,246729
3185	2797,637					
		16:00	45,549	1075,0137	0,337524	0,384258
Σ 18717	Σ 17127,83			Σ 8258,885		

Tabela AIII. 19– Desempenho térmico do Reservatório PP para o dia 30/01/09
(sistema bombeado – 60 L/h).

I [KJ/m ²]	I_T [KJ/m ²]	t [h]	T [°C]	$Q_{acumulado}$ [KJ]	η	η_T
		10:00	25,85			
2642	2297,514					
		11	25,97367	46,45662	0,017584	0,020220389
3277	2930,347					
		12:03	33,20933	2718,15054	0,829463	0,927586596
3498	3187,882					
		13:03	38,30367	1913,73726	0,547095	0,600316268
3117	2844,683					
		14:03	41,37567	1154,02752	0,370237	0,405678719
2882	2564,733					
		15:03	43,50933	801,53322	0,278117	0,312521102
3109	2613,848					
		16:03	45,038	574,25892	0,184709	0,219698649
Σ 18525	Σ 16439			Σ 7208,164		

Tabela AIII. 20– Desempenho térmico do Reservatório PVC para o dia 30/01/09
(sistema bombeado – 60 L/h).

I [KJ/m ²]	I_T [KJ/m ²]	t [h]	T [°C]	$Q_{acumulado}$ [KJ]	η	η_T
		10:00	26,41			
2642	2297,514					
		11	26,544	50,33844	0,019053	0,021909963
3277	2930,347					
		12:03	33,22933333	2511,41232	0,766375	0,857035831
3498	3187,882					
		13:03	38,31133333	1909,10412	0,54577	0,598862908
3117	2844,683					
		14:03	40,86666667	959,93652	0,307968	0,337449334
2882	2564,733					
		15:03	43,29933333	913,85556	0,317091	0,356316045
3109	2613,848					
		16:03	44,477	442,40226	0,142297	0,169253233
Σ 18525	Σ 16439			Σ 6787,04		

Tabela AIII. 21– Desempenho térmico do Reservatório PP para o dia 12/02/09
(sistema bombeado – 60 L/h).

I [KJ/m ²]	I_T [KJ/m ²]	$t[h]$	$T[°C]$	$Q_{acumulado}$ [KJ]	η	η_T
		10	26,901			
2061	1919,567883					
		11	29,096	824,5737	0,400084	0,429562
2841	2645,14794					
		12	32,813	1396,32822	0,491492	0,527883
3222	3000,642861					
		13	37,4335	1735,73703	0,538714	0,578455
2080	1957,278292					
		14	39,44	753,76179	0,362385	0,385107
636,1	601,4661912					
		15	38,719	-270,85086	-0,4258	-0,45032
2380	2156,986717					
		16	40,6285	717,32277	0,301396	0,332558
Σ 13220,1	Σ 12281,089			Σ 5156,872		

Tabela AIII. 22– Desempenho térmico do Reservatório PVC para o dia 12/02/09
(sistema bombeado – 60 L/h).

I [KJ/m ²]	I_T [KJ/m ²]	$t[h]$	$T[°C]$	$Q_{acumulado}$ [KJ]	η	η_T
		10	27,968			
2061	1919,567883					
		11	29,66967	639,2481	0,310164	0,333017
2841	2645,14794					
		12	32,66567	1125,47736	0,396155	0,425487
3222	3000,642861					
		13	37,25033	1722,27588	0,534536	0,573969
2080	1957,278292					
		14	39,34233	785,88072	0,377827	0,401517
636,1	601,4661912					
		15	38,49933	-316,68138	-0,49785	-0,52652
2380	2156,986717					
		16	40,07133	590,53752	0,248125	0,273779
Σ 13220,1	Σ 12281,089			Σ 4546,738		

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS, NBR 10184: **“Coletores solares planos para líquidos”** Determinação do rendimento térmico, 1983. 25p.

ANEEL - Agência Nacional de Energia Elétrica, **“Atlas de Energia Elétrica do Brasil”** – www.aneel.gov.br

ABRAVA - Associação Brasileira de Refrigeração, Ar Condicionado, Ventilação e Aquecimento – www.portalabrava.com.br

BENFORD, F.; BOCK, J.E. **A Time Analysis of Sunshine**. Transactions of the American Illumination Engineering Society, v. 34, p, 200, 1939.

BEZERRA, A. M. **Aplicações Térmicas da Energia Solar**. Editora Universitária. Terceira Edição, 1998, João Pessoa.

CLOSE, D.J. **The Performance of Solar Water Heaters with Natural Circulation**. Solar Energy, vol 6, p, 33-40, 1962.

COOPER, P. I. **The Absorption of Solar Radiation in Solar Stills**. Solar Energy, v.12, p. 3, 1969.

COSTA, E.R. **Limitações no uso de coletores solares sem cobertura para sistemas domésticos de aquecimento de água**. Dissertação de Mestrado, PROMEC-UFRGS, Porto Alegre, 2002.

COSTA, R.N.A. **Viabilidade térmica, econômica e de materiais de um sistema solar de aquecimento de água a baixo custo para fins residenciais**. Natal, RN, 2007.

CRISTOFARI C.; NOTTON G.; POGGI P.; LUCHE A. **Modelling and performance of a copolymer solar water heating collector**. Solar Energy, vol.72, 2002, Número 2.

DUFFIE, J.A.; BECKMAN, W.A. **Solar Engineering of Thermal Processes**, 1ªEd, New York: John Wiley & Sons, 1980.

GUPTA C, L.; GARG, H. P. **System Design in Solar Water Heaters with Natural Circulation**. Solar Energy, Vol 1, N. 12, p. 163-182, 1968.

HEATON, H.S.; W.C.; Reynolds and W.M.Kays. **Heat Transfer in Annular Passages**. Simultaneous Development of Velocity and Temperature Fields in Laminar Flow. International Journal of Heat and Mass Transfer, p. 763-781, 1964.

HOTTEL, H.C.; WILLIER, A. **Evaluation of flat plate collector performance**, In: Transactions of the Conference on the Use of Solar Energy, 2. University of Arizona Press, 1958.

HOTTEL, H.C.; WOERTZ. **Performance of Flat-Plate Solar Heat Collectors**. Transactions of the American Society of Mechanical Engineers, V. 64, p. 91, 1942.

INCROPERA, F.P.; DEWITT, D.P. **Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa**, 4ª Ed, LTC Editora, Rio de Janeiro, 1998.

INMET – Instituto Nacional de Meteorologia -www.inmet.gov.br

INMETRO, Instituto Nacional de Metrologia. Normalização e Qualidade Industrial . Programa Brasileiro de Etiquetagem – Sistemas e Equipamentos para Aquecimento Solar de Água – Coletores Solares para banho. Edição de Maio de 2008.

JURADO, D. A. J. **Modelagem dinâmica de um sistema solar termo-sifão usando coletores atmosféricos de plástico**. Dissertação de Mestrado, Uberlândia, FEMEC-UFU, 2004, 102p.

KLEIN, S.A. **Calculation of Flat-Plate loss Coefficients**. Solar Energy, v.17, p.79 (1975).

KRENZINGER, A. **Desempenho térmico de coletor solar**. Certificado 013/2001. Laboratório de Energia Solar. PROMEC/UFRGS, Porto Alegre, 2001.

Lei nº 9.991, de 24/7/00, e resolução 271 da Aneel.

LIMA, J.B.A. **Otimização de sistema de aquecimento solar de água em edificações residenciais unifamiliares utilizando o programa TRNSYS**. 2003. 123p. Dissertação (Mestrado em Engenharia) – Escola Politécnica, Universidade de São Paulo, São Paulo, 2003.

LIU, B.Y.H.; JORDAN, R.C. **The long-term average performance of flat-plate solar energy collectors**. Solar Energy, v.7, n.2, p. 53-74, 1963.

MINISTÉRIO DE MINAS E ENERGIA. ELETROBRÁS. **Programa Nacional de Conservação de Energia Elétrica (PROCEL)**. Brasília, 1985. Disponível em: www.eletrobras.gov.br/procel.

MVEH, J. de D.B.M. **Análise teórica e experimental da eficiência térmica de coletores solares sem cobertura e de baixo custo**. Dissertação de mestrado, PROMEC/UFRGS, Porto Alegre, 1999.

PEREIRA, E. M. et al. **Energia solar térmica** In: TOMASQUI, Mauricio Tiomno et,al. Fontes renováveis de energia no Brasil. Rio de Janeiro: Interciência – Cenergia, 2003, 239-280pp.

PEREIRA, R.C., et al. **Eficiência Térmica de Coletores Solares de Baixo Custo** . 17º Congresso Brasileiro de Engenharia e Ciência dos Materiais. Foz do Iguaçu, PR, Novembro de 2006.

PETER, J. Lunde. **Solar Thermal Engineering**. John Wiley & Sons, New York, 1980.

REINDL, D.; DUFFIE, J.A.; BECKMAN, W.A. **Diffuse fraction correlations**. Solar Energy, v.45, n.1, p. 1-7, 1990.

RÍSPOLI, I.A.G. **O Aquecedor Solar Brasileiro – Teoria e Prática em Prol de Uma Transferência de Tecnologia Sustentável**. Campinas 2008. Tese de doutorado em Engenharia Civil –UINICAMP.

RODRIGUES, D.; MATAJS, R.R. **Um Banho de Sol para o Brasil: O que os Aquecedores Solares podem fazer pelo Meio Ambiente e a Sociedade**. Vitae Civilis. Instituto para o Desenvolvimento, Meio Ambiente e Paz, ISBN 85-99722-01-8. São Lourenço da Serra , SP, 2005.

SOCIEDADE DO SOL – www.sociedadedosol.org.br

SOUZA, L.G.M.; GOMES, U.U. 2002. **Viabilidade térmica, econômica e de materiais da utilização de tubos de PVC como elementos absorvedores em coletores de um sistema de aquecimento de água por energia solar**. Tese de Doutorado do Programa de Doutorado em Ciência e Engenharia de Materiais, UFRN.

SOUZA, L.G.M.; GOMES, U.U. 2003. **Viability of use of PVC tubes in solar collectors**: an analysis of materials, Materials Research, v. 6, p. 233-238, 2003.

SWINBANK, W.C. **Long-Wave Radiação from Clear Skies**. Quartely Journal of the Royal Metereological Society, p. 89, 1963.