

UNIVERSIDADE FEDERAL DE UBERLÂNDIA

FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA

PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

**MODELAGEM DINÂMICA DE UM SISTEMA SOLAR TERMOSSIFÃO
USANDO COLETORES ATMOSFÉRICOS DE PLÁSTICO**

Dissertação apresentada
à Universidade Federal de Uberlândia por:

DÓRIS AMÉLIA JULIO JURADO

como parte dos requisitos para obtenção do título de Mestre
em Engenharia Mecânica

SISBI/UFU



1000221389

Aprovada por:

Prof. Dr. Oscar Saul Hernández Mendoza – (UFU) – Orientador
Prof. Dr. Mauro Marques Burjaili – (UFU)
Prof. Dr. Antonio Moreira dos Santos – (USP)

Uberlândia, 2 de agosto de 2004.

1101
682.31
395rr.
TES/MEM

UNIVERSIDADE FEDERAL DE UBERLÂNDIA
Biblioteca



SISBI/UFU
221389

FICHA CATALOGRÁFICA

J94m

Julio Jurado, Dóris Amélia.

Modelagem dinâmica de um sistema solar termossifão usando coletores atmosféricos de plástico / Dóris Amélia Julio Jurado. - Uberlândia, 2004.

93f. : il.

Orientador: Oscar Saul Hernández Mendoza.

Dissertação (mestrado) - Universidade Federal de Uberlândia, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica.

Inclui bibliografia.

I. Energia - Fontes alternativas - Teses. 2. Aquecimento solar - Teses. 3. Coletores solares - Teses. 4. Aquecedores solares de água - Teses. 5. Energia solar - Teses. 6. Engenharia mecânica - Teses. I. Hernández Mendoza, Oscar Saul. II. Universidade Federal de Uberlândia. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica. III. Título.

CDU: 620.9(043.3)

A science is any discipline in which the fool of this generation can go beyond the point reached by the genius of the last generation.

Gluckman, Herman Max (1911 - 1975)

Agradecimentos

Ao meu orientador Prof. Dr. Oscar Saul Hernández Mendoza pela orientação, compreensão e colaboração ao longo deste trabalho.

Aos colegas do Laboratório de Energia e Sistemas Térmicos – LEST pelas sugestões, colaboração e interação durante todo o curso.

À minha família e amigos por toda a força.

À Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior - CAPES pela concessão da bolsa de estudos.

A todos os professores e funcionários da Faculdade de Engenharia Mecânica - FEMEC que de forma direta ou indireta participaram da realização deste trabalho.

Modelagem Dinâmica de um Sistema Solar Termossifão Usando Coletores Atmosféricos de Plástico

Sumário

Capítulo I Introdução	1
1.1 Coletores Solares para Aquecimento de Água	3
1.1.1 Sistemas Ativos	5
1.1.2 Sistemas Passivos	7
1.2 Justificativas do projeto	8
1.3 Revisão Bibliográfica	11
1.3.1 Desenho de sistemas de aquecimento solar	11
1.3.2 Modelagem de sistemas termossifão	12
1.3.3 Modelagem de coletores solares plásticos	13
1.4 Proposta de dissertação	13
 Capítulo II Experimentos: Medição e instrumentação	 15
2.1 Testes preliminares	15
2.2 Protótipo do sistema de aquecimento solar	16
2.2.1 Placas coletoras	16
2.2.2 Ângulo de inclinação	18
2.2.3 Reservatório	19
2.3 Hardware de monitoramento e aquisição de dados	20
2.2.1 Termopares	22
2.2.2 Célula solar de referência SP-100	23
2.3 Software de aquisição de dados	24
 Capítulo III Modelagem do Sistema	 27
3.1 Modelagem da Placa Coletora	27
3.1.1 Desenvolvimento do modelo dinâmico do coletor	28
3.1.2. Balanço de energia do fluido	30
3.2 MODELO DO RESERVATÓRIO	34
3.2.1 Modelo de Duffie e Beckman	34
3.2.1 Modelo de Newton	37
3.3 Modelo para o Cálculo da Taxa Mássica	38

Capítulo IV Resultados Experimentais e Validação de Modelos	41
4.1 Aquisição de dados experimentais	41
4.2 Desempenho térmico do sistema	42
4.3 Testes dos Modelos Individuais	45
4.3.1 Placa Coletora	46
4.3.2 Reservatório	48
4.4 Simulação do sistema	49
4.4.1 Modelo preliminar	49
4.4.2 Modelo final	51
4.5 Cálculo de incertezas no calor do armazenador	57
4.6 Eficiência do Aquecedor	58
 Capítulo V Relação Área coletora – Volume de água no reservatório	 61
5.1 Programa RADIASOL	61
5.2 Simulações	65
 Capítulo VI Conclusões, Observações e Recomendações	 71
 Bibliografia	 73
 Anexos	
 Anexo I	 76
Anexo II	78
Anexo III	80
Anexo IV	82

Simbologia

- A - área (m^2)
C_p - calor específico ($\text{J kg}^{-1} \text{K}^{-1}$)
d_c - largura do canal (m)
h_c - altura do canal (m)
I_t - radiação incidente (W m^{-2})
h - coeficiente de transferência de calor ($\text{W m}^{-2}\text{K}^{-1}$), altura (m)
k - condutividade térmica ($\text{W m}^{-1} \text{K}^{-1}$)
L - comprimento (m), espessura (m)
 $\dot{m}$ - taxa mássica (kg s^{-1})
m - massa (kg)
n - número de elementos
N_c - número de canais
Nu - número de Nusselt
Pr - número de Prandtl
Q - Calor (J)
Ra - número de Rayleigh
R_B - fator geométrico
S - distância (m)
T - Temperatura (°C)
t - tempo (s)
U - coeficiente global de transferência de calor ($\text{W m}^{-2}\text{K}^{-1}$)
V - velocidade do vento (m s^{-1})

Letras Gregas

- α - coeficiente de expansão térmica ($\text{m}^2 \text{s}^{-1}$)
 β - inclinação do plano do coletor com a horizontal
 ϕ - declinação, latitude
 γ - azimute
 μ - viscosidade dinâmica ($\text{kg m}^{-1} \text{s}^{-1}$)
 ν - viscosidade cinemática ($\text{m}^2 \text{s}^{-1}$)
 ρ - densidade (kg m^{-3})

Subscritos

amb	- ambiente
b	- fundo
c	- seção transversal
co	- coletor
cp	- placa coletora
conv	- convecção
f	- fluido
in	- entrada
is	- isolamento
hyd	- hidráulico
o	- saída
p	- placa absorvedora
r	- reservatório
s	- superfície
t	- topo
w	- água

Julio, D. A. 2004, "Modelagem Dinâmica de um Sistema Solar Termossifão Usando Coletores Atmosféricos de Plástico", Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, MG.

Resumo

Este trabalho apresenta o modelo dinâmico de um sistema solar termossifão formado por duas placas absorvedoras de PVC de $1,44 \text{ m}^2$ de área y um reservatório vertical de polipropileno de 120 litros. O modelo foi validado com dados experimentais obtidos em Uberlândia, Brasil, latitude $18^{\circ}55'23''\text{S}$, durante o inverno (agosto e setembro) de 2003 em dias claros. O reservatório foi enchido com água a noite anterior ao experimento e as leituras foram registradas no teste durante o dia. Fez-se o registro das temperaturas (em cinco níveis no reservatório, entrada e saída do coletor), assim como as condições climáticas: radiação solar no plano do coletor e temperatura ambiente. O sistema desenvolvido usa material reciclado, comumente encontrado nas cidades brasileiras e material hidráulico normalmente usado em sistemas de abastecimento de água residencial. A máxima temperatura da água é limitada a 60°C a fim de evitar falhas nas uniões de PVC.

O modelo dinâmico desenvolvido é simples e consiste em duas partes: o balanço de energia da placa coletora e o reservatório estratificado. O modelo matemático do absorvedor descreve a temperatura de saída como função da radiação, a taxa mássica e as perdas térmicas. Adotou-se o modelo de reservatório estratificado (Duffie & Beckman, 1980), que supõe o tanque dividido em N seções de temperatura uniforme, e se escolheu simular para 10 seções. É estimado um valor inicial da taxa mássica, para avaliar a distribuição de temperatura no sistema. A taxa mássica é recalculada posteriormente em um processo iterativo, através do balanço das forças de empuxo com as perdas de carga por atrito.

Os resultados mostram boa concordância entre as simulações e os resultados experimentais.

O modelo validado pode ser usado para encontrar a melhor relação entre a área coletora e a capacidade do reservatório térmico para qualquer localidade do Brasil.

Os estudos apresentados mostram a potencialidade do sistema quando usado como sistema de aquecimento em grupos habitacionais de baixos recursos econômicos.

Julio, D. A., "Dynamic Modeling of a Thermosyphon Solar System Using Atmospheric Plastic Collector", M. S. Dissertation, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, Brasil.

Abstract

This work presents the dynamic model of a thermosyphon solar system consisting of two PVC double walled absorber plate collectors of 1,44 m² of area and 120 l polypropylene vertical storage tank. The model was validated with experimental data obtained in Uberlândia, Brazil, latitude 18°55'23"S, during winter time (August and September, 2003) in clear days. The storage tank was filled up with water the night before the test and the temperature readings were recorded for the next day's test. Temperatures were recorded (in five reservoir levels, at collectors entrance and output), as well as weather conditions like solar irradiation on collector plate plane and environmental temperature. The system developed uses recycled material, usually found in Brazilian cities, and hydraulic material commercially available, normally used in cold water residential systems. The maximum hot water temperature obtained is limited to 60°C in order to avoid fails in the PVC junctions and in other materials used in the system.

The dynamic model developed is a simple one that consists of two parts: the energy balance of the solar collector plates and the stratified tank. Mathematical model of the absorber plate describes output temperature as a function of radiation, mass flow rate and thermal losses. Partially stratified tank model (Duffie & Beckman, 1980) was adopted. Model approaches the thermal stratification of the tank by assuming that the tank consists of N fully-mixed volume segments. A number of 10 nodes were chosen. An initial estimated value of flow rate is used to evaluate the temperature distribution around the thermosyphon loop. An estimate of the thermosyphon head may be found based on relative positions of the tank and collector. The flow rate is that which balances the thermosyphon buoyancy forces with the frictional resistance in the flow circuit.

The results show good agreement between simulated and experimental results.

The validated simulation model is then used to found the best relationship between collector area and capacity of storage tank for known locations.

The preliminary studies presented show the systems potentialities when used as domestic heating system in low-income habitational groups.

Keywords: Thermosyphon. Solar water heating system. Modelling

Capítulo I

Introdução

A energia solar, por suas características bastante positivas para o meio ambiente, começa a ganhar espaço no Brasil (www.energiabrasil.gov.br , 2004). O sol, trabalhando como um imenso reator à fusão, irradia na terra todos os dias um notável potencial energético, incomparável a qualquer outro sistema de energia. Sabe-se que o sol irradia, anualmente, algo equivalente a dez mil vezes a energia consumida pela população mundial no mesmo período.

O uso da energia solar pode ser dividido em duas modalidades principais: a térmica e a fotovoltaica. As aplicações térmicas são aquelas onde a luz do sol é transformada diretamente em calor pela absorção de superfícies escuras. O exemplo mais conhecido é o aquecedor solar, que eleva a temperatura da água, a qual depois é armazenada em reservatórios térmicos (*boilers*).

Seu uso substitui torneiras elétricas e chuveiros elétricos, podendo representar uma economia de até 35% no consumo de energia elétrica de uma residência. A indústria brasileira do setor já produz sistemas de ótima qualidade, com vida útil superando os 20 anos. Sua instalação é recomendada para casas, hotéis, indústrias e edifícios residenciais.

A tecnologia do aquecedor solar já vem sendo usada no Brasil desde a década de 60 (www.portalabrava.com.br, 2004), época em que surgiram as primeiras pesquisas. Em 1973, empresas passaram a utilizá-la comercialmente. Hoje, os sistemas de aquecimento solar no Brasil beneficiam mais de 500 mil residências, economizando energia elétrica equivalente ao consumo de uma cidade de 1,1 milhões de famílias. Estima-se que mais de dois milhões de pessoas já se beneficiam com a tecnologia do aquecedor solar, sendo aquecidos cerca de 200 milhões de litros de água para banho diariamente.

Essa tecnologia é aplicada, principalmente, em residências, hotéis, motéis, hospitais, vestiários e restaurantes industriais, sendo também cada vez mais empregada no aquecimento de piscinas (ABRAVA, 2004). Em Belo Horizonte já são mais de 950 edifícios que contam com este benefício e, em Porto Seguro 130 hotéis e pousadas. Aumenta também sua aplicação em conjuntos habitacionais e casas populares, como nos projetos Ilha do Mel, Projeto Cingapura, Projeto Sapucaias em Contagem, Conjuntos Habitacionais SIR e Maria Eugênia (COHAB) em Governador Valadares.

O crescimento médio no setor, que já conta com aproximadamente 140 fabricantes e possui uma taxa histórica de crescimento anual de aproximadamente 35%, foi acima de 50% em 2001.

Em 2002, foram produzidos no país 310.000 m² de coletores solares. Apesar do setor apresentar expressivas taxas de crescimento nos últimos anos, os dados que o Departamento Nacional de Aquecimento Solar - DASOL dispõe demonstram que o Brasil, apesar das inúmeras condições favoráveis ao uso dessa tecnologia, ainda ocupa uma tímida posição no mercado internacional. Em 1999, a produção de coletores solares de alguns países apresentava-se da seguinte forma, Tab. 1.1 e 1.2

Tabela 1.1 - Produção de coletores solares por países (www.portalabrava.com.br, 2004)

País	Área Coletora (m ²)
China	4.000.000
Índia	2.000.000
Japão	1.000.000
Alemanha	420.000
Brasil	194.000
Grécia	160.000
Áustria	141.000

Tabela 1.2 – Área de coletor solar para 100 habitantes (www.portalabrava.com.br, 2004)

País	m ² de coletores por 100 habitantes
Israel	67,1
Áustria	17,5
Japão	7,9
Alemanha	5,1
China	3,2
Brasil	1,15
USA	0,1

Os fatores que contribuíram para o crescimento do mercado foram: a divulgação dos benefícios do uso da energia solar; a isenção de impostos que o setor obteve; o financiamento da Caixa Econômica Federal aos interessados em implantar o sistema; e o racionamento e incertezas no fornecimento de energia elétrica. A manutenção de um mercado de qualidade

através do controle do INMETRO também tem mostrado a eficiência e credibilidade dessa tecnologia.

Os custos dos sistemas de aquecimento solar apresentaram significativa queda de valor em dólar na última década. O valor em real tem se mantido estável nos últimos anos. Como o dimensionamento dos equipamentos varia em função da região do país, a ABRAVA recomenda uma pesquisa entre seus associados para o levantamento dos custos dos sistemas.

A tendência ao longo dos anos é a redução dos custos em função da escala de produção, dos avanços tecnológicos, do aumento da concorrência e dos incentivos governamentais.

1.1 Coletores Solares para Aquecimento de Água

Os sistemas domésticos de aquecimento usam a energia do sol para aquecer água em coletores geralmente montados no teto das residências. A água quente é logo armazenada em um tanque similar aos convencionais tanques de água a gás ou elétricos. Alguns sistemas usam uma bomba elétrica para circular o fluido através do coletor.

Embora o custo dos aquecedores solares de água é maior do que os aquecedores convencionais, o combustível (luz solar) é grátis. Além disso, não poluem o meio ambiente.

Os aquecedores de água solares podem operar em qualquer clima. O desempenho depende em parte da quantidade de energia solar disponível no local, mas também de quão fria está a água que entra no sistema. Quanto mais fria a água estiver, maior a eficiência do sistema.

São três tipos básicos de coletores (U.S. Department of Energy - Energy Efficiency and Renewable Energy, 2004): placa-plana (flat plate), tubo - evacuados (evacuated-tube) e concentradores:

O coletor de placa plana (Fig. 1.1), o tipo mais comum, é uma caixa isolada, protegida das condições climáticas, contendo uma placa absorvedora escura baixo uma ou mais coberturas transparentes.

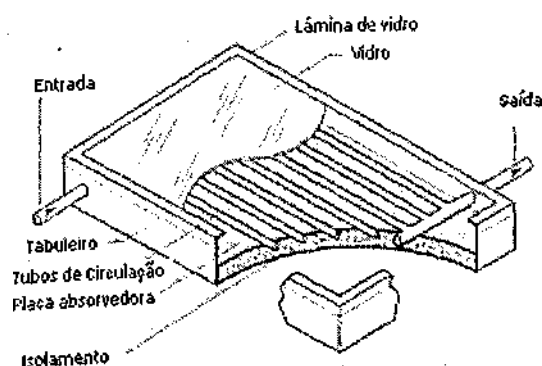


Figura 1.1 - Coletor de placa plana

Os coletores tubo evacuados Fig 1.2 são feitos de várias filas de tubos transparentes de vidro paralelos. Cada tubo consiste em um tubo externo de vidro e um tubo interno ou absorvedor com uma superfície seletiva que absorve a energia solar e inibe as perdas de calor por radiação. O ar é retirado do espaço entre os tubos, para formar um vácuo que elimina as perdas de calor por convecção e condução.

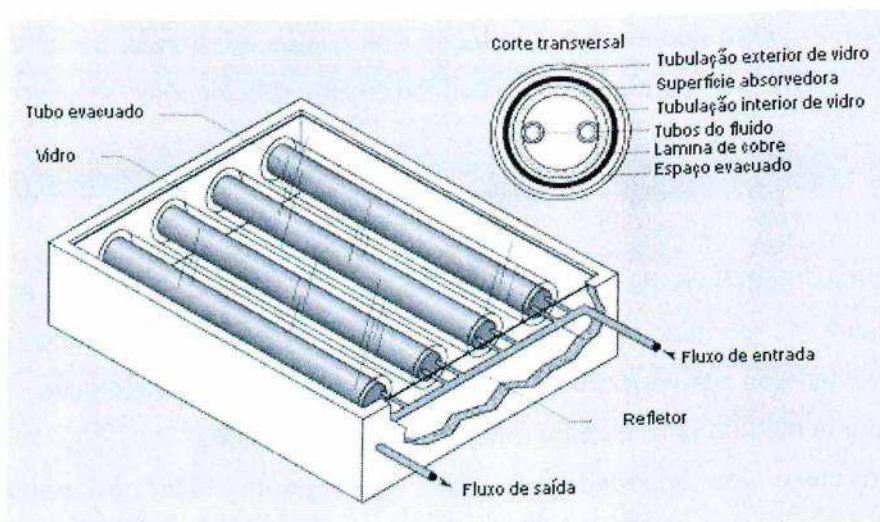


Figura 1.2 – Coletor tubo evacuado.

Os coletores concentradores (Fig.1.3) para aplicações residenciais são canais cilíndricos ou superfícies de revolução - contínuas ou segmentadas - que usam superfícies espelhadas para concentrar a energia solar em um tubo absorvedor (chamado receptor) contendo um fluido para o qual se transfere o calor.

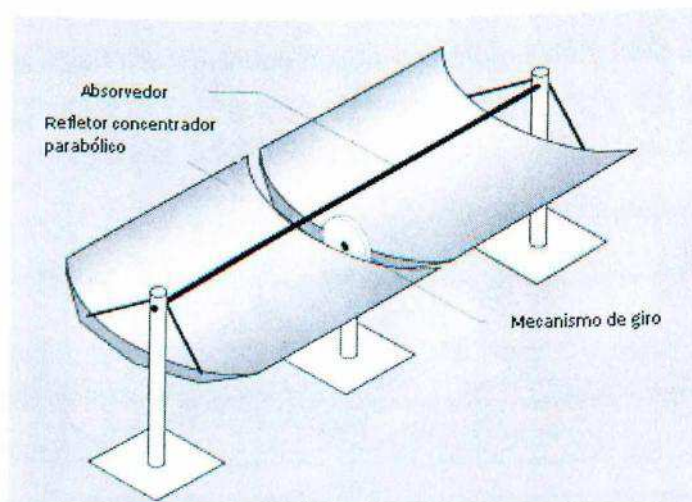


Figura 1.3 – Coletor concentrador.

A maioria dos aquecedores solares comercialmente disponíveis requer um tanque armazenador bem isolado. Muitos sistemas usam tanques convertidos (modificados) de aquecedores elétricos ou instalam o tanque armazenador solar em série com o aquecedor convencional. Nessa configuração, o aquecedor solar pré-aquece a água antes dela entrar no aquecedor convencional.

Alguns aquecedores solares usam bombas para recircular a água quente do reservatório ao coletor e tubulações.

Tipos de aquecedores solares de água

Os aquecedores de água podem ser ativos ou passivos. Um sistema ativo usa uma bomba elétrica para circular o fluido; o sistema passivo não tem bomba. A quantidade de água quente que o aquecedor solar produz depende do tipo e tamanho do sistema, a quantidade disponível de sol no local, a instalação apropriada e o ângulo de inclinação e orientação dos coletores.

Os aquecedores de água são classificados como circuito aberto (open loop, também chamados "diretos") ou circuito fechado (closed loop ou "indiretos"). Um sistema aberto circula água para uso doméstico através do coletor. Um sistema fechado usa um fluido (heat transfer fluid) (água ou solução anticongelante, por exemplo) para coletar o calor e um trocador de calor para transferir o calor à água.

1.1.1 Sistemas Ativos

Usam bombas elétricas, válvulas e controladores para circular água ou outro líquido através dos coletores. Eles são usualmente mais caros do que os sistemas passivos, mas são também mais eficientes. Os sistemas ativos são mais fáceis de instalar e manter do que os sistemas passivos porque seu tanque armazenador não precisa ser instalado acima ou perto do coletor. Porém, devido ao uso da eletricidade, eles não funcionarão durante uma interrupção da energia.

Sistemas ativos de circuito aberto: Usam bombas para circular água potável através dos coletores. Este tipo de sistema é eficiente e os custos de operação são baixos, porém não são apropriados se a água é pesada ou ácida porque as incrustações e corrosão desabilitam o sistema. Estes sistemas são populares em climas onde não há congelamento. Não devem ser instalados nunca em climas onde as temperaturas são abaixo de zero (0°C) por períodos prolongados.

Os sistemas de recirculação são um tipo específico de sistema de circuito aberto que provem proteção contra congelamento. Eles usam a bomba para circular água quente desde o tanque de reserva através dos coletores e as tubulações expostas quando as temperaturas

estão perto do ponto de gelo. Os sistemas de recirculação devem se considerar só onde ocorre congelamento moderado uma o duas vezes por ano no máximo. Ativar a proteção anticongelamento desperdiça eletricidade e calor armazenado. Evidentemente sem energia elétrica a bomba não operará e o sistema se congelará. Para prevenir isto, uma válvula (freeze valve) pode ser instalada para prover uma proteção adicional no caso a bomba não opere. Em climas gelados a válvula goteja água quente através do coletor para prevenir congelamento.

Sistemas Ativos de Circuito Fechado: Estes sistemas (Fig. 1.4) bombeiam um fluido de transferência de calor, (geralmente uma mistura anticongelante de água - glicol) através do coletor. Trocadores de calor transferem a energia do fluido à água para consumo domestico armazenada no tanque.

Trocadores de dobre parede são usados para prevenir a contaminação da água potável. Os sistemas de glicol de circuito fechado são populares em áreas expostas a baixas temperaturas durante períodos longos devido a oferecerem proteção contra o congelamento. No entanto, estes sistemas são um pouco mais caros na compra e instalação e o glicol deve ser revisado todos os anos e trocado dentro do período de 3 a 10 anos, dependendo da qualidade do glicol e das temperaturas do sistema.

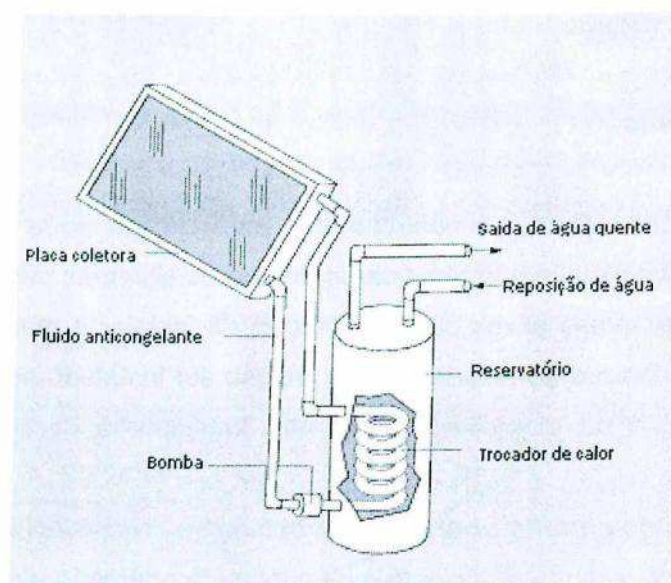


Figura 1.4 - Aquecedor solar ativo em circuito fechado

Sistemas de drenagem (drainback) usam água como fluido de transferência de calor no circuito do coletor. Uma bomba circula a água através dos coletores. A água é extraída por gravidade ao tanque e trocador, sem válvulas que falhem. Quando as bombas são desligadas, os coletores estão vazios, o que garante proteção contra congelamento e também permite desligar o sistema se a água no tanque estiver muito quente.

1.1.2 Sistemas Passivos

Estes sistemas movimentam água potável ou um líquido de transferência de calor através do sistema sem bomba. Os sistemas passivos não têm componentes elétricos que possam se quebrar. Isto faz com que sejam mais confiáveis e fáceis de se manter e possibilita uma duração maior do que os sistemas ativos.

Os sistemas passivos podem ser mais baratos do que os ativos, no entanto podem ser também menos eficientes.

Aquecedores tipo estufa, também chamados como “bread box” ou “Batch heaters” ou sistemas integrais coletor-armazenador, (Fig 1.5) são sistemas passivos simples que consistem em um ou mais tanques colocados em uma caixa isolada que tem uma cobertura de vidro orientada para o sol. Estes aquecedores são baratos e tem poucos componentes, o que significa menos manutenção e poucas falhas. Um sistema de aquecimento tipo estufa é montado no solo ou no teto (tendo certeza que a estrutura é forte o suficiente para suporta-lo). Alguns aquecedores usam superfícies seletivas no tanque. Estas superfícies absorvem bem o sol, mas inibem as perdas por radiação. Em climas onde ocorre congelamento, devem ser protegidos ou drenados no inverno. Em sistemas bem desenhados, os componentes mais vulneráveis a se congelar são as tubulações, se estiverem localizadas em áreas não isoladas, que conduzem ao aquecedor solar. Se estes tubos são bem isolados, o calor que vem do tanque prevenirá o congelamento.

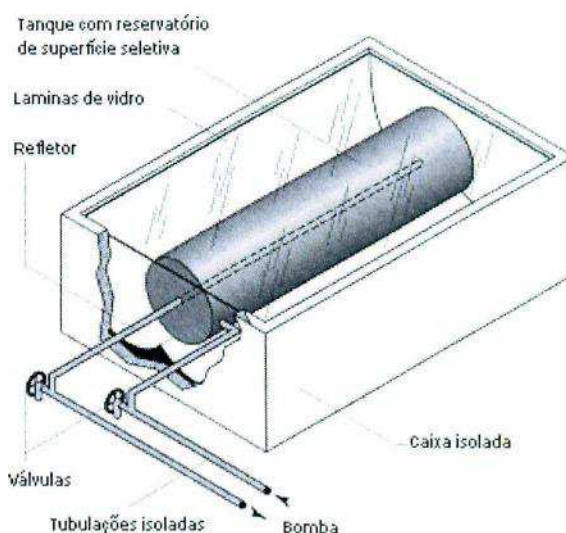


Figura 1.5 - Coletor solar tipo integral

Sistemas Termossifão: Dependem da subida da água quente, ou fenômeno de convecção natural, para a circulação da água através dos coletores e do tanque. Neste tipo de instalação, o tanque deve estar acima do coletor. À medida que a água no coletor é aquecida, torna-se mais leve e sobe naturalmente para o tanque acima. Enquanto isso, a água fria no tanque escoar abaixo nos tubos para a fundo do coletor, ocasionando circulação através do sistema. O tanque armazenador está conectado ao tope do coletor a fim de que a circulação termossifão ocorra, Fig (1.6).

Estes sistemas são confiáveis e relativamente baratos, porém requerem planejamento cuidadoso da construção porque o reservatório de água é pesado. Eles podem ser protegidos contra congelamento mediante circulação de uma solução anticongelante através de um trocador de calor em circuito fechado para aquecer a água de uso doméstico.

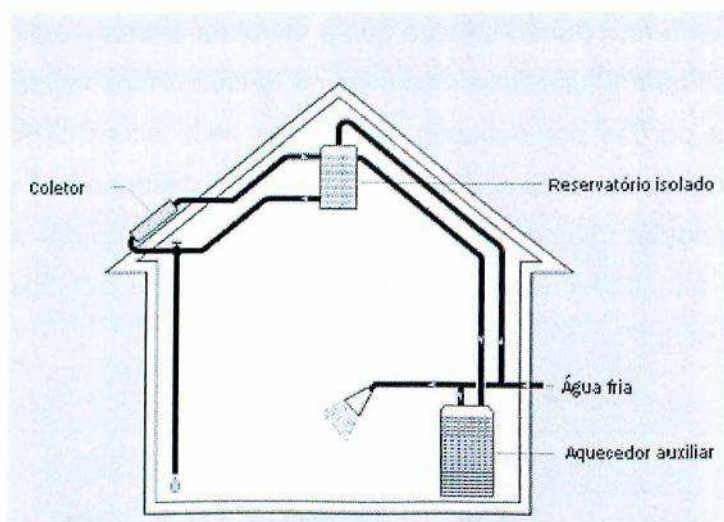


Figura 1.6 - Sistema de aquecimento tipo termossifão

1.2 Justificativas do projeto

Bastante comum entre nós, o chuveiro elétrico é identificado como forte fator de elevação do pico de demanda, devido a sua alta potência, e seu uso restringir-se a pequenos períodos, geralmente em horários determinados e comuns para grande parte dos usuários. Somente com aquecimento doméstico de água para banho, foram gastos anualmente cerca de 20 bilhões de kWh de energia elétrica no Brasil em 1998 (ANEEL, 2003), os quais poderiam ser supridos com energia solar, com enormes vantagens socioeconômicas e ambientais. Mais grave ainda é o fato de que quase toda essa energia deve ser gerada em poucas horas do dia (basicamente entre 18h e 20h), o que significa sobrecarga no sistema. Tomando-se como referência uma

potência média de 3 kW por aparelho, uma duração média de 10 minutos por banho e um índice de posse de 0,69 aparelho por domicílio estima-se que o chuveiro elétrico contribui com 12,8% da demanda máxima do sistema elétrico brasileiro; o que corresponde a aproximadamente 6.800 MW de potência instalada.

Além disso, há uma enorme demanda em prédios públicos e comerciais (escolas, hotéis, motéis, restaurantes, hospitais etc.), que pode ser devidamente atendida por sistemas de aquecimento solar central.

Segundo informações da Associação Brasileira de Refrigeração, Ar Condicionado, Ventilação e Aquecimento ABRAVA, (citado no Atlas de Energia Elétrica do Brasil, 2003) existiam até o ano de 2000 cerca de 250.000 coletores solares residenciais instalados no Brasil, o que correspondia a somente 0,6% dos cerca de 40 milhões de domicílios brasileiros.

Um dos principais entraves à difusão da tecnologia de aquecimento solar de água é o custo de aquisição dos equipamentos, particularmente para residências de baixa renda. Segundo a ABRAVA, no mesmo informe, o preço de um coletor solar adequado a uma residência de baixa renda custava cerca de R\$ 550,00 (este preço inclui somente as placas coletoras, sem armazenador, nem instalação), enquanto o preço de um chuveiro elétrico convencional é da ordem de R\$ 15,00. Para as concessionárias, porém, estima-se um custo cerca de 100 vezes maior (US\$ 1 = R\$ 1,82; 04/09/00).

O Brasil demonstra um grande potencial para o aquecimento solar, e sua utilização em larga escala representará benefício para diversos setores da sociedade, sem falar nas vantagens refletidas para o meio-ambiente.

Os sistemas de aquecimento de água do tipo termossifão são uma alternativa econômica devido à sua simplicidade: sua eficiência é satisfatória para aplicações domésticas e tem a vantagem da ausência de partes moveis (bomba) que faz que não requeira manutenção.

O uso de coletores plásticos aumenta a economia do sistema graças ao baixo custo quando comparado com os materiais utilizados nos coletores convencionais: vidro, cobre, alumínio.

O sistema de aquecimento solar do tipo termossifão a ser analisado neste trabalho é uma alternativa econômica devido à sua simplicidade e o uso de materiais hidráulicos convencionais na sua construção.

O projeto que levou ao desenvolvimento desta dissertação foi iniciado no ano de 2000, a partir de uma reunião formada por representantes da Companhia Energética de Minas Gerais - CEMIG, Secretaria Municipal de Ciência e Tecnologia - SEMCET, Câmara dos Vereadores de Uberlândia e UFU. Esta primeira reunião foi realizada na CEMIG.

O objetivo da reunião era desenvolver um sistema alternativo eficiente para aquecimento de água em substituição ao chuveiro elétrico, para classes populares de baixa renda.

Foram analisados vários sistemas alternativos, porém o escolhido foi um sistema que já estava em fase de desenvolvimento numa empresa incubada (SUNPOWER) no CIETEC da USP, em São Paulo.

A visita a esta fábrica foi em março de 2001, com a participação de representantes das entidades acima citadas.

Com relação ao sistema pôde-se constatar que era viável tecnicamente e economicamente. Tratava-se de um sistema solar bastante simples que utilizou placas e tubos de PVC na confecção dos coletores e a própria caixa d'água da residência como reservatório para água quente.

Por outro lado, este sistema apresentava problemas de resistência mecânica e térmica, e ainda não haviam sido realizados testes de campo que mostrassem a viabilidade do processo quando da extração de água quente do sistema. Um dos atrativos do sistema proposto pela SUNPOWER era o uso de materiais que se utilizavam atualmente na fabricação de divisórias de escritórios e tubulação hidráulica normalmente usados em circuitos hidráulicos residenciais de água fria.

O sistema proposto por esta empresa deveria acumular a água quente gerada no próprio reservatório de água fria da residência.

As propostas para o uso de um reservatório de água quente em separado ainda estavam em desenvolvimento, sendo que as idéias iniciais eram bastante empíricas e não apresentavam nenhum estudo sobre perdas de calor do sistema de armazenamento de água quente, forma de controlar a temperatura máxima a que o sistema poderia operar ($T < 60^{\circ}C$), para não comprometer a resistência da cola para PVC, normalmente usada em circuitos de água fria.

Após sucessivas reuniões, na SEMCET, da comissão, que se prolongaram por um período de seis meses, os quais se encontram formalizados na SEMCET através de atas, foi proposto e viabilizado pela SEMCET, no final de 2001, um projeto que desenvolvesse um sistema solar para aquecimento de água confiável, com custo reduzido e que fosse devidamente testado para possíveis usuários de baixa renda.

Em fevereiro de 2002, foi iniciada a execução do projeto na UFU, por uma equipe da Faculdade de Engenharia Mecânica, coordenada pelo Prof. Dr. Oscar Saul Hernandez, com os seguintes objetivos:

A modelagem proposta permite fazer estudos simulados da relação entre a área coletora, o tamanho do armazenador e a orientação ótima dos coletores em qualquer lugar do Brasil, sem ultrapassarem temperaturas do fluido superiores a $60^{\circ}C$ no armazenador. Os resultados permitem avaliar as potencialidades deste tipo de sistema quando utilizado em conjuntos habitacionais de baixa renda.

1.3 Revisão Bibliográfica

1.3.1 Desenho de sistemas de aquecimento solar

Os métodos de desenho de aquecimento solar caem em duas categorias (Duffie e Beckman, 1980). No primeiro deles o desenho de um sistema novo ou de um tipo em particular é feito usando métodos de simulação. A informação que a simulação provê é necessária para sistemas novos ou de desenho único. O custo das simulações é pequeno quando comparado com os custos totais envolvidos nos sistemas.

A segunda categoria compreende o desenho de sistemas ativos que se adapta a uma configuração estandar, onde está disponível informação detalhada da dinâmica do desempenho e onde os custos do projeto não justificam o custo da simulação. Os resultados de muitas simulações são correlacionados em termos de variáveis adimensionais facilmente calculáveis.

Um exemplo desta segunda categoria é o método *f-chart* usado para estimar o desempenho anual de sistemas ativos para aquecimento de prédios, onde a mínima temperatura da energia fornecida é 20°C (Beckman et al, 1977).

O método *f-chart* provê um meio para estimar o desempenho térmico em longo prazo de sistemas de aquecimento solar de configurações padrão. Os dados requeridos são radiação média mensal e temperatura, os parâmetros do coletor -que devem ser obtidos de testes padronizados de coletores - e valores estimados das cargas. Este esquema é só aplicável em sistemas de configuração estandar, onde os parâmetros são obtidos de testes padronizados do coletor, quer dizer, seguindo normas (ASHRAE 93-77).

1.3.2 Modelagem de sistemas termossifão

Diversos autores têm trabalhado no estudo de sistemas de aquecimento de água termossifão. A maioria dos trabalhos apresenta testes de sistemas específicos e alguns outros a modelagem e simulação em coletores de uma fase só, ou de sistemas termossifão onde ocorre mudança de fase (evaporação – condensação). Porém, estes sistemas foram construídos com materiais e configurações convencionais.

D.J. Close (1962) desenvolveu um sistema analítico simples para predizer o desempenho diário de um sistema termossifão sob condições de dia claro e sem extrações. Usando um balanço de energia global no sistema elaborou uma equação diferencial que descreve a variação da temperatura média no reservatório. As soluções das equações diferenciais sob as condições de variação senoidal da radiação solar produziram um modelo analítico.

Gupta e Garg (1968) modificaram o modelo de Close para levar em conta a eficiência da troca térmica do coletor e a capacitância térmica. A radiação solar e a temperatura ambiente são representadas por expansões das séries de Fourier. Estas modificações fazem o modelo de Close válido para clima nublado também. Contudo, mantém a condição de não – extração durante o período de análise.

K.S. Ong (1976) estendeu o trabalho de Close e Gupta e Garg usando um procedimento de solução por diferenças finitas, e uma formulação diferente do fator de eficiência da placa absorvedora. O modelo considera o sistema dividido em um número finito de seções, tendo cada seção temperatura uniforme. Ong simula e mede a taxa mássica, a temperatura média do reservatório e a eficiência do coletor usando dados reais de radiação solar e temperatura ambiente.

G.L. Morrison e D.B.J. Ranatunga (1980) investigaram a resposta dos sistemas termossifão às mudanças nos intervalos da radiação. A medição do fluxo transiente é obtida usando um anemômetro laser e um modelo matemático é desenvolvido para simular a performance transiente.

G.L. Morrison e J.E. Braun (1985) desenvolveram um eficiente modelo numérico de simulação para a simulação de aquecedores de água termossifão. O modelo é compatível com o amplamente usado programa de simulação TRNSYS (A Transient Simulation Program, University of Wisconsin, 1996).

Malkin (1985) estudou sistemas termossifão para determinar a taxa mássica e a estratificação no reservatório, e desenvolveu um método de análise e projeto de sistemas termossifão que permite prever o desempenho anual para uma ampla variedade de sistemas termossifão. O método de desenho de sistemas solares termossifão foi desenvolvido baseado no método f-chart para sistemas ativos (Duffie e Beckman, 1980). O método de desenho requer como entradas só médias mensais dos dados meteorológicos e a descrição geométrica dos componentes do sistema. A variação da taxa mássica durante o dia e o ano se aproxima por uma taxa mássica “média equivalente” fixa para cada mês. O esquema iterativo desenvolvido por Duffie encontra a taxa mássica que balanceia a força de flutuação com as perdas por fricção no circuito em uma base mensal.

Kalogirou e Papamarcou (2000) modelaram um aquecedor solar de água de duas placas coletoras, área de abertura de 2.7 m^2 , reservatório de 150 l, usando TRNSYS. Foram feitos experimentos simples para validar o modelo.

Belessiotis e Mathiolakis (2002) conseguiram uma aproximação de simulação simples e eficiente para aquecedores de água solares operando por convecção natural (efeito termossifão) baseado no método ISO9459-2.

Zerrouki e Boumédien (2002) apresentaram um análise da circulação natural de um sistema solar de aquecimento de água produzido e comercializado na Argélia. Foram feitos os cálculos e medidas da taxa de fluxo mássica, incremento de temperatura do fluido e temperatura da placa absorvedora dentro do coletor de placa plana com tubos paralelos.

1.3.3 Modelagem de coletores solares plásticos

A introdução de materiais econômicos na fabricação dos coletores solares reduz os custos os torna acessíveis aos usuários de baixa renda. Ao respeito, têm-se estudado diversos materiais a serem usados na placa coletora.

Kudish et al (2002) desenvolveram um modelo de simulação de um coletor solar polimérico de superfície seletiva, e placa absorvedora com canais de fluxo paralelos. O modelo validado foi utilizado para desenvolver testes de sensibilidade a parâmetros de desenho como taxa mássica, tipo de cobertura, altura dos canais da estrutura usada como absorvedor e efeito da separação entre a cobertura e a placa absorvedora.

Sopian et al (2002) estudaram o comportamento térmico de um coletor solar de plástico natural construído na Malásia, mostrando as vantagens de peso, facilidade de fabricação, baixo custo e resistência à corrosão.

Cristofari et al (2002) analisaram o desempenho 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. O trabalho apresenta também o desempenho térmico, produtividade e eficiência para o sistema montado no Mediterrâneo. O modelo desenvolvido é de diferenças finitas, baseado na discretização nodal da seção do coletor e do circuito do reservatório.

Souza (2002) mostra que a susceptibilidade ao desgaste térmico do PVC se acentua com níveis de temperatura acima de 60° na sua superfície.

1.4 Proposta de dissertação

O modelo dinâmico do coletor proposto nesta dissertação está baseado na metodologia de modelagem proposta por Hernández (1982), devidamente adaptada ao coletor de plástico. A solução das equações diferenciais, resultantes dos balanços de energia, se faz analiticamente.

Para o cálculo da taxa mássica, foi adaptada a metodologia de Malkin que por sua vez está baseada no método de Morrison e Braun e simplificações de Close.

A dissertação está dividida em seis capítulos, no capítulo inicial foram apresentadas as motivações que levaram ao desenvolvimento do trabalho e uma pequena abordagem do que

vêm sendo feito nessa linha de pesquisa ao longo dos anos. No Capítulo II será apresentada uma descrição da bancada experimental utilizada no desenvolvimento do trabalho e será descrito o software de aquisição de dados. A proposta de modelagem é apresentada no Capítulo III. O Capítulo IV apresenta os resultados da simulação numérica e comparação com os dados experimentais. O Capítulo V apresenta o estudo feito para encontrar a relação ótima entre a área coletora e o volume do reservatório, para a cidade de Uberlândia. O Capítulo VI finaliza a dissertação apresentando as principais conclusões e uma análise do trabalho com relação ao objetivo inicial, sugerindo também propostas para desdobramentos futuros.

Capítulo II

Experimentos: Medição e instrumentação

Este capítulo apresenta a descrição da bancada de ensaios utilizada no estudo. Na primeira parte do capítulo se apresentam os principais componentes do sistema de aquecimento solar; a segunda parte descreve a instrumentação utilizada no monitoramento e registro de dados, assim como alguns princípios de funcionamento dos instrumentos e no final o programa de aquisição de dados desenvolvido neste trabalho.

2.1 Testes preliminares

Numa primeira etapa da execução do projeto, foram confeccionados coletores utilizando placas de PVC brancas e tubos de PVC brancos e marrons, com placas de aproximadamente 1m^2 de área, sendo exaustivamente analisada a união entre placa e tubo de PVC de forma a contornar os problemas encontrados nos coletores solares propostos pela SUNPOWER.

Foram utilizadas soldas usando colas poliméricas como: araldite, durepoxi, massa plástica e silicone. Os coletores assim soldados foram ensaiados acoplados a reservatórios de água fria (na própria caixa d'água da residência) por um período de tempo superior a 2 meses, observando a evolução da temperatura, tanto no coletor quanto no reservatório e potencialidades do uso da água quente gerada pelo sistema.

Foi constatado experimentalmente que para um sistema solar de 2m^2 de área coletora, descarregando na parte superior de um reservatório de água fria de 1000 litros a elevação da temperatura da água no reservatório era no máximo de 10°C acima da temperatura ambiente, numa camada estratificada na parte superior da caixa d'água de espessura máxima de 5 centímetros. Correspondendo aproximadamente a 50 litros de água quente.

No final do período solar dos dias analisados foi constatado experimentalmente que a energia térmica acumulada na camada estratificada iniciava um processo de degradação térmica extremamente rápido, impossibilitando o uso da água quente gerada.

As placas solares analisadas neste período com a utilização das colas acima especificadas para a união das placas de PVC aos tubos de PVC apresentavam vazamentos causados em sua maior parte pelos níveis de temperaturas alcançados (temperatura da placa coletora superior a 60°C), e também devido aos movimentos causados ao sistema, principalmente pelo vento.

Foram analisadas varia técnicas para a união da placa de PVC e os condutos de PVC superiores e inferiores que incluíram estudos sobre os acoplamentos placa e tubo:

- Uso de canaletas guias de PVC, encontradas facilmente no mercado para união e solução dos problemas mecânicos.
- Uso de ranhuras longitudinalmente nos tubos receptores das placas e ranhuras de dimensões e comprimentos iguais das placas coletoras.
- Optou-se finalmente por fazer a união placa de PVC e tubo de PVC utilizando ranhuras de dimensões e comprimento iguais às placas coletoras realizando sua solda com manta de fibra de vidro.

Foram analisados vários tipos de isolamento para o reservatório de água quente:

- papel picado;
- papel machê;
- retalhos de isopor.

Os coeficientes globais de troca de calor entre o reservatório de água quente e o ambiente oscilam entre 0.01 Kw/°C e 0.25 Kw/°C ,dependendo da forma de instalar o reservatório de água quente e sua conexão com o reservatório de água fria, sendo que isto determinou a escolha do retalho de isopor, que coincidentemente é mais econômico.

2.2 Protótipo do sistema de aquecimento solar

Foi montado um sistema solar composto de duas placas de PVC (1,44 m² de área coletora total), acopladas a um sistema de armazenagem de plástico, isolado com retalhos de isopor.

2.2.1 Placas coletoras

Foram confeccionados coletores com placas de PVC de aproximadamente 0,72 m² de área, similares aos propostos pela SUNPOWER (Manual de Instrução de Manufatura e Instalação Experimental do Aquecedor Solar de Baixo Custo – A S B C. Manual do Usuário Versão 1.24, 2001), ressaltando, porém, que foram feitas modificações estruturais especialmente na união placa-tubo, para resolver problemas mecânicos apresentados pelos coletores propostos pela Sunpower.

Os materiais utilizados foram:

- Placas modulares de PVC brancas: forro de PVC 1,20 x 0,60 m, com paredes de um mm de espessura e 34 divisões internas de aproximadamente 17 mm de espessura.
- Tubos de PVC 32 mm soldável marrom como tubos distribuidores.
- Uniões soldáveis e joelhos de PVC 32 mm (marrom).

- Adesivo para tubos de PVC e solução limpadora.
- Massa plástica de resina de poliéster com catalisador MEK.
- Fibra de vidro com catalisador de secagem rápida.

Técnica construtiva: A união entre a placa de PVC e os tubos do mesmo material se fez realizando ranhuras de 8 mm em todo o comprimento do tubo e encaixando as placas coletoras, como mostram as Figuras 2.1 – 2.4 (Manual SUNPOWER), fazendo logo uma solda com manta de fibra de vidro.

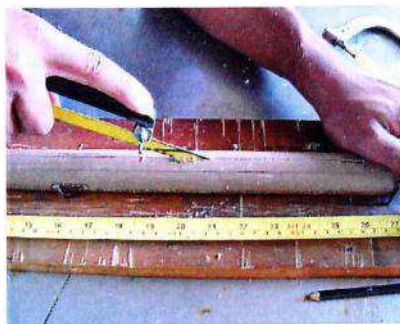


Figura 2.1 - Corte do tubo



Figura 2.2 - Lixamento e limpeza das superfícies



Figura 2.3 - Encaixe do forro



Figura 2.4 - Introdução de 5 mm do forro no tubo

Técnica de colagem: a massa seladora foi fabricada com talco industrial diluído com solvente usado na fabricação de fibra de vidro, em proporções tais que esta massa ficasse com consistência pastosa, pode também ser usada massa plástica encontrada facilmente nas lojas de material de construção, tendo o cuidado de endurece-la com catalisador do mesmo tipo do usado para a fibra de vidro. A manta de fibra de vidro foi endurecida com a utilização de catalisadores de uso industrial que atuaram na superfície sem tirar a elasticidade e nem a propriedade de vedação necessária para manter hermético o sistema, assim como proporcionar resistência mecânica da união.

Preparação de superfícies: lixado das superfícies, aplicação de fundo metálico e tinta sintética (automotiva) preta fosca com espessura adequada para aumentar a absorção da placa.

Isolamento: No fundo da placa coletora foi colada uma placa de EPS (Poliestireno Expandido), de 20 mm de espessura e de densidade 15 kg/m³.

2.2.2 Ângulo de inclinação

A predição do desempenho do coletor requer informação sobre a energia solar absorvida pela placa coletora. A energia solar captada por uma superfície varia em função de inúmeros parâmetros como a orientação da superfície em relação ao sol, a hora do dia, o dia do ano, a latitude e as condições atmosféricas (Fedrizzi, 1997). Para uma maior captação da irradiação solar, os coletores devem ter uma certa orientação em relação ao azimute γ do local e uma certa inclinação β , em relação a horizontal (ver Figura 2.5). Esta inclinação em geral se reduz proporcionalmente à latitude do local de tal forma que para pequenas latitudes a melhor inclinação pode ser até mesmo de 0 (zero) graus. (Mesmo que a inclinação ideal seja de 0º graus, é aconselhável na prática uma inclinação mínima de 5º graus para evitar acúmulo de material sólido na superfície do coletor).

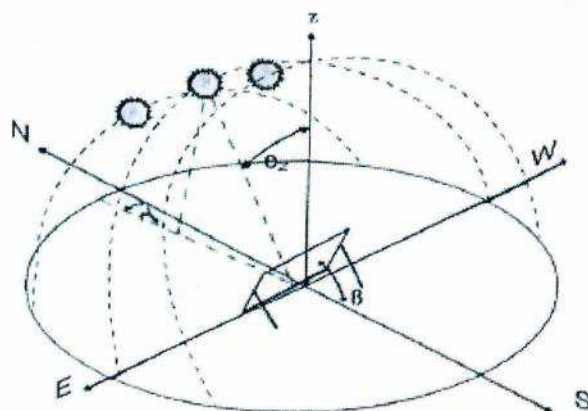


Figura 2.5 - Parâmetros utilizados na determinação da radiação no plano do coletor.

Os critérios propostos pela metodologia são os seguintes:

- Para sistemas localizados no hemisfério sul, os coletores são orientados ao norte, enquanto que para sistemas localizados no hemisfério norte, os coletores são orientados ao sul, ou seja, $\gamma = 0^\circ$.
- Em relação ao valor ótimo do ângulo de inclinação, β , uma primeira aproximação para maximizar a irradiação global consiste em supor que o melhor ângulo é aquele que maximiza a irradiação direta captada, ou seja, o fator geométrico R_B , a relação entre a radiação direta numa superfície inclinada e aquela na horizontal para qualquer instante. A regra anterior assume uma menor contribuição da irradiação difusa e do albedo em

relação à irradiação direta. Devido a que o cálculo deste fator é uma tarefa laboriosa, o manual tratado apresenta os valores de R_B já tabulado, em função da latitude ϕ e do ângulo de inclinação β , para cada mês do ano e para ambos hemisférios terrestres. Os valores apresentados em negrito correspondem ao R_B máximo para cada latitude (para o hemisfério sul a latitude deve ser negativa), sendo a partir daí imediato encontrar o ângulo de inclinação que maximiza a radiação direta. No Anexo I encontram-se as tabelas para alguns meses do ano.

Tomando como referencia tais tabelas, foi usado nos ensaios o ângulo de 40° com a horizontal para o mês de Agosto e de 30° no mês de setembro, ângulos recomendados para a latitude de Uberlândia ($18^\circ 55' 23'' S$), isto será discutido mais tarde no capítulo IV.

2.2.3 Reservatório

O sistema de armazenamento de água quente foi desenvolvido utilizando botijões de plástico de polipropileno normalmente usados para transporte de produtos químicos, especificamente sabão líquido para uso industrial.

A escolha recaiu nesses botijões de plástico pelo fato de não apresentarem problemas de toxicidade no caso de utilizá-los para armazenar água quente para banho. Também esta escolha se deu devido ao baixo custo desses botijões (200 litros = R\$35,00, 150 litros = R\$25,00 e 120 litros = R\$18,00, preços de junho de 2003 em Uberlândia, MG).

Foram usados botijões de 250 litros (Fig. 2.6) onde internamente se acoplaram botijões de 150 litros, deixando um espaço de aproximadamente 5 centímetros entre as paredes dos dois, para introdução do isolante (fundo, laterais e topo) para reduzir as perdas de calor do armazenador de água quente.



Figura 2.6a – Foto do reservatório



Figura 2.6b – Interior do reservatório

2.3 Hardware de monitoramento e aquisição de dados

O sistema de aquecimento solar foi instrumentado com sensores de temperatura no armazenador. Inseriram-se termopares também na entrada e saída do coletor e fixou-se outro na base do sistema para medição da temperatura ambiente. A radiação solar incidente foi registrada com uma fotocélula montada no plano do coletor. A Figura 2.7 apresenta esquematicamente os pontos de medição.

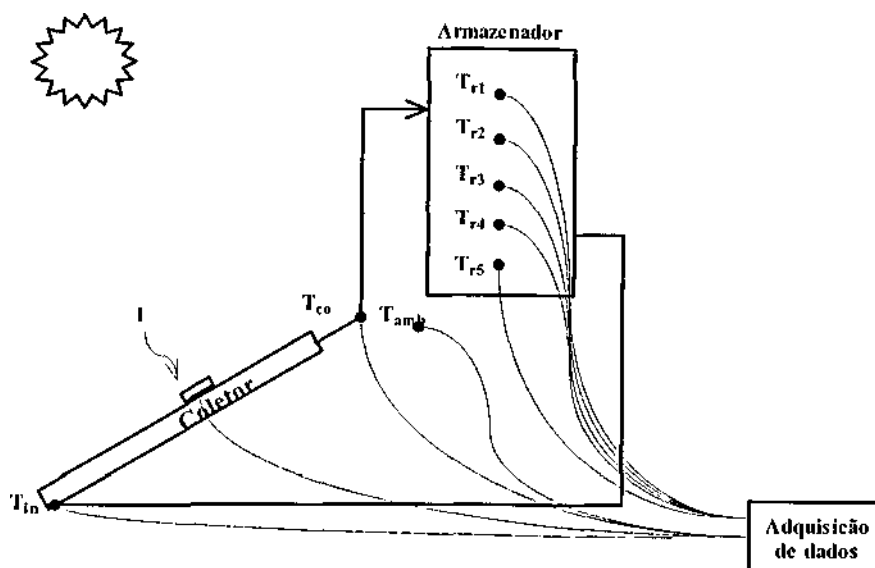


Figura 2.7- Diagrama esquemático do sistema de aquecimento e pontos de medição

Para o monitoramento e registro de dados do sistema foi utilizado um microcomputador Pentium 524C 133MHz, 32 RAM, HD 3Gb com sistema operacional Windows 95. A Figura 2.8 mostra a arquitetura geral dos componentes do sistema de aquisição e registro de dados.

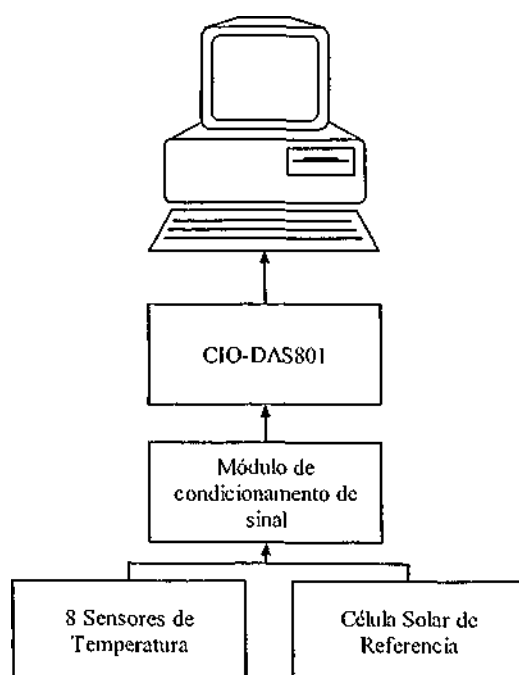


Figura 2.8 - Arquitetura geral dos componentes do sistema de aquisição de dados.

A interface entre o sistema de medição e o microcomputador é feita através da placa CIO-DAS802 da *Computer Boards* com as seguintes especificações técnicas:

- 8 canais analógicos de entrada absolutos ou 8 diferenciais configuráveis individualmente por chave com 1K amostras de FIFO
- Resolução de 12 bits para conversor A/D
- Velocidade de 50 kHz com gatilho digital ou programa
- Faixas de entrada para CIO-DAS802: ± 10 , ± 5 , ± 2.5 , ± 1.25 , 0 - 10, 0 - 5, 0 - 2.5, 0 - 1.25 V.
- Faixas de entrada para CIO-DAS801: ± 10 , ± 5 , ± 1 , ± 0.5 , ± 0.1 , ± 0.05 , ± 0.01 , ± 0.005 , 0 - 10, 0 - 5, 0 - 1, 0 - 0.1, 0 - 0.01 V.
- Faixa de entrada fixa em $\pm 5V$ para CIO-DAS800
- 3 canais digitais de entrada e 4 de saída fixos

A filtragem dos sinais é feita através do módulo de condicionamento de sinais 5B47-T-06 da Analog Devices da Figura 2.9, com as seguintes especificações técnicas:

- Módulos de entradas analógicas para interface direta de sensores e fontes:
Termopares J, K, T, E, R, S, B, e E.
RTDs, - 100 Ω Pt, 10 Ω Cu, 120 Ω Ni
Strain Gages
Fontes de Volts e Milivolts, etc.
- Módulos de saída analógica: Corrente 0-20mA, 4-20mA.

- Faixa de temperatura:- 25 – 85°C

Os canais utilizados foram distribuídos conforme mostrado na Tabela 2.1.



Figura 2.9 - Módulo de condicionamento de sinais 5B47-T-06.

Tabela 2.1 - Distribuição das entradas analógicas na placa de aquisição de dados

CANAL	POSIÇÃO
1	Temperatura de entrada da água no coletor
2	Temperatura de saída da água do coletor
3	Temperatura de entrada da água no reservatório
4	Temperatura da água no reservatório
5	Temperatura da água no reservatório
6	Temperatura da água no reservatório
7	Temperatura de entrada da água no reservatório
8	Temperatura ambiente
9	Radiação solar

2.3.1 Termopares

Foram usados termopares tipo T (cobre - constantã) tanto no armazenador em posições diferentes para observar a estratificação, quanto nos tubos de entrada e saída do coletor para registro das temperaturas de entrada e saída da água no coletor; instalou-se outro na estrutura de montagem do sistema para medição da temperatura ambiente.

O termopar é um tipo de sensor de temperatura muito simples, robusto, barato e de fácil utilização. O dispositivo gera eletricidade a partir de diferenças de temperatura.

Dois fios condutores de eletricidade, por exemplo, o cobre e uma liga de cobre-níquel chamada constantã, quando unidos em uma de suas extremidades, geram uma tensão elétrica, que pode ser medida na outra extremidade, se existir diferença de temperatura entre elas.

Como a diferença de potencial é proporcional à diferença de temperatura entre suas junções, este princípio, denominado efeito Seebeck em homenagem ao cientista que o descreveu, é amplamente utilizado para medir temperatura especialmente a nível laboratorial pela sua fácil confecção.

A Tabela 2.2 resume as principais características e faixa de trabalho dos termopares tipo T utilizados no experimento.

Tabela 2.2 – Características do termopar tipo T

Faixa de uso aconselhada	Algumas aplicações	Vantagens	Desvantagens
Cobre-constantã -190 a 370°C	Estufas Banhos Fornos elétricos para baixa temperatura	Resiste a atmosferas corrosivas Resiste a atmosferas redutoras e oxidantes Utilizável em temperaturas negativas	Oxidação do cobre acima de 315°C

2.3.2 Célula solar de referência SP-100

A célula solar de referencia SP-100 destina-se à medição da radiação solar global incidente sobre uma superfície. Utiliza como elemento sensor uma célula fotovoltaica de silício monocristalino de 2*2 cm², de ampla faixa de resposta espectral, encapsulada em resina epóxi.

Funcionamento: A célula fotovoltaica é basicamente um gerador de corrente, cuja intensidade é diretamente proporcional à radiação solar incidente.

A corrente gerada circula através de um resistor shunt (Rs) de baixa impedância, obtendo-se nos terminais de saída uma tensão (Vs) proporcional à corrente (Is) e conseqüentemente, proporcional à intensidade da radiação solar (λ). Figura 2.12.

A célula foi calibrada individualmente na UNICAMP, usando luz solar simulada, nas condições AM1, 100mW/cm2, 25°C, tomando como padrão uma célula de referência SOLAREX importada. A constante de calibração obtida gravada na parte traseira da célula é de 100mV/(100mW/cm2).

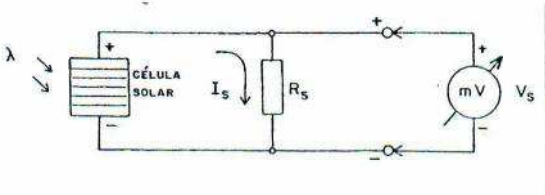


Figura 2.12 – Esquema da instalação elétrica da fotocélula

A célula é posicionada no plano no qual se quer medir a radiação solar incidente; os terminais se conectam a um voltímetro, com impedância na entrada mínima de $1k\Omega$.

A leitura indicada no instrumento em mV é convertida para W/m^2 utilizando o fator de calibração correspondente. No Anexo II mostra-se o esquema da célula e a curva de calibração.

2.4 Software de aquisição de dados

A interface do hardware de aquisição com o usuário é feita através de um software de aquisição/monitoramento em tempo real, desenvolvido no LEST, utilizando o software LabView[®] 5.1.

Para calibrar os sensores de temperatura, utilizou-se o instrumento de calibração *CELL OMEGA Hot Point Cell CL900* com precisão de $\pm 1^\circ C$. Os sensores foram calibrados na faixa de 25 a 75 $^\circ C$, verificando-se também a histerese.

As curvas e equações da calibração dos sensores de temperatura instalados são apresentadas no Anexo III.

A Figura 2.13 mostra o esquema do sistema de aquisição de dados, implementado no LabViewTM. O usuário escolhe o número de amostras e a frequência a serem lidas por cada porta. Para evitar perturbações de ruído é realizado o cálculo de uma média para um determinado intervalo de tempo. Após o cálculo é introduzida a equação de calibração para cada sensor. No final, os dados adquiridos são armazenados em um arquivo de saída.

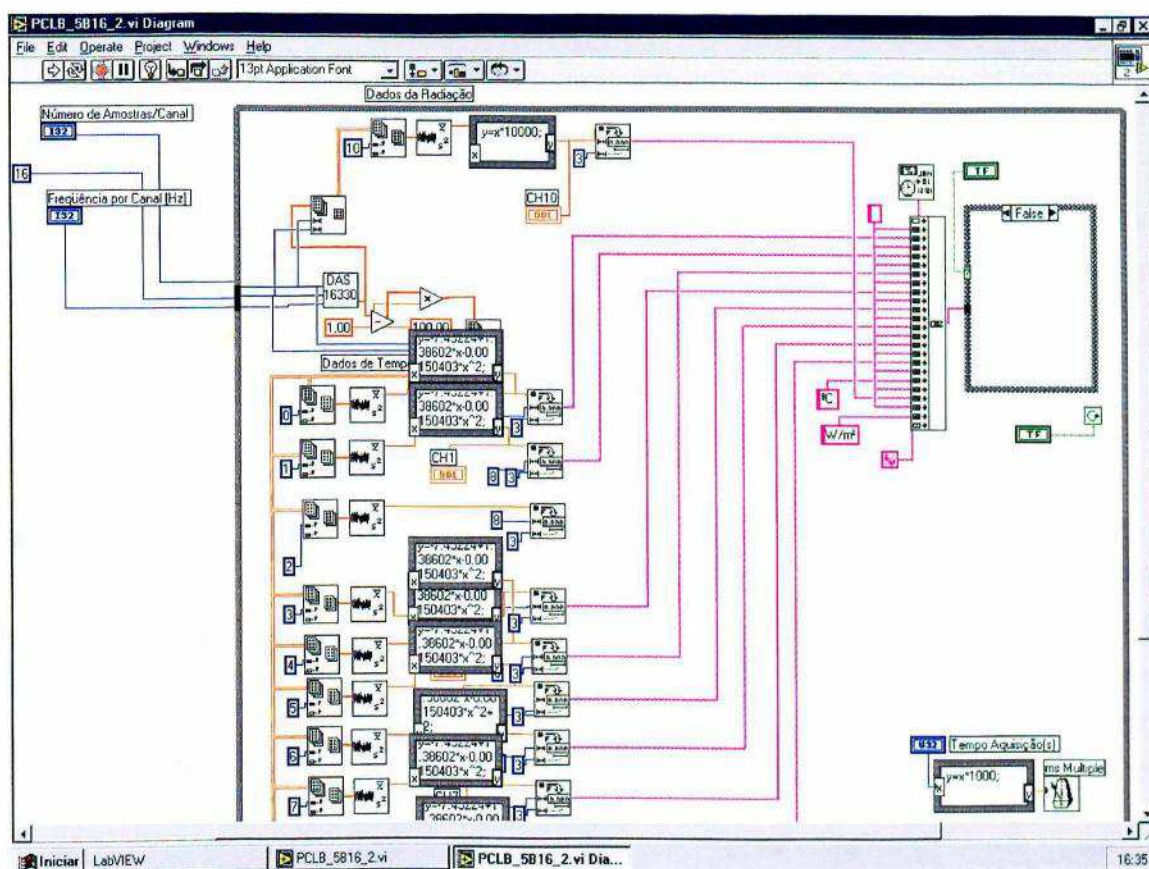


Figura 2.13 – Diagrama esquemático do sistema de aquisição de dados

A Figura 2.14 mostra a tela do software, onde é apresentada a evolução dos parâmetros físicos medidos: é observada a evolução da radiação [W/m^2], as temperaturas nos diferentes pontos do sistema de aquecimento e armazenamento de água. O usuário tem a opção de escolher o intervalo de tempo de aquisição, tanto como o número de amostras, frequência de aquisição e direcionar o arquivo de saída.

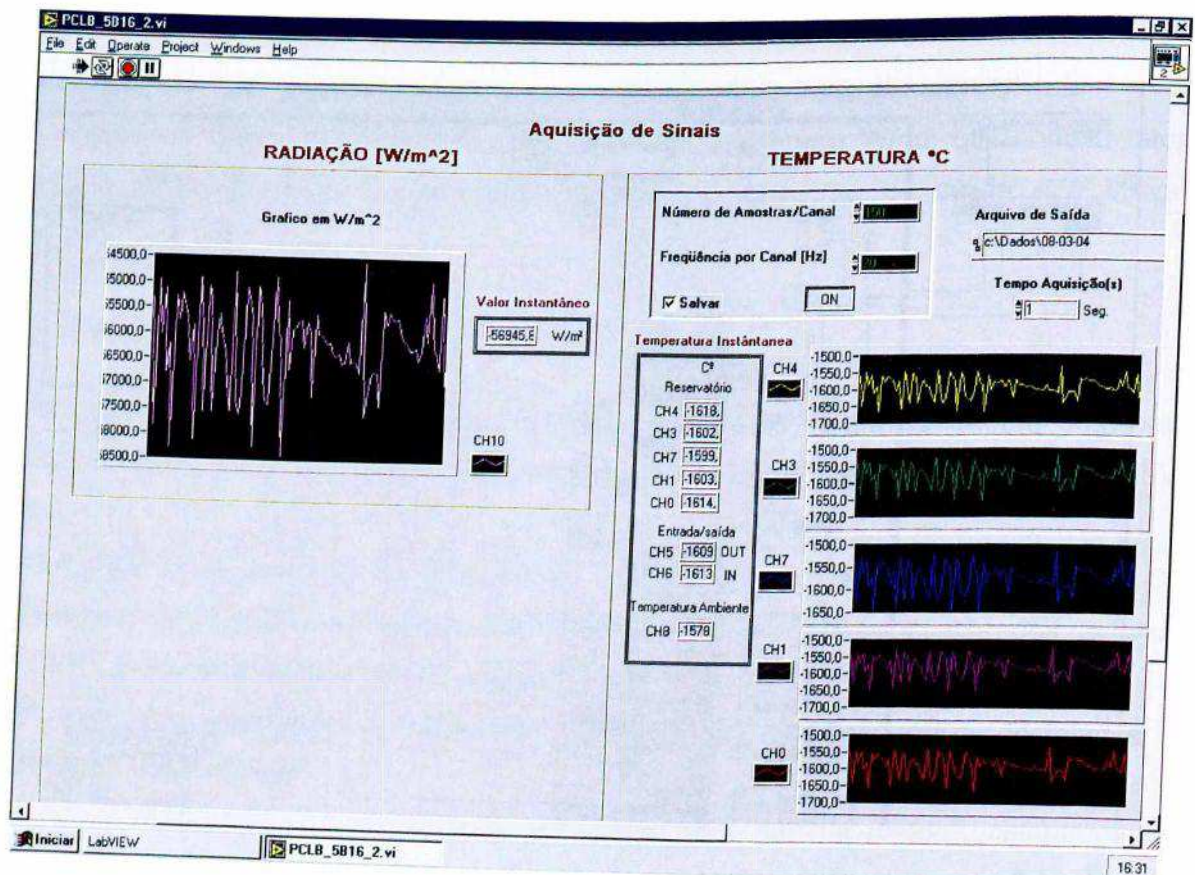


Figura 2.14 – Tela do software de aquisição de dados em LabVIEW

Capítulo III

Modelagem do Sistema

Neste capítulo apresentamos os balanços de energia e as considerações feitas para a modelagem dos principais componentes do sistema de aquecimento de água (placa coletora e armazenador) e para o cálculo da taxa mássica do termossifão.

3.1 Modelagem da Placa Coletora

Considera-se a placa coletora da Fig. 3.1. No esquema, o comprimento da placa é representado por L , a largura por w , a espessura do isolamento é L_{is} e a largura e altura do canal são d_c e h_c respectivamente. A temperatura de entrada no coletor é T_{in} , a temperatura de saída T_{co} , a área superficial A_{c_p} , a taxa mássica $\dot{m}$ e o coeficiente global de transferência de calor para o ambiente U_L . Têm-se os seguintes parâmetros físicos de entrada: radiação solar direta no plano do coletor (I_t), velocidade do vento (V) e temperatura ambiente (T_{amb}). Foi desenvolvido um modelo dinâmico que obtém a temperatura T_{co} como função de T_{in} , $\dot{m}$, I_t e U_L .

Para simplificar a análise foram feitas as seguintes considerações:

- A placa absorvedora e o isolamento na base do absorvedor estão à mesma temperatura T_p .
- A placa não tem gradientes de temperatura na direção do fluxo, nem no sentido transversal do fluxo: $T_p = f(t)$, onde t é o tempo.
- A temperatura do fluido na placa muda só ao longo do comprimento do coletor: $T_f = f(x)$
- No modelo proposto desprezam-se as perdas de calor nas laterais da placa.

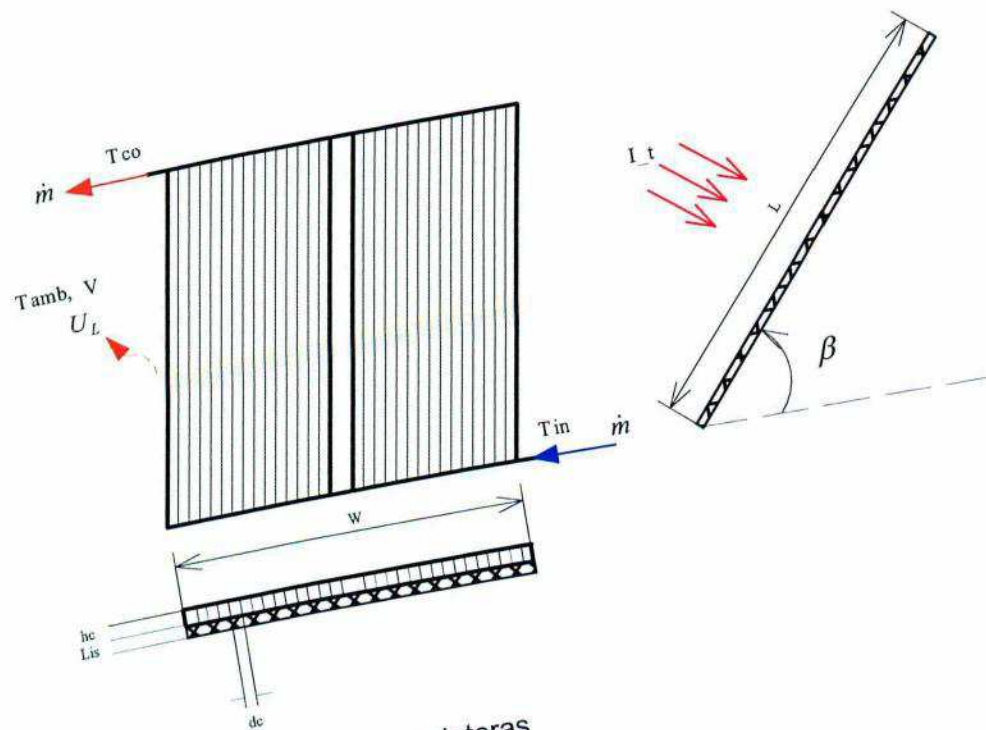


Figura 3.1 - Esquema das placas coletoras

3.1.1 Desenvolvimento do modelo dinâmico do coletor

O volume de controle empregado na análise é o conjunto placa-isolamento representado na Fig. 3.2.

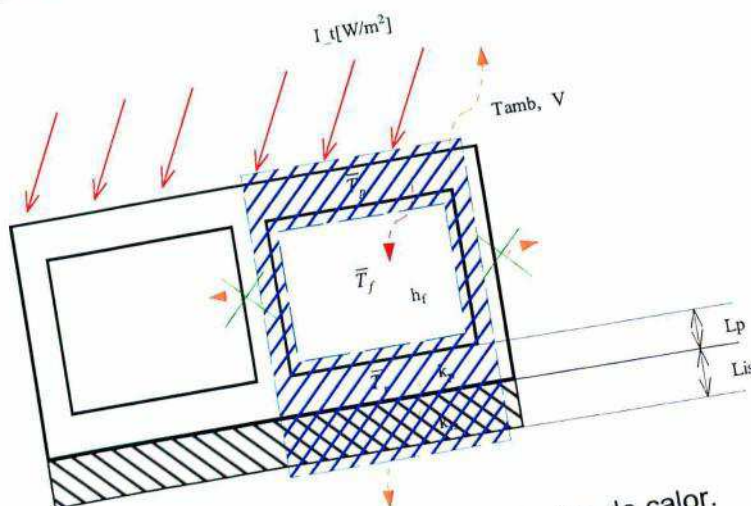


Figura 3.2 - Volume de controle ilustrando as transferências de calor.

Do balanço de energia (1ª lei da termodinâmica), Eq. 3.1, a taxa de energia acumulada no volume de controle $\frac{dE_{ac}}{dt}$ é igual à somatória das taxas de energia que entram $\dot{E}_e$ e saem $\dot{E}_s$ do volume, mais a energia gerada E_g , que no caso do estudo é nula.

$$\frac{dE_{ac}}{dt} = \dot{E}_e + \dot{E}_s + \dot{E}_g^0 \quad (3.1)$$

Os termos de entrada e saída de energia estão associados com a transferência de calor pelos modos radiante (radiação solar), condutivo e convectivo (perdas para o ambiente); a variação de energia acumulada se deve à variação de temperatura no volume de controle. Substituindo os termos, obtém-se a Eq. 3.2:

$$(mCp)_{p, is} \frac{dT_p}{dt} = A_{c-p} I + A_{c-p} U_L (T_{amb} - \bar{T}_p) + A_{s-p} h_f [\bar{T}_p - \bar{T}_f] \quad (3.2)$$

O coeficiente de troca de calor pelo fundo do coletor U_b depende das espessuras do isolamento e da parede da placa L_{is} e L_p e dos respectivos coeficientes de transferência de calor por condução dos materiais, k_{is} e k_p como mostra a Eq. 3.3:

$$U_b = \frac{1}{\frac{L_{is}}{k_{is}} + \frac{L_p}{k_p}} \quad (3.3)$$

O Coeficiente de transferência de calor por convecção h_v , devido à velocidade do vento V , (Cristofari, 2002) é dado pela Eq. 3.4:

$$h_v = 7 + 2,1 * V \quad (3.4)$$

O coeficiente global de transferência de calor pelo topo da placa U_t depende dos coeficientes de transferência de calor por convecção e radiação:

$$U_t = \frac{1}{\frac{1}{h_v} + \frac{1}{h_r}} \quad (3.5)$$

Para simplicidade do modelo e devido a que se trabalha a baixas temperaturas, a perda por radiação h_r da Eq. 3.5 é desprezada

O coeficiente global de transferência de calor U_L resulta da somatória das perdas pelo topo e pelo fundo do coletor:

$$U_L = U_b + U_t \quad (3.6)$$

3.1.2. Balanço de energia do fluido

Considerou-se que o escoamento nos condutos da placa coletor sendo similar ao escoamento num tubo (Incropera, 1990). O modelo considera que o fluido tem uma vazão mássica conhecida $\dot{m}_f$ e a transferência de calor convectiva ocorre na superfície interna da placa. Do balanço de energia para um volume de controle infinitesimal de fluido incompressível:

$$(\dot{m}C)_f \frac{dT_f}{dx} = h_f * P(\bar{T}_p - T_f) \quad (3.7)$$

P é o perímetro da superfície (perímetro molhado), Eq. 3.8, onde n_c é o número de canais.

$$P = 2n_c(d_c + h_c) \quad (3.8)$$

O coeficiente médio de transferência de calor por convecção do fluido é calculado usando as correlações de Azevedo e Sparrow (Incropera, 1990) para convecção natural em canais inclinados com água, Eq. 3.9 e 3.10:

$$\bar{h}_f = \frac{\bar{N}_u k}{L_c} \quad (3.9)$$

$$\bar{N}_u = 0,645 \left[R_a \left(\frac{S}{L_c} \right) \right]^{1/4} \quad (3.10)$$

S é a separação entre placas (Fig. 3.3). O número de Rayleigh R_a é calculado através da expressão 3.11:

$$R_a = g\beta(T_p - T_f) \frac{S^3}{\alpha\nu} \quad (3.11)$$

A difusividade térmica da água se calcula na expressão 3.12:

$$\alpha = \frac{k}{\rho C_{pw}} \quad (3.12)$$

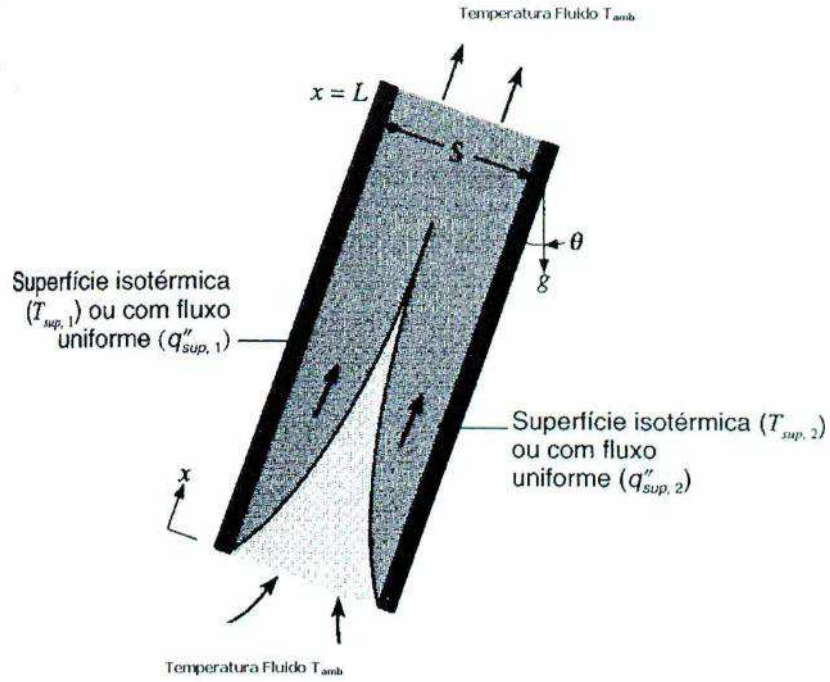


Figura 3.3 Escoamento por convecção livre entre placas paralelas aquecidas

Baseados nas considerações admitidas, as equações diferenciais 3.2 e 3.7, resultantes dos balanços de energia da placa e do fluido são resolvidas analiticamente e em forma independente (Hernández, 1982). Manipulando a Eq. 3.:

$$\frac{dT_p}{dt} = \frac{A_{c-p}I - A_{c-p}U_L(\bar{T}_p - T_{amb}) - A_{s-p}h_f[\bar{T}_p - \bar{T}_f]}{(mCp)_e}$$

$$\frac{dT_p}{dt} = \frac{A_{c-p}I + A_{c-p}U_L T_{amb} + A_{s-p}h_f \bar{T}_f}{(mCp)_e} - \frac{(A_{c-p}U_L + A_{s-p}h_f)\bar{T}_p}{(mCp)_e}$$

Definem-se as constantes R e S, Eq. 3.13 e 3.14:

$$R = \frac{A_{c-p}I + A_{c-p}U_L T_{amb} + A_{s-p}h_f \bar{T}_f}{(mCp)_e} \quad (3.13)$$

$$S = \frac{(A_{c-p}U_L + A_{s-p}h_f)}{(mCp)_e} \quad (3.14)$$

$$\frac{dT_p}{dt} = R - S\bar{T}_p$$

$$\frac{dT_p}{R - S\bar{T}_p} = dt$$

Considerando a temperatura média do fluido constante para um intervalo dado, a solução da equação diferencial se faz por separação de variáveis. Obtemos um novo grupo de constantes, definidas como C1 e C2, Eq. 3.15 e 3.16

$$u = R - S\bar{T}_p$$

$$du = -S\bar{T}_p$$

$$-\frac{1}{S} \frac{du}{u} = dt$$

$$-\frac{1}{S} \ln u = t$$

$$\ln(R - S\bar{T}_p) \Big|_{\bar{T}_{p0}}^{\bar{T}_p} = -St \Big|_0^t$$

$$\ln(R - S\bar{T}_p) - \ln(R - S\bar{T}_{p0}) = -St$$

$$\ln \frac{(R - S\bar{T}_p)}{(R - S\bar{T}_{p0})} = -St$$

$$\frac{(R - S\bar{T}_p)}{(R - S\bar{T}_{p0})} = e^{-St}$$

$$T_p = \frac{R}{S} - \left(\frac{R}{S} - \bar{T}_{p0} \right) e^{-St}$$

$$\begin{aligned} \frac{R}{S} &= \frac{A_{c-p}I + A_{c-p}U_L T_{amb} + A_{s-p}h_f \bar{T}_f}{(A_{c-p}U_L + A_{s-p}h_f)} \\ \frac{R}{S} &= \frac{A_{c-p}I + A_{c-p}U_L T_{amb}}{(A_{c-p}U_L + A_{s-p}h_f)} + \frac{A_{s-p}h_f}{(A_{c-p}U_L + A_{s-p}h_f)} \bar{T}_f \end{aligned}$$

Definindo:

$$C_1 = \frac{A_{c-p}I + A_{c-p}U_L T_{amb}}{(A_{c-p}U_L + A_{s-p}h_f)} \quad (3.15)$$

$$C_2 = \frac{A_{s-p} h_f}{(A_{c-p} U_L + A_{s-p} h_f)} \quad (3.16)$$

$$\frac{R}{S} = C_1 + C_2 \bar{T}_f$$

Obtemos uma expressão para o cálculo da temperatura da placa:

$$T_p = C_1 (1 - e^{-Sr}) + C_2 \bar{T}_f (1 - e^{-Sr}) + \bar{T}_{p0} e^{-Sr} \quad (3.17)$$

De forma similar, manipulando a solução da equação 3.7:

$$\frac{dT_f}{dx} = \frac{h_f * P}{(\dot{m}C)_f} \bar{T}_p - \frac{h_f * P}{(\dot{m}C)_f} T_f \quad (3.18)$$

Considerando a temperatura da placa constante para um intervalo de tempo determinado:

$$\frac{dT_f}{dx} = B - AT_f \quad (3.19)$$

Na qual foram definidas as constantes A e B, Eq. 3.20 e 3.21:

$$B = \frac{h_f * P}{(\dot{m}C)_f} \bar{T}_p \quad (3.20)$$

$$A = \frac{h_f * P}{(\dot{m}C)_f} \quad (3.21)$$

Solucionando a equação por separação de variáveis obtemos:

$$T_f = T_p (1 - e^{-C_4}) + T_{f1} e^{-C_4} \quad (3.22)$$

A constante C4 é calculada na Eq. 3.23:

$$C_a = \frac{Ph_f}{\dot{m}C_{pw}} \quad (3.23)$$

A temperatura média do fluido é calculada pela integração ao longo do comprimento do coletor:

$$\bar{T}_f = \frac{1}{L} \int_0^L T_f(x) dx \quad (3.24)$$

Conhecidas as condições iniciais de temperatura da placa T_{po} , temperatura de entrada e temperatura média do fluido, a radiação solar incidente no intervalo de tempo considerado e o comprimento do coletor é possível calcular, pelas Equações 3.17, 3.22 e 3.24, a temperatura de saída do fluido do coletor.

3.2 MODELO DO RESERVATÓRIO

3.2.1 Modelo de Duffie e Beckman

A água do tanque pode operar com graus significativos de estratificação com água mais quente no topo que no fundo (Duffie & Beckman, 1980). O reservatório é modelado dividindo-o em i seções e escrevendo os balanços de energia para cada seção. Obtêm-se desta maneira um jogo de i equações diferenciais que são resolvidas para as temperaturas das i seções como funções de tempo.

Para formular estas equações é necessário fazer suposições sobre como a água quente que entra se distribui pelos diferentes nós. O modelo de estratificação parcial (Duffie & Beckman, 1980) considera cada seção a uma temperatura uniforme como mostra a Fig. 3.4. Para o tanque de três seções da figura, o fluxo do coletor sempre sai pelo fundo, seção 3, e o fluxo de recarga sai pelo topo, nó 1. O fluxo que retorna do coletor (à temperatura T_{co}) entrará na seção do reservatório cuja temperatura seja mais próxima, no entanto, menor que a temperatura de saída do coletor, T_{co} .

É definida uma função de controle F^c , que determina qual a camada que receberá a água que vem do coletor:

Determina-se uma função de controle F^c , para determinar qual a seção que recebe a água chegando do coletor, de acordo as seguintes regras, Eq. 3.25:

$$F_i^c = \begin{cases} 1 & \text{se } i = 1 \text{ e } T_{c,0} > T_{r,i} \\ 1 & \text{se } T_{r,i-1} > T_{c,0} > T_{r,i} \\ 0 & \text{se } i = 0 \text{ ou } i = N + 1 \\ 0 & \text{outros casos} \end{cases} \quad (3.25)$$

Note-se que se o coletor está funcionando, então uma e só uma função de controle é diferente de zero (0).

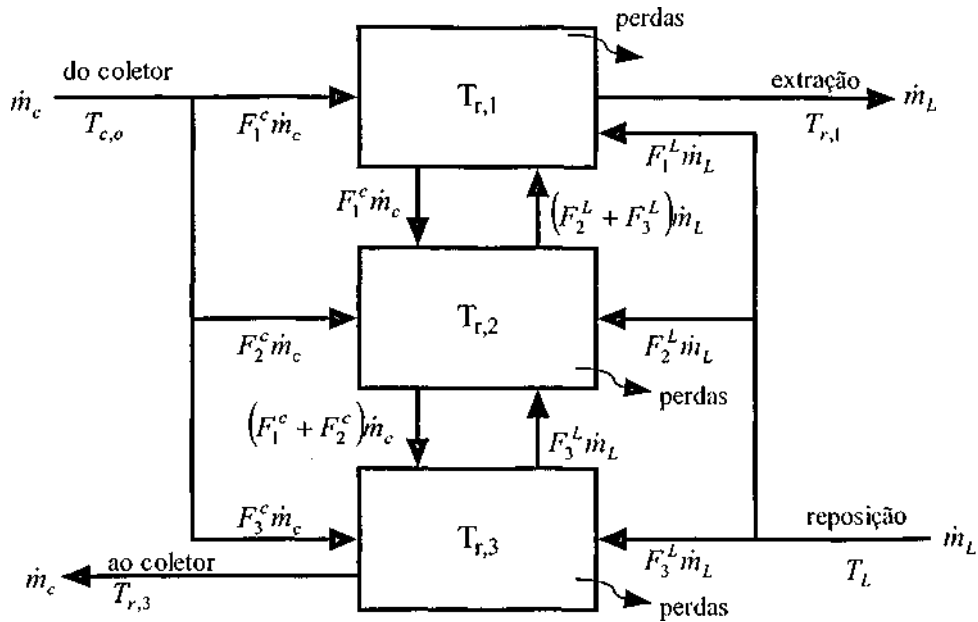


Figura 3.4 - Estratificação do líquido no reservatório (caso de 3 seções).

O líquido de recarga pode ser controlado por uma função similar F_i^L , Eq. 3.26:

$$F_i^L = \begin{cases} 1 & \text{se } T_{r,i-1} \geq T_i > T_{r,i} \\ 1 & \text{se } I = N \text{ e } T_i < T_{r,N} \\ 0 & \text{se } I = 0 \text{ ou } I = N + 1 \\ 0 & \text{outro caso} \end{cases} \quad (3.26)$$

Existirá um fluxo líquido entre as seções que depende das magnitudes das taxas mássicas do coletor e da recarga. Duffie et al. consideram conveniente definir uma taxa misturada que representa o fluxo líquido entrando na seção i , desde a seção $i-1$:

$$\begin{cases} \dot{m}_{m,1} = 0 \\ \dot{m}_{m,i} = \dot{m}_c \sum_{j=1}^{i-1} F_j^c - \dot{m}_l \sum_{j=i+1}^N F_j^L \\ \dot{m}_{m,N+1} = 0 \end{cases} \quad (3.27)$$

Com as funções de controle definidas, o balanço de energia na seção i pode-se expressar como:

$$\begin{aligned} m_i \frac{dT_{r,i}}{dt} = & \left(\frac{U_s A}{C_p} \right) (T_{amb} - T_{r,i}) + F_i^c \dot{m}_c (T_{col} - T_{r,i}) + F_i^L \dot{m}_l (T_l - T_{r,i}) \\ & + \begin{cases} \dot{m}_{m,i} (T_{r,i-1} - T_{r,i}) & \text{se } \dot{m}_{m,i} > 0 \\ \dot{m}_{m,i+1} (T_{r,i} - T_{r,i+1}) & \text{se } \dot{m}_{m,i+1} < 0 \end{cases} \end{aligned} \quad (3.28)$$

O termo $U_s A (T_{amb} - T_{r,i})$ tem sido adicionado para tomar em conta as perdas de calor para o ambiente à temperatura T_{amb} .

O modelo utilizado considera que a transferência de calor condutivo é desprezível quando comparado com a troca térmica do fluxo misturado.

Uma vez definido o balanço de energia para cada seção, as constantes são agrupadas para obter os coeficientes para a temperatura de cada seção:

$$\frac{dT_i}{dt} = a_i T_{i-1} + b_i T_i + c_i T_{i+1} + d_i \quad (3.29)$$

O balanço de energia de cada seção do tanque pode ser re-escrito na forma de diferenças finitas e resolvido para a temperatura da seção em um novo instante de tempo $T_{new,i}$. Com o método de solução de Euler, as novas temperaturas são calculadas usando as temperaturas atuais e a equação:

$$T_{new,i} = \Delta t [a_i T_{i-1} + b_i T_i + c_i T_{i+1} + d_i] + T_i \quad (3.30)$$

Desta maneira, conhecida a temperatura de saída da água do coletor, T_{co} , assim como as temperaturas iniciais de cada camada $T_{r,i}$, num instante de tempo determinado, é possível utilizar um método numérico para a solução simultânea das equações diferenciais resultantes do balanço de energia em cada camada, e assim calcular as temperaturas das diferentes temperaturas das seções no instante de tempo posterior.

3.2.1 Modelo de Newton

A Universidade de Wisconsin-Madison desenvolveu o TRNSYS, um software que simula sistemas térmicos transientes. A dissertação de Newton (1994) descreve o modelo do tanque desenvolvido para o TRNSYS. Nesse modelo o usuário especifica a altura (medida desde o fundo) em que se localiza cada componente. Tais componentes incluem fluxos de entrada e saída, aquecedores auxiliares, termostatos e trocadores de calor internos. Depois que o usuário especifica quais as características a serem incluídas no modelo do tanque, o programa monta a equação de balanço de energia.

Balanço de energia:

A equação de balanço de energia deve conter todos os possíveis fluxos de energia entrando e saindo duma seção. O cenário mais geral que se teria si ocorressem todos os possíveis fluxos de energia num simples nó (seção). A Figura 3.5 Mostra todos os fluxos de energia que poderiam ocorrer numa seção i (Node i).

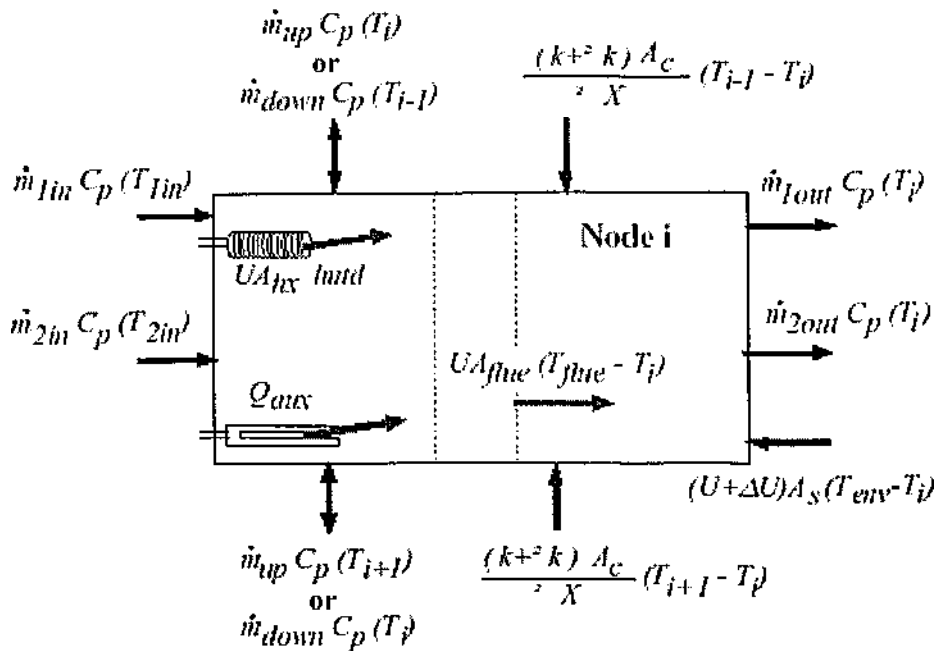


Figura 3.5 – Fluxos de energia numa seção do reservatório.

Os fluxos de energia indicados com linhas contínuas representam transferência de energia associada com fluxos de massa, e as pontilhadas representam energia transferida por condução, convecção ou entrada direta de energia. Tendo em conta todos os fluxos de energia, a equação diferencial de balanço de energia da seção está dada pela Eq. 3.31:

$$\begin{aligned}
M_i C_p \left(\frac{dT_i}{dt} \right) = & \frac{(k + \Delta k) A_c}{\Delta x_{i+1 \rightarrow i}} (T_{i+1} - T_i) \\
& + \frac{(k + \Delta k) A_c}{\Delta x_{i-1 \rightarrow i}} (T_{i-1} - T_i) \\
& + (U + \Delta U) A_s (T_{amb} - T_i) + UA (T_{flue} - T_i) \\
& + \gamma_1 \dot{m}_{down} C_p (T_{i-1}) - \gamma_2 \dot{m}_{up} C_p (T_i) \\
& - \gamma_3 \dot{m}_{down} C_p (T_i) + \gamma_4 \dot{m}_{up} C_p (T_{i+1}) + \gamma_5 Q_{aux1} \\
& + \gamma_6 Q_{aux2} + UA_{hx} (lmtd) + \dot{m}_{1in} C_p T_{1in} \\
& - \dot{m}_{1out} C_p T_i + \dot{m}_{2in} C_p T_{2in} - \dot{m}_{2out} C_p T_i
\end{aligned} \tag{3.31}$$

Não todas as partes da Eq. 3.31 serão necessárias para todas as seções. Uma vez determinados quais termos devem se incluir no balanço de energia, a Eq. 3.31 é calculada para cada seção. A temperatura de cada seção é afetada pelas seções adjacentes, aquecedores, trocadores de calor e o ambiente. Todas as variáveis, com exceção da temperatura da seção permanecem constantes durante o tempo de simulação. Sendo assim, todas as constantes podem se agrupar para formar um coeficiente na temperatura de cada seção. A Equação 3.31 fica na forma da Eq. 3.29. Com a solução de Euler, Eq. 3.30, as novas temperaturas podem ser calculadas.

3.3 Modelo para o Cálculo da Taxa Mássica

A circulação nos sistemas passivos (termossifão) de aquecimento solar ocorre quando o coletor aquece a água o suficiente para estabelecer uma diferença de densidades entre o ramal incluindo o coletor, e o ramal incluindo o tanque e os tubos conectores que alimentam o coletor. A diferença de densidades produz uma diferença de pressão que transporta o fluido ao longo do circuito.

A diferença de densidades é função da diferença de temperaturas, e assim, a taxa mássica é função da diferença de temperaturas. Por isso considera-se um sistema auto-ajustável.

Os resultados do Close (1962) mostram que o aumento de temperatura de 10°C é representativo dos sistemas termossifão se eles são bem projetados e sem restrições de fluxo sérias.

Existem dois métodos para modelar o desempenho de um coletor em um sistema de circulação natural (Duffie e Beckman, 1980). O primeiro é pela análise das distribuições de temperatura e distribuições de densidades e o fluxo resultante baseado nos cálculos de perdas de pressão, como descrito por Close. O segundo é assumir um incremento de temperatura

constante da água escoando através do coletor e calcular a taxa mássica que produzirá essa diferença de temperatura.

O sistema é analisado dividindo o circuito termossifão em um número de segmentos normal à direção do escoamento e aplicando a equação de Bernoulli para fluxo incompressível em cada segmento (Morrison, G. L. e Ranatunga, D.B.J., 1980). Para um nó qualquer i , de fluido obtém-se uma expressão para a perda de pressão, Eq. 3.31:

$$\Delta P_i = \rho_i g \Delta h_i + \rho_i g h_{L,i} \quad (3.31)$$

No equilíbrio, a soma das pressões no circuito é zero:

$$\sum_{i=1}^n \rho_i g \Delta h_i + \sum_{i=1}^n g h_{L,i} = 0 \quad (3.32)$$

O modelo termossifão envolve a solução numérica para o fluxo mássico que satisfaz a Eq. 3.32.

Uma vez conhecidas as temperaturas de entrada e saída do coletor e a distribuição de temperaturas no reservatório, a altura manométrica devida ao termossifão (THHEAD) pode ser calculada baseando-se nas posições relativas do tanque e do coletor. Close demonstrou que a altura manométrica (*termosyphon head, THHEAD*), gerada pelas diferenças de densidade do fluido no sistema, pode ser aproximada fazendo as seguintes suposições (Malkin, 1985):

- Não há perdas térmicas nos tubos de conexão
- A água saindo do coletor sobe ao topo do reservatório
- A distribuição de temperaturas no reservatório é linear

$$THHEAD = \frac{1}{2} * (S_i - S_o) * \left[2 * (h_3 - h_1) - (h_2 - h_1) - \frac{(h_3 - h_5)^2}{(h_6 - h_5)} \right] \quad (3.33)$$

S_i e S_o são as gravidades específicas do fluido na entrada e na saída do coletor, respectivamente e as posições h_1 - h_6 são mostradas na Fig. 2.8. O método de desenho considera só sistemas termossifão de circulação direta onde o fluido é água. É usada uma relação parabólica entre a gravidade específica (Close) e a temperatura em graus Celsius para calcular S_i e S_o :

$$S = 1,0026 - 3,096 * 10^{-5} T - 4,05 * 10^{-6} T^2 \quad (3.34)$$

A taxa mássica é obtida através do balanço das forças de empuxo do termossifão, com as perdas por atrito no circuito (canais do coletor, tubos conectores, tanque). As perdas por fricção através do circuito hf são calculadas usando relações convencionais de mecânica dos fluidos para fluxo em tubos. Para cada componente deste circuito é usada a equação de perdas:

$$hf = \frac{flu^2}{2gd} + \sum \frac{ku^2}{2g} \quad (3.35)$$

Na equação 3.35 l é o comprimento do tubo, u a velocidade média do fluido, g a constante de gravidade e d o diâmetro equivalente. O fator de atrito $f = 64/Re$ para fluxo laminar em tubos onde o número de Reynolds $Re < 2000$ e $f = 0,032$ para fluxo turbulento onde $Re > 2000$. O termo $\sum \frac{ku^2}{2g}$ corresponde às perdas menores associadas com cotovelos, reduções e outras restrições nas tubulações.

A temperatura da água na saída do coletor é determinada analiticamente, dada a temperatura de entrada e a taxa mássica estimada.

A distribuição de temperaturas nas seções do reservatório é calculada numericamente. Uma vez conhecidas as temperaturas no coletor e a temperatura média no tanque, podem ser calculadas as forças de flutuação.

Combinando todas as fontes de resistência por atrito e comparando com as respectivas alturas manométricas $THHEAD = \sum hf$ do sistema termossifão, se faz uma nova estimativa por substituições sucessivas. O procedimento é repetido até que o balanço do sistema termossifão com as perdas por atrito esteja dentro da margem de 1%.

Uma vez alcançada a convergência, o procedimento se faz para o seguinte intervalo de tempo, usando a taxa mássica estimada no passo anterior.

Capítulo IV

Resultados Experimentais e Validação de Modelos

No início deste capítulo são apresentados os resultados experimentais. A avaliação experimental do sistema foi realizada para conhecer seu comportamento e determinar a temperatura atingida pela água no final do período de teste. Através dos dados experimentais foi calculado o coeficiente global de perdas (UA), que se considerou constante nas simulações.

Na segunda parte, apresenta-se a validação do modelo do sistema de aquecimento solar, realizada em duas etapas: a primeira delas correspondendo ao teste do modelo de cada componente (coletor e reservatório) separadamente. Para tal fim, requeria-se entre outras entradas o valor da taxa mássica. Devido ao não conhecimento da evolução da taxa mássica experimental, adotou-se valores da literatura (Zerrouki, 2002). Uma vez observada a coerência na resposta dos modelos veio a segunda etapa, na qual se acoplaram as sub-rotinas do coletor e do reservatório com uma nova sub-rotina desenvolvida para o cálculo da taxa mássica, sendo então realizada a simulação do comportamento dinâmico do sistema global ao longo do dia, para as horas ensolaradas.

Como critério de comparação entre os dados simulados e os experimentais, foi feito o cálculo da energia armazenada no reservatório durante o período de teste.

4.1 Aquisição de dados experimentais

A aquisição de dados experimentais realizou-se seguindo as condições listadas a continuação:

- Os dados foram registrados em dias claros.
- O sistema operou por convecção natural.
- A placa foi orientada ao norte
- Cada dia o reservatório foi esvaziado no começo da manhã e recarregado com água limpa da torneira.
- Durante o dia não foram feitas extrações de água do reservatório.
- O ângulo de inclinação da bancada inicialmente era de 25°. Foi logo estabelecido o ângulo de 40° com a horizontal para o mês de Agosto e de 30° no mês de setembro, ângulos recomendados para a latitude de Uberlândia por Fedrizzi, 2000.

4.2 Desempenho térmico do sistema

O gráfico na Fig. 4.1 representa a evolução da temperatura dentro do reservatório durante três dias de acompanhamento.

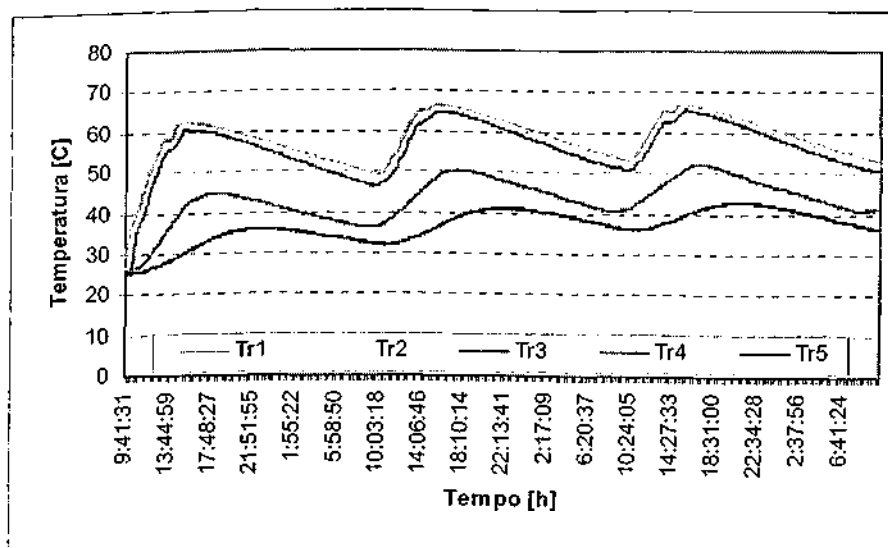


Figura 4.1 – Temperaturas no reservatório de 11-14 agosto 2003

T_{r1} representa a temperatura no nível superior dentro do reservatório, as demais temperaturas representam sequencialmente as temperaturas de níveis menores até o nível inferior representado pela T_{r5} .

Através de dados adquiridos experimentalmente calcula-se a energia armazenada no momento que o sol deixa de aquecer a placa; calcula-se logo a energia remanescente no final da noite. Com os resultados pode-se encontrar o *fluxo de calor para o ambiente* e o *coeficiente global de troca térmica* do reservatório.

A análise dos resultados do armazenador é iniciada 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, e tais momentos são determinados através da observação das medidas de radiação solar obtidas na experiência.

Pode-se observar na Fig. 4.2 o registro de radiação para os dias 11-14 de agosto de 2003. Inicia-se a análise as 17:30 horas do 13 de agosto e termina-se às 7:00 horas do dia seguinte.

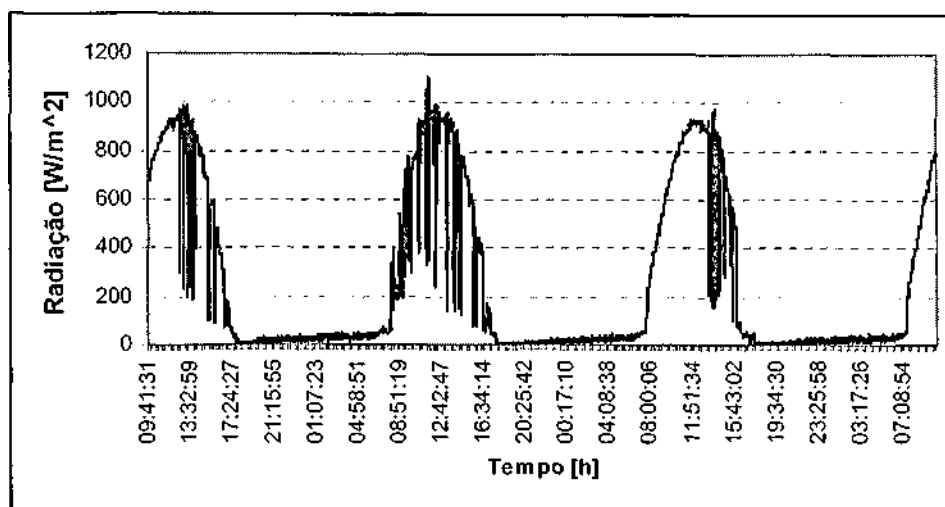


Figura 4.2 – Radiação incidente no plano do coletor para 11 a 14 de agosto de 2003

A figura 4.3 mostra o comportamento térmico da água no reservatório durante a noite do 13 de agosto de 2003.

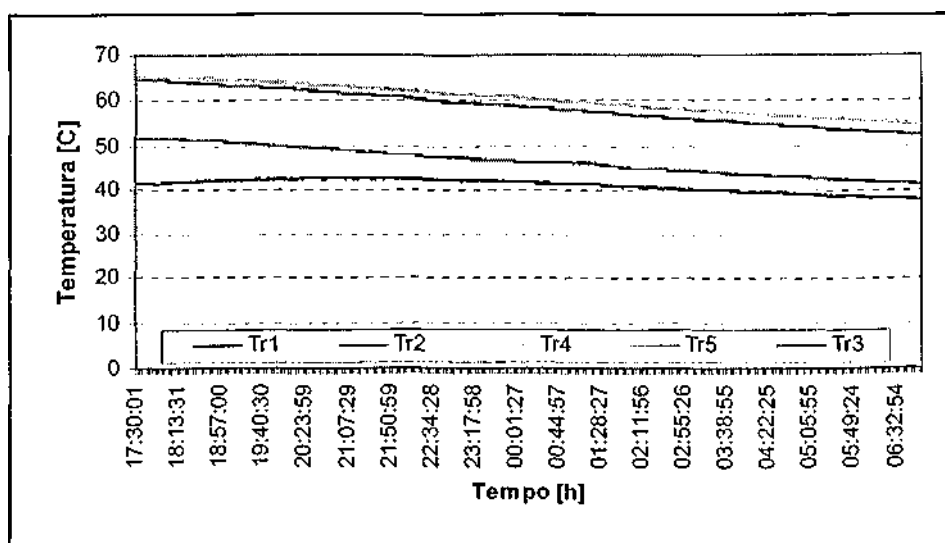


Figura 4.3 – Evolução das temperaturas no reservatório durante a noite do dia 13 até o amanhecer do dia 14 de agosto

Para conhecer o coeficiente de troca térmica utiliza-se a Eq. 4.1, onde $\dot{Q}_{amb}$ representa a taxa de transferência de calor por convecção para o ambiente. A temperatura ambiente média durante a noite do 13/08/2003 é $\bar{T}_{amb} = 21,1^{\circ}\text{C}$. A temperatura média no reservatório é de $\bar{T} = 53,5$ como se pode observar na Figura 4.3

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

A taxa de transferência de calor é calculada usando a Eq. 4.2:

$$\dot{Q}_{amb} = \frac{Q_r}{\Delta\tau} \quad (4.2)$$

$\Delta\tau = 48600$ s (tempo entre 17:30 horas de agosto 13 e 7:00 horas da manhã seguinte).

A energia dissipada para o ambiente no período da noite Q_{ar} é calculada pela Eq. 4.4, onde m é a massa de cada camada estratificada em kg. Para o estudo considerou-se a água estratificada em cinco camadas de igual massa, sendo $C_w = 4183$ [J/kg-K] o calor específico da água. T_i são as cinco temperaturas da água monitoradas no reservatório.

$$Q_r = \sum Q_{r,i} = \sum (m * C_w * \Delta T_i) \quad (4.3)$$

$$Q_r = \sum m * C_w * (T_{0,i} - T_{r,i}) \quad (4.4)$$

A tabela 4.1 mostra os valores de temperatura registrados e os resultados da energia dissipada para cada uma das seções.

Tabela 4.1 – Energia dissipada para o ambiente na noite de 13/08/2003

Camada	T_0 [°C]	T_r [°C]	$Q_{r,i}$ [J]
1	65,71	54,41	708487
2	65,6	54,33	706606
3	64,67	52	794383
4	51,9	41,37	660209
5	41,45	37,66	237625

Substituindo os resultados da Tab. 4.1 na Eq. 4.2 obtém-se $\dot{Q}_{amb} = 63.93$ J/s. Substituindo na Eq. 4.1 resulta:

$$UA = \frac{\dot{Q}_{amb}}{(\bar{T} - \bar{T}_{amb})} = \frac{63,93 \text{ W}}{(53,5 - 21,1)^{\circ}\text{C}} = 1,973 \text{ W}^{\circ}\text{C}, \text{ ou também } UA = 0,001973 \text{ kW}^{\circ}\text{C}.$$

Armazenadores de aço inox que usam espuma de poliuretano como isolante, comumente encontrados no mercado, possuem coeficientes globais da ordem de 2 W/°C.

4.3 Testes dos Modelos Individuais

Para testar os modelos propostos dos componentes do sistema, era necessário conhecer o perfil da taxa mássica. Este parâmetro não foi medido nos experimentos, por se tratar de um sistema termossifão, portanto, para ter uma idéia geral do comportamento qualitativo dos modelos, adotou-se os valores obtidos por Zerrouki para um aquecedor solar de água produzido e comercializado na Argélia, cujas características principais são:

- Coletor

Coletor orientado ao sul

Ângulo de inclinação: $\beta = 36^{\circ}$

Área coletora: $A_c = 1,83 \text{ m}^2$

Diâmetro interno dos tubos coletores: $d_c = 12 \text{ mm}$

Número de tubos por placa coletora: $N = 12$

Espessura do isolamento: 50mm

- Tanque e tubulações:

Tipo: horizontal

Coefficiente de perdas de calor do tanque: $2,4 \text{ W K}^{-1}$

Coefficiente combinado de perdas de calor do coletor e do tanque: $2,8 \text{ W K}^{-1}$

Tanque e tubulações de aço

Volume do tanque: 120 litros

Espessura da parede do tanque: 3 mm

Espessura do isolamento do tanque: 35 mm

Tamanho dos tubos distribuidores (*headers*) e tubulações: $d_h = d_a = 16 \text{ mm}$

Espessura do isolamento das tubulações: 15 mm

Embora a configuração dos sistemas (do artigo e o do estudo na dissertação) não fosse idêntica, a área coletora e o volume de água armazenada são próximos. O comportamento das condições climáticas e os valores da radiação citados no artigo acompanham os obtidos entre

as 9 e 14 horas durante os testes com o sistema construído no LEST. Adotaram-se os valores da taxa mássica obtida por Zerrouki no seu experimento, que se podem observar na Fig. 4.4, como entrada nas sub-rotinas, para observar o comportamento qualitativo dos modelos do coletor e do reservatório.

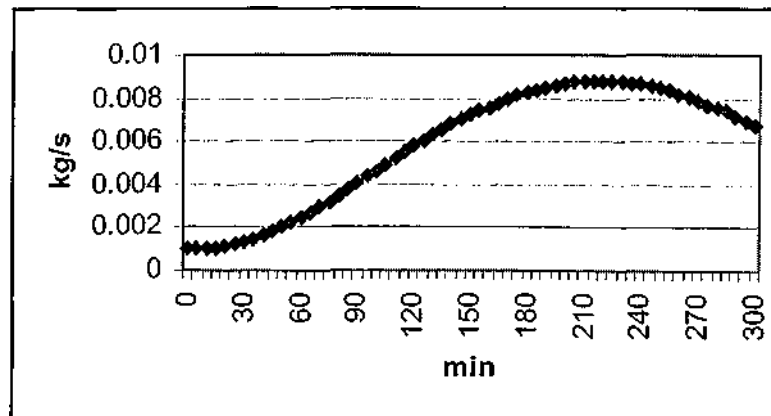


Figura 4.4 – Taxa mássica adaptada (Zerrouki, 2002)

4.3.1 Placa Coletora

No Anexo IV se apresenta o código desenvolvido em Fortran para simulação do comportamento da temperatura na saída do coletor

Os dados que o modelo requer como entradas são:

- Radiação
- Temperatura ambiente
- Temperatura de entrada do fluido à placa
- Taxa mássica de fluido (água)
- Para esses três primeiros itens usou-se a média dos dados experimentais, calculadas para um intervalo de cinco em cinco minutos. Nesta primeira etapa foram adotados os valores obtidos da literatura.

Obtendo como dados de saída:

- Temperatura de saída do fluido da placa
- Temperatura da placa

A Figura 4.5 apresenta a evolução da temperatura da água na saída da placa coletora, tanto experimental, T_{cout} , quanto os simulados com o modelo, T_{cout_calc} .

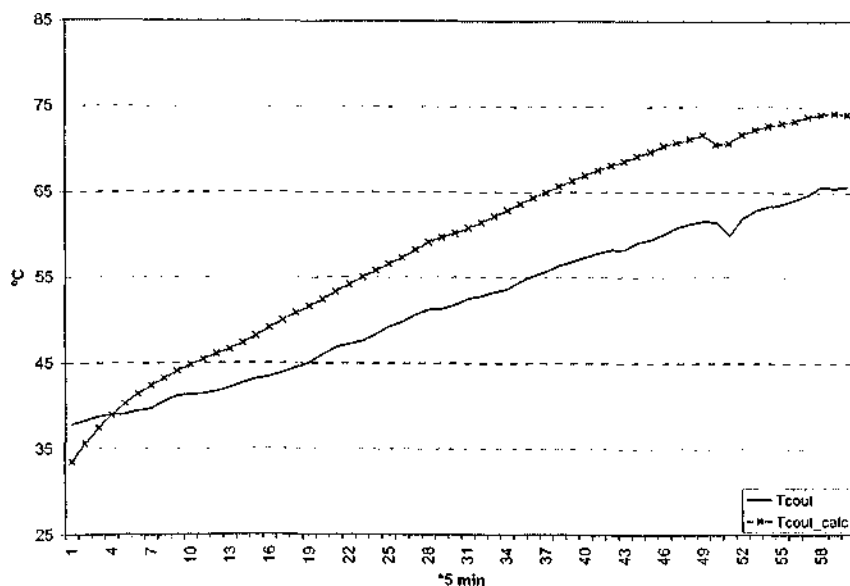


Figura 4.5 - Comparação da evolução da temperatura experimental, T_{coul} , e simulada

T_{coul_calc}

Os resultados qualitativos foram satisfatórios, já que o comportamento do modelo acompanhou os resultados experimentais, porém, devido ao desconhecimento da taxa mássica real, o erro máximo na temperatura de saída simulada foi de 13%.

4.3.2 Reservatório

Implementou-se uma rotina em Fortran, baseada no modelo de estratificação parcial (Duffie & Beckman, 1980) apresentado no capítulo 3.

Para um perfil de consumo correspondente à demanda noturna, para a qual toda a água quente é utilizada às 18 horas, podê-se simplificar as equações 3.21 a 3.24 resultantes dos balanços de energia em cada camada, levando em conta que não são feitas extrações de água, obtendo as Eq. 4.10 e 4.11:

$$\frac{dT_{r,i}}{dt} = \frac{(\dot{m}Cp)_c}{(\dot{m}Cp)_i} \left[F_i (T_{co} - T_i) + (T_{i-1} - T_i) \sum_{j=1}^{i-1} F_j \right] - \frac{1}{(\dot{m}Cp)_i} UA (T_{r,i} - T_{amb}) \quad (4.5)$$

$$F_i = \begin{cases} 1 & \text{se } T_{i-1} > T_{co} > T_i \\ 0 & \text{outro caso} \end{cases}$$

$$\frac{dT_{r,i}}{dt} = a_i T_{i-1} + b_i T_i + c_i T_{i+1} + d_i \quad (4.6)$$

A solução: Numérica foi feita pelo método explícito (Euler), Eq. 4.12:

$$T_{new,i} = \Delta t [a_i T_{i-1} + b_i T_i + c_i T_{i+1} + d_i] + T_i \quad (4.7)$$

Para a validação deste modelo optou-se por utilizar dados experimentais das temperaturas de saída da placa coletora e, por não conhecimento da evolução do perfil da taxa mássica, foram utilizados dados da literatura obtidos por Zerrouki.

Durante a simulação foram definidas cinco camadas de água e calculou-se a temperatura média de cada uma delas em intervalos de cinco em cinco minutos. A Figura 4.6 mostra as temperaturas registradas (experimentais) $T_{r1}, \dots, T_{r5}$ e as temperaturas obtidas com o modelo $T1, \dots, T5$. Observou-se um atraso na resposta do modelo, porém, resultados qualitativos satisfatórios.

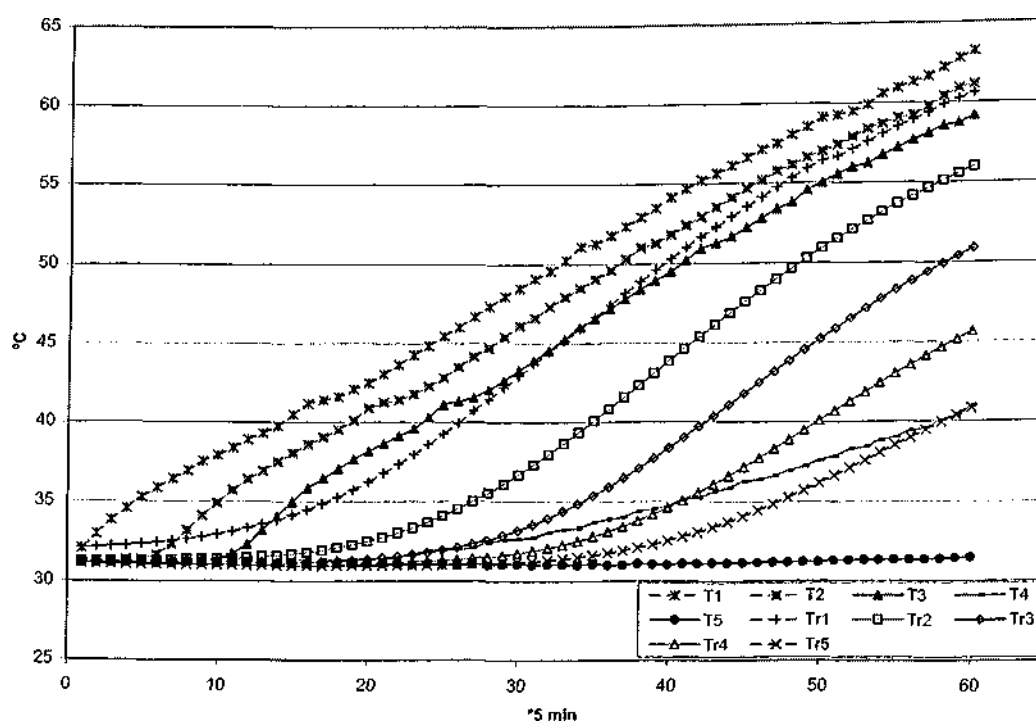


Figura 4.6 – Comparação das temperaturas no reservatório

4.4 Simulação do sistema

4.4.1 Modelo preliminar

Uma vez realizada a simulação dos componentes (coletor, reservatório) e tendo mostrado respostas coerentes com as esperadas, decidiu-se juntar as sub-rotinas para simular o comportamento dinâmico do sistema de aquecimento solar.

Para começar a simulação são necessários alguns parâmetros físicos (radiação solar direta no plano do coletor (I_i), velocidade do vento (V), temperatura ambiente (T_{amb})) e se estipula um valor inicial para o fluxo mássico que será recalculado através de um processo iterativo. Determina-se logo o perfil de temperaturas no sistema: calcula-se a temperatura de saída do coletor, admite-se que a temperatura de entrada no reservatório seja igual à temperatura de saída do coletor e finalmente calcula-se o perfil de temperaturas no reservatório. A pressão manométrica devida à diferença de densidades é calculada através do perfil de temperaturas. A diferença entre as perdas de pressão e a pressão de termossifão é avaliada para a taxa mássica adotada. O processo iterativo representado no fluxograma da Fig. 4.7 é realizado até que a Eq. 3.31 seja satisfeita.

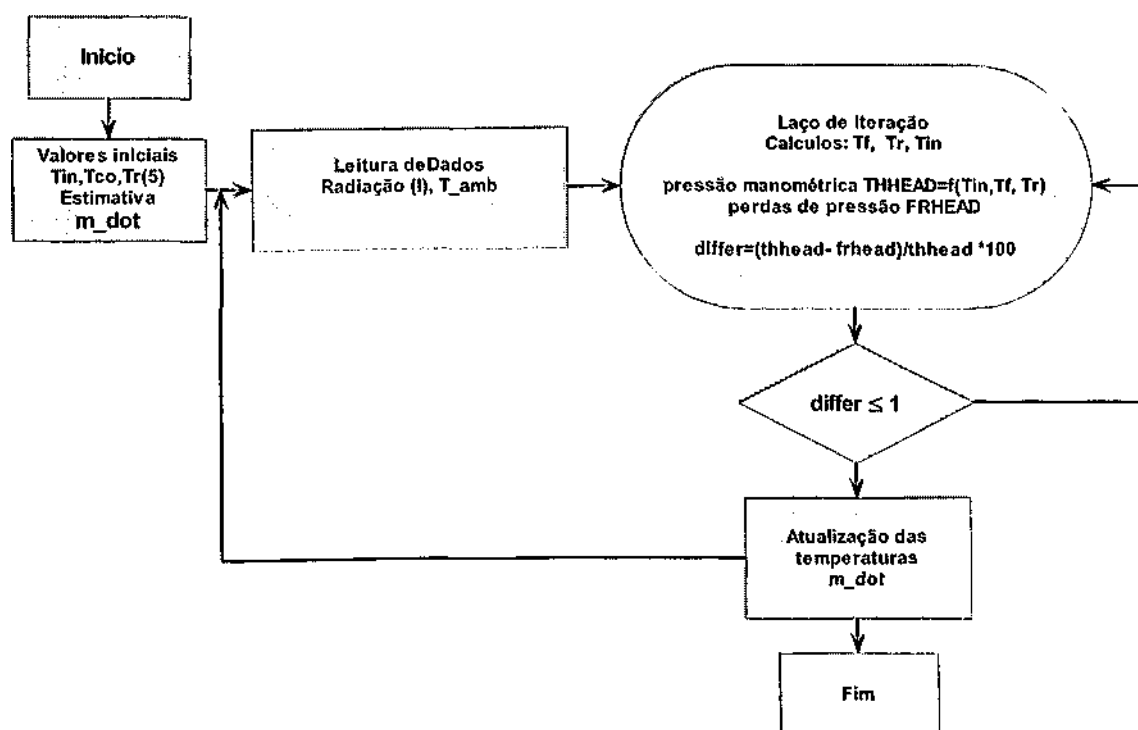


Figura 4.7 – Fluxograma da simulação dinâmica do sistema de aquecimento

Para a validação do modelo nesta etapa foram usados os dados experimentais adquiridos no protótipo em 05 de setembro de 2003, das 9 às 14 horas. A Figura 4.8 apresenta os dados experimentais registrados no reservatório para cinco camadas, enquanto a Fig. 4.9 mostra os perfis de temperatura simulados no reservatório para 10 seções (camadas de água) em função do tempo. Os perfis de temperatura no reservatório não foram satisfatórios porque todas as camadas apresentam um comportamento similar onde não se pode observar a estratificação. Acredita-se que o erro esteve na omissão do termo de transferência de calor por condução entre as camadas de água nos balanços de energia. Além disso, considera-se a entrada de água pelo topo do reservatório e a saída de água pelo fundo, quando na realidade as tubulações de entrada e saída não estão nos extremos do tanque.

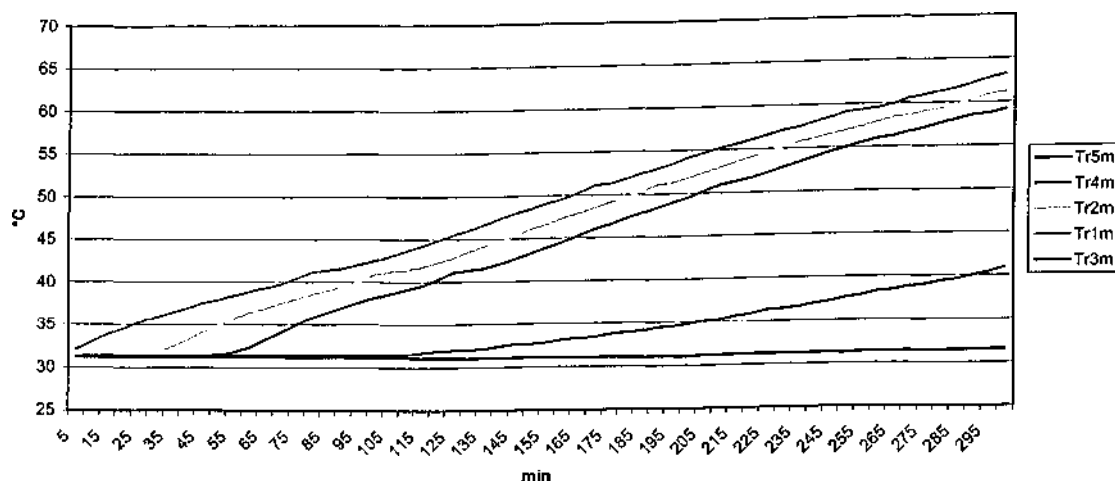


Figura 4.8 - Temperaturas medidas no reservatório.

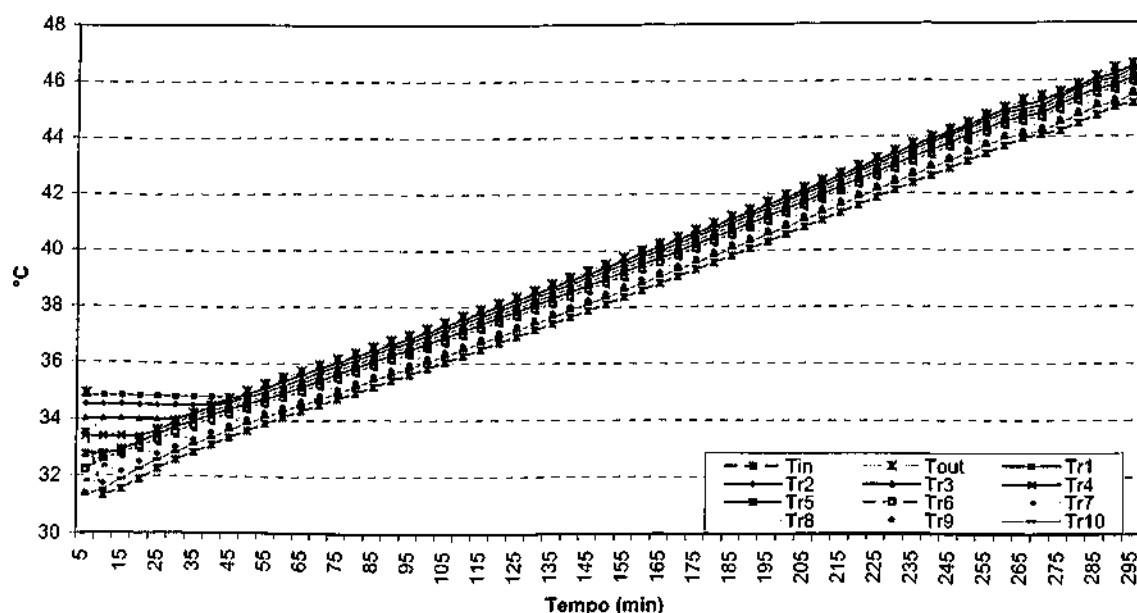


Figura 4.9 - Temperaturas simuladas para dez camadas.

4.4.2 Modelo final

Na simulação final do sistema se utilizou o mesmo fluxograma da Fig. 4.9. Fez-se uma mudança da sub-rotina do reservatório com base nas considerações de Newton (1994) referenciadas no Capítulo III, onde se introduziu no balanço de energia o termo de condução e se especificou a altura real de entrada e saída da água no reservatório. No anexo IV encontram-se os códigos em Fortran.

Os dados de radiação e temperatura ambiente nos dias escolhidos para validação se observam nas Fig 4.10 e 4.11.

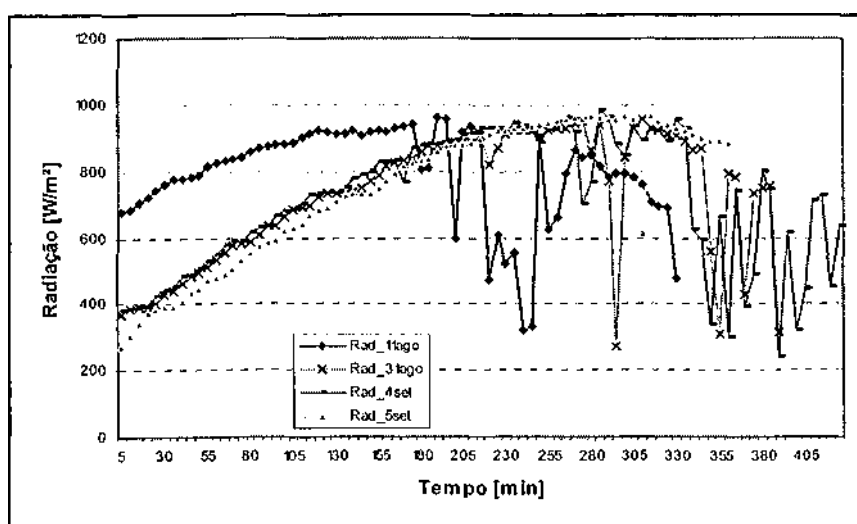


Figura 4.10 – Radiação no plano do coletor nos dias de validação.

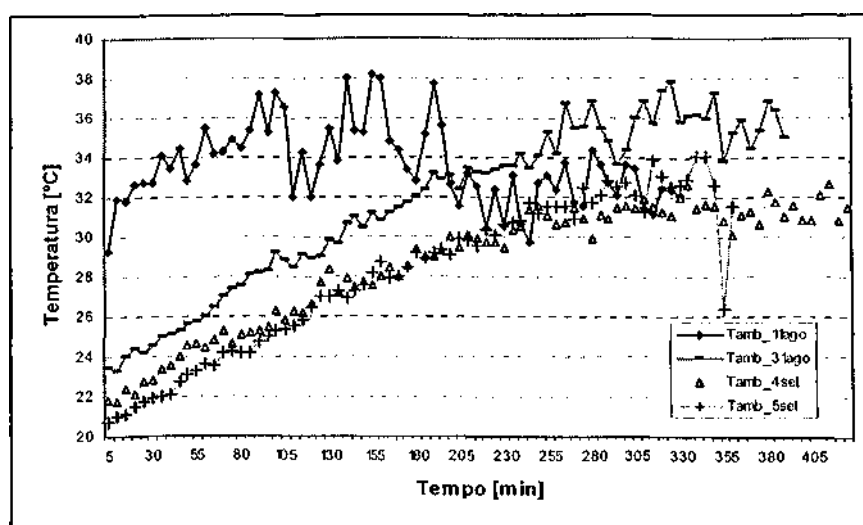


Figura 4.11 – Temperatura ambiente nos dias de validação.

A seguir apresentam-se alguns dos resultados obtidos durante a validação do modelo dinâmico do sistema. Os dados simulados e os experimentais são representados por $(T_1, T_2, \dots, T_n)$ e $(Tr_1, Tr_2, \dots, Tr_n)$ respectivamente.

Para o cálculo do erro absoluto mínimo em porcentagem do perfil de temperatura na placa coletora é utilizado a Eq. 4.13:

$$Erro = abs\left(\frac{T_n - Tr_n}{T_n}\right) \cdot 100 \quad (4.8)$$

Na Figura 4.12 Observa-se que os resultados simulados não apresentam estratificação nas sessões superiores, o que sim acontece nas camadas inferiores, acredita-se que isso acontece porque o termo transferência de calor condutivo é desprezível quando comparado com a troca térmica do fluxo misturado. Nas duas seções inferiores não existe circulação de fluido, e portanto a transferência de calor ocorre só por condução entre camadas e por convecção de calor para o ambiente, o que demonstra que o valor estimado do coeficiente global de troca térmica é bastante aceitável, porque as temperaturas simuladas são próximas das experimentais.

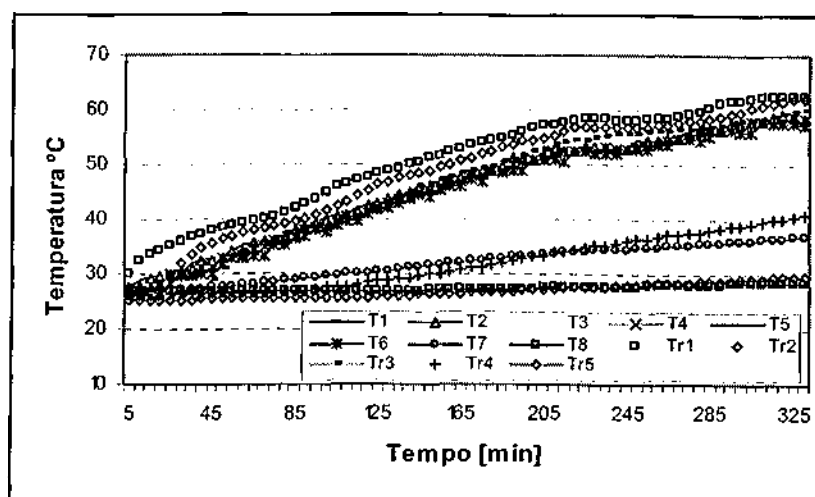


Figura 4.12 – Comparação de temperaturas no reservatório, dados 11/08/2003.

A Figura 4.13 representa o cálculo do erro calculado através da Eq. 4.13. Se observa que o início o erro é maior atingindo 15%, e logo começa a diminuir, tendo como valor médio 9%.

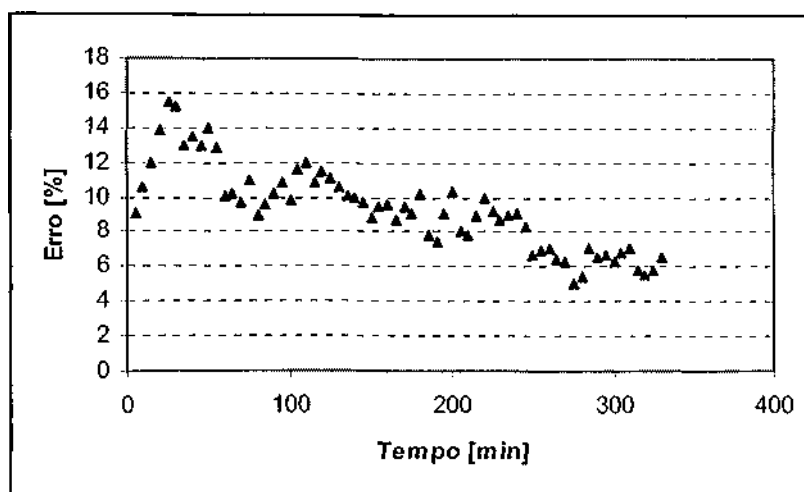


Figura 4.13 – Erro absoluto da temperatura no topo do reservatório, dados 11/08/2003.

Na Figura 4.14 se observa o mesmo comportamento que na Fig. 4.12 com uma diferença no perfil de temperatura das camadas inferiores. Acredita-se que esta diferença entre as temperaturas simuladas e as experimentais se deve à queda de temperatura ambiente no período da tarde, que não seguiu o comportamento para o qual o coeficiente global de perdas foi calculado.

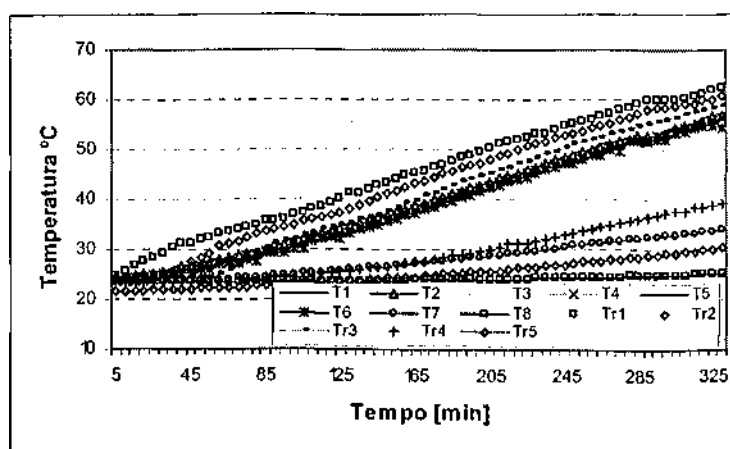


Figura 4.14 – Comparação de temperaturas no reservatório, dados 31/08/2003.

A Figura 4.15 representa o cálculo do erro que chega a um valor máximo de 15% e uma média de 11.6%.

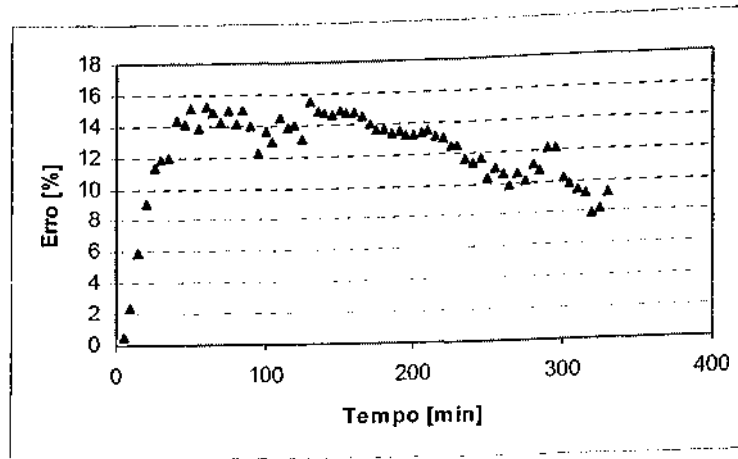


Figura 4.15 – Erro absoluto do perfil de temperatura no topo do reservatório, dados 31/08/2003.

Na Figura 4.16 Observa-se que os perfis de temperatura nas camadas inferiores são muito mais coerentes com os dados experimentais, e que novamente, não acontece na estratificação das camadas superiores.

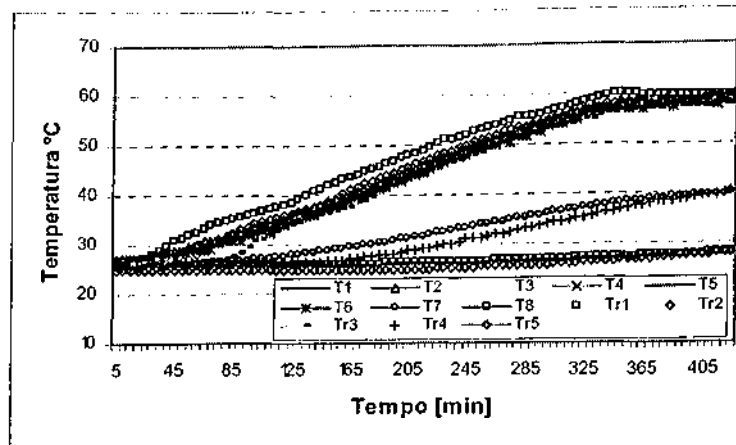


Figura 4.16 – Comparação de temperaturas no reservatório, dados 04/09/2003.

Na Figura 4.17 observa-se o perfil do erro onde o valor máximo é de 10% e um erro meio de 4.8 %

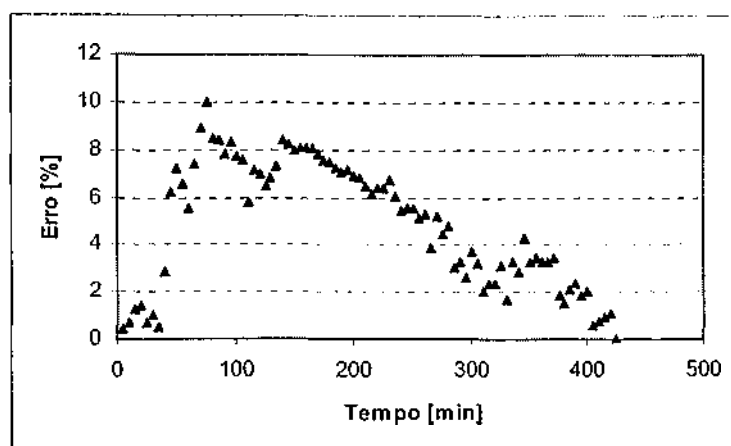


Figura 4.17 – Erro absoluto do perfil de temperatura no topo do reservatório, dados 04/09/2003.

A Figura 4.18 apresenta resultados similares aos anteriores, que mostram que o modelo pode ser validado com dados experimentais.

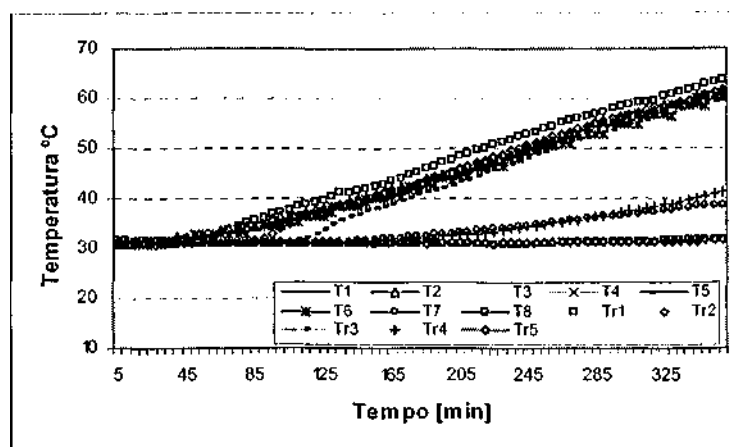


Figura 4.18 – Comparação de temperaturas no reservatório, dados 05/09/2003.

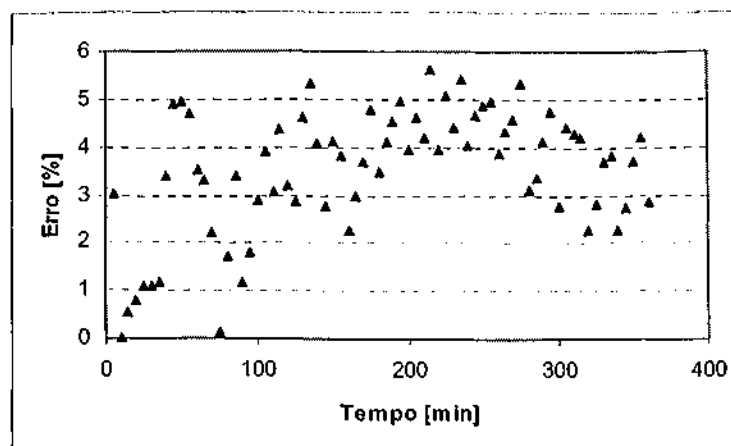


Figura 4.19 – Erro absoluto do perfil de temperatura no topo do reservatório, dados 05/09/2003.

Das simulações observadas pode-se enfatizar que os perfis de temperatura acompanham o comportamento dos dados experimentais. Porém, nos dados simulados não é observada a estratificação nas camadas superiores. Isto é devido principalmente aos altos valores de velocidade de fluxo obtidos nas simulações, como pode ser visto na Fig. 4.20. Para futuros trabalhos experimentais recomenda-se a medição da velocidade da água, para poder validar o modelo que calcula o fluxo mássico, sendo a taxa mássica um parâmetro muito importante no comportamento dos modelos individuais e do sistema.

No entanto, pode-se ver que o valor do coeficiente de perdas de calor por convecção para o ambiente do reservatório, assumido constante, não está longe dos valores experimentais, já que as temperaturas das camadas de água inferiores (que ficam sem circular) acompanham os valores registrados pelos termopares.

A Figura 4.20 mostra o comportamento da vazão mássica para as quatro simulações realizadas durante a validação do modelo; observa-se que tem um comportamento similar no tempo, que acompanha a evolução da radiação durante o dia.

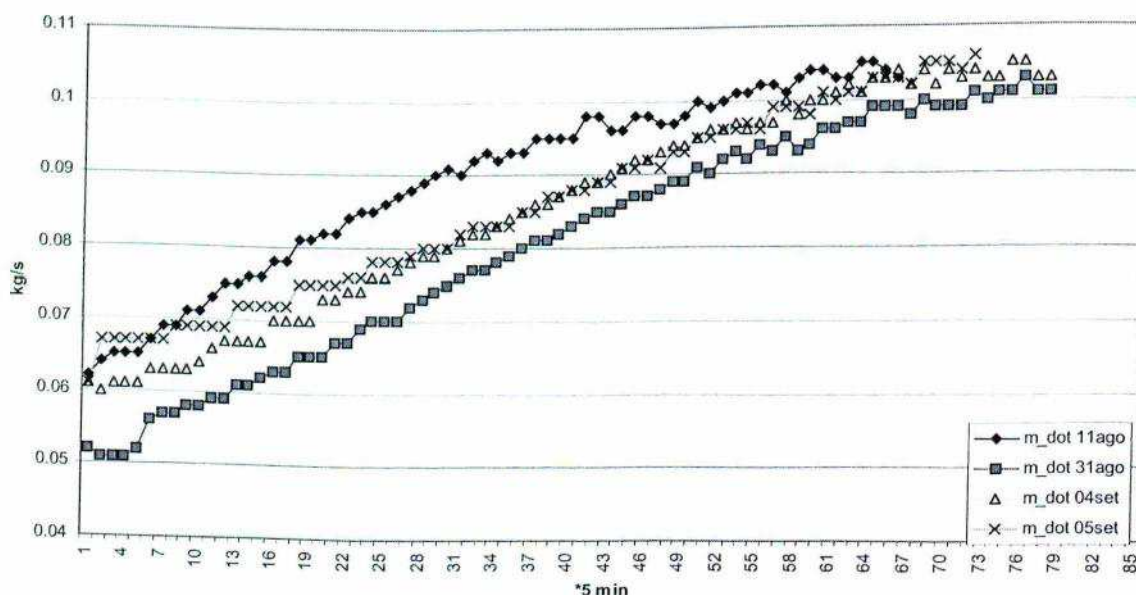


Figura 4.20 – Valores simulados de taxa mássica.

As leituras dos termopares são valores pontuais de temperatura, enquanto as temperaturas simuladas representam os valores médios de temperatura das seções em que foi dividido o reservatório na modelagem, por tanto não teria sentido compará-las. Considerou-se adequado comparar os valores experimentais e simulados da energia armazenada no final da simulação para calcular o erro do modelo.

Na Figura 4.21 se observam os valores experimentais das temperaturas no final do período de teste, a partir dos quais é calculada a temperatura média da água a través da Eq. 4.14.

Uma vez conhecida a temperatura média no reservatório, se faz o cálculo da energia armazenada experimental através da Eq. 4.4.

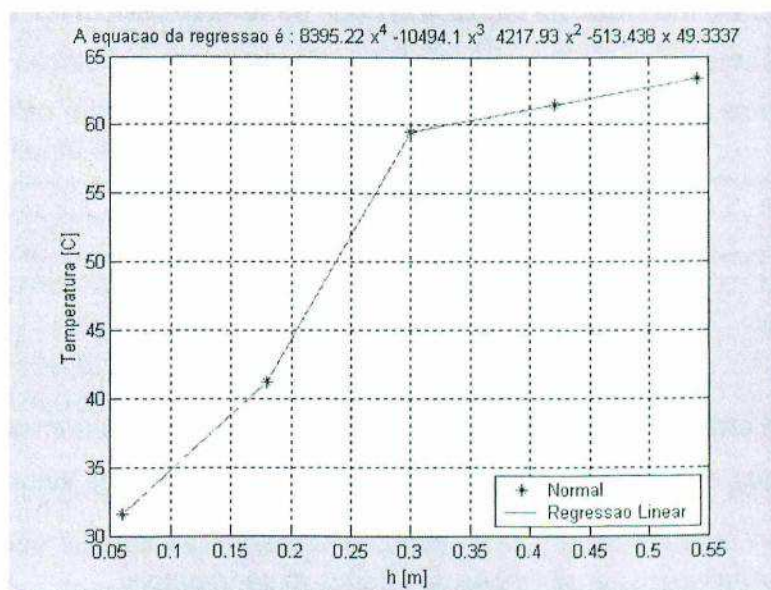


Figura 4.21 – Regressão linear das temperaturas no reservatório.

4.5 Cálculo de incertezas na energia do armazenador

Seja uma grandeza genérica F calculada em função de diversas variáveis m_i medidas experimentalmente:

$$F = f(m_1, m_2, \dots, m_n) \quad (4.9)$$

Pode-se usar uma expansão em serie de Taylor para estabelecer uma relação entre as variações na medição, δm_i , e a mudança provocada no valor verdadeiro de F , denotado como δF :

$$\delta F = \left(\frac{\partial f}{\partial m_1} \right) \delta m_1 + \dots + \left(\frac{\partial f}{\partial m_n} \right) \delta m_n \quad (4.10)$$

É usual definir a incerteza da variável F aplicando a soma dos quadrados dos erros (RSS) na Equação 4.16, (Taylor, 1988):

$$\delta F = \pm \left[\left(\frac{\partial f}{\partial m_1} \right)^2 \delta m_1 + \dots + \left(\frac{\partial f}{\partial m_n} \right)^2 \delta m_n \right]^{1/2} \quad (4.11)$$

Aplicando a Eq. 4.17 na Eq. 4.3 determina-se a incerteza combinada na energia calculada, o valor da incerteza é mostrado na tabela 4.2, onde os valores calculados com base nos dados experimentais aparecem como Q_{exp} , as energias calculadas na simulação são Q_{sim} . Na última coluna apresenta-se o valor do erro absoluto em porcentagem. Para o cálculo do erro utilizou-se a Eq. 4.18:

$$erro = \frac{Q_{exp} - Q_{sim}}{Q_{exp}} \cdot 100 \quad (4.12)$$

A variação do erro é devida à mudança do cálculo da energia experimental.

O máximo valor do erro calculado é de 15% enquanto os demais valores estão entorno de 6%.

Tabela 4.2 – Análise de sensibilidade dos dados experimentais

Data	Q_{exp} [J]	Q_{sim} [J]	C_p [J/kg °C]	T_m [°C]	m [kg]	Erro [%]
11/8/2003	2.778E+07±488539	2.51E+07	4183	56.86	116.8	9.84±1.586
31/8/2003	2.907E+07±488539	2.50E+07	4183	59.51	116.8	13.96±1.446
4/9/2003	2.667E+07±488539	2.52E+07	4183	54.59	116.8	5.482±1.731
5/9/2003	2.822E+07±488539	2.63E+07	4183	57.76	116.8	6.713±1.615

Consideram-se satisfatórios os resultados gerados pela simulação e procede-se no próximo capítulo a mostrar uma aplicação prática do modelo, na seleção do número de painéis (área coletora) e o ângulo de inclinação, para um volume desejado de água, sem ultrapassar os 60°C.

4.6 Eficiência do Aquecedor

Um parâmetro de suma importância que caracteriza os materiais utilizados na construção do sistema é a eficiência. Para calculá-la, deve-se primeiramente conhecer quanta energia incidiu sobre o coletor durante o período (I_{total}) e depois realizar a comparação desta energia com a energia armazenada ($Q_{coletado}$) como mostra a Eq. 4.19

Os gráficos da radiação que representam a energia incidente sobre o coletor solar durante os dias selecionados para validação foram apresentados na Fig. 4.10. A energia coletada é

calculado fazendo-se a diferença entre a energia armazenada no final da simulação e a energia no início do dia. Cada um deles é calculado usando a Eq. 4.3. Os resultados são apresentados na Tab. 4.3

$$\eta_{\text{sistema}} = \frac{Q_{\text{coletado}} [J]}{I_{\text{total}} [J/m^2] \times \text{Área} [m^2]} \quad (4.13)$$

Tabela 4.3 – Rendimento do sistema

Data	$Q_{\text{coletado-exp}} [J]$	$Q_{\text{coletado-sim}} [J]$	$I_{\text{total}} [J/m^2]$	$\eta_{\text{exp}} [\%]$	$\eta_{\text{sim}} [\%]$	Erro [%]
11/8/2003	1.3476e+007	11855980	8.5192e+007	11	9.66	12.
31/8/2003	1.7374e+007	13313160	25271805	47.7	36.58	23.4
4/9/2003	1.3819e+007	12360290	17719950	54.2	48.4399	10.6
5/9/2003	1.3049e+007	11158480	63439020	14.3	12.2148	14.5

Observa-se que os valores simulados e experimentais das energias são muito próximos, por tanto, a diferença nos valores de eficiência se deve às variações bruscas na radiação como pode ser apreciado na Fig. 4.10, que faz com que diminua o valor da área da curva e por tanto aumenta os valores eficiência para os dias 31 de agosto e 4 de setembro.

Tratando os dados, de modo a eliminar as variações bruscas nos valores da radiação, obtêm-se novos valores para os dias 31 de agosto e 4 de setembro, que se mostram na Tab. 4.4:

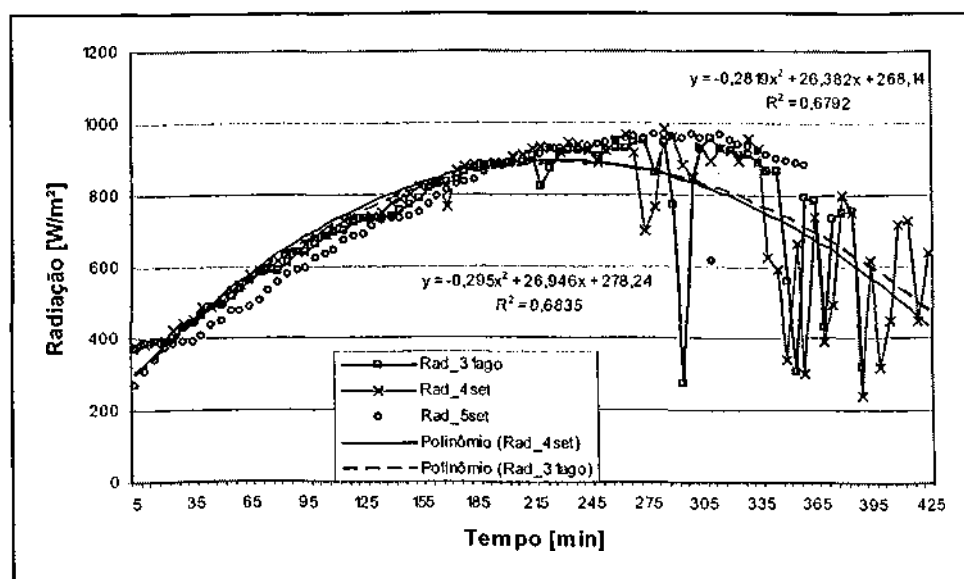


Figura 4.20 – Regressão dos dados de radiação.

Tabela 4.4 – Rendimento do sistema para dia claro

Data	$Q_{\text{coletado-exp}}$ [J]	$Q_{\text{coletado-sim}}$ [J]	I_{total} [J/m ²]	η_{exp} [%]	η_{sim} [%]	Erro [%]
11/8/2003	1.3476e+007	11855980	8.5192e+007	11	9.66	12.
31/8/2003	1.7374e+007	13313160	1.0911e+008	11.06	8.4733	23.37
4/9/2003	1.3819e+007	12360290	1.2498e+008	7.7	6.8679	10.56
5/9/2003	1.3049e+007	11158480	63439020	14.3	12.2148	14.5

Obtém-se então uma eficiência média do sistema de 11%.

Capítulo V

Relação Área coletora – Volume de água no reservatório

O modelo apresentado nesta dissertação pode ser utilizado para varias aplicações. Entre outras está estudar o dimensionamento dos componentes, para obter a mínima área de coletores requerida para aquecer uma determinada capacidade de água quente em qualquer local do mundo.

Com a finalidade de exemplificar o uso desta modelagem selecionamos uma capacidade no armazenador de 240 litros, realizou-se varias simulações para um determinado local, mudando o numero de painéis, para conhecer qual seria a área coletora mais adequada, ou seja, aquela com que se obtém a máxima temperatura no reservatório ou se armazena a máxima quantidade de energia térmica ao final da simulação, sem que a temperatura ultrapasse os 60°C.

Primeiramente fixou-se o ângulo de inclinação num valor arbitrário, próximo do valor da latitude do local. Para ilustrar o exemplo, escolheu-se a localidade de Uberaba, devido a disponibilidade de dados meteorológicos para esta localidade e sua proximidade com Uberlândia, que garante que os resultados têm validade para o local de desenvolvimento da dissertação.

5.1 Programa RADIASOL

Como dado de entrada no modelo é necessário conhecer a radiação solar incidente no plano do coletor. O cálculo da intensidade da radiação solar em superfícies inclinadas é um procedimento trabalhoso devido ao elevado número de operações aritméticas envolvidas. Além de cálculos trigonométricos são necessários modelos de distribuição temporal e espacial da radiação solar. Foi utilizado o software RADIASOL que utiliza internamente modelos matemáticos disponíveis na literatura, desenvolvidos por outros autores ou por integrantes do Laboratório de Energia Solar da UFRGS. No programa os cálculos são realizados através de rotinas que determinam o efeito da inclinação da superfície receptora e da anisotropia da radiação solar em suas componentes direta e difusa. O sistema incorpora um banco de dados contendo informações de mais de 2000 estações metereológicas em todo o mundo, das quais cerca de 200 no Brasil. Curvas ou tabelas podem ser exportadas através da área de transferência do WINDOWS para outros aplicativos. O programa RADIASOL - Radiação Solar foi concebido como parte do pacote SOLARCAD para auxiliar engenheiros, arquitetos e outros

profissionais a calcular a radiação solar incidente em superfícies de diferentes orientações. O ponto de partida para quase todos os cálculos é a informação da radiação solar global diária sobre superfície horizontal (H) acompanhada da correspondente latitude e data (dia e mês).

O valor de H pode ser informado diretamente na tela principal ou extraído do banco de dados que acompanha o programa. Este valor é comparado com a radiação solar extraterrestre para gerar o índice de transparência atmosférica, a partir do qual se estima a fração da radiação difusa daquele dia e se procede a distribuição horária da radiação solar. O programa RADIASOL está sendo aperfeiçoado e tem sido estudado no Laboratório de Energia Solar do GESTE - Grupo de Estudos Térmicos e Energéticos da UFRGS - Universidade Federal do Rio Grande do Sul.

Na figura 5.1 aparece o menu inicial mostrado ao iniciar-se o programa RADIASOL. O banco de dados que acompanha o programa RADIASOL contém valores de radiação solar global diária estimada em valores médios mensais. Este banco de dados foi adaptado para o formato MICROSOFT ACCESS a partir de uma elaboração disponível na INTERNET preparada por um grupo da University of Lowell, Massachusetts (USA). Os dados da América Latina são originados de estimativas da OLADE (Organización Latinoamericana de Energía) a partir de medidas de insolação (número de horas de sol brilhante).

As incertezas inerentes a esta técnica de obtenção de dados são relativamente grandes sendo recomendável, sempre que possível, substituir os dados do banco de dados por dados que o usuário do programa possa obter de uma fonte mais confiável. Para facilitar esta tarefa o programa RADIASOL incorpora o Editor do Banco de Dados.

Seleção de um país e uma estação

País:

Estação:

OK Editar Sair

Latitude: N/S: Longitude: E/W:

JAN	FEV	MAR	ABR	MAI	JUN	JUL	AGO	SET	OUT	NOV	DEZ
5.69	5.67	5.50	4.89	4.61	4.19	4.69	5.19	5.14	5.72	6.03	5.44

Radiação em kWh/m²

Figura 5.1 – Menu inicial do Programa Radiasol.

Para usar o Banco de Dados se seleciona um país e uma estação. Os dados que aparecem para cada mês correspondem à informação contida no Banco de Dados sobre a Radiação

Solar Global em média mensal incidente em um plano horizontal no período de um dia e em unidade de kWh/ m² dia.

Para seguir ao módulo principal do programa - tela de Radiação Solar em plano inclinado - pressiona-se OK. Ao ser pressionado o botão OK do Menu Inicial é ativada a tela de visualização e cálculo da Radiação Solar sobre Plano Inclinado, também chamada Tela Principal.

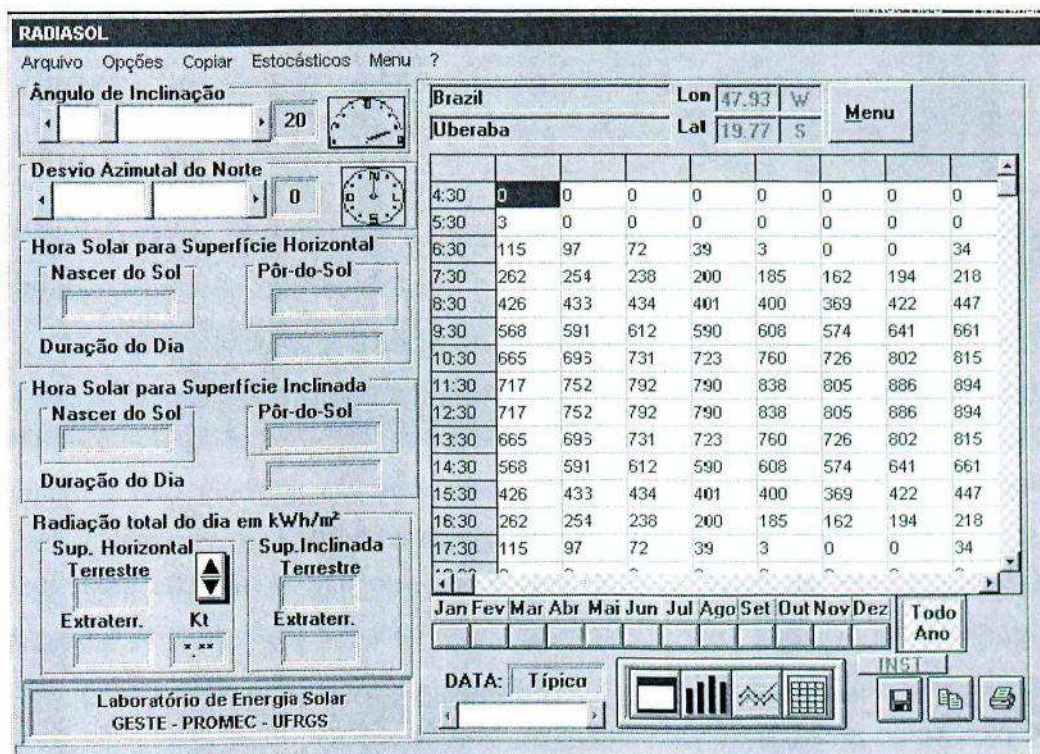


Figura 5.2 – Menu principal do Programa Radiasol.

Ângulo de Inclinação: Ajusta o ângulo de inclinação do plano da superfície receptora em relação ao plano horizontal. O ângulo é indicado em graus e pode ser determinado pela digitação do respectivo valor no quadro ou com o auxílio da régua de ajuste, para ângulos entre 0 e 90 graus. O indicador à direita fornece uma representação gráfica do ângulo programado. O valor default é zero (superfície horizontal).

Desvio Azimutal do Norte: Permite informar o ângulo azimutal do plano da superfície receptora em relação à direção Norte. O desvio azimutal do Norte é zero para superfície orientada para o Norte, positivo para desvios a Oeste e negativo para Leste, com valores entre -180 e +180 graus. O indicador à direita fornece uma representação gráfica do ângulo programado. O valor default é zero, já que o Norte é a direção recomendada em projetos de sistemas solares no Hemisfério Sul. Esta informação não tem sentido para superfícies horizontais.

RADIASOL

Tabela de Radiação Inclinada

Imprimir Sair

	JAN	FEV	MAR	ABR	MAI	JUN	JUL	AGO	SET	OUT	NOV	DEZ	
4:30	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
5:30	3	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	7	1
6:30	115	97	72	39	3	0	0	34	55	88	114	115	61
7:30	262	254	238	200	185	162	194	218	217	253	274	254	226
8:30	426	433	434	401	400	369	422	447	413	444	454	406	421
9:30	568	591	612	590	608	574	641	661	593	612	609	540	600
10:30	665	696	731	723	760	726	802	815	716	725	714	631	725
11:30	717	752	792	790	838	805	886	894	778	784	771	679	791
12:30	717	752	792	790	838	805	886	894	778	784	771	679	791
13:30	665	696	731	723	760	726	802	815	716	725	714	631	725
14:30	568	591	612	590	608	574	641	661	593	612	609	540	600
15:30	426	433	434	401	400	369	422	447	413	444	454	406	421
16:30	262	254	238	200	185	162	194	218	217	253	274	254	226
17:30	115	97	72	39	3	0	0	34	55	88	114	115	61
18:30	3	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	7	1
19:30	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
20:30	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	5512	5646	5758	5486	5588	5272	5890	6138	5544	5812	5872	5264	5649

Figura 5.2 – Tabela de Radiação inclinada.

Dia Típico: Existe um dia em cada mês do ano em que a radiação solar extraterrestre melhor coincide com o valor médio da radiação solar extraterrestre de todo o mês. Este dia é selecionado para calcular a declinação e pode ser considerado, pelo menos nas relações geométricas, como o dia mais representativo do mês, sendo denominado dia típico do mês (VerTab. 5.1)

Tabela 5.1 – Dia típico de cada mês do ano.

Mês	Dia Típico	Declinação em graus	Número do dia seqüencial do ano
Jan	17	-20,84	17
Fev	14	-13,32	45
Mar	15	-2,40	74
Abr	15	+9,46	105
Mai	15	+18,78	135
Jun	10	+23,04	161
Jul	18	+21,11	199
Ago	18	+13,28	230

Set	18	+1,97	261
Out	19	-9,84	292
Nov	18	-19,02	322
Dez	13	-23,12	347

5.2 Simulações

A seguir apresentaremos uma das aplicações do modelo: Supôs-se um volume do armazenador de 240 litros e quis se saber, para a cidade de Uberaba, qual seria o número de painéis de PVC que deveriam ser usados assim como a inclinação correta, para garantir o maior calor armazenado para todo o ano, sem chegar a ultrapassar a temperatura de 60°C. Para ilustrar o exemplo, escolheu-se a localidade de Uberaba, devido a disponibilidade de dados meteorológicos para esta localidade.

Através do programa RADIASOL foram gerados dados de radiação horária para cada dia típico do mês, a partir dos quais se gerou dados de entrada em intervalos de 5 min. Na Figura 5.3 observa-se o comportamento da radiação solar incidente numa superfície inclinada para cada dia típico do ano. Consideram-se os dados de radiação no intervalo das 6:30 até 17:30h. Outros dados de entrada requeridos na simulação são a temperatura ambiente e a velocidade média do ar. Durante as simulações observou-se que utilizando a media da temperatura ambiente não se consegue alcançar temperaturas similares às experimentais. Optou-se por escolher um perfil de temperatura ambiente de um dia claro observando-se melhores resultados, já que a resposta do coletor solar é sensível à temperatura exterior.

Inicialmente se fixou o ângulo de inclinação num valor arbitrário de 25°, próximo da latitude do local.

As simulações foram executadas em duas etapas: a primeira mudando a área coletora, através do aumento do número de painéis, enquanto o ângulo de inclinação permanecia fixo, para conhecer a área mais adequada tendo como referencia a máxima temperatura no reservatório ultrapassar os 60°C. Na segunda etapa se fez mudando no o ângulo de inclinação para a área coletora (fixa) determinada na etapa a anterior.

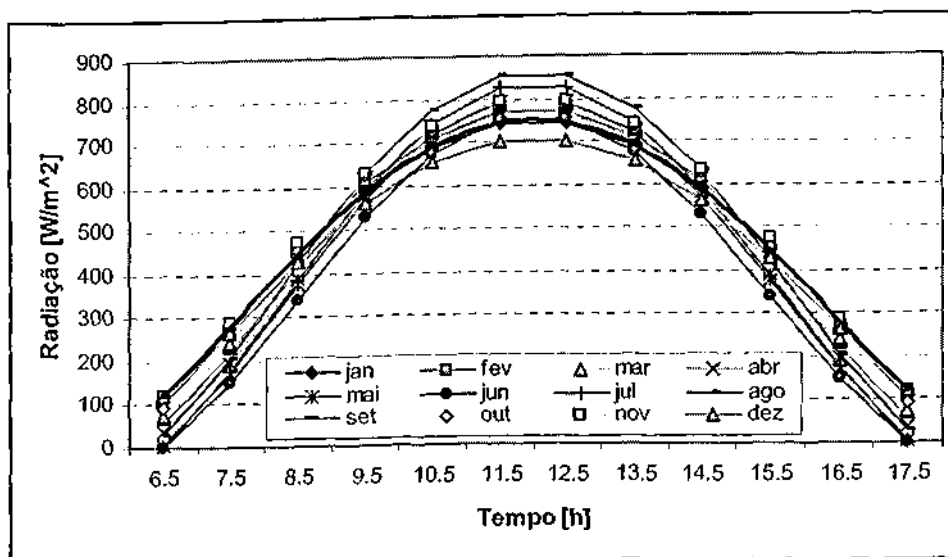


Figura 5.3 – Radiação para uma superfície inclinada 25°.

Na Figura 5.4 se observa o perfil de temperatura na camada superior do reservatório para cada mês do ano, fixando um ângulo de 25°, volume de 240 litros e 2 painéis. Observa-se que no mês de agosto consegue-se atingir a máxima temperatura no reservatório.

Na seguinte simulação é incrementada a área coletora, aumentando o número de painéis a três. Tendo em consideração que a máxima temperatura da camada superior do reservatório é atingida no mês de agosto a simulação é feita só para dito mês, chegando à temperatura máxima de 54°C como se observa na Fig. 5.5.

Como a restrição de não ultrapassar os 60°C não foi violada, pode-se incrementar a área coletora para quatro painéis. Na Fig. 5.6 observa-se que a temperatura da camada superior no mês de agosto ligeiramente atinge o valor, sem ultrapassá-lo severamente.

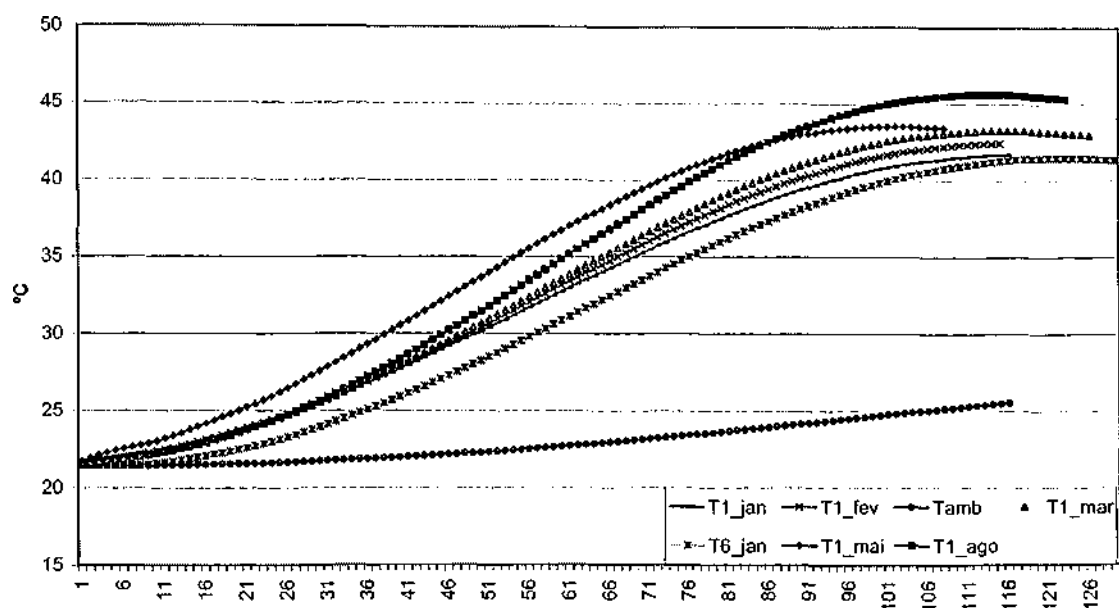


Figura 5.4 – Perfil de temperatura no topo do reservatório para 2 painéis.

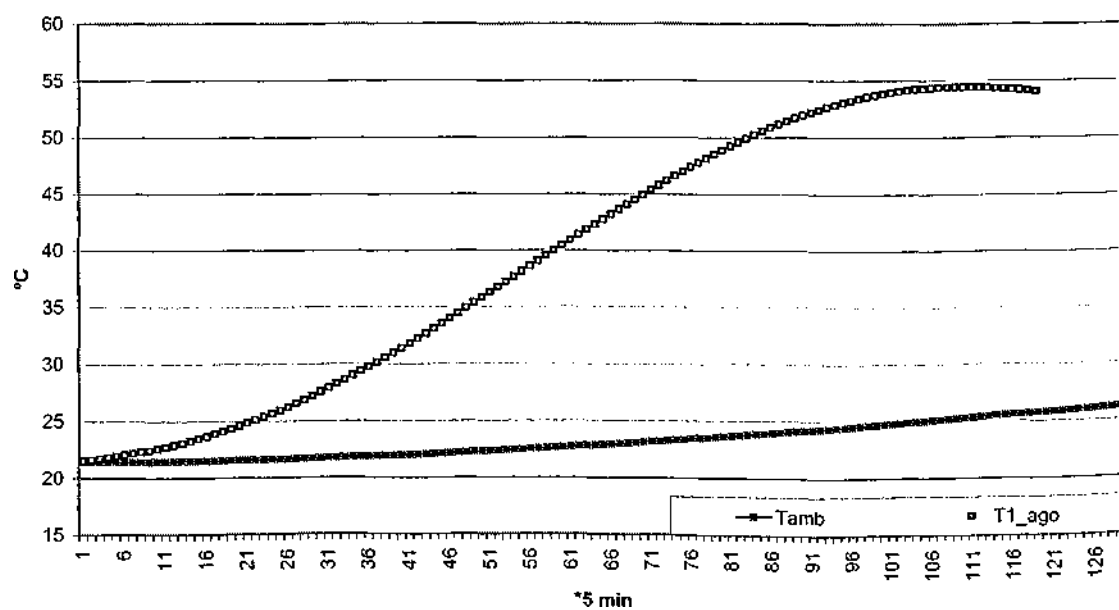


Figura 5.5 – Perfil de temperatura camada superior do reservatório para 3 painéis.

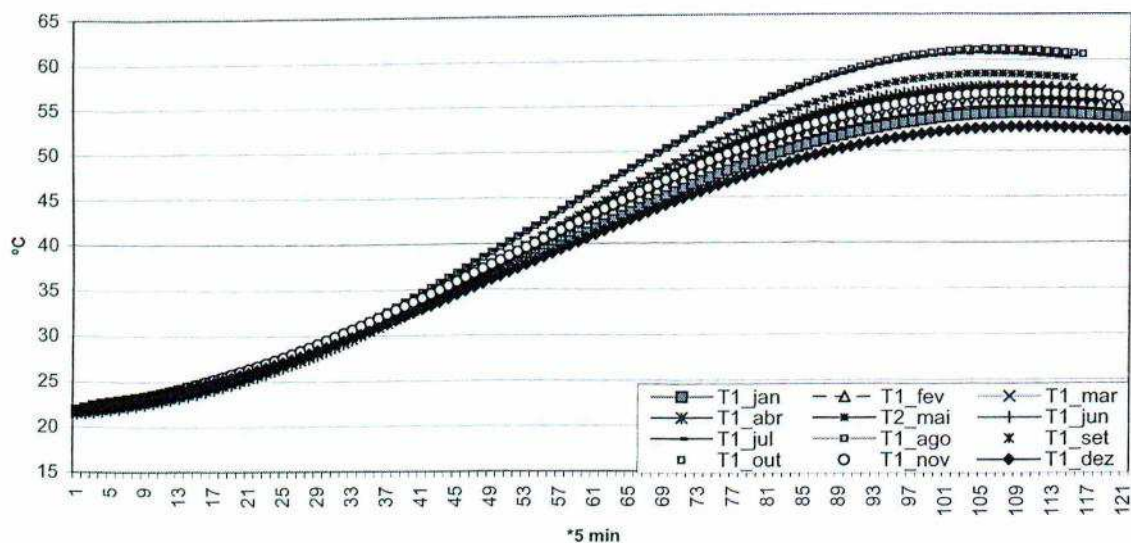


Figura 5.6 – Perfil de temperatura no topo do reservatório para 4 painéis

A seguir apresentam-se os resultados da segunda etapa: uma vez fixada a área coletora procede-se a analisar o efeito da mudança do ângulo de inclinação no comportamento do sistema e no calor total armazenado no final de um período de operação. Na Figura 5.7 se observa que para diferentes ângulos existe uma mudança brusca no calor armazenado para cada mês do ano.

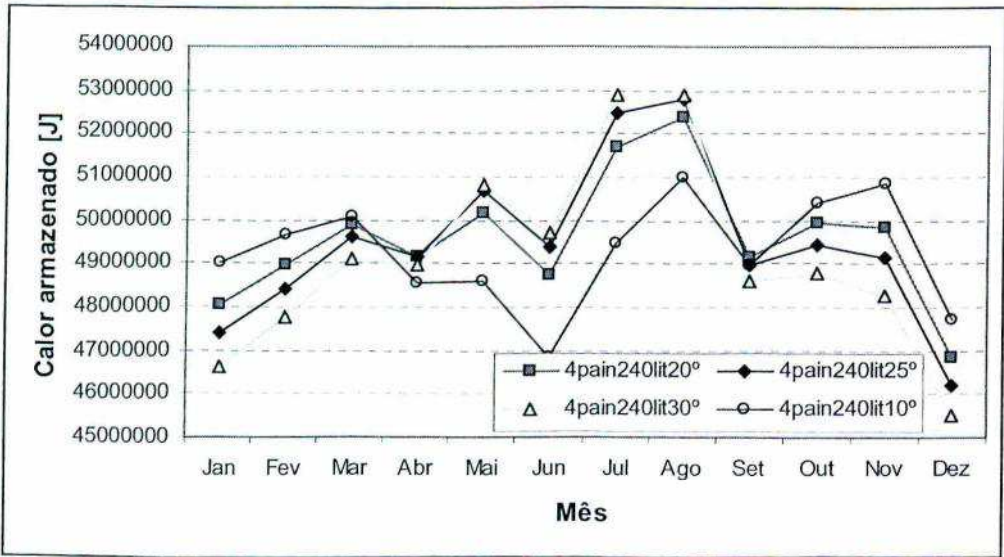
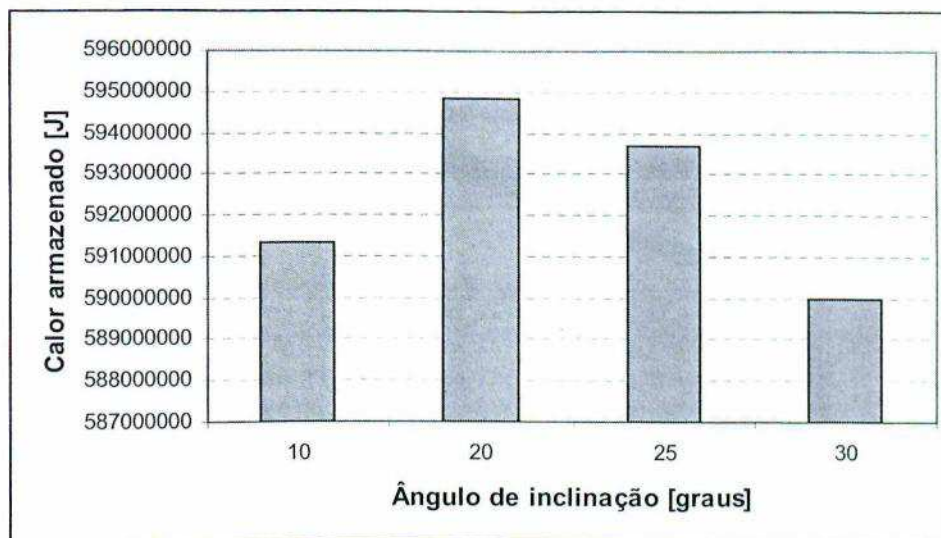


Figura 5.7 - Calores acumulados para cada dia típico de cada mês do ano.

Uma vez realizadas as simulações calculou-se a média dos calores armazenados no reservatório no final de cada período de simulação para cada ângulo, a fim de escolher aquele que tenha maior valor como mostra a Fig. 5.8.



Figuras 5.8 – Médias dos calores acumulados para diferentes ângulos de inclinação.

Na Figura 5.8 observa-se que o melhor ângulo de inclinação é 20 graus, que coincide com recomendações encontradas na literatura (Duffie e Beckman ,1980), segundo as quais o melhor ângulo de inclinação coincide com a declinação do local.

Uma vez realizadas as simulações e já conhecendo os valores apropriados (área da placa coletora e ângulo de inclinação) finalizamos o exemplo de utilização do modelo para dita região, simulando os resultados para os valores dos parâmetros já selecionados.

Na Figura 5.9 apresentam-se os resultados obtidos na simulação com um ângulo de inclinação 20 graus e área coletora de 2.88 m². Para esta combinação de para esta combinação de valores de inclinação e área coletora o valor da temperatura no reservatório continua abaixo dos 60°C. Observa-se que o perfil de temperatura na camada superior é maior no mês de agosto, o que nos leva a concluir que o cálculo do calor armazenado vai ser maior para dito mês.

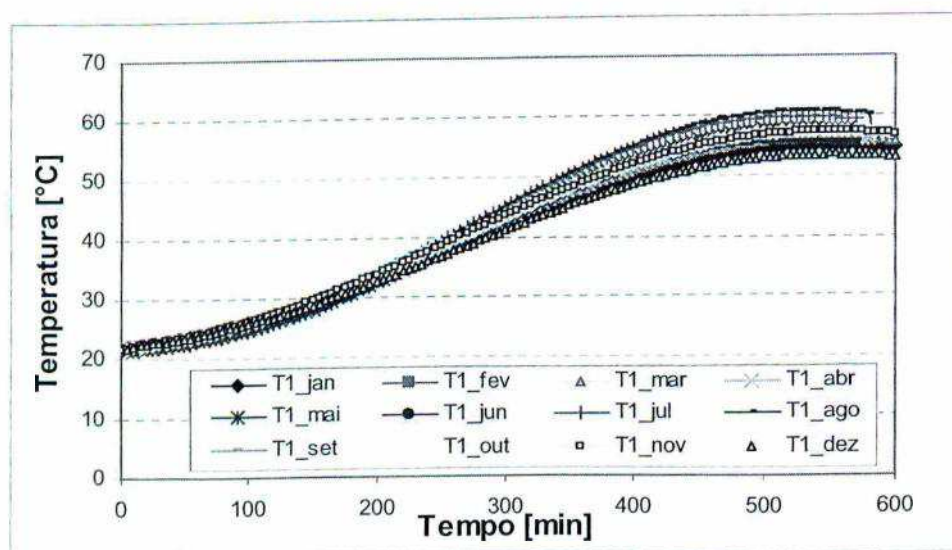
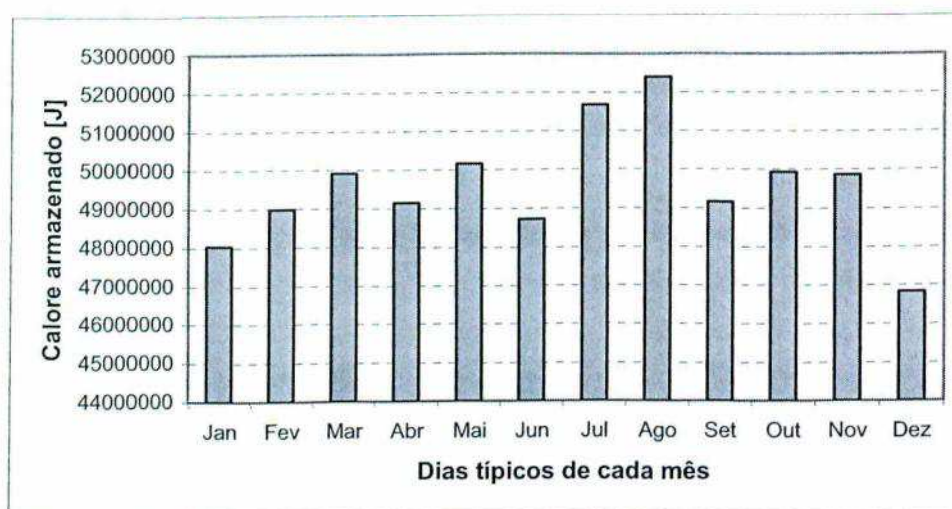


Figura 5.9 – Perfil de temperatura na camada superior do reservatório.

A Figura 5.10 apresenta os valores simulados do calor armazenado no final do período de teste, onde se observa que o valor máximo é obtido no mês de agosto.



Figuras 5.10 – Calores acumulados para um determinado ângulo e área.

Para melhorar a aplicação do modelo para diferentes regiões do país é recomendado utilizar um método de otimização de forma a obter o máximo rendimento deste tipo de sistemas.

Capítulo VI

Conclusões, Observações e Recomendações.

Nesta dissertação desenvolveu-se o modelo dinâmico de operação de um sistema solar usando coletor solar de plástico plano com armazenador vertical estratificado, operando por termossifão.

Como objetivo inicial desejava-se que o modelo tivesse uma formulação matemática bastante simples, porém fornecesse resultados coerentes e precisos de forma a poder fazer extrapolações, através de simulações para quaisquer condições de operação. A simplicidade do equacionamento traz uma grande facilidade de implementação computacional, o que permite um fácil acoplamento com modelos de outros componentes.

Para a validação do modelo foram coletados dados experimentais de um protótipo do sistema, por um período de dois meses, onde foram escolhidos os dias claros. A validação foi realizada comparando os dados experimentais com simulações da operação transiente do sistema solar termossifão, fornecendo ao modelo os dados de radiação solar obtidos nos dias dos experimentos. Os resultados obtidos nas simulações foram considerados satisfatórios para todos os quatro ensaios realizados, obtendo-se um erro médio absoluto de 9% para o calor armazenado no final de cada experiência. A modelagem realizada mostrou-se viável para fazer estudos de otimização, os quais por falta de tempo não foi possível realizar no âmbito desta dissertação. Entretanto foi constatado que os resultados poderiam ser melhorados se o teste tivesse sido feito usando fluxo forçado, ou medidor de vazão mesmo nos ensaios em operação termossifão, pois seria possível conhecer experimentalmente a taxa mássica através do coletor o que facilitaria a validação do modelo e permitiria análises mais conclusivas.

Acredita-se que a diferença entre a simulação e os resultados experimentais estão associados a vários fatores. O primeiro devido a erros experimentais na medição da temperatura, (sensores usados, termopares cobre –constantan) e radiação (célula fotovoltaica). Um segundo erro seria na formulação dos modelos os quais foram simples e, portanto imprecisos. Deve-se considerar também o erro no cálculo do coeficiente UA do reservatório o qual foi estimado constante em todo o reservatório e para todas as condições simuladas. Por último, as propriedades dos materiais (PVC, isopor, tintas) não são bem conhecidas e foi necessário adotar valores de materiais semelhantes.

Foi modificada parte da sub-rotina implementada por Newton (1994) que simula o comportamento de tanques para adaptá-la ao reservatório que se dispunha no LEST, muito mais simples.

Foram realizadas previsões da relação área do coletor, tamanho do armazenador para uma cidade do Brasil. Como etapa subsequente do trabalho é necessário fazer estudo de otimização do tamanho do sistema de aquecimento solar, obtendo a melhor relação entre área coletora - volume do reservatório, em concordância com as necessidades de consumo, para todo local onde se pretenda usar este sistema.

As sugestões para trabalhos futuros serão divididas em duas linhas: modificações da bancada experimental e aspectos da modelagem. Na parte experimental, considera-se pertinente implementar a medição de vazão: os resultados na simulação dessa variável foram pouco explorados devido às dificuldades encontradas na estimativa precisa da mesma.

Recomenda-se a utilização de um método de otimização para o modelo proposto que facilite a escolha do ângulo de inclinação, e área coletora (número de painéis) para um volume determinado do armazenador dependendo do local específico de utilização. Também se sugere a otimização de outras variáveis como as dimensões das tubulações, geometria da instalação, diâmetro do tanque e isolamento.

O estudo dos efeitos das extrações de água durante o dia -que permitirá definir restrições de uso-, assim como do número máximo de placas que podem ser usadas e da máxima pressão admissível no caso do uso do sistema com circulação forçada.

Referências Bibliográficas

Assessoria de Comunicação do Ministério de Minas e Energia, 2004, www.energiabrasil.gov.br

Associação Brasileira de Refrigeração, Ar Condicionado, Ventilação e Aquecimento, 2004, www.portalabrava.com.br

ANEEL - Agência Nacional de Energia Elétrica, 2003, 'Atlas de Energia Elétrica do Brasil' www.aneel.gov.br

Belessiotis V, Mathiolakis E., 2002, 'Analytical Approach of Thermosyphon solar domestic hot Water System Performance', Solar Energy Vol.72 Num. 4, pp 307-315.

Cristofari C, Notton G, Poggi P, Luche A., 2002, 'Modelling and performance of a copolymer solar water heating collector', Solar Energy Vol 72 Num 2.

Close D.J., 1962, 'The Performance of Solar Water Heaters with Natural Circulation' Solar Energy Vol 6, pp 33-40

Duffie J, Beckman W, 1972, 'Solar Energy Thermal Processes' Ed Wiley-Interscience

Fedrizzi, M. C., 1997, 'Fornecimento de Água Com Sistemas e Bombeamento Fotovoltaicos', Dissertação de Mestrado, USP-São Paulo.

Gupta C. L., Garg H. P., 1968, 'System Design in Solar Water Heaters with Natural Circulation', Solar Energy, Vol 1, Num 12, pp 163-182.

Hernández O., 1982 'Características Dinâmicas de um Sistema de Aquecimento de Água e Geração de Vapor utilizando Energia Solar' Tese de Doutorado, UNICAMP.

Incropera, F., DeWitt, D., 1998, 'Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa' 4ª Ed., LTC Editora, Rio de Janeiro.

Kalogirou S., Papamarcou C., 2002, 'Modelling of a thermosyphon solar water heating system and simple model validation', Renewable Energy Vol 21, pp 471-493.

Kudish A, Evseev E, Walter G, Leukefeld T., 2002, "Simulation study of a solar collector with a selective coated polymeric double walled absorber plate," *Energy Conversion and Management* Vol 43, pp 651-671.

Kudish A. I., Santamaura P., Beaufort P., 1985, "Direct measurement and analysis of thermosyphon flow," *Solar Energy* Vol. 35, pp 167-173.

Malkin, M. P., 1985, "Design Of Thermosyphon Solar Domestic Hot Water Systems.", M.S. Thesis, Department of Mechanical Engineering, University of Wisconsin- Madison.

Ministério de Minas e Energia, Departamento Nacional de Políticas Energéticas –DNPE, Coordenação Geral de Informações Energéticas –CGIE, 1999, "Balanço Energético brasileiro"

Morrison G.L., Ranatunga D. B. J., 1980, "Thermosyphon Circulation in Solar Collectors," *Solar Energy*, Vol 24, Num 191.

Morrison G. L., J. E. Braun, 1985, "System Modeling and operation characteristics of thermosyphon solar water heaters," *Solar Energy* Vol 34, pp 389-405.

Newton, B. J., 1995, "Modeling of Solar Storage Tanks" M.S. Thesis, Department of Mechanical Engineering, University of Wisconsin- Madison.

Ong K.S., 1976, "An improved computer program for the thermal performance of a solar water heater," *Solar Energy* Vol 18, pp 183-191.

Sopian K, Zikifli R, Sahari J, Othman M., 2002, "Thermal performance of thermoplastic natural rubber solar collector," *Journal of Materials Processing Technology* Vol 123, pp 179-184.

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.

SUNPOWER, 2001, "Manual de Instrução de Manufatura e Instalação Experimental do Aquecedor Solar de Baixo Custo –A S B C . Manual do Usuário, Versão 1.24.

Taylor, J. L., 1988, *Fundamentals of Measurement Error*, Neff Instrument Corporation, Monrovia, CA, USA.

TRNSYS, 'A Transient System Simulation Program', 1996, Solar Energy Laboratory, University of Wisconsin-Madison, USA.

U.S. Department of Energy - Energy Efficiency and Renewable Energy, 2004

Woelz A. T., Contini J.A., 'Aquecedor Solar de Baixo Custo –ASBC Consumo de Energia Renovável em Aquecimento de Água. Uma Contribuição ao Desenvolvimento Sustentável' Sunpower Engenharia Centro Incubador de Empresas Tecnológicas - SP

Zrrouki A, Boumédien A, Bouhadek K., (2002, 'The natural circulation solar water heater model with linear temperature distribution', *Renewable Energy* 26, pp 549-559.

Anexo I

Valores de $R_B(\phi, \beta)$ para Janeiro (H. Norte) e Julho (H. Sul)

Valores de $R_B(\phi, \beta)$ para Janeiro (H. Norte) e Julho (H. Sul).											
$\beta(^{\circ}) \rightarrow$ $\phi(^{\circ}) \downarrow$	-30	-20	-10	10	20	30	40	50	60	70	80
0	0,59	0,74	0,88	1,09	1,14	1,17	1,15	1,10	1,02	0,91	0,76
5	0,54	0,71	0,86	1,11	1,18	1,22	1,22	1,19	1,11	1,01	0,87
10	0,48	0,67	0,84	1,13	1,23	1,28	1,30	1,28	1,22	1,13	1,00
15	0,41	0,62	0,82	1,15	1,27	1,35	1,39	1,39	1,35	1,26	1,14
20	0,34	0,57	0,79	1,18	1,33	1,44	1,50	1,52	1,49	1,42	1,30
25	0,26	0,50	0,76	1,22	1,40	1,54	1,65	1,67	1,66	1,60	1,50
30	0,16	0,43	0,72	1,26	1,48	1,66	1,79	1,86	1,87	1,83	1,74
35	0,06	0,34	0,67	1,31	1,59	1,81	1,98	2,10	2,14	2,12	2,04
40	-	0,23	0,60	1,39	1,73	2,02	2,25	2,41	2,50	2,51	2,45
45	-	0,09	0,51	1,49	1,93	2,31	2,62	2,86	3,00	3,06	3,02
50	-	-	0,38	1,64	2,23	2,75	3,19	3,54	3,77	3,89	3,89
55	-	-	0,19	1,90	2,75	3,51	4,17	4,70	5,00	5,32	5,39
60	-	-	-	2,46	3,85	5,13	6,24	7,17	7,88	8,35	8,56

β - ângulo de inclinação. ϕ - latitude.

Valores de $R_B(\phi, \beta)$ para Fevereiro (H. Norte) e Agosto (H. Sul)

Valores de $R_B(\phi, \beta)$ para Fevereiro (H. Norte) e Agosto (H. Sul).											
$\beta(^{\circ}) \rightarrow$ $\phi(^{\circ}) \downarrow$	-30	-20	-10	10	20	30	40	50	60	70	80
0	0,69	0,82	0,92	1,05	1,07	1,05	1,01	0,93	0,82	0,69	0,54
5	0,64	0,78	0,90	1,07	1,10	1,10	1,07	1,00	0,91	0,78	0,64
10	0,59	0,75	0,89	1,08	1,14	1,15	1,14	1,08	1,00	0,88	0,74
15	0,53	0,71	0,87	1,10	1,18	1,21	1,21	1,17	1,10	0,99	0,85
20	0,47	0,66	0,84	1,13	1,22	1,28	1,29	1,27	1,21	1,11	0,98
25	0,40	0,61	0,82	1,15	1,27	1,35	1,39	1,39	1,34	1,26	1,13
30	0,32	0,56	0,79	1,18	1,33	1,44	1,50	1,52	1,49	1,42	1,30
35	0,23	0,49	0,75	1,22	1,40	1,54	1,64	1,68	1,68	1,62	1,51
40	0,13	0,41	0,71	1,27	1,49	1,68	1,81	1,88	1,90	1,86	1,77
45	0,02	0,30	0,65	1,33	1,61	1,85	2,03	2,14	2,20	2,18	2,10
50	-	0,18	0,57	1,40	1,77	2,08	2,32	2,50	2,60	2,18	2,56
55	-	0,03	0,47	1,49	2,00	2,42	2,76	3,02	3,19	2,62	3,23
60	-	-	0,31	1,61	2,38	2,96	3,46	3,86	4,13	3,26	4,31

Valores de $R_B(\phi, \beta)$ para Março (H. Norte) e Setembro (H. Sul)

Valores de $R_B(\phi, \beta)$ para Março (H. Norte) e Setembro (H. Sul).											
$\beta(^{\circ}) \rightarrow$ $\phi(^{\circ}) \downarrow$	-30	-20	-10	10	20	30	40	50	60	70	80
0	0,83	0,92	0,97	1,00	0,96	0,90	0,81	0,69	0,56	0,41	0,24
5	0,79	0,89	0,96	1,01	0,99	0,94	0,87	0,76	0,63	0,49	0,33
10	0,74	0,86	0,94	1,03	1,02	0,99	0,92	0,83	0,71	0,57	0,41
15	0,70	0,82	0,93	1,04	1,06	1,04	0,98	0,90	0,79	0,66	0,51
20	0,65	0,79	0,91	1,06	1,09	1,09	1,05	0,98	0,88	0,76	0,61
25	0,59	0,75	0,89	1,08	1,13	1,14	1,12	1,06	0,97	0,86	0,71
30	0,53	0,71	0,87	1,10	1,17	1,20	1,19	1,15	1,08	0,97	0,83
35	0,47	0,67	0,85	1,12	1,21	1,27	1,28	1,26	1,19	1,09	0,96
40	0,39	0,61	0,82	1,15	1,27	1,34	1,38	1,37	1,33	1,24	1,11
45	0,30	0,55	0,79	1,18	1,33	1,43	1,50	1,51	1,48	1,41	1,29
50	0,19	0,48	0,75	1,22	1,40	1,55	1,64	1,68	1,68	1,62	1,51
55	0,06	0,38	0,70	1,27	1,50	1,69	1,82	1,90	1,92	1,88	1,79
60	-	0,26	0,64	1,33	1,63	1,87	2,06	2,19	2,24	2,24	2,16

Fonte: Manual de Energización Rural Mediante Energía Fotovoltaica. APAS 94 Energías Renovables, 1996,[14]

Anexo II

Bateria Solar de Referência SP

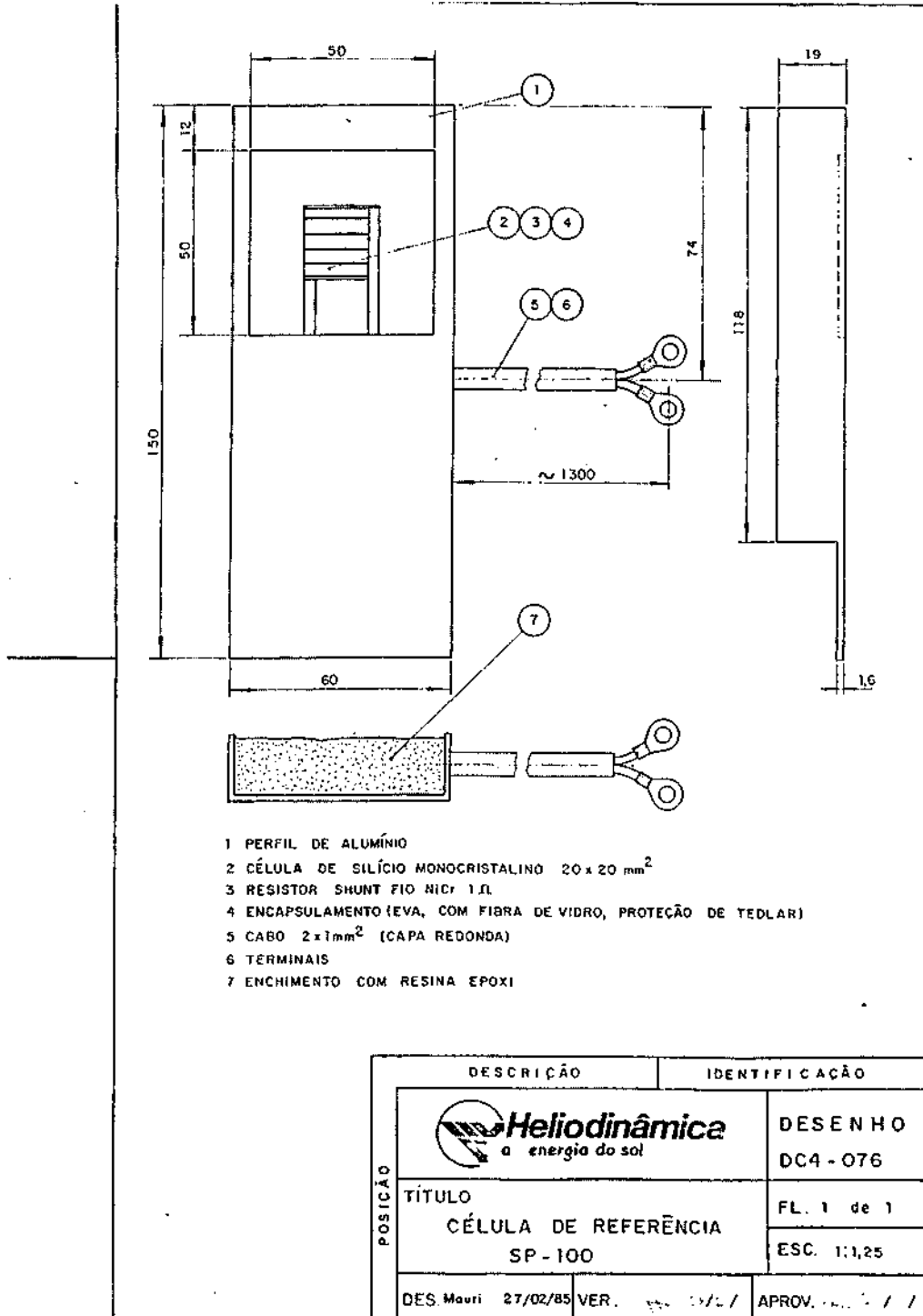
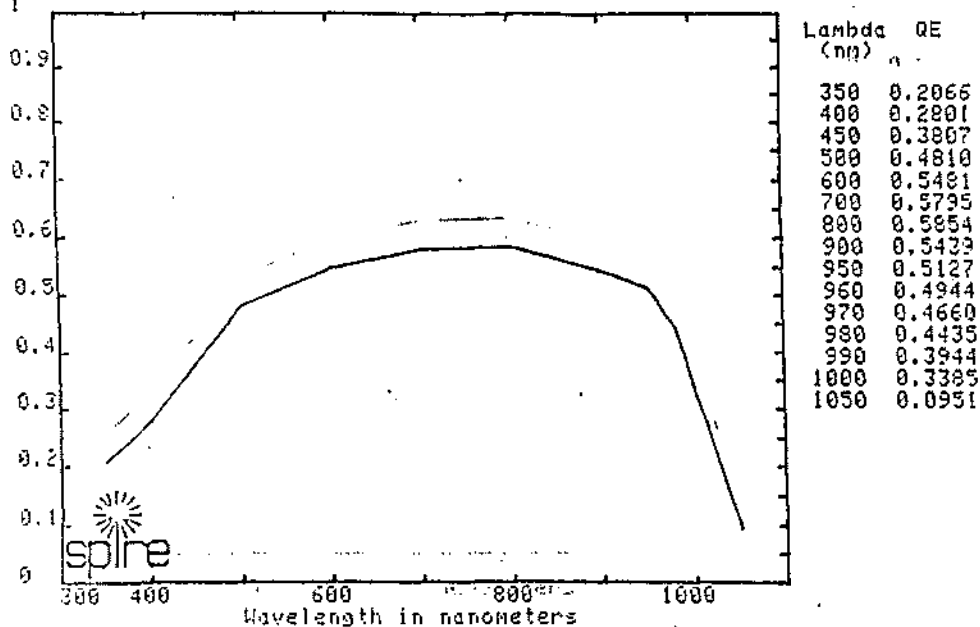


Figura a - Esquema da célula solar

Figura b - Curva de calibração da célula solar.

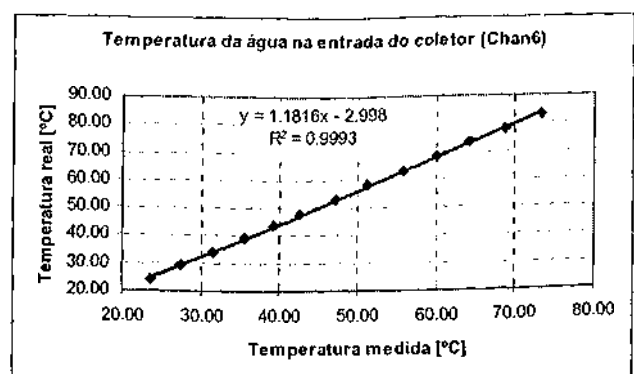
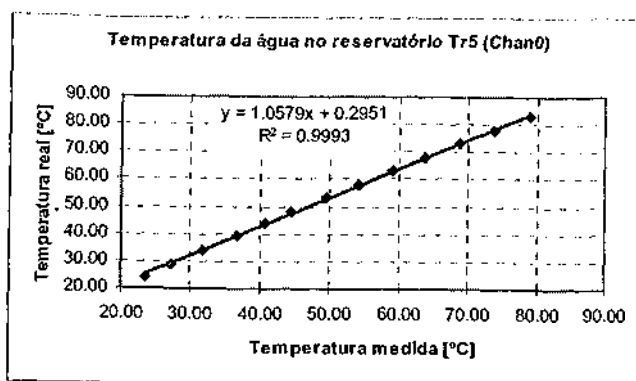
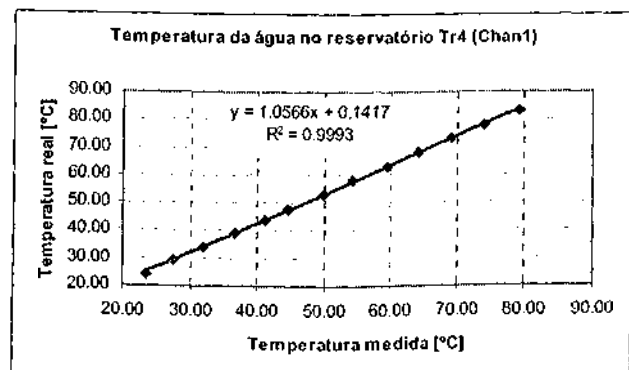
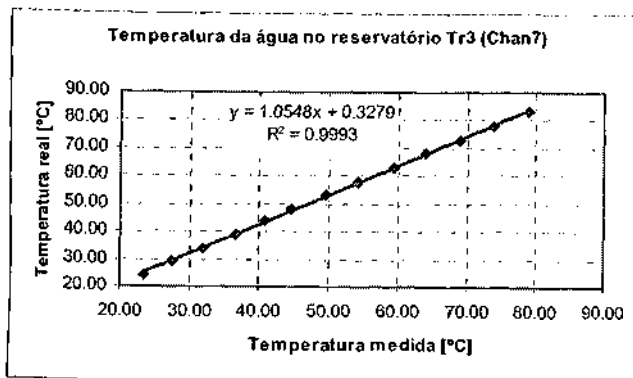
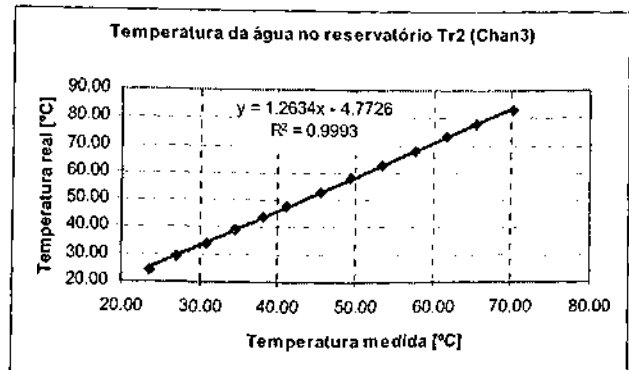
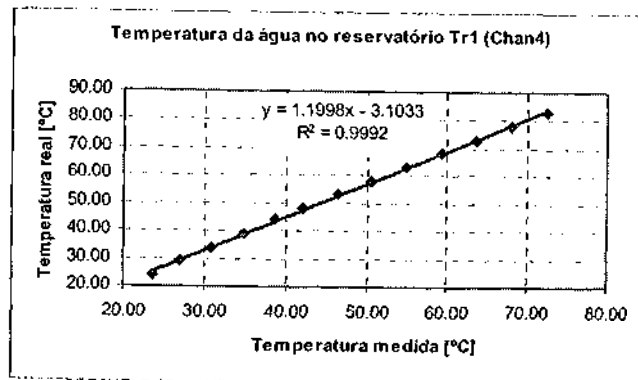
EXTERNAL QUANTUM EFFICIENCY

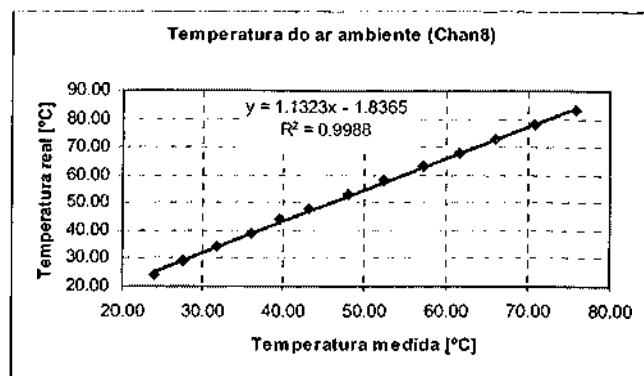
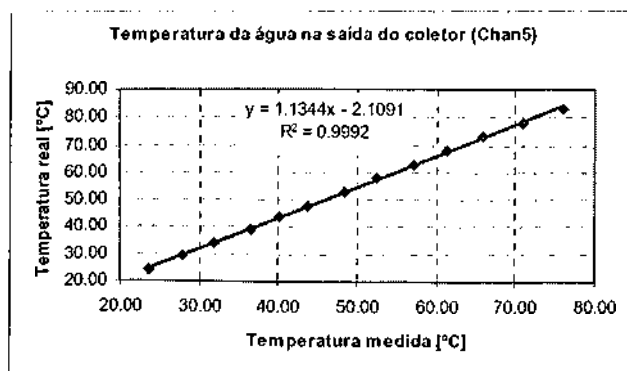
Cell: SC-016 date: 10-31-83 standard: 2706-26
 area: 4 cm² test res: 10 std. res.: 10



Anexo III

Curvas de Calibração dos Termopares





Anexo IV

Códigos dos Modelos do Sistema

module constantes

implicit none
save

!Constantes físicas

real,parameter::pi=3.1415926
real,parameter::g=9.807
real,parameter::Cp=4183
real,parameter::rho=1000
real,parameter::kf=0.61067
real,parameter::grav=9.807

!aceleração da gravidade
!calor específico água (J/kg-C)
!densidade água (kg/m^3)
!condutividade água (W/m-C)
!aceleração da gravidade

!Dimensões placa coletora

real::W=0.6, L=1.2
real::dc=0.009, hc=0.0204
real::V=0.5
real::Lis=0.025
real::Kis=0.038
real::Lp=0.0006
real::Kp=0.16
real::C_p=1200
2002 (J/kg-C)

!largura e comprimento da placa coletora
!largura e altura do canal (m)
!velocidade do vento (m/s)
!espessura isolamento (m)
!condutividade térmica isolamento
!espessura parede placa pvc(m)
!condutividade térmica placa pvc *fonte*?
!calor específico polycarbonate plate, Kudish

!-----
!Variáveis para otimizar

real::panels=2.0
real::mtotal=116.7828
real::r_t=0.2349
!real::beta=25
real::beta=40
!real::beta=30

!Número de placas

!ângulo inclinação até agosto 13
!ângulo inclinação Agosto 14-31
!ângulo inclinação Setembro

real::Ap=0.72
real::m_p=6.785
(kg)
real::nrise=40
real::headp=1.67
real::dhead=0.0298
real::pipin=2.3

!área coletora por painel (m^2) (=W*L)
!massa da placa, incluídos headers e isolamento

!Número de risers (canais) por painel
!comprimento combinado de headers por painel

!comprimento dos tubos conectores de entrada
ao coletor
!collector-tank:comprimento dos tubos saída do

!diâmetro dos tubos conectores
!Número de cotovelos (90)

real::pipout=1.63
coletor
real::dpipe=0.0298
real::bends=5.0

real::h1=0.0
real::h3=1.8
real::h5=1.5

!altura de referência
!altura de entrada ao reservatório
!altura da saída do reservatório

!Dimensões do Reservatório

```
real::per=pi*2*0.47
real::Hin=0.58
real::Hout=0.235
real::U_tank=2.885
```

```
!perímetro do tanque(m)=2*pi*r
!altura da entrada (m)
!altura da saída (m)
!coeficiente de perdas do tanque (W/m^2-C)
```

```
integer::no=8
```

```
real,dimension(:), allocatable::m,Ac
real,dimension(:), allocatable::H,Tdum
```

end module constantes

```
! MODELO ANALÍTICO DA PLACA COLETORA
! obter a temperatura do fluido na saída do coletor
! modelo de diferenças finitas do reservatório
! cálculo da taxa massa a partir das temperaturas de entrada
! e saída do coletor, da temperatura média do reservatório e da
! geometria do sistema
```

```
program temperatura_fluido
use constantes
implicit none
```

```
real::Dhyd,P,As_p,C2,C4,C1,C6,z1,z2
real::Ub,hv,Ut
real::UL,hf,deltax=0.05
real::mCp_e
```

```
real::dt=300 !(seg)5 min
integer::nt=79
```

```
real,dimension(95)::Tpo, Tf_m,Tf
real,dimension(95)::Tamb, I_t,Tin
```

```
integer::i,k
real::x
real,dimension(:),allocatable::Tr,Tro
real::Ttank,Qarm , deltat
real,dimension(95)::Tout
real::vis
real::muse,muser,museh,conv,m_dot
real::nrise
real::drise      !diâmetro de canal
```

```
real::A,riser,csar,header,csah,pipe,csap,h6,v_t,Htank,h2
real::flow,Rep,sg1,sg2,Sgtank,frictp, eqpipe,tbends,frhdp
real::ratrp,flowr,Rer,frictr,frhdr,crossr
real::rathp,flowh,Reh,fricth,frhdh,crossh
real::FRHEAD,THHEAD,differ,S
integer::kout
real::teste=1.
```

```
double precision beta_m,alpha_m,mu_m,k_m,Cp_m,Ra,nu_m,rho_m,aux,N_u
double precision beta_w,mu_w,k_w,Cp_w,rho_w
```

!Alocação dinâmica

```

allocate(H(no),m(no),Tr(no),Tdum(no),Tro(no),Ac(no))
v_t=mtotal/rho
htank=v_t/(pi*r_t**2)
h2=L*sind(beta)

Tro= 33.5
m=mtotal/no
m(7)=3
m(8)=27
h=htank/no

h(7)=0.077625
h(8)=0.008625
x=L
mCp_e=m_p*C_p
Dhyd=2*hc
conv=pi/160
nrise=panels*nrisep
drise=dhyd
riser=L
csar=hc*dc
header=panels*headp
csah=pi*dhead*dhead/4.
pipe=pipin+pipout
csap=pi*dpipe*dpipe/4.
h6=h5+htank

A=panels*Ap
P=2*(dc+hc)
As_p=P*L*nrisep
Ub=1/(Lis/kis+Lp/kp)
hv=7+2.1*V

hf=3.65
Ut=1/(1/hv)
UL=Ub+Ut

S=hc
open(9,file='results.txt',status='old')

!calculado dos dados reais m_dot=3.179236E-02kg/s
!chute kg/h-m2

muse=A*30.
kount=1

call GetInput(Tin,Tamb,Tr,L_t)

! Tr=sum(Tr)/no
!Condições iniciais

Tpo(1)=Tin(1)
Tf(1) = Tin(1)
Tf_m(1) = Tin(1)

do 100 i=2,(nt)
    deltat=deltat+dt
    1000 continue

```

!massa de cada seção

!altura de cada seção

!diâmetro hidráulico placa plana

!área da seção do canal
!comprimento do distribuidor "header"
!área da seção do header
!comprimento total de tubo conector
!área da seção do conector

!área coletora total
!perímetro molhado
!área molhada total
!perdas pelo fundo
!Coef.convecção velocidade vento

Cristofari

!dados iniciais

!

```

m_dot=muse/3600
deltax = 0.05
if (i>2.and.i<nt+1)then
    aux=.5*(Tf(i-1)+Tpo(i-1))
    mu_m=mu_w(aux)
    k_m=k_w(aux)
    Cp_m=Cp_w(aux)
    beta_m=beta_w(aux)
    rho_m=rho_w(aux)
    nu_m=mu_m/rho_m
    alpha_m=mu_m/rho_m
    Ra=9.807*beta_m*(Tpo(i-1)-Tf(i-1))*S**3/(alpha_m*nu_m)
    Nu=0.645*(Ra*(S/L))**0.25
    hf=Nu*k_m/L
end if

C4=(P*nrise*hf)/((m_dot)*Cp)
z1=(A*(I_t(i)+UL*Tamb(i)))
z2=(A*UL+As_p*hf)

C1 = z1/z2
C2 = (As_p*hf)/z2
C6 = exp(-z2*dt/mcp_e)

Tpo(i) = C1*(1-C6)+C2*(1-C6)*Tf_m(i-1)+Tpo(i-1)*C6
Tf(i)=Tpo(i)-(Tpo(i)-Tin(i-1))*exp(-C4*x)
Tf_m(i)= Tin(i-1)/(C4*L)*(1-exp(-C4*L))+Tpo(i)*(1-(1-exp(-C4*L))/(C4*L))

Tout(i)=Tf(i)
tdum=tr

!=====
! Chamada do cálculo de variação de temperatura no tanque

call GetReservatorio(Tout(i), Tamb(i), m_dot, Htank)

Ttank=sum(Tdum*m)/sum(m)

Sg1=1.00026 - 3.906e-05*tin(i)- 4.05e-06*tin(i)**2
Sg2=1.00026 - 3.906e-05*tout(i)- 4.05e-06*tout(i)*tout(i)
Sgtank=1.00026 - 3.906e-05*ttank- 4.05e-06*ttank*ttank

vis=0.1/(2.1482*(Ttank-8.435+sqrt(6078.4+(Ttank-8.435)**2))-120.)

THHEAD=0.5*(SG1-SG2)*(2*(h3-h1)-(h2-h1)-(h3-h5)*(h3-h5)/(h6-h5))

!-----PIPES-----
flow=muse/(Sgtank*rho*csap*3600.)    !"Fluxo nos tubos conectores (m/s)"

Rep=Sgtank*rho*flow*dpipe/vis

!"Re>2000:"
if (Rep.lt.2000)then
    frictp=58./Rep
    eqpipe=pipe+bends*30.*dpipe
    lbends=0.0
end if
if (Rep.ge.2000)then

```

```

        frictp=0.032
        eqpipe=pipe
        tbends=bends
    end if
    !fluxo desenvolvido nos conectores
    frictp=frictp*(1.+0.038/(pipe/(rep*dpipe)))**0.964

    !entrada do tanque aos conectores
    tbends=tbends+0.5

    !mudança da área da seção na junta dos conectores ao header:
    if (dpipe.lt.dhead)then
        tbends=tbends+0.667*(dpipe/dhead)**4-2.667*(dpipe/dhead)**2+2.0
    end if
    if (dpipe.gt.dhead)then
        tbends=tbends-0.3259*(dhead/dpipe)**4-0.1784*(dhead/dpipe)**2+0.5
    end if

    !saída dos conectores ao tanque
    tbends=tbends+1

    frhdp=frictp*eqpipe*flow*flow/(2.*grav*dpipe)+tbends*flow*flow/(2.*grav)
    !-----END PIPES-----

    !-----RISERS-----
    !Assumindo igual taxa em todos os canais:
    muser=muse/nrise

    !"Fluxo nos canais (m/seg)"
    flowr=muser/(Sgtank*rho*csar*3600.)
    ratrp=flowr/flow
    Rer=Sgtank*rho*flowr*drise/vis
    !fator de atrito
    if (Rer.lt.2000)then !laminar
        frictr=58./Rer
    end if
    if (Rer.ge.2000)then !turbulento
        frictr=0.032
    end if

    !fluxo desenvolvido nos canais
    frictr=frictr*(1.+0.038/(riser/(rer*drise)))**0.964

    !mudança de área da seção na junta dos canais ao header:
    if (drise.lt.dhead)then
        crossr=0.667*(drise/dhead)**4-2.667*(drise/dhead)**2+2.0
    end if

    if (drise.gt.dhead)then
        crossr=-0.3259*(dhead/drise)**4-0.1784*(dhead/drise)**2+0.5
    end if

    frhdr=frictr*riser*flowr*flowr/(2.*grav*drise)+crossr*flowr*flowr/(2.*grav)

    !-----END RISERS-----
    !-----HEADERS-----
    !taxa mássica aproximada
    museh=0.0
    do 500 k=1,int(nrise),1

```

```

museh=museh+muser*real(k)/nrise
500 continue

```

```

! fluxo através do header em m/s
flowh=museh/(Sgtank*rho*csah*3600.)
rathp=flowh/flow

```

```

Reh=Sgtank*rho*flowh*dhead/vis

```

```

!fator de atrito
if (Reh.lt.2000)then !laminar
    fricth=58./Reh
end if
if (Reh.ge.2000)then !turbulento
    fricth=0.032
end if

```

```

!fluxo desenvolvido nos canais
fricth=fricth*(1.+0.038/(header/(reh*dhead))**0.964)

```

```

!mudança de área na união header-canais
if (dhead.lt.drise)then
    crossh=0.667*(dhead/drise)**4-2.667*(dhead/drise)**2+2.0
end if

```

```

if (dhead.gt.drise)then
    crossh=-0.3259*(drise/dhead)**4-0.1784*(drise/dhead)**2+0.5
end if

```

```

!mudança da área junta do header aos conectores:
if (dhead.lt.dpipe)then
    crossh=crossh+0.667*(dhead/dpipe)**4-2.667*(dhead/dpipe)**2+2.0
end if

```

```

if (dhead.gt.dpipe)then
    crossh=crossh-0.3259*(dpipe/dhead)**4-0.1784*(dpipe/dhead)**2+0.5
end if

```

```

frhdh=fricth*header*flowh*flowh/(2.*grav*dhead)+crossh*flowh*flowh/(2.*grav)
!-----END HEADERS-----

```

```

!Perdas totais
FRHEAD=frhdp+frhdr+frhdh

```

```

!Compara as perdas totais com a pressão estática
differ=(thhead- frhead)/thhead *100.

```

```

!Condição de convergência: if(abs(differ).lt.1.)then
if(abs(differ).lt.teste)then
    goto 999
end if

```

```

!novo chute

```

```

muse=sgtank*rho*csap*3600.*sqrt(2.*grav*thhead/((frictp*eqpipe/dpipe+tbends)+(ratrp*ratrp)*(fric
tr*riser/drise+crossr)+(rathp*rathp)*(fricth*header/dhead+crossh)))

```

```

        kount=kount+1

        goto 1000

999 continue
m_dot=muse/3600

Tr=Tdum
!Tin(i)=Tr(no-1)
Tin(i)=Tr(6)

Qarm=sum(m*Cp*Tr) !Calor armazenado [J]

write(9,10) m_dot,Tpo(i-1),Tr,Qarm
!10 format(9(1x,F13.3))
10 format(13(1x,F13.3))

kount=1
100 continue

stop

deallocate(H,m,Tr,Tdum,Tro)
close(unit=9)

end program temperatura_fluido

!-----
subroutine GetReservatorio(Tcol, Tamb, m_dot,HTank)
use constantes
real :: m_dot, m_dot_L=0.0, TI,Uaflue=0.,KEFF
real ::Tcol,Tamb,TENV, TFLUE=0.,QAUX1=0., QAUX2=0.,HTank
real,dimension(no)::U,As,Ac_up,Ac_dwn
real,dimension(no):: mT,mB,m1in,m2in,d,mBup,mTup,m1out,mBdwn,Te
real,dimension(no):: Tnew,Tavg,TnewX,mTdown,m2out
real, dimension(no,no)::AM
real, dimension(3,no):: q_hx
integer yy(3,no)
real:: dt,Tboil=0.
integer:: i,i2,n,trip2,set,trip1

KEFF=kf
m2out=0.
Te=Tdum
dt=300
n=no
M1IN=0.
q_hx=0.
m_dot_L = 0.0; ! kg/s
M1in(1)= m_dot
M1out=0.
M1out(6)=m_dot

m2in = 0.
Ac=pi*r_t**2
As=per*H

```

```

U=U_tank
Tl = Tamb
TENV = Tamb
Ac_up=Ac
AC_DWN = Ac
m_in1=m_dot      ! taxa mássica do fluido entrando 1 (kg/s)
m_out1=m_dot      ! taxa mássica do fluido saindo 1(kg/s)
m_in2=0.          ! taxa mássica do fluido entrando 2 (kg/s)
m_out2=0.         ! taxa mássica do fluido saindo 2( (kg/s)
T1=Tcol           ! TEMPERATURA do fluido entrando 1 (deg !)

```

```

! COMPUTE BULK FLOW IN AND OUT OF EACH NODE

```

```

mT(1)=0.
mB(1)=m1out(1)+m2out(1)-m1in(1)-m2in(1)
do 250 i=2,n-1
  mT(i)=-mB(i-1)
  mB(i)=m1out(i)+m2out(i)-m1in(i)-m2in(i)-mT(i)
250 continue
mT(n)=-mB(n-1)
mB(n)=0.
!
! SET CONTROL FLOWS IN APPROPRIATE DIRECTIONS
!
do 260 i=1,n
  if(mT(i).gt.0.) then
    mTup(i)=0.
    mTdown(i)=mT(i)
  elseif(mT(i).le.0.) then
    mTup(i)=-mT(i)
    mTdown(i)=0.
  endif
  if(mB(i).gt.0.) then
    mBup(i)=mB(i)
    mBdown(i)=0.
  elseif(mB(i).le.0.) then
    mBup(i)=0.
    mBdown(i)=-mB(i)
  endif
260 continue

```

```

! SET UP THE MATRIX WHICH CONTAINS THE COEFFICIENTS IN THE
! ENERGY BALANCE OF EACH NODE.

```

```

yy(3,1)=1
yy(3,n)=1

```

```

AM(1,1)=(-m1out(1)-m2out(1)-mBdown(1) -Keff*Ac_dwn(1)/(Cp*.5*(H(1)+H(2)))-U(1)*As(1) /Cp-
yy(3,1)*UAflue*H(1)/(Cp*Htank))/M(1)
AM(1,2)=(mBup(1)+Keff*Ac_dwn(1)/(Cp*.5*(H(1) +H(2))))/M(1)
d(1)=(m1in(1)*T1+m2in(1)*T2+U(1)*As(1) *Tenv/Cp+yy(3,1)*UAflue*H(1)*
Tflue/(Cp*Htank)+yy(1,1)*Qaux1/Cp+ yy(2,1)*Qaux2/Cp+q_hx(1,1)/Cp+q_hx(2,1)
/Cp+q_hx(3,1)/Cp)/M(1)
AM(n,n)=(-m1out(n)-m2out(n)-mTup(n) -Keff*Ac_up(n)/(Cp*.5*(H(n)+H(n-1)))-U(n)* As(n)/Cp-
yy(3,n)*UAflue*H(n)/(Cp*Htank))/M(n)
AM(n,n-1)=(mTdown(n)+Keff*Ac_up(n)/(Cp*.5*(H(n)+ H(n-1))))/M(n)

```

```

d(n)=(m1in(n)*T1+m2in(n)*T2+U(n)*As(n) *Tenv/Cp+yy(3,n)*UAflue*H(n)*Tflue/(Cp*Htank)
+yy(1,n)*Qaux1/Cp+yy(2,n)*Qaux2/Cp+q_hx(1,n) /Cp+q_hx(2,n)/Cp+q_hx(3,n)/Cp)/M(n)

```

```

do 10 i=2,n-1 ! COMPUTE MIDDLE NODE COEFFICIENTS
yy(3,i)=1
AM(i,i-1)=(mTdwn(i)+Keff*Ac_up(i)/(Cp*.5*(H(i-1) +H(i))))/M(i)
AM(i,i)=(-m1out(i)-m2out(i)-mTup(i) -mBdwn(i)-Keff*Ac_up(i)/(Cp*.5*(H(i-1) +H(i)))-
Keff*Ac_dwn(i)/(Cp*.5*(H(i+1)+H(i)))-U(i)* As(i)/Cp-yy(3,i)*UAflue*H(i)/(Cp*Htank))/M(i)
AM(i,i+1)=(mBup(i)+Keff*Ac_dwn(i)/(Cp*.5* (H(i+1)+H(i))))/M(i)
d(i)=(m1in(i)*T1+m2in(i)*T2+U(i)*As(i)* Tenv/Cp+yy(3,i)*UAflue*H(i)*Tflue/(Cp*Htank)
+yy(1,i)*Qaux1/Cp+yy(2,i)*Qaux2/Cp+q_hx(1,i) /Cp+q_hx(2,i)/Cp+q_hx(3,i)/Cp)/M(i)
10 continue

```

```

!*****
!
do 101 i=1,n
Tnew(i)=Te(i)
101 continue
err=10.
do 110 while(abs(err).gt..001)
!
! COMPUTE NEW TEMPERATURE OF EACH NODE
!
Ac_up=Ac
Ac_dwn=Ac
Told1=Tnew(1) ! STORE TEMPERATURE FOR ERROR CALCULATIONS LATER
Toldn=Tnew(n)
if(n.eq.1) then ! ONE NODE TANK.
TnewX(1)=dt*(AM(1,1)*(Te(1)+Tnew(1))/2.+d(1))+Te(1)
else ! TWO OR MORE NODES. COMPUTE TOP AND BOTTOM NODES.
TnewX(1)=dt*(AM(1,1)*(Te(1)+Tnew(1))/2.+AM(1,2)*(Te(2)+Tnew(2) )/2.+d(1))+Te(1)
TnewX(n)=dt*(AM(n,n-1)*(Te(n-1)+Tnew(n-1))/2.+AM(n,n)*(Te(n)+ Tnew(n))/2.+d(n))+Te(n)
do 20 i=2,n-1 ! COMPUTE MIDDLE NODES
TnewX(i)=dt*(AM(i,i-1)*(Te(i-1)+Tnew(i-1))/2.+AM(i,i)*
(Te(i)+Tnew(i))/2.+AM(i,i+1)*(Te(i+1)+Tnew(i+1)) /2.+d(i))+Te(i)
20 continue
endif
do 25 i=1,n
Tnew(i)=TnewX(i)
25 continue
!
! IF A TEMPERATURE INVERSION (GREATER THAN .001 deg !)
! OCCURS, MIX. TO ACCOUNT FOR EITHER A COLD NODE SINKING TO
! TO THE BOTTOM OR A HOT NODE RISING TO THE TOP, THE LOOP
! "SWEEPS" FIRST FROM THE BOTTOM UP, AND THEN FROM THE TOP
! DOWN.
!
30 trip1=0
do 60 i=n-1,1,-1
if((Tnew(i)+.001).ge.Tnew(i+1).and.trip1.ne.0) trip1=0
if((Tnew(i)+.001).lt.Tnew(i+1)) then ! MIX
if(trip1.eq.0) trip1=i+1
dum2=0.
dum3=0.
do 40 i2=trip1,i,-1
dum2=dum2+M(i2)*Tnew(i2)
dum3=dum3+M(i2)
40 continue

```

```

do 50 i2=trip1,i,-1
  Tnew(i2)=dum2/dum3
50 continue
endif
60 continue
!
! TOP --> DOWN
!
trip1=0
set=0
do 90 i=2,n
  if(abs(Tnew(i)-Tnew(i-1)).le..001) set=set+1
  if(Tnew(i).le.(Tnew(i-1)+.001).and.trip1.ne.0) trip1=0
  if(Tnew(i).gt.(Tnew(i-1)+.001)) then ! MIX
    if(trip1.eq.0) trip1=i-1-set
    dum2=0.
    dum3=0.
  do 70 i2=trip1,i
    dum2=dum2+M(i2)*Tnew(i2)
    dum3=dum3+M(i2)
  70 continue
  do 80 i2=trip1,i
    Tnew(i2)=dum2/dum3
  80 continue
  endif
90 continue
trip2=0
do 100 i=2,n ! CHECK TO MAKE SURE EVERYTHING GOT MIXED
  if((Tnew(i-1)+.0015).lt.Tnew(i)) trip2=1
100 continue
if(trip2.eq.1) goto 30
err=max1(abs(Tnew(1)-Told1),abs(Tnew(n)-Toldn))
110 continue
do 120 i=1,n
  if(Tnew(i).gt.Tboil) then
    Tavg(i)=.5*(Te(i)+Tboil)
  else
    Tavg(i)=.5*(Tnew(i)+Te(i))
  endif
120 continue
!
! *****
!! NEW TEMPERATURE
Tdum=Tnew

end subroutine

```

```

subroutine      GetInput(Tin,T_amb,Tr,I_t) !Tr solo para testes.
use constantes
real, dimension(95)::Tr1, Tr2, Tr4, Tr5,Tco,Tcin,Tr3,T_amb, I_t,Tin
real, dimension(no)::Tr

```

```

open(0, FILE = 'C:\Doris\ultimos\FORTDados31ago.txt')

```

```

read(0,*) Tr1, Tr2, Tr4, Tr5, Tco, Tcin, Tr3, T_amb, I_t

```

```
Tr = (Tr1(1) + Tr2(1) + Tr3(1) + Tr4(1) + Tr5(1))/5
```

```
Tin(1) = Tcin(1);
```

```
I_t = I_t * 0.95
```

```
close(0)
```

```
end subroutine
```

```
!-----
! AS SEGUINTE FUNÇÕES CALCULAM AS PROPRIEDADES DO FLUIDO USADO NO
! PROGRAMA. A FUNÇÃO DENSIDADE É USADA SOMENTE PARA CÁLCULOS DE
! DIFERENÇA DE PRESSÃO ESTÁTICA. (Newton94)
```

```
! PROPRIEDADES DA ÁGUA
```

```
!
      FUNCTION Beta_w(T_celsius)
      double precision T,T_celsius,Beta_w
      T=T_celsius+273.15
      Beta_w=-.025588+.00021725*T-6.173d-7*T*T+6.0171d-10*T**3
      return
      end    function
```

```
!-----
      FUNCTION Cp_w(T_celsius)
      double precision T,Cp_w,T_celsius
      T=T_celsius+273.15
      Cp_w=45359-491.6*T+2.2005*T*T-.0043807*T**3+3.276d-6*T**4
      return
      end    function
```

```
!-----
      FUNCTION k_w(T_celsius)
      double precision T,k_w,T_celsius
      T=T_celsius+273.15
      k_w=-.48064+.0058471*T-7.3317d-6*T*T
      return
      end    function
```

```
!-----
      FUNCTION mu_w(T_celsius)
      implicit double precision (a-z)
      T=T_celsius+273.15
      mu_w=0.23873d0-0.26422d-02*T+1.1062d-05*T**2-2.0705d-08*T**3+1.4593d-11*T**4
      return
      end    function
```

```
!-----
      FUNCTION rho_w(T_celsius)
      double precision T,rho_w,T_celsius
      T=T_celsius+273.15
      rho_w=-3452.2+53.065*T-.23596*T*T+4.666d-4*T**3-3.4963d-7*T**4
      return
      end    function
```