

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE PERNAMBUCO  
CURSO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA**

**METODOLOGIA PARA SIMULAÇÃO NUMÉRICA DE  
SISTEMAS DE AQUECIMENTO DE ÁGUA UTILIZANDO  
COLETORES SOLARES PLANOS**

**DISSERTAÇÃO SUBMETIDA À UNIVERSIDADE FEDERAL  
DE PERNAMBUCO PARA OBTENÇÃO DO GRAU DE MESTRE EM ENGENHARIA  
MECÂNICA**

|                       |                                                    |
|-----------------------|----------------------------------------------------|
| <b>Autor:</b>         | <b>Ana Cristina Gonçalves Castro Silva</b>         |
| <b>Orientador:</b>    | <b>Prof. José Carlos Charamba Dutra, Dr.</b>       |
| <b>Co-Orientador:</b> | <b>Prof. Jorge Recarte Henríquez Guerrero, Dr.</b> |

**Recife, 24 de Novembro de 2008.**

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE PERNAMBUCO  
CURSO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA**

**METODOLOGIA PARA SIMULAÇÃO NUMÉRICA DE  
SISTEMAS DE AQUECIMENTO DE ÁGUA UTILIZANDO  
COLETORES SOLARES PLANOS**

**DISSERTAÇÃO SUBMETIDA À UNIVERSIDADE FEDERAL  
DE PERNAMBUCO PARA OBTENÇÃO DO GRAU DE MESTRE EM ENGENHARIA  
MECÂNICA**

|                       |                                                    |
|-----------------------|----------------------------------------------------|
| <b>Autor:</b>         | <b>Ana Cristina Gonçalves Castro Silva</b>         |
| <b>Orientador:</b>    | <b>Prof. José Carlos Charamba Dutra, Dr.</b>       |
| <b>Co-Orientador:</b> | <b>Prof. Jorge Recarte Henríquez Guerrero, Dr.</b> |

**S586m**

**Silva, Ana Cristina Gonçalves Castro.**

Metodologia para simulação numérica de sistemas de aquecimento de água utilizando coletores solares planos / Ana Cristina Gonçalves Castro Silva.-Recife: O Autor, 2008.

Xxi,67 folhas, il : tabs.,grafs., figs.

Dissertação (Mestrado) – Universidade Federal de Pernambuco. CTG. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, 2008.

Inclui Bibliografia.

1. Engenharia Mecânica. 2.Energia solar. 3. Simulação numérica. 4. Eficiência. I. Título.

**UFPE**

**621**

**BCTG/ 2009-029**

“METODOLOGIA PARA SIMULAÇÃO NUMÉRICA DE SISTEMAS DE AQUECIMENTO DE ÁGUA UTILIZANDO COLETORES SOLARES PLANOS”.

ANA CRISTINA GONÇALVES CASTRO SILVA

ESTA DISSERTAÇÃO FOI JULGADA ADEQUADA PARA OBTENÇÃO DO TÍTULO DE MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA

ÁREA DE CONCENTRAÇÃO: PROCESSOS E SISTEMAS TÉRMICOS  
APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELO  
CURSO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA/CTG/EEP/UFPE

  
Prof. Dr. JOSÉ CARLOS CHARAMBA DUTRA  
ORIENTADOR/PRESIDENTE

  
Prof. Dr. JORGE RECARTE HENRIQUEZ GUERRERO  
CO-ORIENTADOR

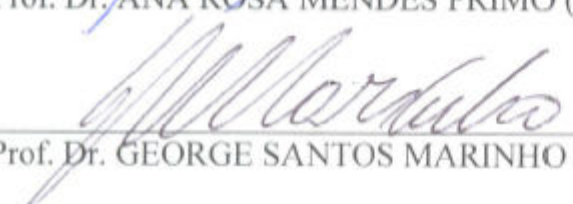
  
Prof. Dr. SEVERINO LEOPOLDINO URTIGA FILHO  
COORDENADOR DO CURSO

BANCA EXAMINADORA:

  
Prof. Dr. JOSÉ CARLOS CHARAMBA DUTRA (UFPE)

  
Prof. Dr. JORGE RECARTE HENRIQUEZ GUERRERO (UFPE)

  
Prof. Dr. ANA ROSA MENDES PRIMO (UFPE)

  
Prof. Dr. GEORGE SANTOS MARINHO (UFRN)

*Tudo posso naquele que me fortalece.  
Filipenses 4,13*

*Mesmo que tu já tenhas feito uma longa caminhada,  
há sempre um caminho a fazer.  
(Santo Agostinho)*

*Se eu fui capaz de ver mais longe  
é porque estava de pé nos ombros de gigantes.  
(Isaac Newton)*

## DEDICATÓRIA

---

*A meus pais: Manoel e Ilza  
Ao grande amor da minha vida: Castro*

## AGRADECIMENTOS

---

A DEUS, que por sua imensa bondade faz maravilhas em nossas vidas todos os dias.

À Nossa Senhora por sempre me proteger e me guiar.

À Madre Cândida, minha madrinha querida que sempre está ao meu lado.

A toda minha família, pela proteção, amparo, especialmente minhas irmãs Neilde, pelo acolhimento e apoio logístico, Neilza pelo incentivo e acolhimento e meus pais, por todo amor e valores importantes que sempre me passaram.

Ao meu amor, Castro, que sempre acredita e apóia tudo que eu faço, sempre está ao meu lado, incondicionalmente, obrigada por fazer parte da minha vida.

Ao Prof. Dr. José Carlos Charamba Dutra, pela orientação, incentivo, calma e serenidade na condução deste trabalho e por compartilhar com dedicação os seus preciosos conhecimentos, contribuindo para minha formação e desenvolvimento acadêmico.

Ao Prof. Dr. Jorge Recarte Henríquez Guerrero, pela co-orientação e por sua importante contribuição na minha formação acadêmica e na realização deste trabalho.

À Profa. Dra. Ana Rosa Mendes Primo, pelo acolhimento, oportunidade e por toda sua contribuição na realização deste trabalho.

Aos demais professores do GET, Prof. Dra. Rita Lima e Prof. Dr. Fábio Magnani por todos os conhecimentos passados.

A todos os amigos que fiz durante o curso, José Junio, pela amizade e conhecimento compartilhado, Andrezza, Marcelo, Nadilson pelas trocas de conhecimento nos trabalhos que fizemos ao longo do curso, Jacek e Ravi pela convivência agradável, Reginaldo pelo apoio e dicas e a todos os outros colegas que tive a oportunidade de conviver nesse período.

À D. Eliane pelo apoio, conversas e cafezinhos que ajudavam a descontrair durante o dia.

Ao SENAI CIMATEC, representado por Leonardo Sanches, pelo apoio na etapa final desse trabalho.

À FACEP/CAPES, pelo apoio financeiro.

A todos e a cada um,

Muito obrigada!

## RESUMO

---

Os sistemas de aquecimento solar de água têm sido bastante utilizados para uso doméstico em residências, visto que, seu uso reduz custos de aquecimento de água e ainda é uma fonte renovável de energia. Todo coletor solar precisa ser caracterizado através de uma equação de desempenho. Para tal, deve ser analisado, numérica ou experimentalmente para que seja obtida sua curva característica de eficiência em função da temperatura de entrada e da radiação solar incidente no coletor. Neste trabalho foi desenvolvida uma ferramenta para simulação numérica de sistemas de aquecimento de água utilizando energia solar, baseado nos modelos apresentados na literatura. A metodologia para simulação apresentada neste trabalho permite calcular a radiação solar total incidente no coletor, levando em consideração as características da cobertura, a simulação do desempenho do coletor. O modelo matemático é composto das equações de balanço de energia para o coletor e equações complementares, como a equação da lei de resfriamento de Newton, as correlações para os coeficientes de convecção, e uma equação para o cálculo da vazão baseado na circulação natural devido ao efeito termo-sifão. A solução do sistema de equações foi obtida através do método de Newton-Raphson para funções de várias variáveis. O modelo do coletor foi validado com dados da literatura. Pelos resultados obtidos, pode-se observar que este se constitui numa ferramenta muito interessante na simulação de sistemas de aquecimento solar que utilizam coletores solares do tipo placa plana.

**Palavras-chave:** Energia Solar, Coletor Solar, Simulação Numérica, Eficiência.

## ABSTRACT

---

The systems of solar water heating have been sufficiently used for domestic use in residences since its use reduces costs of water heating and still it is a renewable source of energy. Collecting all solar it needs to be characterized through a performance equation. To this it must be analyzed numerically or experimentally so that its characteristic curve of efficiency in function of the temperature of entrance and the incident solar radiation in the collector. In this work was developed a tool for numerical simulation of systems of water heating having used solar energy based in the models presented in literature. The methodology for simulation presented in this work allows to calculate the solar radiation total incident in the collector considering the characteristics of the covering the simulation of the performance of the collector. The mathematical model is composed of the equations of energy balance to the collector and complementary equations, as the equation of the law of cooling of Newton, the correlations for the convection coefficients, and an equation for the calculation of the outflow based on the natural circulation which had to the effect named thermosiphon. The solution of the system of equations was gotten through the method of Newton-Raphson for functions of some variables. The model of the collector was validated with data of literature. For the gotten results, it can be observed that constitutes in a very interesting tool in the simulation of systems of solar heating that use solar collectors of the type plain plate.

**Key words:** Solar Energy, Solar collector, numerical simulation, performance.

## SIGLAS E SÍMBOLOS

---

### SIGLAS e ABREVIATÓES

|         |                                                                                               |
|---------|-----------------------------------------------------------------------------------------------|
| ABEAMA  | Associação Brasileira de Energias Renováveis e Meio Ambiente.                                 |
| ABNT    | Associação Brasileira de Normas Técnicas.                                                     |
| ABRAVA  | Associação Brasileira de Refrigeração, Ar Condicionado, Ventilação e Aquecimento.             |
| CEPA    | Centro de Ensino e Pesquisa Aplicada.                                                         |
| CEPAGRI | Centro de Pesquisas Meteorológicas e Climáticas Aplicadas à Agricultura                       |
| CPTC    | Centro de Previsão de Tempo e Estudos Climáticos do Instituto Nacional de Pesquisas Espaciais |
| COELBA  | Concessionária de Energia Elétrica da Bahia.                                                  |
| CRESESB | Centro de Referência para Energia Solar e Eólica Sérgio de Salvo Brito.                       |
| DASOL   | Departamento Nacional de Aquecimento Solar da ABRAVA.                                         |
| EES     | Engineering Equation Solver.                                                                  |
| EMBRAPA | Empresa Brasileira de Pesquisa Agropecuária                                                   |
| FINEP   | Financiadora de Estudos e Projetos.                                                           |
| INMET   | Instituto Nacional de Meteorologia                                                            |
| INMETRO | Instituto Nacional de Metrologia, Normalização e Qualidade Industrial.                        |
| LAVAT   | Laboratório de Variáveis Ambientais Tropicais                                                 |
| LEED    | Leadership in Energy and Environmental Design.                                                |
| LES     | Laboratório de Energia Solar.                                                                 |
| MCT     | Ministério de Ciência e Tecnologia.                                                           |
| MEB     | Matriz Energética Brasileira.                                                                 |
| MNE     | Ministério de Minas e Energia.                                                                |

|         |                                                                        |
|---------|------------------------------------------------------------------------|
| PPDES   | Programa de Pesquisas e Desenvolvidimentos em Energia Solar no Brasil. |
| PROCEL  | Programa Nacional de Conservação de Energia Elétrica.                  |
| SARR    | Referência Radiométrica Absoluta Espacial                              |
| UFRN    | Universidade Federal do Rio Grande do Norte                            |
| UNICAMP | Universidade Estadual de Campinas.                                     |
| USGC    | US Green Building Council                                              |

## SÍMBOLOS

|                     |                                                                     |
|---------------------|---------------------------------------------------------------------|
| $a$ e $b$           | Coefficientes da Equação (3.10).                                    |
| $A_c$               | Área total do coletor [ $m^2$ ].                                    |
| $D_h$               | Diâmetro hidráulico [ $m$ ].                                        |
| $F$                 | Eficiência padrão da aleta para aletas retas com perfil retangular. |
| $F'$                | Fator de eficiência do coletor.                                     |
| $F_R$               | Fator da remoção do calor do coletor.                               |
| $FR_{(\tau\alpha)}$ | Parâmetro de Qualidade do Coletor referente a perdas óticas.        |
| $F_R U_L$           | Parâmetro de Qualidade do Coletor referente a perdas térmicas.      |
| $f$                 | Fator para cada hora do dia, no cálculo da temperatura ambiente.    |
| $g$                 | Constante para Equação (3.39).                                      |
| $g$                 | Aceleração da gravidade [ $m/s^2$ ].                                |
| $G_{sc}$            | Constante solar [ $W/m^2$ ].                                        |
| $G_T$               | Radiação solar total incidente sobre a placa [ $W/m^2$ ].           |
| $H$                 | Radiação solar direta incidente sobre a superfície [ $MJ/m^2$ ].    |
| $H_d$               | Radiação solar difusa [ $MJ/m^2$ ].                                 |
| $H_0$               | Radiação extraterrestre [ $MJ/m^2$ ].                               |
| $\overline{H_T}$    | Radiação média total diária [ $MJ/m^2$ ].                           |

|              |                                                                                                        |
|--------------|--------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| $h_{c,p-c}$  | Coeficiente de transferência de calor por convecção entre a placa e a cobertura. [W/m <sup>2</sup> .K] |
| $h_{r,ca}$   | Coeficiente de transferência de calor por radiação entre a cobertura e o ar [W/m <sup>2</sup> .K].     |
| $h_{r,pc}$   | Coeficientes de transferência de calor por radiação entre a placa e a cobertura [W/m <sup>2</sup> .K]. |
| $h_{\infty}$ | Coeficiente de transferência de calor do ar [W/m <sup>2</sup> .K].                                     |
| $I_T$        | Irradiação solar horária incidente [MJ/m <sup>2</sup> ].                                               |
| $I_{TC}$     | Irradiação solar crítica incidente [MJ/m <sup>2</sup> ].                                               |
| $k$          | Condutividade térmica do ar [W/m.K].                                                                   |
| $K_t$        | Índice de limpidez atmosférica.                                                                        |
| $L$          | Distância entre a placa e cobertura [m].                                                               |
| $L_c$        | Comprimento do coletor [m].                                                                            |
| $m$          | Massa de ar.                                                                                           |
| $\dot{m}$    | Vazão mássica de água que circula no sistema [Kg/s].                                                   |
| $n$          | Dia do ano.                                                                                            |
| $N_u$        | Número de Nusselt.                                                                                     |
| $P_e$        | Pressão efetiva.                                                                                       |
| $P_r$        | Número de Prandtl.                                                                                     |
| $q_{conv}$   | Calor de convecção.                                                                                    |
| $q_{rad}$    | Calor de radiação.                                                                                     |
| $Q_u$        | Energia útil absorvida pelo coletor [MJ].                                                              |
| $q_u$        | Calor útil do coletor [MJ/m <sup>2</sup> ].                                                            |
| $R_a$        | Número de Rayleigh.                                                                                    |
| $r_d$        | Razão da radiação difusa horária com a radiação difusa diária.                                         |
| $r_t$        | Razão da radiação total horária com a radiação total diária.                                           |
| $S$          | Radiação solar absorvida pela superfície absorvedora [MJ/m <sup>2</sup> ].                             |

|                 |                                                                                             |
|-----------------|---------------------------------------------------------------------------------------------|
| $T_a$           | Temperatura ambiente [°C].                                                                  |
| $T_c$           | Temperatura da cobertura [°C].                                                              |
| $T_i$           | Temperatura de entrada do fluido [°C].                                                      |
| $T_o$           | Temperatura de saída do fluido [°C].                                                        |
| $T_p$           | Temperatura da placa absorvedora [°C].                                                      |
| $T_{pm}$        | Temperatura média da placa absorvedora [°C].                                                |
| $U_b$           | Coefficiente de transferência de calor da parte inferior do coletor [W/m <sup>2</sup> .°C]. |
| $U_e$           | Coefficiente de perdas de calor das laterais [W/m <sup>2</sup> .°C].                        |
| $U_L$           | Coefficiente global de transferência de calor [W/m <sup>2</sup> .°C].                       |
| $U_t$           | Coefficiente de transferência de calor da parte superior do coletor [W/m <sup>2</sup> .°C]. |
| $V$             | Velocidade do vento [m/s].                                                                  |
| $X_C$           | Radiação crítica média mensal.                                                              |
| $\phi$          | Latitude [°].                                                                               |
| $\delta$        | Declinação [°].                                                                             |
| $\beta$         | Inclinação da superfície [°].                                                               |
| $\gamma$        | Ângulo azimutal da superfície [°].                                                          |
| $\omega$        | Ângulo horário [°].                                                                         |
| $\theta$        | Ângulo de incidência [°].                                                                   |
| $\theta_z$      | Ângulo zenital [°].                                                                         |
| $\alpha_s$      | Ângulo de altitude solar [°].                                                               |
| $\gamma_s$      | Ângulo de azimuth solar [°].                                                                |
| $\sigma$        | Constante de Stefan-Boltzmann.                                                              |
| $\varepsilon_p$ | Emissividade da placa absorvedora.                                                          |
| $\varepsilon_c$ | Emissividade da cobertura de vidro.                                                         |

|                |                                            |
|----------------|--------------------------------------------|
| $\eta$         | Eficiência Térmica.                        |
| $(\tau\alpha)$ | Produto transmitância-absortância efetivo. |
| $\phi$         | Energia Útil Disponível.                   |
| $\rho_g$       | Refletividade do solo.                     |
| $\rho$         | Massa específica [Kg.m <sup>-3</sup> ].    |
| $\beta_1$      | Coeficiente de expansão volumétrica.       |

## LISTA DE FIGURAS

---

### CAPÍTULO 1 – INTRODUÇÃO

|            |                                                                                                |   |
|------------|------------------------------------------------------------------------------------------------|---|
| Figura 1.1 | Matriz de Oferta de Energia Elétrica                                                           | 5 |
| Figura 1.2 | Cenário energético residencial brasileiro.                                                     | 5 |
| Figura 1.3 | Etiqueta de Eficiência Energética do Programa Brasileiro de Etiquetagem – Coletor Solar Plano. | 6 |
| Figura 1.4 | Selo de Qualificação do Programa Qualisol Brasil.                                              | 7 |
| Figura 1.5 | LEED (Leadership in Energy and Environmental Design).                                          | 9 |

### CAPÍTULO 2 – REVISÃO DE CONCEITOS FUNDAMENTAIS

|            |                                                        |    |
|------------|--------------------------------------------------------|----|
| Figura 2.1 | Índice Médio Anual de Radiação Solar no País.          | 12 |
| Figura 2.2 | Sistema de aquecimento com circulação forçada da água. | 13 |
| Figura 2.3 | Sistema de aquecimento com circulação natural.         | 14 |

### CAPÍTULO 3 – REVISÃO DE CONCEITOS FUNDAMENTAIS

|            |                                                                                               |    |
|------------|-----------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| Figura 3.1 | Principais Regiões do Sol.                                                                    | 22 |
| Figura 3.2 | Relações Sol-Terra.                                                                           | 22 |
| Figura 3.3 | Variação da Irradiância Solar com o tempo entre os anos de 1978 e 2000.                       | 23 |
| Figura 3.4 | Trajectoria dos raios de Sol na atmosfera e a definição do coeficiente de "Massa de Ar" (AM). | 24 |
| Figura 3.5 | Distribuição Espectral da Energia Solar.                                                      | 24 |
| Figura 3.6 | Ângulos solares e incidência de radiação para uma superfície inclinada.                       | 25 |
| Figura 3.7 | Esquema de incidência de radiação em uma superfície.                                          | 27 |
| Figura 3.8 | Seção transversal de um coletor solar de placa-plana básico.                                  | 30 |
| Figura 3.9 | Gráfico Fator de Fluxo do Coletor.                                                            | 36 |

|             |                                     |    |
|-------------|-------------------------------------|----|
| Figura 3.10 | Gráfico $\eta$ x $(T_i - T_a)/GT$ . | 37 |
|-------------|-------------------------------------|----|

## CAPÍTULO 4 – MODELOS PARA SIMULAÇÃO

|            |                                                                                                          |    |
|------------|----------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| Figura 4.1 | Variação horária da Temperatura ambiente gerada com o modelo.                                            | 47 |
| Figura 4.2 | Desenho esquemático do volume de controle utilizado para o balanço de energia da superfície absorvedora. | 47 |
| Figura 4.3 | Desenho esquemático de um aquecedor solar de água em regime thermo-sifão.                                | 51 |
| Figura 4.4 | Gráfico comparativo da Eficiência do Report Enerworks x Simulação.                                       | 58 |
| Figura 4.5 | Gráfico comparativo Temperatura de Entrada da Água x Temperatura de Saída da Água.                       | 58 |

## CAPÍTULO 5 – RESULTADOS E DISCUSSÕES

|             |                                                                                                                  |    |
|-------------|------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| Figura 5.1  | Parcelas de Radiação Solar para determinados períodos no ano na cidade de Recife, utilizando $\beta=20^\circ$ .  | 59 |
| Figura 5.2  | Parcelas de Radiação Solar para determinados períodos no ano na cidade de Recife, utilizando $\beta=40^\circ$ .  | 60 |
| Figura 5.3  | Parcelas de Radiação Solar horária variando o ângulo de inclinação para a cidade de Recife.                      | 60 |
| Figura 5.4  | Parcelas de Radiação Solar variando o ângulo de inclinação para as quatro estações no ano na cidade de Recife-PE | 61 |
| Figura 5.5  | Parcelas de Radiação Solar para determinados períodos no ano na cidade de Natal, utilizando $\beta=20^\circ$ .   | 62 |
| Figura 5.6  | Parcelas de Radiação Solar para determinados períodos no ano na cidade de Natal, utilizando $\beta=40^\circ$ .   | 62 |
| Figura 5.7  | Parcelas de Radiação Solar horária variando o ângulo de inclinação para a cidade de Natal.                       | 63 |
| Figura 5.8  | Radiação Média Mensal.                                                                                           | 63 |
| Figura 5.9  | Radiação Total anual x Ângulo de inclinação.                                                                     | 64 |
| Figura 5.10 | Desempenho do coletor solar sob condições das estações do ano.                                                   | 64 |

|             |                                                               |    |
|-------------|---------------------------------------------------------------|----|
| Figura 5.11 | Desempenho do coletor solar sob condições de inverno e verão. | 65 |
| Figura 5.12 | Desempenho do coletor solar sob condições de inverno e verão. | 65 |
| Figura 5.13 | Utilização média mensal ao longo do ano.                      | 66 |

## LISTA DE TABELAS

---

### CAPÍTULO 1 – INTRODUÇÃO

|            |                                                    |   |
|------------|----------------------------------------------------|---|
| Tabela 1.1 | Quadro Resumo da Oferta Interna de Energia Brasil. | 4 |
| Tabela 1.2 | Matriz de Oferta de Energia Elétrica .             | 4 |
| Tabela 1.3 | Pontuação do LEED.                                 | 8 |

### CAPÍTULO 4 – MODELO PARA SIMULAÇÃO

|            |                                                                                     |    |
|------------|-------------------------------------------------------------------------------------|----|
| Tabela 4.1 | Fator $f$ para cada hora do dia.                                                    | 46 |
| Tabela 4.2 | Constantes para a Eq. 4.22.                                                         | 50 |
| Tabela 4.3 | Resultados de $H_{Tmédio}$ gerados no programa com dados de Duffie & Beckman, 1991. | 53 |
| Tabela 4.4 | Resultados de $I_{Tmédio}$ gerados no programa com dados de Duffie & Beckman, 1991. | 54 |
| Tabela 4.5 | Dados de Radiação Média Mensal absorvida.                                           | 55 |
| Tabela 4.6 | Resultados de $\varnothing_{horário}$ gerados com dados de Duffie & Beckman, 1991.  | 56 |
| Tabela 4.7 | Resultados $\varnothing_{médio}$ gerados com dados de Duffie & Beckman, 1991.       | 56 |

## SUMÁRIO

---

|                   |       |
|-------------------|-------|
| RESUMO            | VIII  |
| ABSTRACT          | IX    |
| SIGLAS E SÍMBOLOS | X     |
| FIGURAS           | XV    |
| TABELAS           | XVIII |
| SUMÁRIO           | XIX   |

### CAPÍTULO 1 – INTRODUÇÃO

|     |                                                              |    |
|-----|--------------------------------------------------------------|----|
| 1.1 | Relevância da Energia Solar                                  | 1  |
| 1.2 | Evolução Histórica da Energia Solar                          | 1  |
| 1.3 | Cenário Energético Brasileiro                                | 3  |
| 1.4 | Panorama do Mercado de Aquecimento Solar para Água no Brasil | 6  |
| 1.5 | Motivação do Trabalho                                        | 10 |
| 1.6 | Objetivos                                                    | 10 |
|     | 1.6.1 Objetivo Geral                                         | 10 |
|     | 1.6.2 Objetivos Específicos                                  | 10 |
| 1.7 | Estrutura do Trabalho                                        | 11 |

### CAPÍTULO 2 – REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

|     |                                                    |    |
|-----|----------------------------------------------------|----|
| 2.1 | Sistemas de Aquecimento de Água por Energia Solar  | 12 |
|     | 2.1.1 Sistemas Ativos                              | 13 |
|     | 2.1.2 Sistemas Passivos                            | 13 |
| 2.2 | Estudos Teóricos de Sistemas de Aquecimento solar. | 15 |

### CAPÍTULO 3 – REVISÃO DE CONCEITOS FUNDAMENTAIS

|     |                              |    |
|-----|------------------------------|----|
| 3.1 | Radiação Solar               | 21 |
|     | 3.1.1 O Sol                  | 21 |
|     | 3.1.2 Constante Solar        | 22 |
|     | 3.1.3 Massa de Ar (Air Mass) | 23 |
|     | 3.1.4 Relações Geométricas   | 25 |

|                                                                                                     |    |
|-----------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| 3.1.5 Radiação Solar Incidente em Superfícies Inclinadas                                            | 26 |
| 3.1.6 Fator geométrico ( $R_b$ )                                                                    | 27 |
| 3.1.7 Índice de limpidez atmosférica ( $K_t$ )                                                      | 28 |
| 3.1.8 Radiação extraterrestre ( $H_0$ )                                                             | 28 |
| 3.1.9 Relação entre a radiação horária e radiação diária                                            | 28 |
| 3.2 Coletores Solares                                                                               | 29 |
| 3.2.1 Coletor Solar do tipo Placa Plana                                                             | 30 |
| 3.2.1.1 Balanço de Energia em Coletores Solares Plano                                               | 31 |
| 3.2.1.2 Coeficiente Global de Transferência de Calor                                                | 31 |
| 3.2.1.3 Fator de remoção total                                                                      | 34 |
| 3.2.1.4 Eficiência Térmica Instantânea                                                              | 37 |
| 3.2.1.5 Energia Útil Disponível Horária                                                             | 38 |
| 3.2.1.6 Formulação Matemática da Energia Útil Disponível Horária                                    | 39 |
| 3.2.1.7 Energia Útil Disponível média Diária                                                        | 40 |
| <br>CAPÍTULO 4 – MODELOS PARA SIMULAÇÃO                                                             |    |
| 4.1 Modelo para o Cálculo da Radiação Média Mensal                                                  | 44 |
| 4.1.1 Radiação solar absorvida pela placa do coletor                                                | 45 |
| 4.2 Modelo para Cálculo da Temperatura Ambiente                                                     | 46 |
| 4.3 Modelo Numérico de Simulação do Coletor                                                         | 47 |
| 4.3.1 Balanço de Energia na Placa Coletora                                                          | 48 |
| 4.3.2 Balanço de Energia no coletor                                                                 | 48 |
| 4.3.3 Calor recebido pelo fluido                                                                    | 49 |
| 4.3.4 Transferência pelo coletor para a água                                                        | 49 |
| 4.4 Modelo da Vazão                                                                                 | 50 |
| 4.5 Energia Útil Disponível (“Utilizability”)                                                       | 52 |
| 4.6 Comparação com dados da literatura para os Modelos de Radiação Solar                            | 53 |
| 4.6.1 Modelo de Radiação Solar Média Mensal e Horária.                                              | 53 |
| 4.6.2 Cálculo da radiação solar média mensal e horária absorvida pela placa absorvedora do coletor: | 54 |
| 4.6.3 Cálculo da Energia Útil Disponível Horária e Diária.                                          | 55 |
| 4.7 Validação do Modelo de Simulação do Coletor Solar                                               | 57 |
| 4.7.1 Através do Gráfico da Eficiência.                                                             | 57 |

|                                                            |    |
|------------------------------------------------------------|----|
| 4.7.2 Através das Temperaturas de Entrada e Saída da Água. | 58 |
| CAPÍTULO 5 – RESULTADOS                                    | 59 |
| CAPÍTULO 6 – CONCLUSÕES                                    | 67 |
| CAPÍTULO 7 – REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS                    | 68 |

# 1. INTRODUÇÃO

---

## 1.1 Relevância da Energia Solar

O aproveitamento da energia solar constitui-se em um processo de geração de energia limpa, segura, silenciosa, que tem seu custo operacional relativamente baixo, além de ser uma fonte inesgotável.

Tanto como fonte de calor quanto de energia, é hoje, uma das alternativas energéticas mais promissoras para enfrentar os desafios energéticos que estão surgindo. Quando se fala em energia, deve-se lembrar que o Sol é responsável pela origem de praticamente todas as outras fontes de energia. Ou seja, as fontes de energia disponíveis hoje são derivadas da energia do Sol. É a partir da energia do Sol que se dá a evaporação, origem do ciclo das águas, que possibilita o represamento e a consequente geração de eletricidade (hidroeletricidade). A radiação solar também induz a circulação atmosférica em larga escala, causando os ventos. Petróleo, carvão e gás natural foram gerados a partir de resíduos de plantas e animais que, originalmente, obtiveram a energia necessária ao seu desenvolvimento, da radiação solar. (CRESESB, 2007).

## 1.2 Evolução Histórica do Aproveitamento da Energia Solar

Desde os primórdios da humanidade o Sol já despertava no homem grande interesse em desvendar seus mistérios. Nas civilizações antigas, o Sol era culturalmente e religiosamente idolatrado, considerado com um ser supremo e celestial.

Um dos primeiros relatos de utilização da energia solar para produção de calor surgiu no final do século XVIII, quando o cientista francês Lavoisier, usando uma lente de 52 polegadas, e outra acessória de 8 polegadas, logrou temperaturas próximas de 1.750° C, por pouco não conseguindo fundir a platina. Lavoisier ajudou também na evolução da fornalha solar quando provocou combustões no vácuo e em atmosferas controladas empregando recipientes de quartzo. Observou também que o fogo das fornalhas comuns parece menos puro que o das fornalhas solares, uma importante consideração como mais tarde evidenciariam os pesquisadores, (CEPA, 2008).

Depois de Lavoisier, diversos inventores começaram a trabalhar com máquinas solares. Com o apoio de Napoleão III, August Mouchet arquitetou, entre 1866 e 1872 uma máquina a

vapor movida pelo Sol. Seu trabalho foi exibido em Tours e testado mais tarde na Argélia em bombeamento de água, (CEPA, 2008).

Por volta de 1875, Ericsson havia construído oito modelos diferentes de seus engenhos solares, mas, ainda que para ele reivindicasse elevada eficiência, nenhum era prático. Em 1883, fez uma última tentativa, criando o que era a segunda maior máquina solar da época. Continha um coletor retangular parabólico de 11 por 16 pés, que movimentava um pistão de 6 polegadas de calibre e 8 polegadas de percurso e era projetado para operar a vapor ou a ar. (CEPA, 2008).

A pesquisa moderna sobre o uso da energia solar teve início durante a década de 1930. É dessa época a invenção de uma caldeira movida a energia solar, criação do físico norte-americano Charles G. Aboot, e o início dos programas solares Godfrey Cabot, na Universidade de Harvard e no Instituto de Tecnologia de Massachusets, ambos nos Estados Unidos. Em 1954, os Laboratórios Bell Telephone criaram a bateria solar. Nesse mesmo ano, cientistas especializados em energia solar construíram, ainda nos EUA, a Associação para Aplicação da Energia Solar, com o objetivo de pesquisar meios de aproveitar a energia do Sol.

No início da década de 1970, a ameaça de escassez de petróleo e gás natural estimulou nos EUA esforços para obter, com a energia solar, uma fonte de energia alternativa. Em 1974, o Congresso norte-americano aprovou a lei sobre pesquisa e desenvolvimento da energia solar. A lei instituiu um programa nacional de pesquisa da energia solar, a fim de desenvolver sistemas mais eficientes para captar, concentrar e armazenar a energia do Sol. Esses sistemas deveriam assegurar o uso econômico da energia solar na calefação e refrigeração das habitações e edifícios de escritórios e facilitar aos engenheiros a construção de usinas destinadas a converter a energia solar em eletricidade para uso industrial.

Segundo Varella, (2004) apud Macdowell, (1976), até 1975 o Brasil pouco havia feito no sentido da utilização racional do imenso potencial energético que possui. Considera-se que, a primeira tentativa de pesquisa sobre o aproveitamento de energia solar no Brasil tenha ocorrido em 1958, quando um pequeno grupo de entusiastas pesquisadores do Instituto Nacional de Tecnologia (INT) iniciou estudos sobre o tema. Este mesmo grupo construiu uma pequena caldeira solar utilizando superfícies seletivas e um projeto de refrigerador solar de ciclo de absorção intermitente. Por falta de estímulos, no mesmo ano, as pesquisas no INT foram interrompidas. No ano seguinte, um segundo grupo de pesquisadores iniciou, no Departamento de Materiais do Centro Técnico da Aeronáutica, a instalação de um forno solar para altas temperaturas.

No começo da década de 70, um grupo de pesquisadores da UNICAMP iniciou pesquisas básicas sobre energia solar, com o desenvolvimento de estudos de aquecedores

solares para secagem, geração de calor e vapor, e tornaram-se referência nacional para outros pesquisadores (Varella, 2004).

Em 1973, professores da Universidade Federal da Paraíba fundaram o Laboratório de Energia Solar – LES, com objetivos de desenvolver pesquisa e tecnologia em energia solar e áreas afins, estudar a conversão e conservação de energia para solução de problemas regionais e nacionais, em particular, e de países em desenvolvimento de uma maneira geral, assim como transferir as tecnologias desenvolvidas e prestar serviço de consultoria nas áreas afins. (LES, 2008).

No início de 1974, foi implantado o Programa de Pesquisas e Desenvolvidos em Energia Solar no Brasil – PPDES, dividido em cinco partes, sendo uma destas partes constituída por linhas de pesquisas e desenvolvimentos tecnológicos de aplicações da energia solar, já existentes internacionalmente. O objetivo era adaptar a tecnologia internacional às condições nacionais, analisando os materiais empregados, a fabricação, as condições climáticas, além de buscar o aperfeiçoamento dos processos de utilização Varella, (2004) apud Macdowell, (1976).

Em 1999, através de uma iniciativa do Green Solar e com financiamento da ELETROBRÁS/PROCEL, foi criado o programa “Eletrobrás Solar”, onde se propôs a instalação e o monitoramento de 100 aquecedores solares em residências de interesse social no bairro Sapucaias em Contagem/MG. Entre os objetivos do projeto, incluíram-se a avaliação técnica e econômica do aquecimento solar e sua aceitação pelos moradores das habitações de interesse social. Obteve-se uma redução média no consumo de energia elétrica de 30% e de 40% na conta mensal Varella, (2004) apud Pereira e Mesquita, (2004).

De acordo com Rodrigues, (2002), no Brasil, embora o aproveitamento de energia solar ainda seja pequeno, estima-se que a aplicação desse tipo de energia gere anualmente cerca de 20 milhões de megawatts-hora de eletricidade, o suficiente para abastecer 15 mil residências de dois cômodos. Ainda é pouco, visto que o Brasil é um dos mais ricos no mundo em incidência de raios solares. Alguns municípios do Nordeste, como Petrolina (PE), Floriano (PI) e Bom Jesus da Lapa (BA), por exemplo, recebem intensidade de luz solar comparável à registrada em Dongola, no Sudão, o ponto do planeta onde o Sol incide com maior potência.

### 1.3 Cenário Energético Brasileiro

Segundo o Ministério de Minas e Energia, levantamentos preliminares feitos nos primeiros meses de 2008 indicam que a demanda total de energia no Brasil (OIE), em 2007, atingiu 238,3 milhões de tep – toneladas equivalentes de petróleo –, montante 5,4% superior à

demanda verificada em 2006, e equivalente a cerca de 2% da energia mundial. Ainda segundo o MME o aumento na demanda total por energia se paralelamente ao incremento no uso das fontes renováveis (hidráulica, biomassa e outras). Houve crescimento de 7,2% na energia proveniente dessas fontes, enquanto que as não-renováveis (petróleo e derivados, gás natural, carvão mineral e urânio) cresceram 3,9%. Com isso, a energia renovável passou a representar 45,8% da Matriz Energética Brasileira (MEB) em 2007. Conforme podemos constatar na Tabela 1.1.

Tabela 1.1 - Resumo da oferta interna de energia no Brasil. (MME, 2008)

| ESPECIFICAÇÃO               | mil tep        |                | 07/06 %    | Estrutura %  |              |
|-----------------------------|----------------|----------------|------------|--------------|--------------|
|                             | 2006           | 2007           |            | 2006         | 2007         |
| <b>Não-Renovável</b>        | <b>124.207</b> | <b>129.065</b> | <b>3,9</b> | <b>54,9</b>  | <b>54,2</b>  |
| PETRÓLEO E DERIVADOS        | 85.287         | 89.224         | 4,6        | 37,7         | 37,4         |
| GÁS NATURAL                 | 21.716         | 22.239         | 2,4        | 9,6          | 9,3          |
| CARVÃO MINERAL E DERIVADOS  | 13.537         | 14.340         | 5,9        | 6,0          | 6,0          |
| URÂNIO (U3O8) E DERIVADOS   | 3.667          | 3.263          | -11,0      | 1,6          | 1,4          |
| <b>Renovável</b>            | <b>101.880</b> | <b>109.263</b> | <b>7,2</b> | <b>45,1</b>  | <b>45,8</b>  |
| HIDRÁULICA E ELETRICIDADE   | 33.537         | 35.506         | 5,9        | 14,8         | 14,9         |
| LENHA E CARVÃO VEGETAL      | 28.589         | 28.644         | 0,2        | 12,6         | 12,0         |
| DERIVADOS DA CANA-DE-AÇÚCAR | 32.999         | 37.508         | 13,7       | 14,6         | 15,7         |
| OUTRAS RENOVÁVEIS           | 6.754          | 7.606          | 12,6       | 3,0          | 3,2          |
| <b>Total</b>                | <b>226.086</b> | <b>238.328</b> | <b>5,4</b> | <b>100,0</b> | <b>100,0</b> |

A energia hidráulica continua com supremacia na matriz de oferta de energia elétrica, representando 85,2% do total, incluindo a importação, conforme Tabela 1.2 e Figura 1.1. Em seguida, aparece a geração a gás natural, com 3,6%, e a biomassa na terceira posição, com 3,5% de participação. Destaque-se o forte incremento na geração eólica, de pouco mais de 236 GWh em 2006, para 559 GWh em 2007 (MME, 2008).

Tabela 1.2 - Matriz de oferta de energia elétrica (GWh e %) (MME, 2008).

| Especificação         | GWh            |                | 07/06 %    | Estrutura (%) |              |
|-----------------------|----------------|----------------|------------|---------------|--------------|
|                       | 2006           | 2007(a)        |            | 2006          | 2007         |
| HIDRO                 | 348.805        | 374.378        | 7,3        | 75,7          | 77,3         |
| NUCLEAR               | 13.754         | 12.307         | -10,5      | 3,0           | 2,5          |
| GÁS NATURAL           | 18.258         | 17.608         | -3,6       | 4,0           | 3,6          |
| CARVÃO MINERAL        | 7.222          | 6.454          | -10,6      | 1,6           | 1,3          |
| DERIVADOS DE PETRÓLEO | 12.374         | 13.663         | 10,4       | 2,7           | 2,8          |
| BIOMASSA (b)          | 14.959         | 16.794         | 12,3       | 3,2           | 3,5          |
| GÁS INDUSTRIAL        | 3.964          | 4.838          | 22,0       | 0,9           | 1,0          |
| IMPORTAÇÃO            | 41.164         | 38.480         | -6,5       | 8,9           | 7,9          |
| <b>Total</b>          | <b>460.500</b> | <b>484.520</b> | <b>5,2</b> | <b>100,0</b>  | <b>100,0</b> |

(a) inclui autoprodutores - 45,2 TWh; (b) biomassa inclui 559 GWh de eólica em 2007.

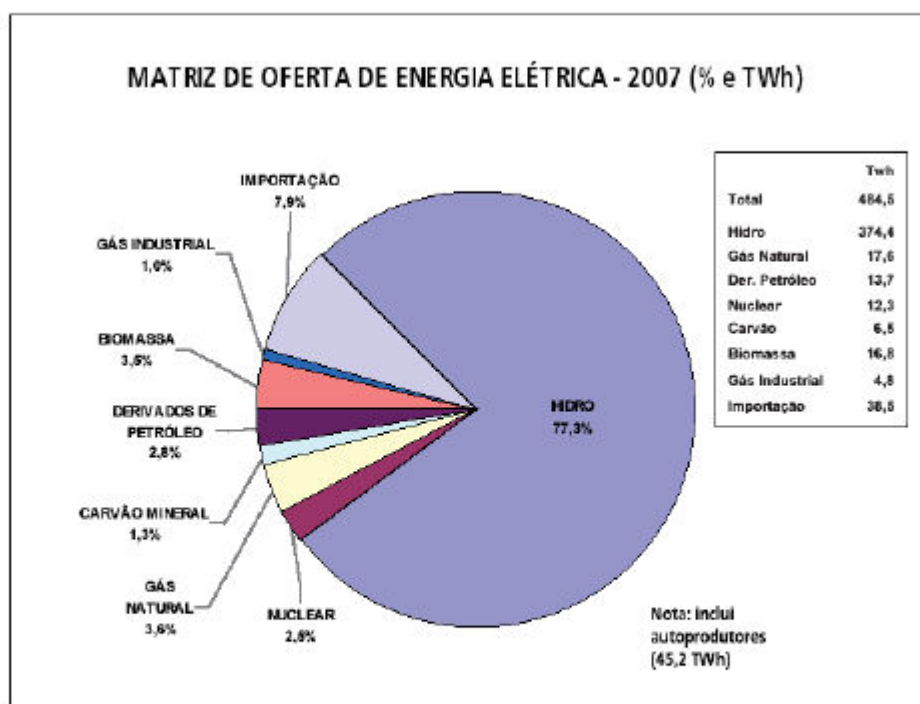


Figura 1.1 - Matriz de oferta de energia elétrica (GWh e %) (MME, 2008).

O setor residencial responde por 24% do consumo total de energia elétrica no país. Dentro desse setor tem-se uma participação média de 26% do consumo total atribuído ao aquecimento de água, participação inferior somente ao da refrigeração, conforme Figura 1.2. Desta forma, conclui-se facilmente que apenas o aquecimento de água para banho em residências brasileiras é responsável por mais de 6% de todo consumo nacional de energia elétrica Coelba, (2008).

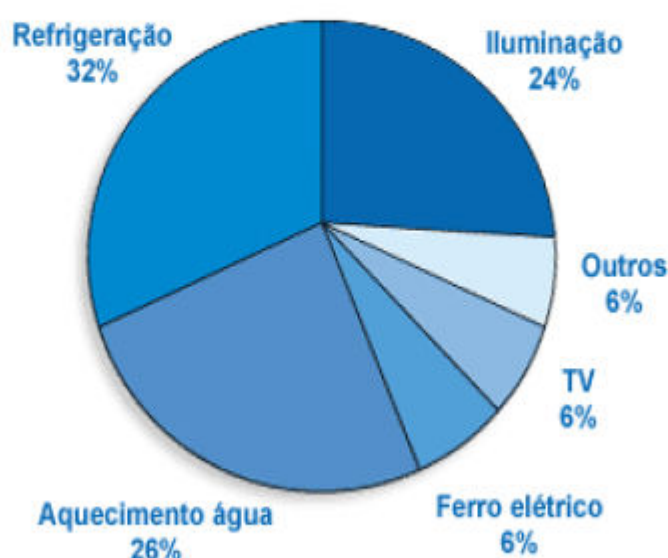


Figura 1.2 - Cenário energético residencial brasileiro (Coelba, 2008)

## 1.4 Panorama do Mercado Nacional de Aquecimento Solar de Água

Foi na década de 70 que surgiram as primeiras empresas fabricantes de coletores solares no Brasil. No entanto, somente na década de 80, surgiram as primeiras normas brasileiras para testes de produtos. Em 1988 a ABNT publicou a norma NBR 10184 - Coletores solares planos para líquidos, que prescreve o método de ensaio para determinação do rendimento térmico.

Em 1993, o selo PROCEL DE ECONOMIA DE ENERGIA ou simplesmente selo PROCEL, foi instituído por Decreto Presidencial em 08 de dezembro de 1993. Esse programa é coordenado pelo Instituto Nacional de Metrologia, Normalização e Qualidade Industrial - INMETRO, com a participação da Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais - PUC Minas, PROCEL e pelo Departamento Nacional de Aquecimento Solar da Associação Brasileira de Refrigeração, Ar Condicionado, Ventilação e Aquecimento - DASOL/ABRAVA. O selo PROCEL, conforme Figura 1.3, tem por objetivo orientar o consumidor no ato da compra, indicando os produtos que apresentam os melhores níveis de eficiência energética dentro de cada categoria. Também objetiva estimular a fabricação e a comercialização de produtos mais eficientes, contribuindo para o desenvolvimento tecnológico e a redução de impactos ambientais (PROCEL, 2008).

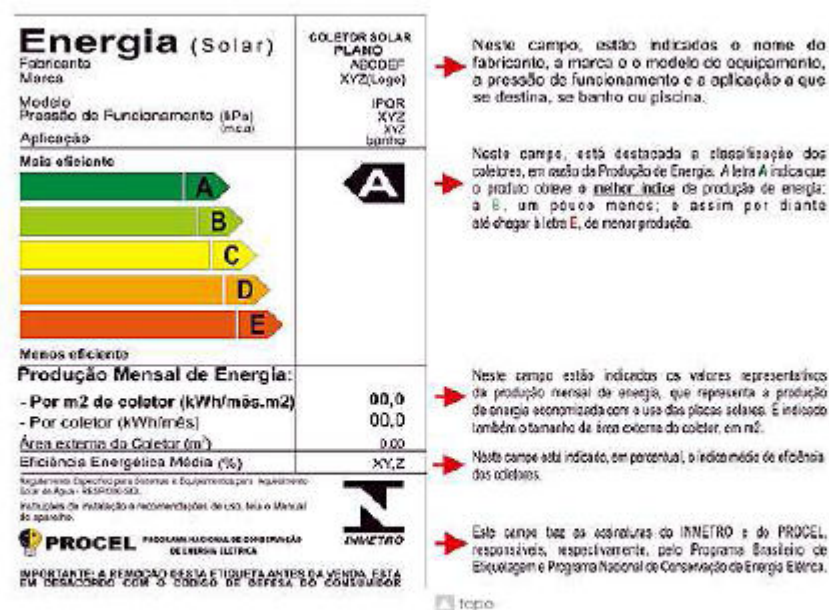


Figura 1.3 - Etiqueta de eficiência energética do Programa Brasileiro de Etiquetagem – Coletor Solar Plano. (INMETRO, 2008)

Segundo dados do DASOL, (2008) o setor de aquecimento solar para água vem crescendo a taxas médias anuais superiores a 10% desde o início dos anos 90. Esse resultado, muito acima da média da economia nacional é reflexo direto da maior conscientização ambiental, que leva os consumidores a procurar soluções energéticas limpas, tecnologia consolidada a preços acessíveis.

Com esse crescimento surgiram também vários programas de qualificação de fornecedores de sistemas de aquecimento solar. Como por exemplo, o QUALISOL BRASIL que é o Programa de Qualificação de Fornecedores de Sistemas de Aquecimento Solar; que engloba fabricantes, revendas e instaladoras. Fruto de um convênio entre a ABRAVA, o INMETRO e o PROCEL, tendo como objetivo garantir e premiar o consumidor com a qualificação de fornecedores de sistemas de aquecimento solar. As empresas aprovadas no programa recebem o selo de qualidade conforme Figura 1.4:



Figura 1.4 - Selo de Qualificação do Programa Qualisol Brasil (DASOL, 2008)

O DASOL também criou o programa Cidades Solares em conjunto com o Vitae Civilis, ONG sócio-ambiental, que tem como objetivo principal incentivar a mobilização da sociedade no Brasil através de seminários que sensibilizem os poderes públicos municipais para a criação de leis de incentivo ao uso de energias renováveis.

Também no DASOL existe o programa NORMASOL criado com apoio do MCT (Ministério de Ciência e Tecnologia) e da FINEP (Financiadora de Estudos e Projetos) com o objetivo de revisar e elaborar todo o conjunto de normas relacionadas ao aquecimento solar no Brasil. O programa inclui a revisão e atualização das normas existentes e a elaboração de novos projetos relativos a instalação dos sistemas. (DASOL, 2008).

Um conceito bastante difundido na Europa e Estado Unidos, que começou a ser aplicado já na década de 70 em novos edifícios, é o do Green Building (prédio verde), criado em função da crise energética pela qual o mundo passava à época, a fim de melhorar o uso dos recursos naturais disponíveis.

Segundo o USGC - US Green Building Council, um conselho nacional que concede a certificação dos Green Buildings nos Estados Unidos, para ser considerado “verde” um edifício deve reduzir o consumo de recursos, tais como: energia, materiais, água e terra e reduzir a carga ecológica, tais como: emissão de gases de efeito estufa, substâncias de destruição da camada de ozônio.

O sistema LEED (Leadership in Energy and Environmental Design), desenvolvido pelo US Green Building Council nos Estados Unidos, é um sistema de pontuação com uma estratégia de mercado dirigida para acelerar a adoção das práticas dos “Edifícios Verdes”. O LEED foi desenvolvido originalmente para construções comerciais novas e seu sucesso criou demanda por certificações para construções comerciais existentes e construções residenciais. Um sistema de pontuação é estabelecido para avaliar o desempenho quanto ao meio ambiente de uma construção contra um conjunto de critérios estabelecidos e divididos em quatro categorias, conforme a pontuação apresentado na Tabela 1.3. A Figura 1.5 apresentam-se esses selos.

Tabela 1.3 – Pontuação do LEED (Bueno 2008)

| <i>Designação LEED</i>      | <i>Pontuação Necessária</i> |
|-----------------------------|-----------------------------|
| Máximo possível de créditos | 64 + 5 pontos de inovação   |
| LEED™ Nível Platinum        | 52 pontos                   |
| LEED™ Nível Gold            | 39 a 51 pontos              |
| LEED™ Nível Silver          | 33 a 38 pontos              |
| LEED™ Nível Certificação    | 26 a 32 pontos              |



Figura 1.5 - LEED (Leadership in Energy and Environmental Design). Disponível em:  
< <http://www.gbcbrazil.org.br>>. Acesso em: julho/2008.

Segundo Bueno (2008), acredita-se que hoje, nos Estados Unidos e Canadá, cerca de 12 a 15% das novas construções governamentais e 4% das novas construções privadas sigam as recomendações do USGC.

No Brasil já foi fundado o Green Building Council Brasil, com o objetivo de difundir no mercado o sistema de certificação LEED adaptado a realidade brasileira, estando alguns edifícios em processo de certificação.

A necessidade de diversificar a matriz energética, reduzir as taxas de emissão de gás carbônico e adotar posturas ambientalmente corretas fez com que inúmeros cidadãos, empresas e governantes adotassem formas sustentáveis de geração e consumo de energia. Há cerca de dois anos, diversas cidades brasileiras iniciaram o debate para tornar obrigatório o uso de sistemas de aquecimento solar. Atualmente, seis cidades (Porto Alegre (RS), Belo Horizonte (MG), Varginha (MG), Birigüi (SP), Campina Grande (PB) e São Paulo (SP)) já possuem leis municipais aprovadas que obrigam determinadas edificações a instalarem aquecedores solares. Outras quarenta cidades analisam propostas similares. Em São Paulo, por exemplo, onde a lei 14.459/07 que dispõe sobre a instalação de sistemas de aquecimento de água por energia solar nas novas edificações do município já foi aprovada, prédios comerciais, indústrias ou residências (apartamentos ou casas) com mais de três banheiros serão obrigados a utilizar a luz solar para aquecer água (ABRAVA, 2007). Em linhas gerais, a lei estabelece que todos os empreendimentos residenciais com quatro ou mais banheiros tenham de instalar aquecimento solar, bem como empreendimentos comerciais que demandam grande quantidade de água quente, tais como hotéis, motéis, clubes esportivos,

hospitais, entre outros. Além disso, os estados do Rio de Janeiro e São Paulo também aprovaram legislação estadual que torna obrigatório o uso de aquecimento solar para atender ao menos 40% da demanda de água quente em todos os futuros prédios públicos, incluindo escolas, creches e asilos (DASOL, 2008). Fabricantes de sistemas de aquecimento solar de água se preparam para atender a demanda e prevêem alta de até 30% nas vendas este ano. Algumas delas pretendem duplicar a produção até o final de 2008 (ABRAVA, 2007).

## 1.5 Motivação do Trabalho

Considerando todos os fatos apresentados, a grande motivação deste trabalho resume-se na necessidade de criação de ferramentas que auxiliem o mercado de energia solar a desenvolver projetos de sistemas eficientes de aquecimento de água, para que possam acompanhar a grande demanda desse tipo de sistemas que está surgindo em função do grande apelo ambiental em que o mundo está envolvido atualmente.

## 1.6 Objetivos

### 1.6.1 Objetivo Geral

Desenvolver uma ferramenta de simulação numérica que auxilie na concepção de projetos de sistemas de aquecimento de água por energia solar utilizando coletores solares do tipo placa plana operando por termo-sifão e permita avaliar o desempenho térmico desses sistemas.

### 1.6.2 Objetivos Específicos

- ✓ Simular, através de modelos matemáticos existentes na literatura, o cálculo da radiação solar incidente na superfície do coletor solar em qualquer ponto do globo terrestre, o ângulo de inclinação ótimo do coletor e a radiação solar absorvida pela placa do coletor;
- ✓ Simular a temperaturas ambiente, da placa absorvedora, da cobertura de vidro e de saída da água;
- ✓ Simular o fator de eficiência, o fator de fluxo e o fator de remoção de calor de coletores solares de placa plana e avaliar o desempenho térmico de sistemas de aquecimento solar de água operando por termo-sifão utilizando coletores do tipo placa plana.

## 1.7 Estrutura do Trabalho

Este trabalho está organizado em seis capítulos distribuídos conforme a seguir:

✓ No Capítulo 1 trata-se da importância da energia solar, da evolução histórica, um breve resumo do cenário energético brasileiro e do panorama do mercado de aquecimento solar para água no Brasil,

✓ O Capítulo 2 faz uma abordagem sobre as instalações de aquecimento de água por energia solar operando em regime termo-sifão utilizando coletores solares do tipo placa plana e uma breve revisão da literatura sobre alguns trabalhos teóricos e experimentais desses sistemas;

✓ O Capítulo 3 traz uma revisão de alguns conceitos fundamentais para compreensão e desenvolvimento do presente trabalho. Começando com uma revisão dos conceitos de radiação Solar, falando um pouco do Sol, da constante solar, do conceito de *air mass*, geometria solar, radiação solar incidente em superfícies inclinadas. É feita a definição dos tipos de coletores solares, bem como, do balanço de energia necessário para definição da eficiência instantânea e dos fatores de eficiência do coletor.

✓ O Capítulo 4 apresenta os modelos utilizados no trabalho;

✓ O Capítulo 5 mostra os resultados e discussões;

✓ O Capítulo 6 trás as conclusões e sugestões para trabalhos futuros.

## 2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Neste capítulo é feita uma abordagem sobre os típicos sistemas de aquecimento de água por energia solar e uma sucinta revisão da literatura sobre as atividades de pesquisa na área de simulação numérica desses sistemas.

### 2.1 Sistemas de Aquecimento de Água por Energia Solar

Os sistemas de aquecimento de água por energia solar são uma excelente opção de energia renovável e desenvolvimento sustentável em tempos em que a energia elétrica convencional está cada vez mais cara e escassa, além de ser totalmente adequada ao clima tropical do Brasil no qual a média anual de energia incidente na maior parte varia entre  $4\text{kWh/m}^2\cdot\text{dia}$  e  $5\text{kWh/m}^2\cdot\text{dia}$  (Tiba 2000), conforme pode ser observado na Figura 2.1.

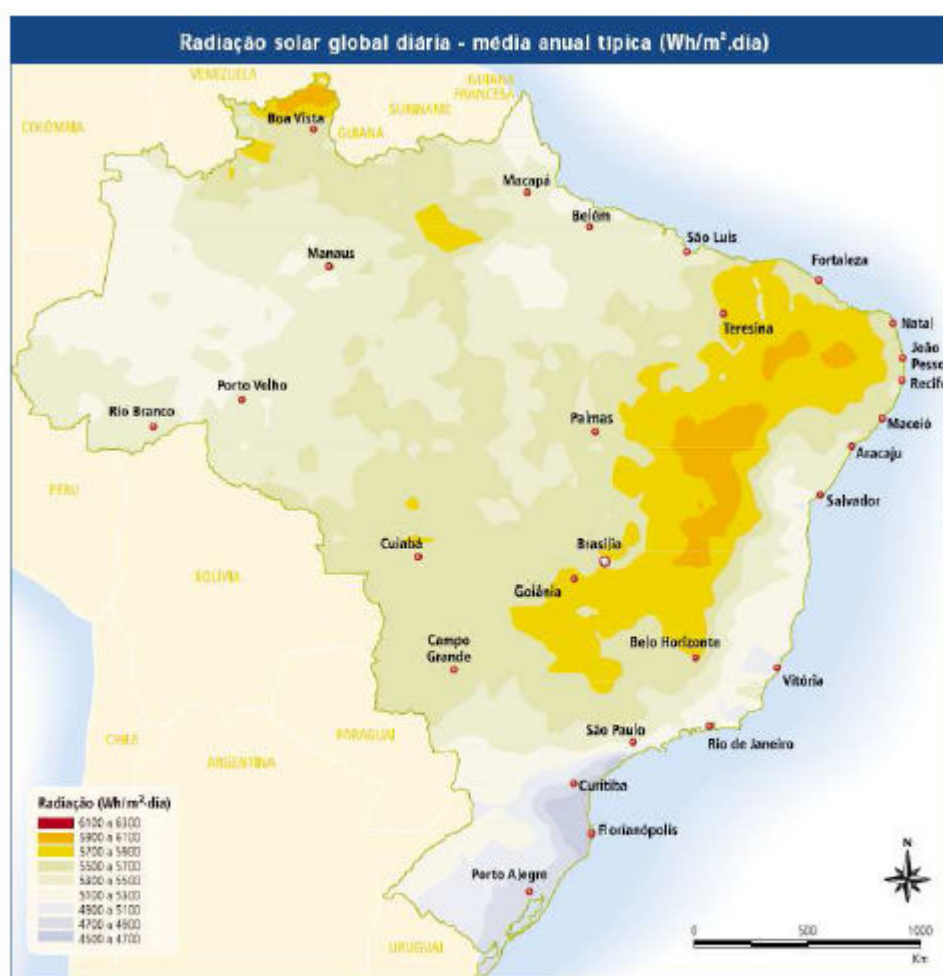


Figura 2.1 - Índice Médio Anual de Radiação Solar no País. (Tiba, 2000).

Na tecnologia do aproveitamento da energia solar na conversão de energia térmica, encontra-se o processo de aquecimento de água para finalidades residenciais e comerciais.

Segundo Costa (2002), os sistemas de aquecimento solar são divididos de acordo com seu princípio de funcionamento em ativos e passivos.

### 2.1.1 Sistemas Ativos

Os sistemas ativos são aqueles onde a circulação da água é realizada por meio de uma bomba, ou seja, a circulação é forçada. A grande vantagem desse sistema é a maior flexibilidade de instalação dos coletores solares e dos tanques de armazenamento em qualquer posição, pois a presença da bomba determina um fluxo constante de circulação de água através dos coletores (Costa, 2002). Na Figura 2.2 mostra-se um desenho esquemático desse tipo de sistema.

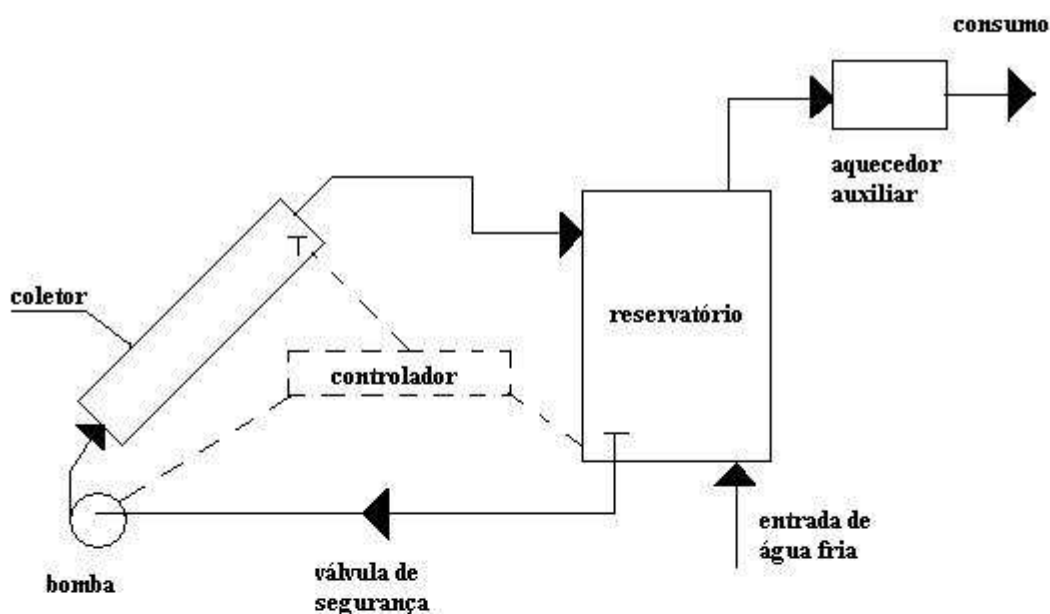


Figura 2.2 - Sistema de aquecimento com circulação forçada da água. (Costa, 2002)

### 2.1.2 Sistemas Passivos

Os sistemas passivos são aqueles em que a circulação da água é realizada por convecção natural, com base no efeito termo-sifão (circulação natural), onde o fluido escoar naturalmente porque seu movimento é provocado pelos efeitos do empuxo. Nesse tipo de sistema não se utiliza bomba para fazer a circulação da água. A circulação da água inicia quando o sol começa a aquecê-la, no coletor, aumentando o seu volume e, conseqüentemente tornando-a

menos densa que a água da canalização de alimentação e que a água do fundo do reservatório. Na Figura 2.3 mostra-se um desenho esquemático desse tipo de sistema.

Nesse tipo de sistema o reservatório térmico deve estar obrigatoriamente acima do nível dos coletores, isto se faz necessário para evitar que o fluido escoe no sentido contrário, ocasionando a chamada recirculação, que acontece sempre que o fluido dentro do reservatório estiver com temperatura maior do que o fluido dentro do coletor, fenômeno que pode ocorrer à noite ou em períodos sem sol, onde a radiação incidente no coletor for insuficiente. Nesse caso, se o fluido não sofrer mais nenhum acréscimo de temperatura, fica a uma temperatura mais baixa e, conseqüentemente, mais denso do que o fluido que está armazenado no reservatório, provocando assim, um escoamento no sentido contrário do fluido do coletor para o reservatório. Com o reservatório instalado acima do nível do coletor, haverá sempre uma coluna de água quente na tubulação isolada que liga a saída do coletor ao reservatório e que tende a balancear a diferença de pressão, podendo anular o efeito da recirculação.

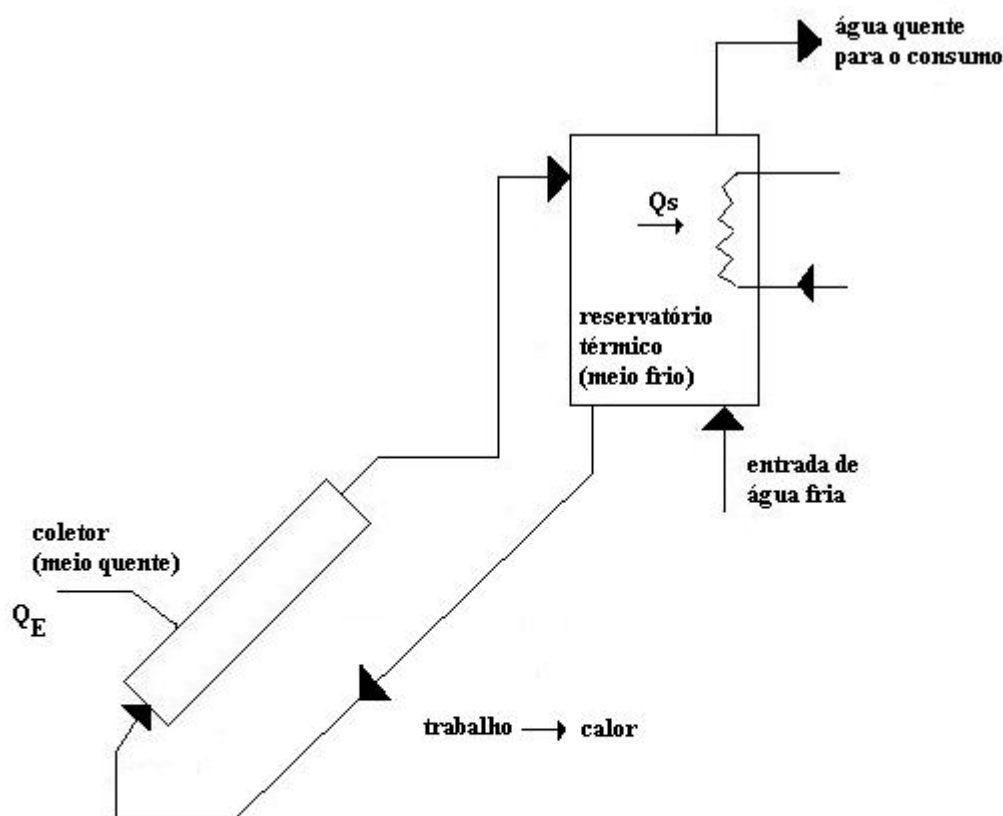


Figura 2.3 - Sistema de aquecimento com circulação natural (Costa, 2002)

O sistema de aquecimento solar de água operando por termo-sifão, basicamente é constituído pelos seguintes componentes:

- ✓ Coletores solares na maioria das vezes do tipo placa plana, que aquecem a água pelo calor obtido da radiação solar;
- ✓ Reservatório térmico, que armazena a água aquecida a ser utilizada e;
- ✓ tubulações, conexões e acessórios necessários para a circulação da água.

Esse tipo de sistema de aquecimento passivo é o mais interessante para instalações residenciais pois, além de não requerer gastos adicionais de energia para o funcionamento da bomba, ainda têm um menor custo de instalação operação e manutenção. Porém, em instalações de médio e grande porte é recomendável se utilizar o sistema de circulação forçada, já que o sistema passivo trabalha com temperaturas moderadas e destina-se a aplicações que requerem temperaturas inferiores a 100°C.

## 2.2 Estudos Teóricos de Sistemas de Aquecimento solar.

No estudo de sistemas de aquecimento de água utilizando energia solar, a modelagem e simulação matemática são de grande importância para análise do desempenho. Isto permite ao projetista simular diversas condições operacionais de funcionamento, climáticas, geométricas e testar diversos tipos de materiais e configurações de demandas sem a necessidade de realizar experimentos, economizando assim, tempo e eliminando custos, que na maioria das vezes, são fatores agravantes para realização de protótipos a serem utilizados nos ensaios.

Muitos pesquisadores têm se dedicado ao estudo do desempenho de sistemas de aquecimento de água por energia solar. Close (1962) foi um dos primeiros a desenvolver um modelo matemático que permitia descrever o desempenho de um coletor solar do tipo placa plana operando por termo-sifão. Ele desenvolveu um modelo analítico simples, assumindo uma distribuição linear de temperatura no coletor e no reservatório e com regime laminar no circuito, capaz de calcular o desempenho do coletor solar, mas sem considerar o fator de eficiência da placa absorvedora nem os efeitos de estratificação da temperatura no tanque.

Um dos primeiros programas computacionais construído com objetivo de simular sistemas de aquecimento solar foi o TRNSYS, desenvolvido por Klein e Beckman (1976) para simular coletores solares planos, trocadores de calor e fontes auxiliares de aquecimento. Esse programa serviu como base para diversos trabalhos publicados por outros pesquisadores.

Fazendo-se um breve levantamento a partir da década de 90 até os dias de hoje, chegam-se a importantes trabalhos publicados com objetivo de estudar teoricamente o funcionamento e o desempenho de sistemas de aquecimento de água utilizando energia solar. Uma ênfase maior foi dada aos trabalhos nos quais os autores utilizaram o programa TRNSYS.

Treis (1991) desenvolveu um modelo de simulação para avaliar o comportamento térmico de um sistema de aquecimento de água para uso doméstico utilizando energia solar, captada por um coletor plano operando com circulação natural. O programa permite simular as temperaturas e a vazão do sistema e, com isso, determinar o desempenho térmico em função da variação de parâmetros característicos do sistema.

Shariah et al. (1995), estudaram o desempenho de um sistema de aquecimento solar de água com um aquecedor elétrico auxiliar, simulando o sistema para diferentes temperaturas da água e diversas cargas utilizando o programa TRNSYS. Seus resultados indicaram que a eficiência anual do sistema e a fração solar dependem da temperatura de projeto para a demanda.

Shariah et al., (1997), realizaram simulações de um sistema de aquecimento solar de água com um aquecedor elétrico auxiliar com o software TRNSYS, utilizando os dados meteorológicos da cidade de Los Angeles, na Califórnia. Concluíram, que o desempenho de sistemas de aquecimento solares de água operando por termo-sifão é afetado pelo processo de suprimento de energia auxiliar, pelo perfil de demanda, pelo volume diário de demanda e pela temperatura para demanda especificada em projeto.

Hansan (1997) avaliou o efeito do volume e da configuração do reservatório térmico sobre a eficiência térmica, utilizando o programa TRNSYS. Após as simulações concluiu que a eficiência do sistema pode ser melhorada por meio do uso de reservatórios térmicos maiores ou menores áreas de captação, as eficiências térmicas de tanques verticais e horizontais são semelhantes e que um sistema solar de aquecimento de água pequeno, composto apenas por dois coletores, não é suficiente para suprir a demanda de água quente doméstica.

Gomes (1998), fez um estudo teórico e experimental de otimização em coletores solares de placas planas com introdução de um degrau no perfil da aleta. As análises teóricas foram obtidas utilizando o programa TUBO.for, em linguagem Fortran, e serviram de base para o estudo experimental, que se constitui na construção de um coletor solar em alumínio para aquecimento de água, testado conforme a norma ASHRAE específica para coletores solares.

Shariah et al. (1999), utilizaram o programa TRNSYS para simular um sistema de aquecimento de água passivo com um aquecedor elétrico auxiliar operando com uma carga diária concentrada. Concluíram que a maior energia útil do sistema é obtida quando um aquecedor elétrico auxiliar está instalado em série com o reservatório térmico e que a melhor disposição para os módulos dos coletores se verifica quando são conectados em duas linhas paralelas.

Janjai et al., (2000), desenvolveram um modelo matemático para simular o desempenho de um coletor solar construído com uma grande área de plástico, a fim de reduzir o custo de

investimento, utilizado para fornecimento de água quente em um hotel em Almeria, Espanha. Para desenvolver o modelo, eles analisaram os diferentes modos de transferência de calor no coletor e montaram um sistema de equações que foi simultaneamente resolvido usando o método das diferenças finitas.

Kalogirou e Papamarcou (2000<sub>a</sub>), estudaram o desempenho térmico de um sistema de aquecimento solar passivo utilizando o método das redes neurais artificiais (ANN). Os resultados indicaram que o método proposto pode ser utilizado com sucesso na concepção de projetos de captação de energia solar para aquecimento de água dada uma determinada condição de demanda.

Kalogirou e Papamarcou (2000<sub>b</sub>), utilizaram o programa TRNSYS para simular um sistema passivo de aquecimento de água por energia solar constituído por dois coletores de placa plana com área de abertura de  $2,7 \text{ m}^2$  e um tanque de armazenamento de 150 l. O modelo foi validado por meio de dados experimentais, mostrando uma boa relação entre os dois métodos, com um erro percentual médio de 4,68%. Concluíram que a vazão de água para o mês de abril em Nicósia, Chipre, geralmente segue o padrão da variação da radiação solar incidente; o fluxo mássico aumenta no período da manhã, atingindo um valor máximo de 70 l / h, e depois diminui durante a tarde; a variação da eficiência do sistema atinge o seu valor máximo de manhã e, depois, diminui lentamente durante toda a tarde. Foi feita também uma análise econômica, onde o retorno do investimento (*pay-back*) foi de 8 anos.

Costa (2002), desenvolveu uma simulação computacional baseada nas equações de balanços de energia no coletor e no tanque de armazenamento, com o objetivo de estudar as limitações no uso de coletores solares sem cobertura para sistemas domésticos de aquecimento de água, analisando um coletor solar sem cobertura, fabricado em material plástico de polietileno de alta densidade.

Minn et al. (2002), desenvolveram um modelo para simular o desempenho de um coletor solar de placa plana. O modelo apresentado descreveu uma chapa absorvedora em 2-D, em estado estacionário, em que as distribuições de temperatura podem ser previstas. As equações foram resolvidas utilizando-se o método de SOR. Os principais parâmetros estudados foram a eficiência do coletor, a forma como a temperatura da placa absorvedora interage com o fluido de trabalho e os coeficientes globais de perda de calor do coletor solar. O principal diferencial do modelo foi oferecer uma metodologia para obtenção do coeficiente global de perda de calor do coletor, a partir de dados experimentais ou fazendo-se uma estimativa inicial do seu valor. O modelo foi validado com dados experimentais e os procedimentos do ensaio foram realizados operando ao ar livre e ao abrigo das condições meteorológicas e testado conforme a norma ASHRAE - American Society of Heating,

Refrigerating and Air-Conditioning Engineers 93-86O. Os resultados da simulação teórica utilizando o modelo foram comparados com os dados medidos experimentalmente e mostraram uma concordância de 4% entre eles para valores de insolação de 800 a 1100 W/m<sup>2</sup>.

Khalifa e Hussian (2002), estudaram numérica e experimentalmente um sistema SSAA operando por termo-sifão, equipado com um tanque de armazenamento horizontal e um aquecedor auxiliar. Concluíram que, em comparação a um reservatório sem aquecedor, o reservatório com apoio elétrico é menos estratificado na parte do tanque em que o aquecedor está localizado.

Bojic, e Petronijevic (2002), simularam um sistema de aquecimento de água residencial por energia solar usando um modelo de marcha temporal. As simulações foram realizadas considerando-se um coletor solar de 3 m<sup>2</sup> de área de abertura e um consumo diário de 250 litros de água, admitindo-se uma família de 4 pessoas, com dados climáticos da Yugoslavia, a temperatura ambiente foi considerada como a temperatura de entrada da água (12° C) e a temperatura requerida para consumo variando entre 50°C e 80°C . O modelo matemático foi utilizado para avaliar a variação anual da fração solar do volume do tanque de armazenamento, a temperatura de água quente requerida, a temperatura da água no tanque de armazenamento e o perfil de demanda do consumo doméstico de água quente. Foram testados diferentes volumes de armazenamento para o tanque e os resultados indicaram que sistemas com grande volume armazenado produzem maiores frações solares.

Hussein (2002 e 2003), estudou experimentalmente e por simulação computacional o comportamento de um sistema de aquecimento solar operando por termo-sifão. No primeiro trabalho foram definidos os parâmetros do coletor de forma experimental, os quais foram otimizados através da simulação no trabalho seguinte. Concluiu que a relação  $H/d_{ti}$  (altura/diâmetro do tanque de armazenamento) e a relação  $H_{CW}/H_t$  (altura da entrada da água quente no reservatório/altura do reservatório) tem efeitos significativos sobre a fração solar de aquecimento anual e a energia útil específica, enquanto  $H$  (altura entre o tanque de armazenamento e o coletor) têm pouco efeito. Concluiu ainda que os valores ideais das relações  $H/d_{ti}$  e  $H_{CW}/H_t$  são em torno de 1,8 e 0,6 respectivamente e a altura entre o tanque de armazenamento e o coletor  $H$  deve ser de 200 mm.

Siqueira (2003), desenvolveu um programa de simulação computacional com o objetivo de estudar o comportamento térmico de um sistema de aquecimento solar de água operando em regime termo-sifão chamado *TermoSim* e uma ferramenta para dimensionamento de sistemas de aquecimento solar chamada *TermoDim*.

Salcedo (2004), fez um estudo da implementação de um laboratório piloto de testes de coletores solares para aquecimento de água na cidade de Arequipa, Peru. Para isso, montou

uma bancada de testes e utilizou o método de testes *indoor* para estudar o comportamento de coletores solares de placa plana e obter resultados experimentais do desempenho dos mesmos.

Soares e Pimenta (2005), construíram um modelo matemático simplificado, baseado em modelos de Duffie e Beckman (1991), para simulação de um coletor solar plano inflável, com cobertura de vidro simples para aquecimento de água. Para fazer as simulações computacionais, utilizaram o programa EES Engineering Equation Solver (F-CHART, 1992). O modelo permite simular variáveis importantes do coletor, como as temperaturas de saída, e sua eficiência.

Lima et al. (2006), desenvolveram um modelo de otimização para sistema solar passivo para aquecimento de água de uso doméstico, utilizando as condições meteorológicas da cidade de São Paulo, implementando uma rotina numérica no programa TRNSYS. Um dos objetivos foi analisar, em termos econômicos, a melhor forma de aumentar o ganho de energia solar no inverno. Com dados da simulação foi possível verificar que o uso de um temporizador é uma boa solução para melhorar sistemas já em uso. Concluíram que otimizações em relação ao ângulo de inclinação e a área do coletor nem sempre conduzirão a uma diminuição no consumo de energia elétrica e que um sistema ideal depende das preocupações com o valor do investimento e da tarifa de energia elétrica.

Leon et al. (2007), desenvolveram um modelo matemático baseado no equilíbrio térmico e em balanços de equações de um coletor solar sem cobertura envidraçada, com objetivo de prever seu desempenho térmico, bem como, suas condições de funcionamento. Os resultados obtidos a partir do modelo mostrou o efeito dos principais parâmetros sobre o desempenho de um UTC trabalhando com temperatura do ar de 45 a 55°C para aplicação em secagem solar. Foram realizadas simulações variando-se a porosidade, a taxa de fluxo do ar, a radiação solar, a absortividade/emissividade, a fim de encontrar a influência na eficiência do coletor. Os resultados indicaram que a absortividade e a taxa de fluxo do ar têm grande influência sobre a forma como o coletor troca calor, bem como, sobre sua eficácia.

Oliveira et al. (2007), fizeram uma análise matemática de um coletor solar tipo placa plana, baseado na primeira e segunda lei da termodinâmica, considerando o conceito de diminuição da geração de entropia, com o objetivo de verificar o seu desempenho termodinâmico.

Hassan et al. (2008) estudaram o desenvolvimento de um sistema de aquecimento de água formado por um plano integrado de coletores solares do tipo placa plana e um tanque de armazenamento com material de mudança de fase (PCM). A avaliação do desempenho térmico foi feita utilizando simulação numérica, empregando o método dos elementos finitos, e comparando com resultados de projetos de coletores planos tradicionais. Uma sub-rotina do

---

programa permitia calcular a absorção, reflexão e transmitância de acordo com as propriedades de vidro. O modelo permite analisar a distribuição da temperatura no fluido e no coletor, as temperaturas no reservatório térmico, bem como o desempenho do coletor solar sob condições inverno e verão.

### 3. REVISÃO DE CONCEITOS FUNDAMENTAIS

---

Este capítulo traz uma revisão de alguns conceitos fundamentais para compreensão e desenvolvimento do presente trabalho e que servirão como base para apresentação dos modelos que compõem o Capítulo 4.

#### 3.1 Radiação Solar

##### 3.1.1 O Sol

O Sol é a estrela mais próxima de nosso planeta e a responsável pela manutenção de praticamente todas as formas de vida na terra. Pode ser considerado uma fonte inesgotável de energia. Para se ter uma idéia, em apenas uma hora, ele fornece a Terra uma quantidade de energia superior ao que aqui se consome durante um ano. Segundo Duffie e Beckman (1991), o sol é uma esfera de matéria com um diâmetro de  $1,39 \times 10^9$  m e está, em média, a  $1,5 \times 10^{11}$  m da Terra. A temperatura nas regiões internas centrais é estimada de  $8 \times 10^6$  a  $40 \times 10^6$  K e a densidade é estimada em ser cerca de 100 vezes a da água.

A energia produzida no interior da esfera solar a temperaturas de muitos milhões de graus é transferida à superfície e depois irradiada ao espaço. Uma sucessão de processos radioativos e convectivos ocorrem, envolvendo emissão, absorção e re-irradiação; a radiação no núcleo do sol está na parte de raios-X e gama do espectro, com os comprimentos de onda aumentando enquanto as temperaturas caem com a distância radial, (Duffie e Beckman, 1991).

Na Figura 3.1 mostra-se as principais regiões do Sol. A fotosfera, com cerca de 330 km de espessura e temperatura de 5.785 K, é a camada visível do Sol. Logo abaixo da fotosfera se localiza a zona convectiva, se estendendo por cerca de 15% do raio solar. Abaixo dessa camada está a zona radiativa, onde a energia flui por radiação. O núcleo, com temperatura de cerca de 15 milhões de Kelvin, é a região onde a energia é produzida por reações termo-nucleares. A cromosfera é a camada da atmosfera solar logo acima da fotosfera. Ela tem cor avermelhada e é visível apenas durante os eclipses solares, logo antes e após a totalidade. Estende-se por 10 mil km acima da fotosfera e a temperatura cresce da base para o topo, tendo um valor médio de 15 mil K. Ainda acima da cromosfera se encontra a coroa, também visível apenas durante os eclipses totais. A coroa se estende por cerca de dois raios solares, (Departamento de Astronomia do Instituto de Física da UFRGS, acesso em: abril/2008).

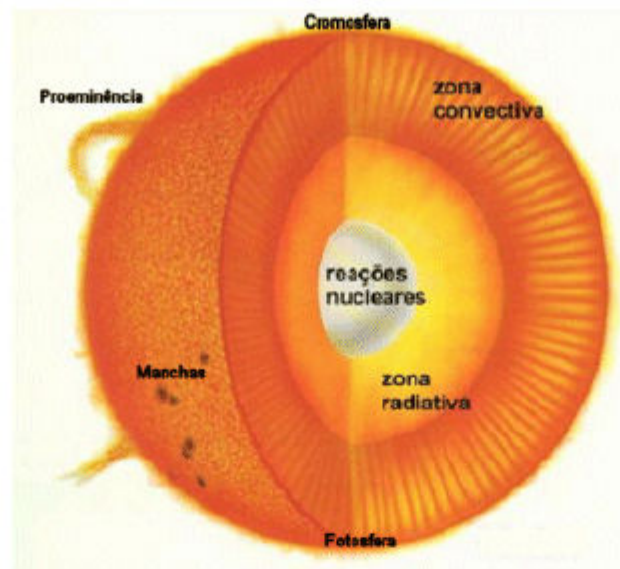


Figura 3.1 - Principais Regiões do Sol. (Departamento de Astronomia do Instituto de Física da UFRGS, < <http://astro.if.ufrgs.br/esol/esol.htm>>. Acesso em: abril/2008).

### 3.1.2 Constante Solar

A energia emitida pelo sol e sua relação espacial com a Terra resulta em uma intensidade quase fixa de radiação solar fora da atmosfera terrestre. A constante solar,  $G_{SC}$ , é a energia do Sol, por unidade de tempo, recebida em uma unidade de área perpendicular à direção de propagação da radiação, em uma distância Terra-Sol média, fora da atmosfera. O World Radiation Center (WRC) adotou o valor de  $1367 \text{ W/m}^2$ , com incerteza na ordem de 1% (Duffie e Beckman, 1991).

Segundo Duffie e Beckman (1991), como a órbita da Terra em torno do Sol é elíptica, a distância entre o Sol e Terra varia em 1,7%. As relações geométricas Sol-Terra são ilustradas na Figura 3.2.

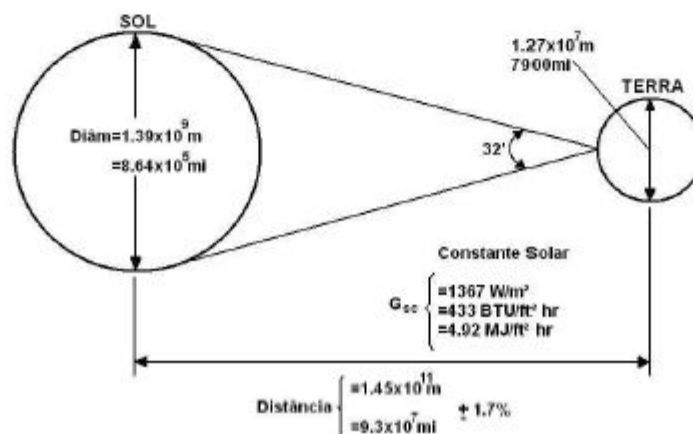


Figura 3.2 - Relações geométricas Sol-Terra (Duffie e Beckman, 1991).

Devido ao fato de a distância do nosso planeta ao Sol não ser rigorosamente a mesma durante sua translação, o valor da Constante Solar sofre algumas variações durante o ano. Na Figura 3.3 mostra-se a variação da irradiância solar com o tempo entre os anos de 1978 e 2000.

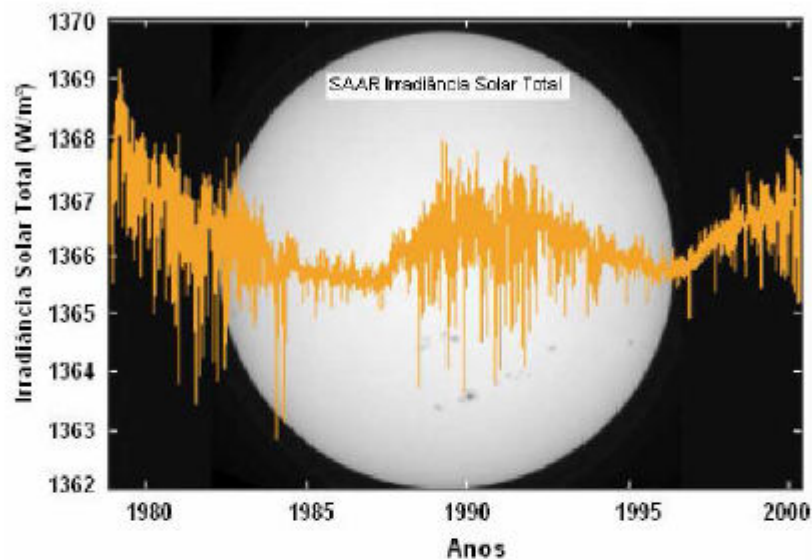


Figura 3.3 - Variação da Irradiância Solar com o tempo entre os anos de 1978 e 2000.  
(Martinazzo, 2004, Adaptado de NASAc – 11 out. 2003).

### 3.1.3 Massa de Ar (Air Mass)

Representa a quantidade total de energia incidente sobre a superfície terrestre, acrescentada de um número. É obtida a partir da razão da massa da atmosfera entre o caminho percorrido pelos raios solares e a espessura da atmosfera com o sol na posição zenital. Assim, ao nível do mar  $m = 1$  quando o sol está no zenite, ou seja,  $90^\circ$  da superfície, e  $m = 2$  para um ângulo zenital  $\theta_z$  de  $60^\circ$ . Para ângulos zenitais de  $0^\circ$  a  $70^\circ$  ao nível do mar, a relação pode ser escrita por (Duffie e Beckman, 1991) como:

$$m = \frac{1}{\cos \theta_z} \quad (3.1)$$

A variação da energia incidente sobre a superfície terrestre entre AM1 e AM2 está diretamente relacionada à latitude do local de medição, uma vez que, quanto mais afastado do equador, maior será a porção de atmosfera que o raio incidente vindo do Sol terá de atravessar, reduzindo por difusão e dispersão sua energia até chegar ao solo. Na Figura 3.4

demonstra-se a trajetória dos raios solares na atmosfera e a definição do coeficiente de "Massa de Ar".

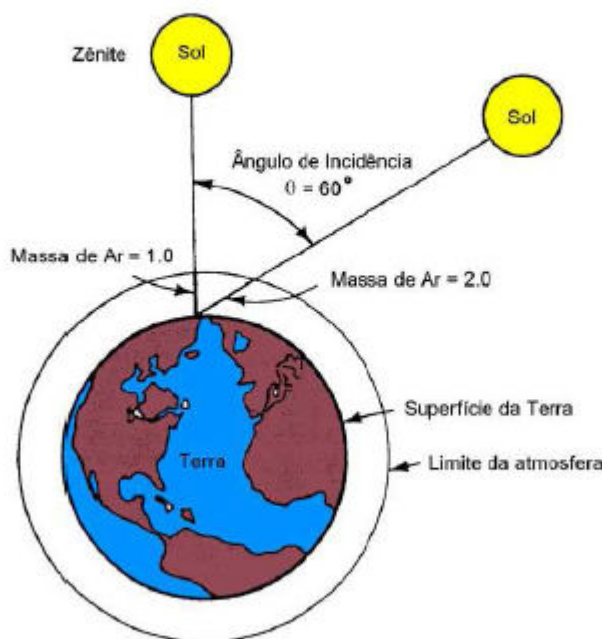


Figura 3.4 - Trajetória dos raios de Sol na atmosfera e a definição do coeficiente de "Massa de Ar" (AM), (CRESESB, 2007).

Segundo Guerrero (2002), a massa de ar ( $m$ ) varia conforme a hora do dia e o dia do ano, e tem grande influência na distribuição da energia no espectro solar. Tem se convencionado chamar "Air mass zero" ( $m=0$ ) à distribuição espectral da radiação solar fora da atmosfera terrestre e a área sob a curva desta distribuição corresponde à constante solar. Na Figura 3.5 mostra-se a distribuição espectral da radiação solar fora da atmosfera terrestre (*air mass 0*) e na superfície da terra após ter sido atenuada pela atmosfera terrestre (*air mass 1.5*).

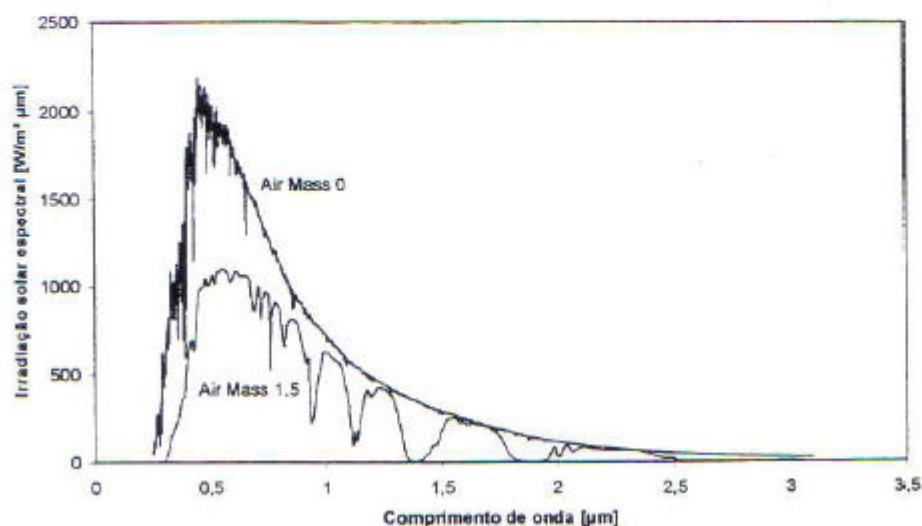


Figura 3.5 - Distribuição Espectral da Energia Solar (Guerrero, 2002).

### 3.1.4 Relações Geométricas

As relações geométricas de um plano de qualquer orientação específica relativamente à terra, a qualquer momento (se esse plano é fixo ou em movimento em relação à terra) e do feixe de radiação solar recebida, ou seja, a posição do sol em relação a esse plano, podem ser descritas em termos de vários ângulos Benford e Bock (1939), Apud Duffie e Beckman (1991). Alguns desses ângulos estão indicados na Figura 3.6 e são definidos a seguir:

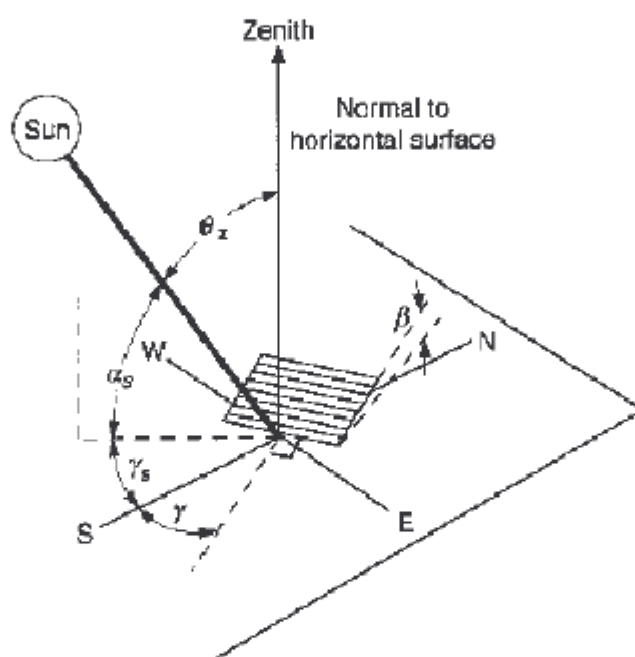


Figura 3.6 - Ângulos solares e incidência de radiação para uma superfície inclinada, (Duffie e Beckman, 1991).

**Latitude,  $\phi$**  - localização angular em relação ao equador, sendo o norte positivo e sul negativo. ( $-90^\circ \leq \phi \leq 90^\circ$ ).

**Declinação,  $\delta$**  - posição angular do sol ao meio dia em relação ao plano do equador. – ( $-23,45^\circ \leq \delta \leq 23,45^\circ$ ). Pode-se calcular através da equação de Cooper (1969) Apud Duffie e Beckman (1991);

$$\delta = 23.45 * \sin\left(360 \frac{284 + n}{365}\right) \quad (3.2)$$

Onde  $n$  é o dia correspondente do ano.

**Inclinação da superfície,  $\beta$**  - ângulo entre o plano da superfície e uma superfície horizontal, varia de  $0^\circ$  a  $180^\circ$ ;

**Ângulo azimutal da superfície,  $\gamma$**  - ângulo entre a projeção da normal à superfície e o plano do meridiano local. No norte é zero, para leste é positivo e para oeste é negativo. Varia de  $-180^\circ$  a  $180^\circ$ ;

**Ângulo horário,  $\omega$**  - deslocamento angular do sol a leste a oeste em relação ao meridiano local, devido ao movimento da terra. O período da manhã é negativo e da tarde positivo. Cada hora corresponde ao deslocamento de  $15^\circ$ .

**Ângulo de incidência,  $\theta$**  - ângulo entre a radiação direta incidente no plano e a normal a superfície;

**Ângulo zenital,  $\theta_z$**  - ângulo entre os raios solares e a vertical;

**Ângulo de altitude solar,  $\alpha_s$**  - ângulo entre os raios solares e sua projeção em um plano horizontal.

**Ângulo de azimuth solar,  $\gamma_s$**  - ângulo de deslocamento sul da projeção do feixe radiação sobre o plano horizontal.

A relação entre os ângulos de inclinação da superfície  $\beta$ , a declinação da terra  $\delta$ , o ângulo azimutal da superfície  $\gamma$ , o ângulo horário  $\omega$  e a latitude local  $\Phi$  fornecerão o ângulo de incidência dos raios do sol  $\theta$  em uma superfície instalada em qualquer ponto da terra dada pela Eq. (3.3).

$$\begin{aligned} \cos\theta = & \sin\delta\sin\phi\cos\beta - \sin\delta\cos\phi\sin\beta\cos\gamma + \cos\delta\cos\phi\cos\beta\cos\omega \\ & + \cos\delta\sin\phi\sin\beta\cos\gamma\cos\omega + \cos\delta\sin\beta\sin\gamma\sin\omega \end{aligned} \quad (3.3)$$

Na utilização dessa equação deve-se ter cuidado de usar corretamente os sinais para os ângulos de latitude e declinação. Assim, de acordo com Guerrero (2002), são assumidas as seguintes considerações:

- Latitude sul é considerada sempre negativa;
- O ângulo de declinação é positivo entre 22 de março e 22 de setembro;
- O ângulo de declinação é negativo entre 23 de março e 21 de março;
- O ângulo horário é medido de ambos os lados de meio dia solar e varia de 0 a  $\pi$ .

### 3.1.5 Radiação Solar Incidente em Superfícies Inclinadas

A energia total incidente em uma superfície inclinada é a soma de três componentes: radiação direta, radiação difusa e radiação refletida pelo entorno.

Radiação direta é definida como sendo aquela que chega à superfície da terra vindo diretamente do Sol, sem ser dispersada pela atmosfera.

A radiação difusa é formada por três componentes: radiação difusa isotrópica, que é a parcela recebida uniformemente por toda a abóbada celeste; radiação difusa circumsolar, que é a radiação solar dispersa e concentrada na parte do céu ao redor do sol e a radiação difusa do brilho do horizonte é a radiação próxima ao horizonte, mais evidente em dias de céu claro.

A radiação refletida pelo entorno é composta pela reflexão da radiação incidente em superfícies próximas ao coletor, como edificações, pavimentos e vegetação. Para simplificação de cálculos essa parcela é assumida como sendo a de uma superfície horizontal refletindo a radiação difusamente.

Um esquema dessas parcelas de radiação é demonstrado na Figura 3.7.

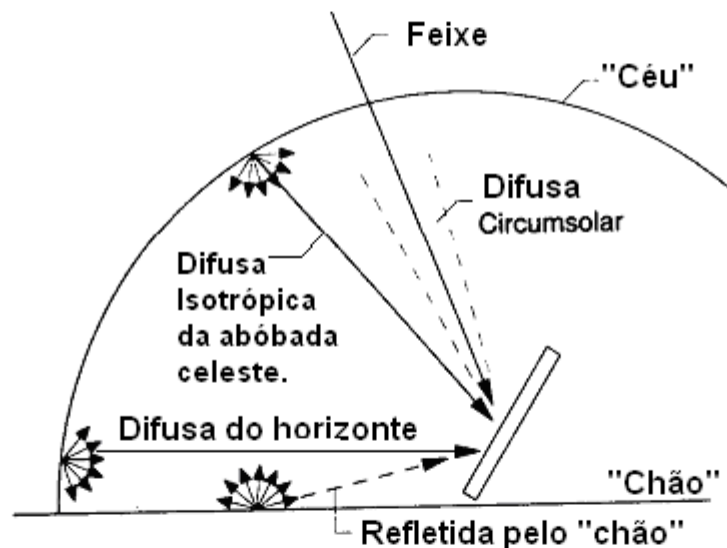


Figura 3.7 - Esquema de incidência de radiação em uma superfície, adaptado de (Duffie e Beckman, 1991).

### 3.1.6 Fator geométrico ( $R_b$ )

É a razão entre a radiação solar direta sobre uma superfície inclinada e a radiação solar direta sobre um plano horizontal. Segundo Liu e Jordan (1963) *Apud* Duffie & Beckman (1991), para superfícies no hemisfério sul, inclinadas para o norte e com o ângulo azimutal  $\gamma = 180^\circ$ , deve ser aplicado a seguinte equação:

$$\bar{R}_b = \frac{\cos(\phi + \beta)\cos\delta\sin\omega'_s + (\pi/180)\omega'_s\sin(\phi + \beta)\sin\delta}{\cos\phi\cos\delta\sin\omega_s + (\pi/180)\omega_s\sin\phi\sin\delta} \quad (3.4)$$

Onde,

$\phi$  – é a latitude local;  $\beta$  – é o ângulo de inclinação da superfície;  $\delta$  – é o ângulo de declinação;  $\omega_s$  – é o ângulo horário do pôr-do-sol para a superfície inclinada, dado por:

$$\omega_s' = \min \left[ \begin{array}{l} \cos^{-1}(-\tan\phi \cdot \tan\delta) \\ \cos^{-1}(-\tan(\phi+\beta)\tan\delta) \end{array} \right] \quad (3.5)$$

Sendo que “min” significa o mínimo valor calculado pelas duas equações acima e os ângulos são medidos em graus.

### 3.1.7 Índice de limpidez atmosférica ( $K_t$ )

É definido como sendo a relação entre a radiação solar incidente na superfície terrestre e a radiação solar no topo da atmosfera, de acordo com Duffie e Beckman (1991), é dado por:

$$K_t = \frac{H}{H_0} \quad (3.6)$$

### 3.1.8 Radiação extraterrestre ( $H_0$ )

É a radiação obtida no topo da atmosfera, isto é, incidente numa superfície horizontal fora da presença da atmosfera. De acordo com Duffie e Beckman (1991), seu valor diário é calculado, em  $\text{MJ/m}^2$ , pela seguinte expressão:

$$H_0 = \frac{24 \cdot 3600 \cdot G_{SC}}{\pi} \left( 1 + 0,033 \cos \frac{360 \cdot n}{365} \right) * \left( \cos\phi \cos\delta \sin\omega_s + \frac{\pi\omega_s}{180} \sin\phi \sin\delta \right) \quad (3.7)$$

### 3.1.9 Relação entre a radiação horária e radiação diária

Obter dados de radiação horária incidente sobre a superfície do coletor é muito importante para análise de seu desempenho. Uma forma de se obter a radiação solar para uma determinada hora do dia a partir de dados de radiação diária média mensal é a partir das relações dadas pelas Eqs. (3.8) e (3.9), segundo Duffie & Beckman (1991):

$$r_t = \frac{I}{H} \quad (3.8)$$

$$r_d = \frac{I_d}{H_d} \quad (3.9)$$

A razão da radiação total horária com a radiação total diária, chamados diagramas  $r_t$ , representados pela expressão de Collares-Pereira e Rabl, *Apud* Duffie & Beckman (1991), é dada por:

$$r_t = \frac{\pi}{24} (a + b \cos w) \frac{\cos w - \cos w_s}{\sin w_s - \left( \frac{2\pi w_s}{360} \right) \cos w_s} \quad (3.10)$$

Onde:

$$a = 0.409 + 0.5016 \sin (w_s - 60)$$

$$b = 0.6609 - 0.4767 \sin (w_s - 60)$$

A razão da radiação difusa horária com a radiação difusa diária ( $r_d$ ) é representada pela expressão de Liu e Jordan *Apud* Duffie & Beckman (1991), dada por:

$$r_d = \frac{\pi}{24} \frac{\cos w - \cos w_s}{\sin w_s - \left( \frac{2\pi w_s}{360} \right) \cos w_s} \quad (3.11)$$

### 3.2 Coletores Solares

O coletor solar é o principal componente de um sistema de aquecimento de água por energia solar. Ele é o responsável por transformar a energia proveniente do Sol em energia térmica.

Segundo Duffie e Beckman (1991), um coletor solar é um tipo especial de trocador de calor que transforma a energia radiante do Sol em calor. Sua principal característica é que, diferentemente de um trocador de calor convencional, que troca calor entre dois fluidos, o coletor solar transfere energia de uma fonte radiante distante para um fluido de trabalho.

Os coletores solares podem ser classificados basicamente em duas categorias: Coletores de concentração, que usam sistemas especiais, na maioria das vezes, lentes ou espelhos, a fim de aumentar a intensidade da radiação sobre a superfície absorvente e, dessa maneira, atingir altas temperaturas no fluido portador do calor, e coletores solares do tipo placa plana, que são

utilizados para aquecimento de água em residências e em outras aplicações que requerem temperaturas moderadas.

Para simulação do sistema apresentada neste trabalho será adotado um coletor solar do tipo placa plana. A seguir, apresentam-se as principais características dos mesmos e uma revisão teórica dos fundamentos térmicos e dos mecanismos de transferência de calor envolvidos nesse tipo de coletor.

### 3.2.1 Coletor Solar do tipo Placa Plana

Também conhecido como coletor plano é o tipo mais comum e destina-se a aplicações que requerem temperaturas inferiores a  $100^{\circ}\text{C}$ , chegando até, em alguns casos, alcançar a temperatura de ebulição da água. Utiliza a radiação direta e difusa, não requer movimentação de acordo com a posição do sol, e demanda pouca manutenção. É mecanicamente mais simples do que o coletor concentrador, (Duffie e Beckman, 1991).

Essa tecnologia é largamente empregada para aquecimento de água em residências, hospitais e hotéis, entre outros, devido ao conforto proporcionado e à redução do consumo de energia elétrica. Os componentes mais importantes de um coletor solar de placa plana básico para aquecimento de fluido são apresentados na Figura 3.8:

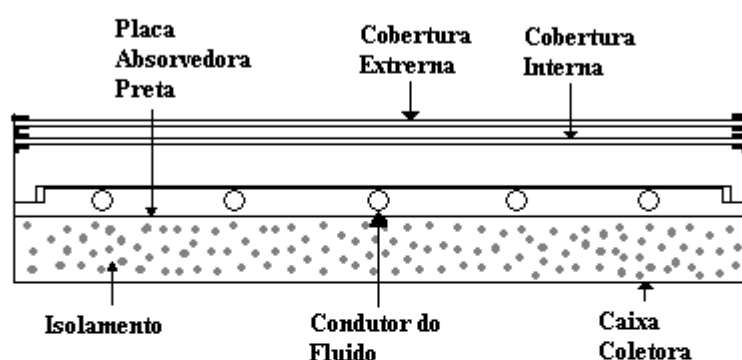


Figura 3.8 - Seção transversal de um coletor solar de placa-plana básico. (adaptado de Duffie e Beckman, 1991).

A superfície absorvedora da energia solar, ou placa absorvedora, geralmente pintada com tinta preta de alta absortividade, tem a função de transferir a energia radiante do sol ao fluido. A placa absorvedora pode ser construída em diversos materiais, tais como: alumínio, cobre ou aço inox, sendo o cobre o material mais utilizado por apresentar maior condutividade térmica e boas propriedades mecânicas.

Na parte superior do coletor encontra-se uma ou mais coberturas, transparentes à radiação solar, instaladas sobre a placa absorvedora, que visam minimizar as perdas por convecção e por radiação à atmosfera, criando o chamado efeito estufa. A quantidade de coberturas instaladas no coletor vai depender da temperatura que se deseja atingir para o fluido de trabalho. Os tubos em contato com a superfície absorvedora são responsáveis pela condução do fluido de trabalho.

A caixa termicamente isolada nas laterais e no fundo do coletor, instalada sob a superfície absorvedora tem a função de evitar perdas térmicas. Para a sua isolação deve ser utilizado um material de baixa condutividade térmica, boa resistência mecânica e, de preferência, de baixo custo.

### 3.2.1.1 Balanço de Energia em Coletores Solares Plano

Em regime permanente, o desempenho de um coletor solar é descrito por um balanço de energia que indica a distribuição do ganho da energia solar incidente, as perdas térmicas e ópticas.

A energia útil absorvida pelo coletor  $Q_u$  é igual a diferença entre a energia solar total incidente sobre a superfície do coletor e as perdas térmicas, cConforme a Eq. (3.12) (Duffie e Beckman, 1991).

$$Q_u = A_c \left[ S - U_L (T_{pm} - T_a) \right] \quad (3.12)$$

Onde  $A_c$  é a área total do coletor,  $S$  é a radiação solar absorvida pela superfície absorvedora e  $U_L$  é o coeficiente global de transferência de calor que, multiplicado pela diferença entre a temperatura média da placa absorvedora ( $T_{pm}$ ) e a temperatura ambiente ( $T_a$ ), representa a energia térmica transferida ao coletor aos arredores por condução, convecção, e por radiação infravermelha.

### 3.2.1.2 Coeficiente Global de Transferência de Calor

O coeficiente global de transferência de calor,  $U_L$ , é a soma dos coeficientes de perdas da parte superior  $U_b$ , inferior  $U_b$  e lateral  $U_c$  do coletor solar, conforme determinado por Duffie e Beckman (1991), na equação a seguir:

$$U_L = U_t + U_b + U_e \quad (3.13)$$

O coeficiente de transferência de calor da parte superior ( $U_t$ ) quantifica as perdas por convecção e radiação que ocorrem na parte superior do coletor. Para um coletor com uma única cobertura, Duffie e Beckman (1991), definiram a seguinte equação:

$$U_t = \left( \frac{1}{h_{c,p-c} + h_{r,p-c}} + \frac{1}{h_{\infty} + h_{r,c-a}} \right)^{-1} \quad (3.14)$$

Onde os coeficientes de transferência de calor por convecção são dados por:

$$h_{c,p-c} = Nu \frac{k}{L} \quad (3.15)$$

Onde:

$k$  é a condutividade térmica do ar e  $L$  é distância entre a placa e cobertura e  $Nu$  é o número de Nusselt e foi calculado a partir da seguinte equação, Duffie & Beckman, (1991):

$$Nu = 1 + 1,44 \cdot \left[ 1 - \frac{1708 \cdot (\sin 1,8\beta)^{1.6}}{Ra \cdot \cos \beta} \right] \cdot \left[ 1 - \frac{1708}{Ra \cdot \cos \beta} \right]^+ + \left[ \left( \frac{Ra \cdot \cos \beta}{5830} \right)^{1/3} - 1 \right]^+ \quad (3.16)$$

Onde,  $Ra$  é o número de Rayleigh, que representa a medida do balanço entre as forças que promovem a convecção (diferença de densidade entre o líquido quente e o líquido frio) e as que se lhe opõem (fricção devido à viscosidade e à difusão térmica, que opera no sentido de anular o gradiente de temperatura).

$$h_{\infty} = \max \left[ 5, \frac{8,6V^{0.6}}{L^{0.4}} \right] \quad (3.17)$$

Onde  $V$  é a velocidade de vento (em m/s) e  $L$  é o comprimento característico (em m) que é a raiz cúbica do volume sob o coletor.

#### Linearização do termo de radiação:

O coeficiente de transferência de calor entre as superfícies da placa absorvedora e a cobertura é dado pela Eq. (3.18), considerando-se o fator de forma igual a 1:

$$Q = \frac{\sigma A (T_p^4 - T_c^4)}{\frac{1}{\varepsilon_p} + \frac{1}{\varepsilon_c} - 1} \quad (3.18)$$

Definindo o coeficiente de radiação como se vê na Eq. (3.18), pode-se obter uma equação para o  $h_{rad}$ , igualando-se as duas equações, como se vê na Eq. (3.19).

$$Q = A_1 h_r (T_2 - T_1) \quad (3.19)$$

$$h_{r,p-c} = \frac{\sigma (T_p^2 + T_c^2) (T_p + T_c)}{\frac{1}{\epsilon_p} + \frac{1}{\epsilon_c} - 1} \quad (3.20)$$

Onde  $\sigma$  é a constante de Stefan-Boltzmann,  $\epsilon_p$  e  $\epsilon_c$  são as emissividades da placa absorvedora e do vidro, respectivamente.

$$h_{r,c-a} = \sigma \epsilon_c (T_c^2 + T_{céu}^2) (T_c + T_{céu}) \quad (3.21)$$

Porém, uma correlação empírica para  $U_t$  útil para cálculos com simulação computacional foi desenvolvida por Klein (1979 Apud Duffie e Beckman (1991), para coletores com temperaturas variando entre 20° e 200°, dada pela Eq. (3.22):

$$U_t = \left\{ \frac{N}{\frac{C}{T_{pm}} \left[ \frac{(T_{pm} - T_a)}{(N + f)} \right]^e + \frac{1}{h_{\infty}}} \right\}^{-1} + \frac{\sigma (T_{pm} + T_a) (T_{pm}^2 + T_a^2)}{(\epsilon_p + 0.00591 \cdot N \cdot h_{\infty})^{-1} + \frac{2 \cdot N + f - 1 + 0.133 \cdot \epsilon_p}{\epsilon_g} \cdot N} \quad (3.22)$$

Onde:

$$f = (1 + 0,089 \cdot h_{\infty} - 0,1166 \cdot h_{\infty} \cdot \epsilon_p) \cdot (1 + 0,07866 \cdot N) \quad (3.22a)$$

$$C = 520 (1 - 0,000051 \cdot \beta^2) \text{ para } 0^\circ < \beta < 70^\circ \quad (3.22b)$$

Para  $70^\circ < \beta < 90^\circ$  usa-se  $\beta = 70^\circ$

$$e = 0,430 (1 - 100 / T_{pm}) \quad (3.22c)$$

O coeficiente de transferência de calor da parte inferior do coletor ( $U_b$ ) pode ser calculado da seguinte forma: (Duffie e Beckman, 1991):

$$U_b = \frac{k}{L} \quad (3.23)$$

Onde  $k$  é a condutividade térmica do material de isolamento e  $L$  é a espessura do mesmo.

A ultima parcela do coeficiente global de transferência de calor é dada pelo coeficiente de perdas de calor das laterais ( $U_e$ ). Uma equação apresentada por Duffie e Beckman (1991) relaciona o produto  $U_{\text{isolante}} \times A_{\text{lateral}}$  com a área total do coletor, então  $U_e$  pode ser calculado da seguinte forma:

$$U_e = \frac{U_{\text{isolante}} \times A_{\text{lateral}}}{A_c} \quad (3.24)$$

### 3.2.1.3 Fator de Remoção Total

A temperatura na placa coletora não é constante, ela varia entre os tubos e na direção axial dos tubos. Entre dois tubos é possível entender que a temperatura é mínima no meio deles, e máxima na parede dos tubos. Baseando-se nesse fato, a placa entre os tubos foi tratada como uma aleta. Foi feito um balanço de energia num volume de controle colocado numa parte dessa região entre os tubos, e a na solução analítica foi calculado o calor útil que chegava a um tubo. Na equação do calor útil local apareceu a eficiência da aleta multiplicando o balanço de calor.

$$F = \frac{\tanh[m(W - D)/2]}{m(W - D)/2} \quad (3.25)$$

Onde,  $F$  é a eficiência padrão da aleta para aletas retas com perfil retangular.

Considerando-se o coeficiente global, na determinação da troca de calor por convecção para a água, aparece outro fator ( $F'$ ) que foi definido por Duffie e Beckman (1991), como sendo o fator da eficiência do coletor, que representa a relação entre o ganho real da energia útil e o ganho útil que resultaria se a superfície absorvente do coletor estivesse na temperatura do fluido, dado por:

$$F = \frac{1/U_L}{W \left[ \frac{1}{U_L [D + (W - D)F]} + \frac{1}{C_b} + \frac{1}{\pi D_i h_{fi}} \right]} \quad (3.26)$$

Onde  $U_L$  é o coeficiente global das resistências térmicas entre a placa coletora e o ar

O denominador da Eq. (3.26) é o somatório das resistências de transferência de calor por convecção da água ao ar ambiental. Nele estão a resistência de condução da placa, a resistência de condução da solda que liga os tubos à placa coletora, e a resistência de convecção entre as paredes dos tubos e a água. O denominador pode ser reescrito na forma  $(1/U_0)$ . Assim,  $F'$  é a relação entre os dois coeficientes de transferência de calor, dada por Duffie e Beckman (1991):

$$F' = \frac{U_0}{U_L} \quad (3.27)$$

No calor útil de todo o coletor aparece mais um fator, o  $F_R$ , que é o fator da remoção do calor do coletor, equivalente à eficiência de um trocador de calor convencional, ou seja, pode ser definido como a relação de transferência de calor real e a transferência de calor possível máxima dado por Duffie e Beckman (1991):

$$F_R = \frac{\dot{m} \cdot C_p}{A_c \cdot U_L} \left[ 1 - \exp \left( - \frac{A_c \cdot U_L \cdot F'}{\dot{m} \cdot C_p} \right) \right] \quad (3.28)$$

Outro fator importante é o  $F''$ , que representa a razão entre o  $F_R$  e o  $F'$ , como se pode observar na Eq.(3.29), (Duffie e Beckman, 1991).

$$F'' = \frac{F_R}{F'} = \frac{\dot{m} \cdot C_p}{A_c \cdot U_L \cdot F'} \left[ 1 - \exp \left( - \frac{A_c \cdot U_L \cdot F'}{\dot{m} \cdot C_p} \right) \right] \quad (3.29)$$

Esse fator permite inferir como varia a temperatura de saída da água quando da variação da vazão, que pode ser compreendido por meio da Figura 3.9.

Na Figura 3.9, Duffie e Beckman (1991) demonstra-se também qual deve ser o comportamento desses fatores em função da variação da vazão.

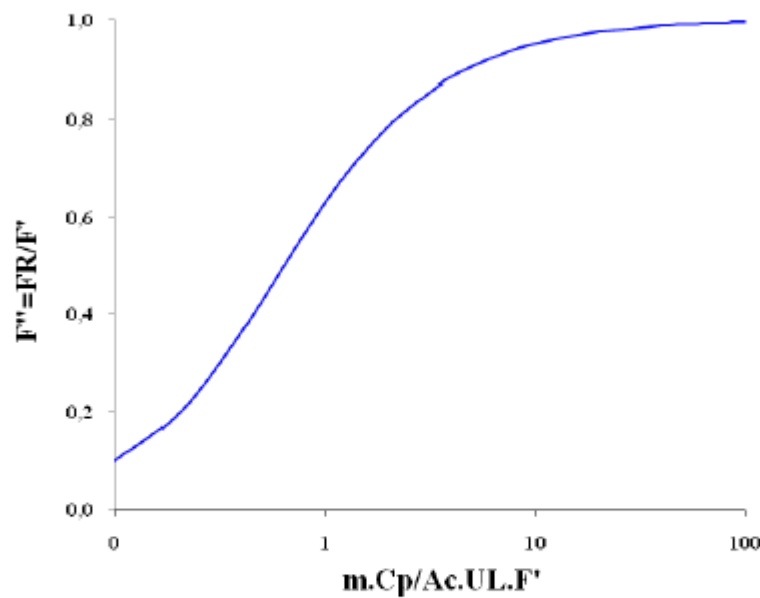


Figura 3.9 - Gráfico Fator de Fluxo do Coletor. (adaptado de Duffie e Beckman, 1991).

Enquanto a taxa de fluxo de massa através do coletor aumenta, a ascensão da temperatura através do coletor diminui. Este aumento está refletido por um aumento no fator  $F_R$  da remoção do calor do coletor com o aumento da taxa de fluxo maciço. Note-se que  $F_R$  pode nunca exceder o fator  $F'$  da eficiência do coletor. Quando a vazão torna-se muito grande, a diferença de temperatura da entrada à saída diminui em direção a zero, mas a temperatura da superfície absorvedora ainda será superior a temperatura do fluido. Esta diferença da temperatura é representada pelo fator  $F'$  da eficiência do coletor. Esta relação é uma maneira conveniente de expressar a taxa de fluxo quando a área do coletor é uma variável do projeto, desde que o aumento de ambos na proporção manterá um valor quase constante de  $F_R$ . A equação do calor útil para todo o coletor fica então:

$$Q_u = A_c \cdot F_R \left[ S - U_L (T_i - T_a) \right] \quad (3.30)$$

Essa equação admitia que a cobertura de vidro era totalmente transparente, que não refletia, nem absorvia calor. Como isso não ocorre na realidade ela foi modificada para incorporar os efeitos ópticos presentes no aquecimento solar, representados pelo termo  $(\tau\alpha)$ , que significa a transmitância da cobertura e a absorptância da superfície absorvedora, ficando a equação com a seguinte forma:

$$Q_u = A_c \cdot F_R \left[ S \cdot (\tau\alpha) - U_L (T_i - T_a) \right] \quad (3.31)$$

Na Eq. (3.31) descreve-se o comportamento térmico de um coletor solar que opera em regime permanente, mostrando como o coletor absorve energia e como perde energia para o meio.

#### 3.2.1.4 Eficiência Térmica Instantânea

Segundo Duffie e Beckman (1991), por definição, a eficiência instantânea representa a relação entre o calor útil e a radiação que chega ao coletor, da seguinte forma:

$$\eta = \frac{Q_u}{A_c \cdot G_T} = \frac{\dot{m} \cdot C_p \cdot (T_o - T_i)}{A_c \cdot G_T} \quad (3.32)$$

Expressando as energias da Eq. (3.32) em função das temperaturas e dos parâmetros que governam as trocas térmicas e representam o comportamento do coletor, temos:

$$\eta = F_R \cdot (\tau\alpha) - F_R \cdot U_L \frac{(T_i - T_a)}{G_T} \quad (3.33)$$

A Eq. (3.33) pode expressar uma relação linear entre a eficiência e a função  $(T_i - T_a)/G_T$  e pode ser representada através do gráfico  $\eta \times (T_i - T_a)/G_T$ , (Duffie e Beckman, 1991), onde os valores de  $F_R(\tau\alpha)$  e  $F_R U_L$  correspondem respectivamente aos coeficientes linear e angular da reta e podem ser determinados por regressão linear, de acordo com a Figura 3.10.

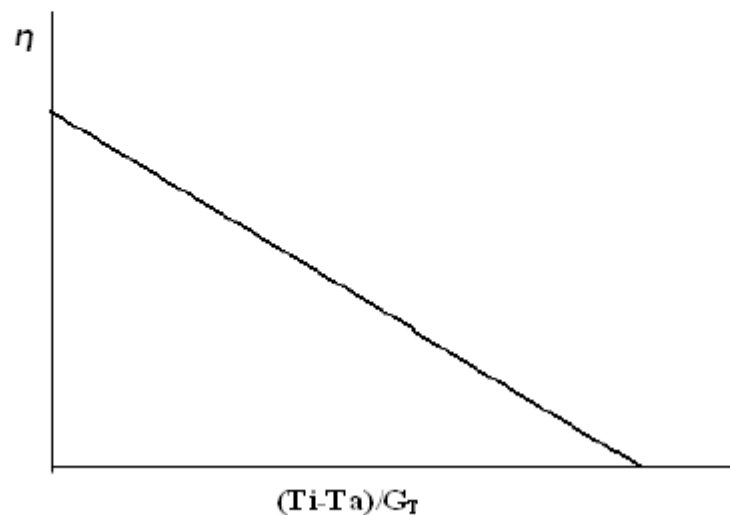


Figura 3.10 - Gráfico  $\eta \times (T_i - T_a)/G_T$ . (adaptado de Duffie e Beckman, 1991).

### 3.2.1.5 Energia Útil Disponível Horária (“Utilizability”)

Segundo Duffie e Beckman (1991), a energia disponível horária pode ser definida como a fração da radiação solar incidente que pode ser convertida em calor útil, a ser representada pela letra  $\phi$ . Na Eq. (3.34) representa-se uma expressão analítica para energia útil disponível em termos da radiação incidente horária sobre o plano do coletor obtida a partir da Eq. (3.30).

$$Q_u = A_c \cdot \left[ F_R \cdot (\tau\alpha) \cdot I_T - F_R \cdot U_L (T_i - T_a) \right]^+ \quad (3.34)$$

A radiação deve ser superior a um nível crítico, cujo o valor de  $I_T$  torna os termos entre colchetes da Eq. (3.34) iguais a zero, isto é, quando os termos de radiação absorvida e perdida são iguais. Então, esse nível crítico pode ser obtido tornando-se o termo  $Q_u$  na Eq. (3.34) igual a zero, o que resulta na seguinte expressão:

$$I_{Tc} = \frac{F_R \cdot U_L \cdot (T_i - T_a)}{F_R \cdot (\tau\alpha)} \quad (3.35)$$

Dessa forma, a energia útil do coletor pode ser expressa em termos do nível de radiação crítica como:

$$Q_u = A_c \cdot F_R \cdot (\tau\alpha) \cdot (I_T - I_{Tc})^+ \quad (3.36)$$

As Eqs. (3.34) e (3.36) representam a energia útil produzida pelo coletor, para  $Q_u > 0$ , a radiação absorvida deve exceder as perdas térmicas, e  $I_T$  deve ser muito maior que  $I_{Tc}$ . Portanto, somente os valores positivos dos termos nos colchetes são considerados.

Na Eq. (3.37) representa-se a média mensal horária da energia útil produzida pelo coletor quando o nível crítico de radiação for constante para uma determinada hora ou para um mês.

$$\bar{Q}_u = \frac{A_c \cdot F_R \cdot (\tau\alpha)}{N} \cdot \sum (I_T - I_{Tc})^+ \quad (3.37)$$

Onde  $N$  é o nº de dias do mês, e o sinal  $+$  significa que só os termos positivos são levados em conta no somatório.

### 3.2.1.6 Formulação Matemática da Energia Útil Disponível Horária

Baseado na energia horária total incidente, pode-se definir qual a fração da energia total incidente que está acima da radiação crítica, num espaço de uma hora:

$$\phi_h = \frac{(I_T - I_{Tc})^+}{I_T} \quad (3.38)$$

Para calcular a fração de energia total incidente em um mês numa determinada hora, considerando-se a radiação incidente média naquele horário, pode-se utilizar a Eq. (3.39):

$$\phi = \frac{1}{N} \sum \frac{(I_T - I_{Tc})^+}{\bar{I}_T} \quad (3.39)$$

A radiação média mensal, para uma hora particular pode ser expressa como:

$$\bar{Q}_u = A_c \cdot F_R \cdot (\tau\alpha) \cdot \bar{I}_T \cdot \phi \quad (3.40)$$

Para se calcular a energia útil disponível horária pode-se usar a Eq. (3.41), que foi desenvolvida por Liu e Jordan *Apud* Duffie e Beckman (1991), e representa as curvas  $\phi$  generalizadas, independentes da localização e orientação e que são utilizadas para se determinar os valores de  $\phi$  em nível crítico de radiação  $X_c$ , definido pela Eq. (3.44)

$$\phi = \begin{cases} 0 & \text{Se } X_c \geq X_m \\ (1 - X_c/X_m)^2 & \text{Se } X_m = 2 \\ \left| |g| - \left[ g^2 + (1 + 2g)(1 - X_c/X_m)^2 \right]^{1/2} \right| & \text{Se for de outra forma} \end{cases} \quad (3.41)$$

Onde:

$$g = (X_m - 1) / (2 - X_m) \quad (3.42)$$

e,

$$X_m = 1.85 + 0.169 \bar{R}_h / \bar{k}^2 - 0.0696 \cos \beta / \bar{k}^2 - 0.981 \bar{k}_T / \cos^2 \delta \quad (3.43)$$

$$X_c = \frac{I_{Tc}}{\bar{I}_T} \quad (3.44)$$

A Eq. (3.45) foi escrita por Duffie e Beckman (1991), em termos dos parâmetros do coletor como:

$$X_c = \frac{I_{Tc}}{\bar{I}_T} = \frac{F_R U_L (T_i - T_a)}{FR(\tau\alpha)_n \frac{(\tau\alpha)}{(\tau\alpha)_n} \bar{I}_T} \quad (3.45)$$

onde  $(\tau\alpha)/(\tau\alpha)_n$  é determinado para a média de dias do mês e do ângulo horário adequado.

A principal vantagem do cálculo da energia útil disponível horária está em estimar a energia útil de processos que tenham um nível crítico de radiação que muda significativamente ao longo do dia.

### 3.2.1.7 Energia útil disponível média diária

A energia média utilizável diária foi definida por Duffie e Beckman (1991) como a soma em um mês, durante todas as horas e todos os dias, das radiações sobre uma superfície inclinada que está acima de um nível crítico mensal dividido pela radiação de acordo com a Eq. (3.46).

$$\bar{\phi} = \sum_{\text{dias}} \sum_{\text{horas}} \frac{(I_T - I_{Tc})^+}{\bar{H}_T N} \quad (3.46)$$

Onde  $\bar{H}_T$  é radiação média total diária e N é o número de dias do mês.

O nível crítico de radiação  $I_{Tc}$  definido na Eq. (3.47) é semelhante ao definido na Eq. (3.35), exceto pelo fator transmitância-absortância média mensal, que deve ser usado no lugar do  $(\tau\alpha)$ , e  $T_i$  e  $T_a$  representam a temperatura de entrada e a temperatura diurna para o mês.

$$I_{Tc} = \frac{F_R \cdot U_L \cdot (T_i - \bar{T}_a)}{F_R \cdot (\overline{\tau\alpha})} = \frac{F_R \cdot U_L \cdot (T_i - \bar{T}_a)}{F_R \cdot (\tau\alpha)_n \frac{(\overline{\tau\alpha})}{(\tau\alpha)_n}} \quad (3.47)$$

O valor de  $(\overline{\tau\alpha})/(\tau\alpha)_n$  pode ser calculado pela Eq. (3.48).

$$\frac{(\overline{\tau\alpha})}{(\tau\alpha)_n} = \frac{\bar{H}_b \bar{R}_b}{\bar{H}_T} \frac{(\overline{\tau\alpha})_b}{(\tau\alpha)_n} + \frac{\bar{H}_d}{\bar{H}_T} \frac{(\overline{\tau\alpha})_d}{(\tau\alpha)_n} \left( \frac{1 + \cos \beta}{2} \right) + \frac{\bar{H}_{\rho g}}{\bar{H}_T} \frac{(\overline{\tau\alpha})_g}{(\tau\alpha)_n} \left( \frac{1 - \cos \beta}{2} \right) \quad (3.48)$$

Então, o calor útil médio mensal absorvido, considerando a radiação média diária incidente, é dado por:

$$\Sigma \bar{Q}_u = A_c F_R (\overline{\tau\alpha}) \bar{H}_T \bar{\phi} \quad (3.49)$$

O cálculo de  $\bar{\phi}$  pode ser obtido através da Eq. (3.50)

$$\bar{\phi} = \exp \left\{ \left[ a + b \left( R_n / \bar{R} \right) \right] \left[ \bar{X}_c + c \bar{X}_c^2 \right] \right\}$$

com

$$\begin{aligned} a &= 2.943 - 9.271 \bar{K}_T + 4.031 \bar{K}_T^2 \\ b &= -4.345 + 8.853 \bar{K}_T - 3.602 \bar{K}_T^2 \\ c &= -0.170 - 0.306 \bar{K}_T + 2.936 \bar{K}_T^2 \end{aligned} \quad (3.50)$$

Onde “ $\bar{X}_c$  médio” é a radiação crítica média mensal, representado pela razão entre a radiação crítica  $I_{Tc}$  e o nível de radiação ao meio-dia em um determinado dia do mês em que o total de radiação para o dia é o mesmo que a radiação média mensal. Desta forma, pode-se escrever esse razão para o meio-dia na forma da Eq. (3.51):

$$\bar{X}_c = \frac{I_{Tc}}{r_{t,n} R_n \bar{H}} = \frac{F_R U_L (T_i - \bar{T}_a) / F_R (\overline{\tau\alpha})}{r_{t,n} R_n \bar{K}_T \bar{H}_0} \quad (3.51)$$

---

Uma aplicação bastante interessante do método do  $\phi_{\text{médio}}$  é o cálculo do rendimento mensal líquido de sistemas com tanques de grandes capacidades de armazenagem sazonal, utilizando-se a Eq. (3.49) para estimar o ganho mensal de energia.

## 4. MODELOS PARA SIMULAÇÃO

---

Neste capítulo apresentam-se os modelos que compõem o programa elaborado para simulação de sistemas de aquecimento de água utilizando energia solar proposto neste trabalho. Nele são apresentados os modelos existentes na literatura para o cálculo da radiação solar média mensal e horária incidente na superfície do coletor, e para o cálculo da radiação solar média mensal e horária absorvida pela placa absorvedora do coletor. São apresentados, também, o modelo para o cálculo da temperatura ambiente e o modelo matemático desenvolvido para a simulação do coletor, que permite calcular as temperaturas da placa absorvedora e da cobertura de vidro, o coeficiente global de perda de calor, o fator de eficiência, o fator de fluxo, o fator de remoção de calor e o rendimento do coletor.

Quantificar a radiação solar incidente sobre uma superfície inclinada é muito importante para avaliar o desempenho de sistemas de aproveitamento de energia solar como coletores solares do tipo placa plana que é o objetivo desse trabalho.

Várias estações meteorológicas fornecem dados de radiação solar, obtidos através do monitoramento em diversos pontos da superfície terrestre. No Brasil podemos citar alguns órgãos que monitoram e administram esses dados:

- ✓ Instituto Nacional de Meteorologia – INMET. Conta com quase 400 estações meteorológicas automáticas em funcionamento distribuídas em todo território nacional;
- ✓ CEPAGRI - Centro de Pesquisas Meteorológicas e Climáticas Aplicadas à Agricultura, da UNICAMP;
- ✓ Laboratório de Agrometeorologia da EMBRAPA – Empresa Brasileira de Pesquisa Agropecuária, que fornece dados meteorológicos para agricultura;
- ✓ CPETC - Centro de Previsão de Tempo e Estudos Climáticos do Instituto Nacional de Pesquisas Espaciais (INPE); e
- ✓ LAVAT - Laboratório de Variáveis Ambientais Tropicais, do INPE, que disponibilizam dados de radiação solar gerados pela estação climatológica presente no INPE/Natal.

Porém, outra forma de se obter dados de radiação solar é através de modelos matemáticos desenvolvidos por vários autores e que estão disponíveis na literatura.

#### 4.1 Modelo para Estimativa de Radiação Solar

Vários modelos foram desenvolvidos para calcular a radiação total incidente na superfície de um coletor. Segundo Duffie e Beckman (1991), a maior complexidade na obtenção de modelos mais precisos reside na dificuldade de calcular as parcelas de radiação difusa, em especial a radiação difusa circumsolar e a radiação difusa do brilho do horizonte. Entretanto, os mesmos autores afirmam que a utilização do modelo de céu isotrópico, para calcular a radiação solar global em um plano inclinado, voltado para o Norte Geográfico, partindo da radiação solar global no plano horizontal, desenvolvido por Liu & Jordan (1963), pode ser utilizado sem erros consideráveis com relação a modelos mais complexos. Aperfeiçoado por Klein, em 1977 o modelo passou a permitir que se calculasse a radiação solar global em um plano inclinado voltado para qualquer direção.

Neste trabalho é considerado esse modelo, onde a radiação solar global é admitida como isotrópica e, em uma superfície inclinada, é composta por três componentes: radiação direta, radiação difusa e a radiação refletida pelo solo (albedo).

Na Eq. (4.1) representa-se o modelo de Liu e Jordan (1963) *Apud* Duffie e Beckman (1991), para estimar a radiação global em uma superfície inclinada.

$$\bar{H}_T = \bar{H} \left( 1 - \frac{\bar{H}_d}{\bar{H}} \right) \bar{R}_b + \bar{H}_d \left( \frac{1 + \cos\beta}{2} \right) + \bar{H} \rho_g \left( \frac{1 - \cos\beta}{2} \right) \quad (4.1)$$

A primeira parcela da Eq. (4.1) representa a radiação solar direta incidente sobre a superfície, a segunda parcela representa a radiação difusa considerada apenas a isotrópica e a terceira parcela representa a radiação refletida pelo solo. O fator  $\bar{R}_b$  foi discutido no Capítulo 3 e pode ser descrito pela Eq. (3.4).

O termo  $\frac{\bar{H}_d}{\bar{H}}$  é função de  $\bar{K}_T$ , calculado pelas relações de Collares-Perreira e Rabl (1979), *Apud* Duffie e Beckman (1991), obtidas a partir de uma série de dados experimentais:

Para  $\omega_s \leq 81.4^\circ$  e  $0.3 \leq \bar{K}_T \leq 0.8$ :

$$\frac{\bar{H}_d}{\bar{H}} = 1.391 - 3.560\bar{K}_T + 4.189\bar{K}_T^2 - 2.137\bar{K}_T^3 \quad (4.2)$$

Para  $\omega_s > 81.4^\circ$  e  $0.3 \leq \bar{K}_T \leq 0.8$ :

$$\frac{\bar{H}_d}{\bar{H}} = 1.311 - 3.022\bar{K}_T + 3.427\bar{K}_T^2 - 1.821\bar{K}_T^3 \quad (4.3)$$

O termo  $(1+\cos\beta)/2$  é o fator de forma entre o céu e a superfície; o termo  $(1-\cos\beta)/2$  é o fator de forma entre o solo e a superfície e  $\rho_g$  é a refletividade do solo. O cálculo da estimativa da radiação horária a partir da diária, é obtido através das relações de  $r_t$  e  $r_d$ , utilizando-se a Eq. (4.1):

$$I_T = \left( (\bar{H}.r_t) - (\bar{H}_d.r_d) \right) \cdot \bar{R}_b + \bar{H}_d.r_d \cdot \left( \frac{1+\cos\beta}{2} \right) + \bar{H}\rho_g.r_t \left( \frac{1-\cos\beta}{2} \right) \quad (4.4)$$

#### 4.1.1 Radiação solar absorvida pela placa do coletor

Para simular o desempenho do coletor solar é necessário obter informações sobre a radiação solar absorvida pela placa do coletor. A média da radiação mensal absorvida pela placa é dada pela Eq. (4.5) e da radiação horária absorvida pela Eq. (4.6).

$$\bar{S} = \bar{H}_b \cdot \bar{R}_b \cdot \overline{(\tau\alpha)_b} + \bar{H}_d \cdot \overline{(\tau\alpha)_d} \cdot \left( \frac{1+\cos\beta}{2} \right) + \bar{H}\rho_g \cdot \overline{(\tau\alpha)_g} \left( \frac{1-\cos\beta}{2} \right) \quad (4.5)$$

$$S = I_b \cdot R_b \cdot (\tau\alpha)_b + I_d \cdot (\tau\alpha)_d \cdot \left( \frac{1+\cos\beta}{2} \right) + \rho_g \cdot (I_b + I_d) \cdot (\tau\alpha)_g \cdot \left( \frac{1-\cos\beta}{2} \right) \quad (4.6)$$

Onde:  $H$  e  $I$  são respectivamente a radiação média mensal e horária incidente numa superfície horizontal,  $R_b$  é a razão entre a radiação direta na superfície inclinada e a radiação direta na superfície horizontal,  $(\tau\alpha)$  é o produto da transmitância da cobertura do coletor e a absorptância da placa absorvedora e  $\rho_g$  é refletividade do solo. Os sub-índices  $b$ ,  $d$  e  $g$  representam as componentes da radiação direta, difusa e refletida do solo, respectivamente. Os termos  $(\tau\alpha)_b$ ,  $(\tau\alpha)_d$  e  $(\tau\alpha)_g$  são determinados pelas Eqs. (4.7) e (4.8).

$$\overline{(\tau\alpha)_b} = f \cdot (\tau\alpha)_n \quad \text{onde } f = \overline{(\tau\alpha)_b} / (\tau\alpha)_n \quad (4.7)$$

$$\overline{(\tau\alpha)_d} \equiv \overline{(\tau\alpha)_g} = f_1 \cdot (\tau\alpha)_n \quad \text{onde } f_1 = \overline{(\tau\alpha)} / (\tau\alpha)_n \quad (4.8)$$

## 4.2 Modelo para Cálculo da Temperatura Ambiente

A variação horária da temperatura ambiente pode ser calculada utilizando-se o método descrito no ASHRAE Handbook (1985), *Apud* Guerrero (2002). Onde os valores da temperatura ambiente máxima e mínima, aplicados na Eq. (4.9), fornecem a temperatura ambiente.

$$T_{\text{amb}}(t) = T_{\text{max}} - \frac{f}{100} (T_{\text{max}} - T_{\text{min}}) \quad (4.9)$$

Na Tabela 4.1 mostra-se os valores para o fator  $f$ .

Tabela 4.1 - Fator  $f$  para cada hora do dia. (ASHRAE Handbook, 1985).

| Hora | Fator $f$ | Hora | Fator $f$ | Hora | Fator $f$ |
|------|-----------|------|-----------|------|-----------|
| 1    | 87        | 9    | 71        | 17   | 10        |
| 2    | 92        | 10   | 56        | 18   | 21        |
| 3    | 96        | 11   | 39        | 19   | 34        |
| 4    | 99        | 12   | 23        | 20   | 47        |
| 5    | 100       | 13   | 11        | 21   | 58        |
| 6    | 98        | 14   | 3         | 22   | 68        |
| 7    | 93        | 15   | 0         | 23   | 76        |
| 8    | 84        | 16   | 3         | 24   | 82        |

Guerrero (2002), obteve a Eq. (4.10) para cálculo do fator  $f$  em qualquer instante de tempo gerando um gráfico dos valores de  $f$  da Tabela 4.1 *versus* o tempo e ajustando uma curva polinomial de grau 9.

$$\begin{aligned} f_{(t)} = & 2.75124\text{E} - 008 * t^9 + 2.82087\text{E} - 006 * t^8 - 0.000114224 * t^7 \\ & + 0.00228734 * t^6 - 0.02325442 * t^5 + 0.116335 * t^4 - 0.347196 * t^3 \\ & + 0.323049 * t^2 + 5.09075 * t + 81.9632 \end{aligned} \quad (4.10)$$

Na Figura 4.1, representa-se uma curva da variação horária da temperatura ambiente, gerada com o modelo aqui apresentado. Para essa curva foram adotados como base as temperaturas médias mensais, mínimas e máximas, para o mês de janeiro na cidade de Recife-PE. Os valores das temperaturas máximas e mínimas foram obtidos na página do CPTEC.

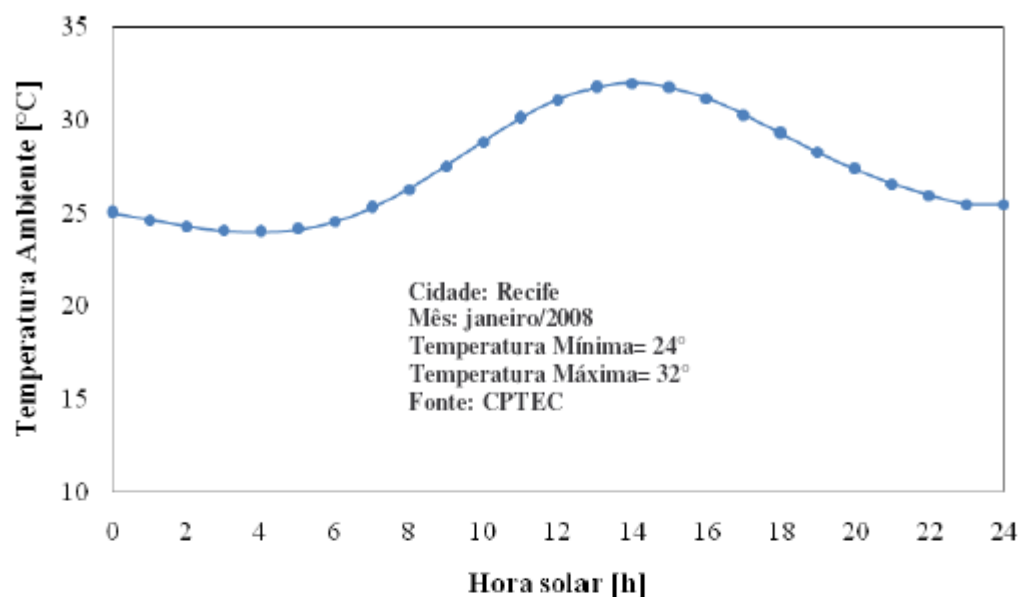


Figura 4.1 - Variação horária da Temperatura ambiente gerada com o modelo.

### 4.3 Modelo Numérico de Simulação do Coletor

O modelo foi desenvolvido fazendo-se balanços de energia no coletor. Na Figura 4.2 mostra-se o volume de controle aplicado à placa coletora usado num dos balanços de energia apresentado nas Eqs. (4.11), (4.12) e (4.13).

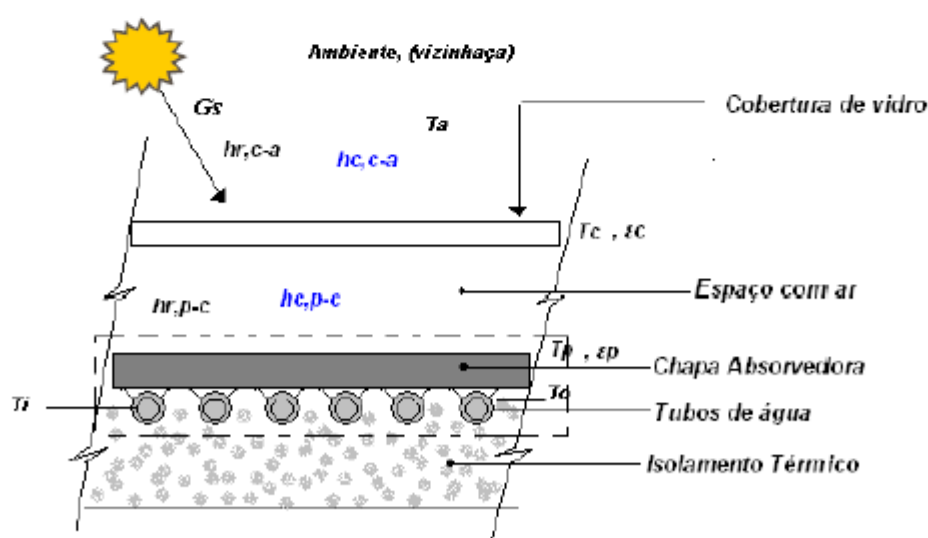


Figura 4.2 - Desenho esquemático do volume de controle utilizado para o balanço de energia da superfície absorvedora.

### 4.3.1 Balanço de Energia na Placa Coletora

Para a placa coletora, o balanço de energia foi obtido a partir da Eq. (4.11):

$$q_u = G_s - q_{\text{conv}} - q_{\text{rad}} \quad (4.11)$$

Onde:

$q_u$  é o calor útil do coletor;  $G_s$  é a radiação solar que chega a superfície do coletor,  $q_{\text{conv}}$  é o calor liberado por convecção,  $q_{\text{rad}}$  é o calor liberado por radiação. Detalhando a Eq. (4.11), obtém-se:

$$q_u = G_T (\alpha\tau) \cdot A - h_{c,pc} \cdot A \cdot (T_p - T_c) - h_{r,pc} \cdot A \cdot (T_p - T_c) \quad (4.12)$$

Na Eq. (4.12)  $\tau\alpha$  é o produto da transmitância e absortância,  $G_T$  é a radiação solar incidente sobre a placa,  $A$  é área total do coletor,  $T_p$  é a temperatura da placa absorvedora,  $T_c$  é a temperatura da cobertura,  $h$  é usado para os coeficientes de transferência de calor por convecção e radiação, e os sub-índices  $c,pc$  e  $r,pc$ , significam convecção da placa para a cobertura e radiação da placa para cobertura respectivamente. Assim tem-se:

$$\frac{q_u}{A} = G_T (\alpha\tau) - (h_{c,pc} + h_{r,pc}) \cdot (T_p - T_c) \quad (4.13)$$

Os coeficientes de convecção e radiação entre a placa absorvedora e a cobertura podem ser obtidos pelas Eq. (3.16) e (3.20) apresentadas no Capítulo 3.

### 4.3.2 Balanço de Energia no coletor

O balanço feito em todo o coletor proporciona a obtenção da Eq. (4.14)

$$q_u = G_T A - q_{\text{conv}} - q_{\text{rad}} \quad (4.14)$$

Onde:

$q_u$  é calor útil do coletor;  $G_T$  é a radiação solar que chega ao coletor,  $q_{\text{conv}}$  é o calor de convecção,  $q_{\text{rad}}$  é o calor de radiação. Detalhando-se a Eq. (4.14), obtém-se a Eq. (4.15):

$$q_u = G_T \cdot A - h_{\infty} \cdot A \cdot (T_c - T_{\infty}) - h_{r,ca} \cdot A \cdot (T_c - T_{\text{viz}}) \quad (4.15)$$

Ou,

$$\frac{q_u}{A} = G_T - h_{\infty} \cdot (T_c - T_{\infty}) - h_{r,ca} \cdot (T_c - T_{viz}) \quad (4.16)$$

Onde os sub-índices  $\infty$  significa infinito,  $c$  cobertura,  $r,ca$  radiação entre a cobertura e o ar e  $viz$  vizinhança.

Os coeficientes de convecção e radiação entre a cobertura e o ar foram obtidos conforme as Equações (3.17) e (3.21), apresentadas do Capítulo 3.

#### 4.3.3 Calor recebido pelo fluido

Para determinação do calor recebido pelo fluido, utiliza-se a seguinte relação:

$$q_u = \dot{m} \cdot C_p \cdot (T_o - T_i) \quad (4.17)$$

Onde,  $\dot{m}$  significa a vazão mássica através do coletor,  $C_p$  o calor específico do fluido e  $T_o$  e  $T_i$  as temperaturas de entrada e saída do fluido, respectivamente.

#### 4.3.4 Transferência pelo coletor para água

Para

$$q_u = U \cdot A \cdot \Delta T \quad (4.18)$$

ou

$$q_u = U \cdot A \cdot (T_{pm} - (T_o + T_i)/2) \quad (4.19)$$

Para o cálculo de  $U$ , segundo Duffie e Beckman (1991), pode-se desprezar a resistência de condução da parede do tubo. Logo, tem-se que:

$$U = h_{fi} \quad (4.20)$$

O coeficiente convecção natural para o fluido no interior dos tubos do coletor é dado por Duffie e Beckman (1991):

$$h_{fi} = Nu \cdot k / d_i \quad (4.21)$$

Onde  $k$  é a condutividade térmica da água,  $d_i$  é o diâmetro interno do tubo e  $Nu$  é o número de Nusselt, dado pela seguinte equação, (Duffie & Beckman, 1991):

$$Nu = Nu_{\infty} + \frac{a(Re.Pr.D_h/L)^m}{1+b(Re.Pr.D_h/L)^n} \quad (4.22)$$

Onde,  $Re$  é o número de Reynolds,  $Pr$  é o número de Prandtl,  $D_h$  é o diâmetro hidráulico e  $L$  é o comprimento dos tubos. As constantes  $a$ ,  $b$ ,  $m$  e  $n$  são dadas na Tabela 4.2:

Tabela 4.2 Constantes para Eq. (4.22) (Duffie & Beckman, 1991).

| Número de Prandtl | a                 | b       | m    | n    |
|-------------------|-------------------|---------|------|------|
| 0.7               | 0.00398           | 0.0114  | 1.66 | 1.12 |
| 10                | 0.00236           | 0.00857 | 1.66 | 1.13 |
| $\infty$          | 0.00172           | 0.00281 | 1.66 | 1.29 |
|                   | $Nu_{\infty}=4.4$ |         |      |      |

Após o balanço de energia, foi montado o seguinte sistema de equações não lineares:

$$\dot{q}_u - \dot{m}.C_p.(T_o - T_i) = 0 \quad (4.23)$$

$$\dot{q}_u - A.(G_T.(\alpha\tau) - (h_{c,pc} + h_{r,pc}).(T_p - T_c)) = 0 \quad (4.24)$$

$$\dot{q}_u - A.(G_T - h_{\infty}.(T_c - T_{\infty}) - h_{r,ca}.(T_c - T_{viz})) = 0 \quad (4.25)$$

$$\dot{q}_u - U.A.(T_p - (T_o + T_i)/2) = 0 \quad (4.26)$$

#### 4.4 Modelo da Vazão

O modelo do coletor prevê a possibilidade de usar a vazão devido ao efeito sifão, e por convecção forçada através do bombeamento.

Segundo Zerrouki (2002), a pressão efetiva responsável pelo escoamento pode ser avaliada pelo balanço entre a perda de pressão ao longo do coletor ( $\Delta P_C$ ) e a diferença de pressão entre a parte inferior e parte superior do coletor ( $\Delta P_T$ ), ou seja:

$$\Delta P_e = \Delta P_C + \Delta P_T \quad (4.27)$$

A variação da densidade da água devido ao aquecimento solar ao passar pelo coletor, provoca uma diferença de pressão entre os níveis 1 e 2, como se pode ver na Figura 4.3, propiciando o aparecimento de uma força de empuxo. Da equação obtida para pressão efetiva se obtém a equação para o cálculo da vazão de água no coletor, conforme Eq. (4.28), Zerrouki et. AL, (2002).

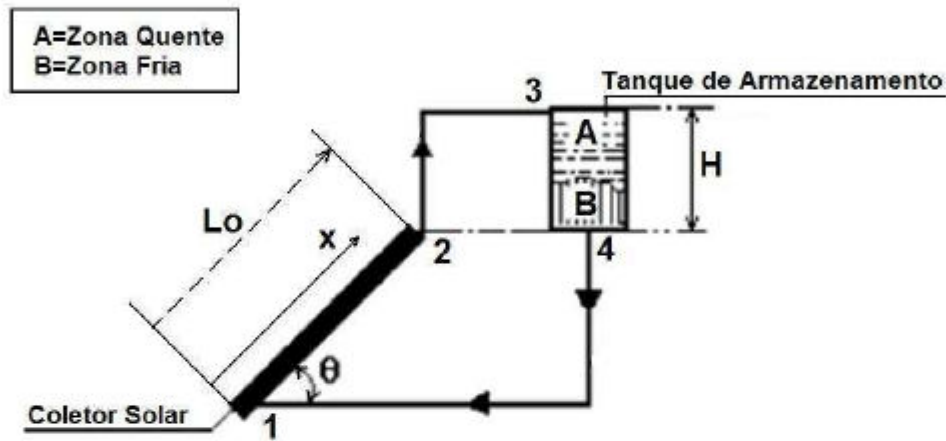


Figura 4.3 - Desenho esquemático de um aquecedor solar de água em regime termo-sifão (adaptado de Zerrouki et.al, 2002).

$$\dot{m} = \frac{((\rho \cdot g \cdot \beta_1)(T_0 - T_i))((L_o \cdot \sin(\beta))/2 + H)}{(128 \cdot v \cdot L_c \cdot (1 + \varphi)) / (\pi \cdot N_t \cdot d_c^4)} \quad (4.28)$$

Onde  $\rho$  é a densidade da água,  $g$  é aceleração da gravidade,  $L_c$  é o comprimento do coletor [m],  $\beta$  é o ângulo de inclinação do coletor,  $\beta_1$  é o coeficiente de expansão volumétrica,  $H$  é a altura do tanque,  $N_t$  é números de tubos,  $d_c$  é o diâmetro dos tubos, e  $\varphi$  caracteriza o fluxo de resistência e de ligação aos tubos do coletor e pode ser representado pela relação abaixo:

$$\varphi = \left( N_t * \left( \frac{L_c}{L_{ct}} \right) \right) * \left( \left( \frac{d_c}{d_{ct}} \right)^4 \right) \quad (4.29)$$

A solução do conjunto de equações do modelo do coletor solar plano foi obtida através do método de Newton-Raphson para várias variáveis, associado ao método de substituição de Gauss para solução do sistema algébrico.

#### 4.5 Energia Útil Disponível

O modelo da energia útil disponível citado do Capítulo 3 pode ser utilizado para cálculo do calor útil médio mensal absorvido, considerando-se a radiação média diária incidente, dado por:

$$\Sigma \bar{Q}_u = A_c F_R (\overline{\tau\alpha}) \bar{H}_T \bar{\phi} \quad (4.30)$$

O cálculo de  $\bar{\phi}$  pode ser obtido através da Eq. (4.31)

$$\begin{aligned} \bar{\phi} &= \exp \left\{ \left[ a + b \left( R_n / \bar{R} \right) \right] \left[ \bar{X}_c + c \bar{X}_c^2 \right] \right\} \\ \text{com} \\ a &= 2.943 - 9.271 \bar{K}_T + 4.031 \bar{K}_T^2 \\ b &= -4.345 + 8.853 \bar{K}_T - 3.602 \bar{K}_T^2 \\ c &= -0.170 - 0.306 \bar{K}_T + 2.936 \bar{K}_T^2 \end{aligned} \quad (4.31)$$

Onde  $\bar{X}_c$  é a radiação crítica média mensal, representada pela razão entre a radiação crítica  $I_{Tc}$  e o nível de radiação ao meio-dia em um determinado dia do mês em que o total de radiação para o dia é o mesmo que a radiação média mensal. Desta forma, pode-se escrever essa razão para o meio-dia na forma da Eq. (4.32):

$$\bar{X}_c = \frac{I_{Tc}}{r_{t,n} R_n \bar{H}} = \frac{F_R U_L (T_i - \bar{T}_a) / F_R (\overline{\tau\alpha})}{r_{t,n} R_n \bar{K}_T \bar{H}_0} \quad (4.32)$$

Como foi mencionado no Capítulo 3, uma das aplicações do método do  $\bar{\phi}$  é o cálculo do rendimento mensal líquido de sistemas com tanques de grandes capacidades de armazenagem sazonal, aplicado ao modelo para cálculo das temperaturas de média do fluido armazenado citado no item 3.2.1.8 do referido capítulo.

#### 4.6 Comparação com dados da literatura para os Modelos de Radiação Solar

Para comprovar que as equações propostas na literatura foram implementadas de forma correta no programa elaborado, foram resolvidos alguns problemas propostos na literatura e comparados aos resultados encontrados.

##### 4.6.1 Modelo de Radiação Solar Média Mensal e Horária.

Na Tabela 4.3 é feita uma comparação dos resultados da radiação solar média mensal, calculados no programa com dados de Duffie e Beckman (1991), para uma localidade com Latitude: 43° N e inclinada 60° para o Sul, com ângulo de azimute = 0°, comprovando que as equações foram implementadas corretamente no programa:

Tabela 4.3 – Resultados de  $H_{T\text{médio}}$  gerados no programa com dados de Duffie e Beckman (1991).

| Mês | $H_{T\text{médio}}$ [MJ/m <sup>2</sup> ]<br>(gerado no programa) | $H_{T\text{médio}}$ [MJ/m <sup>2</sup> ]<br>(Duffie & Beckman, 1991) |
|-----|------------------------------------------------------------------|----------------------------------------------------------------------|
| Jan | 11,9                                                             | 11,9                                                                 |
| Fev | 15,5                                                             | 15,5                                                                 |
| Mar | 15,8                                                             | 15,8                                                                 |
| Abr | 14,5                                                             | 14,5                                                                 |
| Mai | 15,4                                                             | 15,4                                                                 |
| Jun | 15,9                                                             | 15,9                                                                 |
| Jul | 16,3                                                             | 16,3                                                                 |
| Ago | 16,6                                                             | 16,6                                                                 |
| Set | 15,8                                                             | 15,8                                                                 |
| Out | 14,9                                                             | 14,9                                                                 |
| Nov | 9,7                                                              | 9,7                                                                  |
| Dez | 8,5                                                              | 8,5                                                                  |

Na Tabela 4.4 apresenta-se a comparação dos resultados da radiação solar horária calculados no programa com dados de Duffie e Beckman (1991), para uma localidade com Latitude: 35° N e inclinada 35° para o Sul, com ângulo de azimute = 0°, no mês de março:

Tabela 4.4 - Resultados de  $I_{Tmédio}$  gerados no programa com dados de Duffie & Beckman (1991).

| Hora  | $I_{Tmédio}$ [MJ/m <sup>2</sup> ]<br>(gerado no programa) | $I_{Tmédio}$ [MJ/m <sup>2</sup> ]<br>(Duffie & Beckman, 1991) |
|-------|-----------------------------------------------------------|---------------------------------------------------------------|
| 8- 9  | 1.73                                                      | 1.74                                                          |
| 9-10  | 2.48                                                      | 2.49                                                          |
| 10-11 | 3.07                                                      | 3.08                                                          |
| 11-12 | 3.39                                                      | 3.41                                                          |
| 12-13 | 3.39                                                      | 3.41                                                          |
| 13-14 | 3.07                                                      | 3.08                                                          |
| 14-15 | 2.48                                                      | 2.49                                                          |
| 15-16 | 1.73                                                      | 1.74                                                          |

#### 4.6.2 Cálculo da radiação solar média mensal e horária absorvida pela placa absorvedora do coletor

Na Tabela 4.5 apresentam-se dados da radiação solar absorvida ( $\bar{S}$ ) pela placa de um coletor solar com dupla cobertura de vidro, instalado em uma localidade onde a latitude é de 40°N e com 90° de inclinação, gerado com dados de Duffie e Beckman (1991).

Tabela 4.5. Dados de Radiação Média Mensal absorvida, gerados no programa com dados de Duffie & Beckman (1991).

| Mês | $S_m[\text{MJ/m}^2]$<br>(gerado no programa) | $S_m[\text{MJ/m}^2]$<br>(Duffie & Beckman, 1991) |
|-----|----------------------------------------------|--------------------------------------------------|
| Jan | 7.56                                         | 7.60                                             |
| Fev | 8.51                                         | 8.47                                             |
| Mar | 7.23                                         | 7.32                                             |
| Abr | 6.28                                         | 6.36                                             |
| Mai | 5.76                                         | 5.84                                             |
| Jun | 5.55                                         | 5.63                                             |
| Jul | 5.59                                         | 5.66                                             |
| Ago | 6.34                                         | 6.42                                             |
| Set | 7.90                                         | 7.98                                             |
| Out | 9.33                                         | 9.35                                             |
| Nov | 8.38                                         | 8.44                                             |
| Dez | 6.59                                         | 6.61                                             |

#### 4.6.3 Cálculo da Energia Útil Disponível Horária e Diária.

Na Tabela 4.6 apresenta-se a comparação dos resultados da energia útil disponível horária simulados com dados de Duffie e Beckman (1991), para um coletor solar com dados característicos de  $FR(\tau\alpha) = 0.726$  e  $F_R U_L = 3.89 \text{ W/m}^2\text{°C}$ , instalado em uma localidade com Latitude:  $35^\circ \text{ N}$  e inclinada  $35^\circ$  para o Sul, com ângulo de azimute =  $0^\circ$ , no mês de março:

Tabela 4.6 - Resultados de  $\bar{O}_{\text{horário}}$  gerados com dados de Duffie e Beckman (1991).

| Hora  | $\bar{O}$<br>(gerado no programa) | $\bar{O}$<br>(Duffie & Beckman, 1991) |
|-------|-----------------------------------|---------------------------------------|
| 8- 9  | 0.770                             | 0.769                                 |
| 9-10  | 0.840                             | 0.843                                 |
| 10-11 | 0.870                             | 0.875                                 |
| 11-12 | 0.860                             | 0.865                                 |
| 12-13 | 0.860                             | 0.865                                 |
| 13-14 | 0.760                             | 0.764                                 |
| 14-15 | 0.700                             | 0.706                                 |
| 15-16 | 0.570                             | 0.575                                 |

Na Tabela 4.7 são comparados os resultados da energia útil disponível média mensal calculada com dados de Duffie e Beckman (1991), referente a um sistema de aquecimento solar com um coletor de parâmetros característicos iguais a  $FR(\tau\alpha) = 0.78$  e  $F_{RUL} = 4.55$   $W/m^2^{\circ}C$  instalado em uma localidade com Latitude:  $43^{\circ}$  N e inclinada  $60^{\circ}$  para o Sul, com ângulo de azimut = 0:

Tabela 4.7 - Resultados  $\bar{O}_{\text{médio}}$  gerados com dados de Duffie e Beckman (1991).

| Mês | $\bar{O}$<br>(gerado no programa) | $\bar{O}$<br>(Duffie & Beckman, 1991) |
|-----|-----------------------------------|---------------------------------------|
| Jan | 0.50                              | 0.48                                  |
| Fev | 0.61                              | 0.60                                  |
| Mar | 0.65                              | 0.68                                  |
| Abr | 0.73                              | 0.72                                  |
| Mai | 0.70                              | 0.72                                  |
| Jun | 0.70                              | 0.71                                  |
| Jul | 0.60                              | 0.64                                  |
| Ago | 0.55                              | 0.56                                  |
| Set | 0.45                              | 0.47                                  |
| Out | 0.40                              | 0.42                                  |
| Nov | 0.30                              | 0.32                                  |
| Dez | 0.32                              | 0.34                                  |

#### 4.7 Validação do Modelo de Simulação do Coletor Solar

O modelo do coletor foi validado com dados da literatura, fazendo-se uma simulação computacional com os dados obtidos experimentalmente de um coletor solar, publicado no Solar Collector Test Report, Report No. 06-08-9133-1º, da ENERWORKS Inc. (2006).

##### 4.7.1 Através do Gráfico da Eficiência.

Comparando os resultados publicados pela EnerWorks (2006) com os dados simulados, foi possível avaliar o modelo matemático proposto e também o programa computacional elaborado. A forma de comparação entre o modelo e os dados experimentais da fonte supracitada foi através do gráfico da eficiência instantânea, na forma apresentada em Duffie e Beckman (1991). Por definição a eficiência instantânea é dada pela Eq. (4.33), que representa a relação entre o calor útil e a radiação que chega ao coletor.

$$\eta = \frac{q_u}{A_c \cdot G_T} = \frac{\dot{m} \cdot C_p \cdot (T_o - T_i)}{A_c \cdot G_T} \quad (4.33)$$

A eficiência instantânea na forma apresentada por Duffie e Beckman (1991), o calor útil é explicitado como o valor líquido entre a radiação absorvida pela placa do coletor subtraída da perda de calor por convecção e radiação para o exterior:

$$q_u = A \cdot F_R \left( G_T(\tau\alpha) - U_L (T_i - T_a) \right) \quad (4.34)$$

Onde  $F_R$  é o fator de remoção de calor do coletor e  $U_L$  é o coeficiente global, que inclui as resistências de radiação, convecção e condução,  $T_i$  é a temperatura de entrada da água, e  $T_a$  é a temperatura ambiente. O efeito do multiplicador  $F_R$  é reduzir o ganho de energia útil que teria tido se a placa absorvedora inteira do coletor estivesse na temperatura do fluido de entrada, (Duffie e Beckman 1991).

Observando-se o gráfico da Figura 4.4 pode-se constatar que a curva da eficiência simulada pelo programa tem comportamento similar a curva apresentada no relatório da EnerWorks (2006), os coeficientes  $F_R(\tau\alpha)$  e  $F_R U_L$  foram obtidos da equação da curva plotada com os dados gerados pelo modelo, através de uma regressão linear. Comparativamente, os valores de  $F_R(\tau\alpha)$  e  $F_R U_L$  foram praticamente iguais. Isto significa que o modelo foi capaz de prever tanto o rendimento máximo do coletor testado quanto sua temperatura de estagnação.

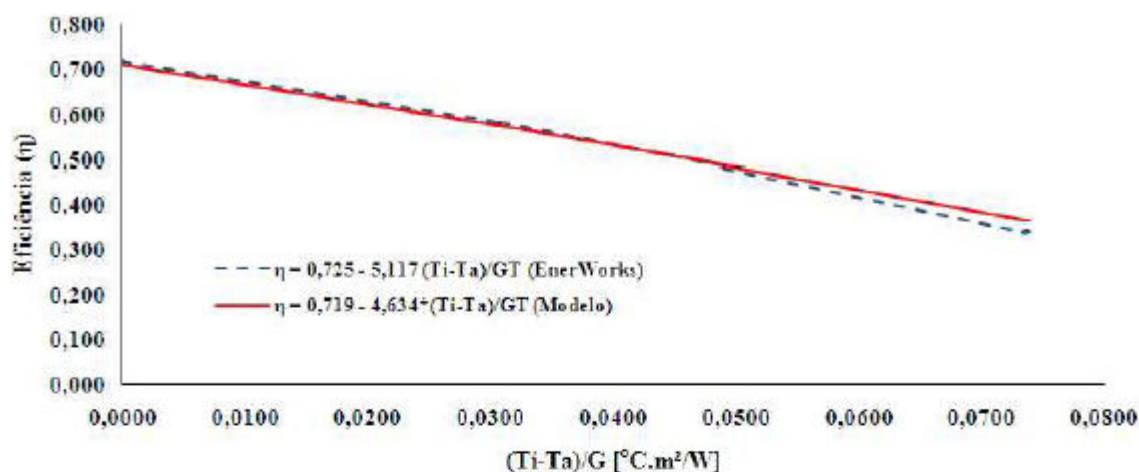


Figura 4.4 - Gráfico comparativo da Eficiência do Relatório Enerworks (2006) x Simulação.

#### 4.7.2 Através das Temperaturas de Entrada e Saída da Água.

Na Figura 4.5, foi feita uma comparação das temperaturas de entrada versus as temperaturas de saída da água com os dados apresentados pela Enerworks (2006) e os dados gerados pelo programa, comprovando-se que o modelo é capaz de simular corretamente as temperaturas de saída da água.

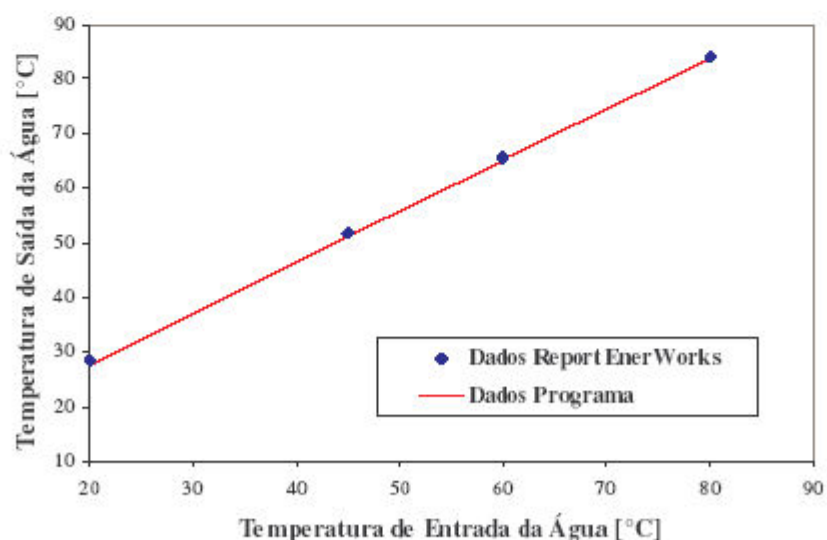


Figura 4.5 - Gráfico comparativo Temperatura de Entrada da Água x Temperatura de Saída da Água.

## 5. RESULTADOS E DISCUSSÕES

Neste Capítulo discutem-se os resultados obtidos a partir dos modelos apresentados no Capítulo 4 do presente trabalho.

O modelo para cálculo de radiação solar apresentado no Capítulo 4 pode ser utilizado para simular a radiação média mensal para diversas localidades, para vários ângulos de inclinação. Foram gerados dados de radiação solar extraterrestre, radiação média mensal incidente em uma superfície horizontal, radiação difusa considerando somente a parcela isotrópica e radiação total incidente na superfície inclinada para algumas cidades. Na Figura 5.1 apresentam-se dados de radiação solar para Recife-PE com o ângulo de inclinação de  $20^\circ$ .

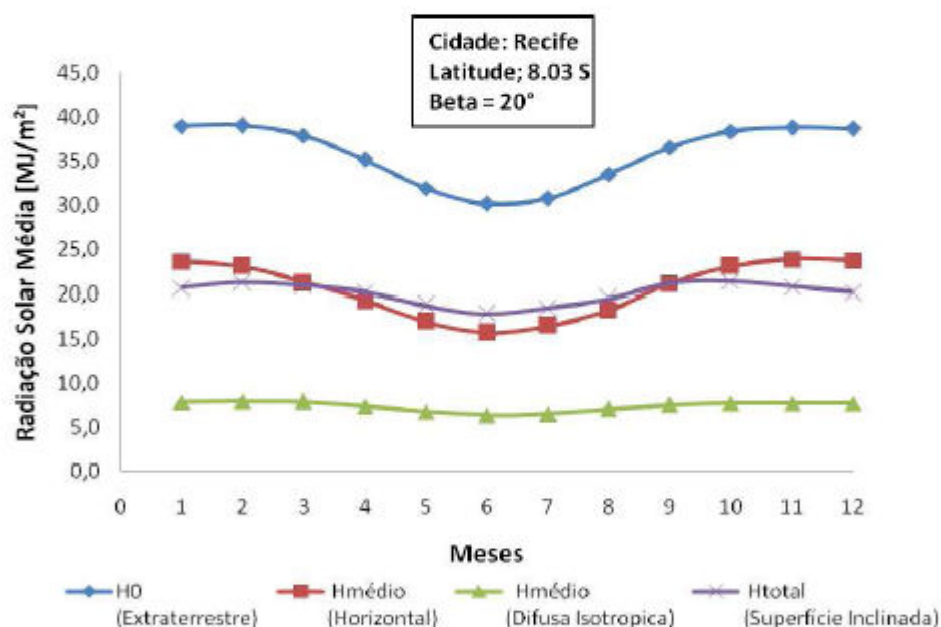


Figura 5.1 – Parcelas de Radiação Solar para determinados períodos no ano na cidade de Recife, utilizando-se  $\beta=20^\circ$ .

Na Figura 5.2 são apresentados dados de radiação solar para Recife-PE com o ângulo de inclinação de  $40^\circ$ .

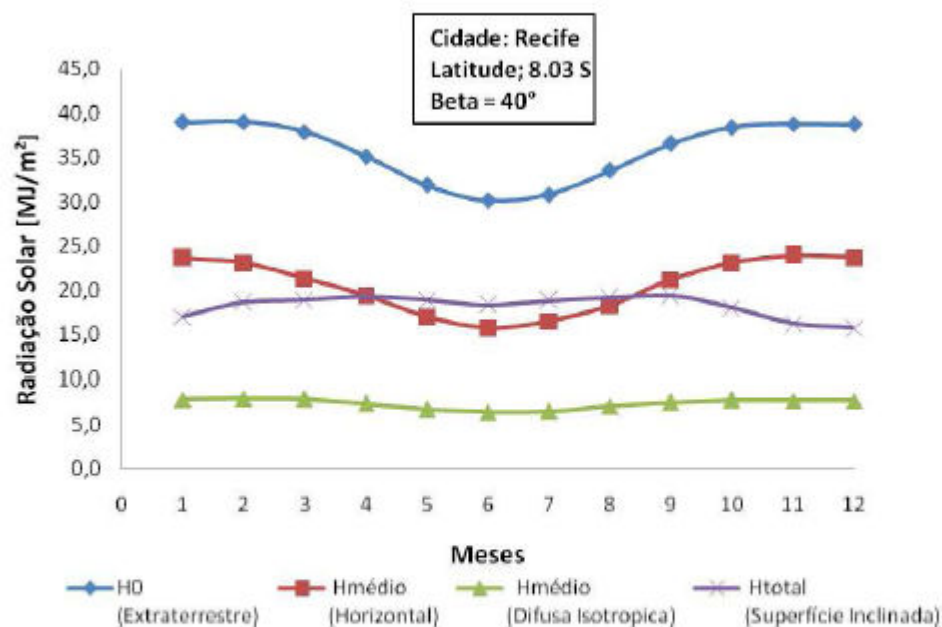


Figura 5.2 – Parcelas de Radiação Solar para determinados períodos no ano na cidade de Recife, utilizando-se  $\beta=40^\circ$ .

Na Figura 5.3 são apresentados dados de radiação solar horária incidente numa superfície para vários ângulos de inclinação.

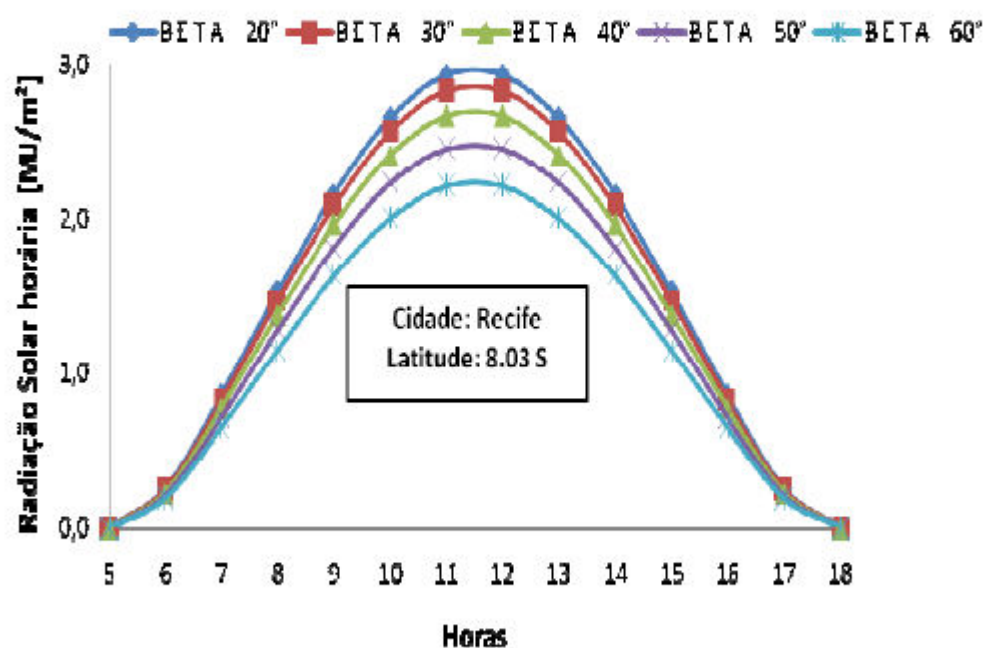


Figura 5.3 – Parcelas de Radiação Solar horária variando o ângulo de inclinação para a cidade de Recife-PE.

Analisando-se as Figura 5.1, 5.2 e 5.3 pode-se constatar que uma superfície com o ângulo de inclinação de  $20^\circ$  tem uma maior incidência de radiação solar ao longo do ano do que se ela estivesse inclinada à  $40^\circ$ .

Alguns fabricantes orientam que coletores solares instalados voltados para o norte geográfico tenham sua inclinação ótima igual a latitude local +  $10^\circ$ ; dessa forma, de acordo com essa orientação, para Recife temos:  $8.03 + 10 = 18.03^\circ$ , o que pode-se constatar pelos resultados gerados.

Na Figura 5.4 apresentam-se as curvas de radiação solar para as quatro estações do ano e diversos ângulos de inclinação para a cidade de Recife-PE, com isso pode-se analisar o melhor ângulo de inclinação do coletor em cada estação do ano.

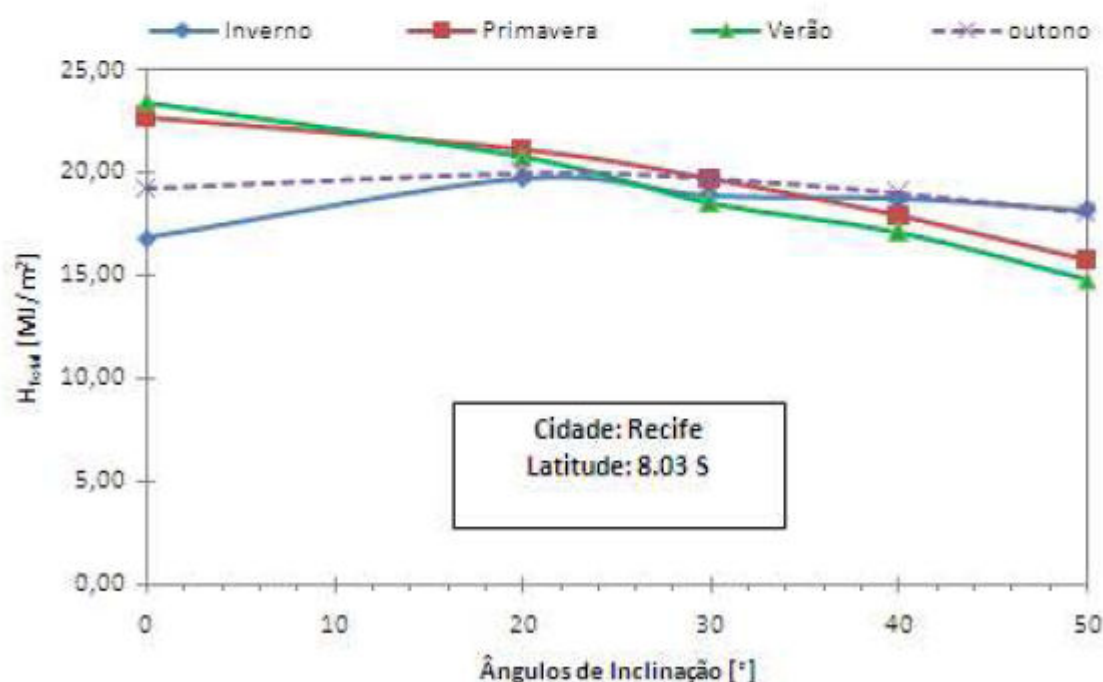


Figura 5.4 – Parcelas de Radiação Solar variando o ângulo de inclinação para as quatro estações no ano na cidade de Recife-PE, gerada com o modelo.

Nas Figura 5.5, 5.6 e 5.7 apresentam-se dados para cidade de Natal, localizada a uma latitude próxima a Recife. Comprovou-se também que o ângulo de inclinação de  $20^\circ$  é melhor do que o de  $40^\circ$ .

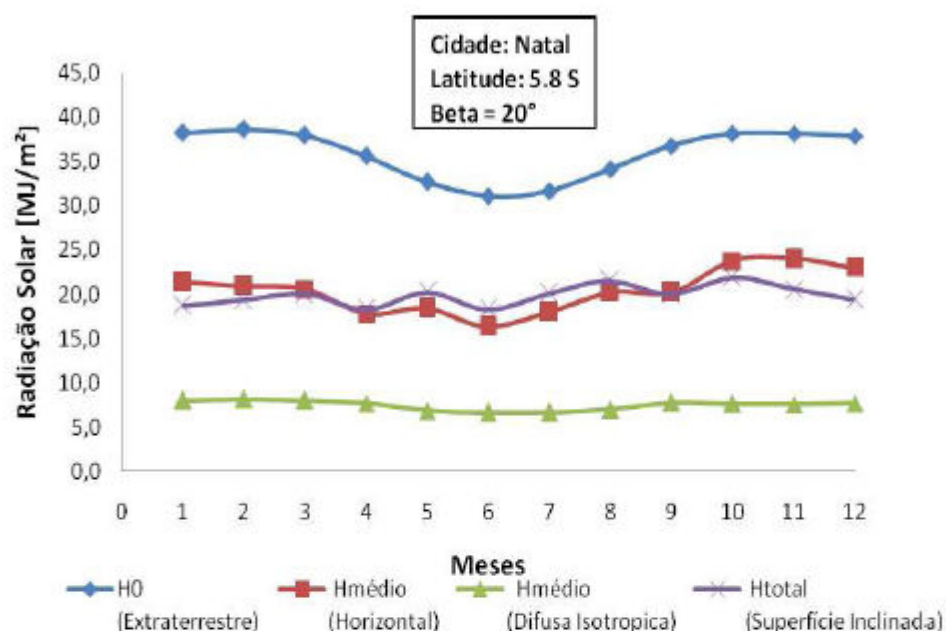


Figura 5.5 – Parcelas de Radiação Solar para determinados períodos no ano na cidade de Natal, utilizando-se  $\beta=20^\circ$ .

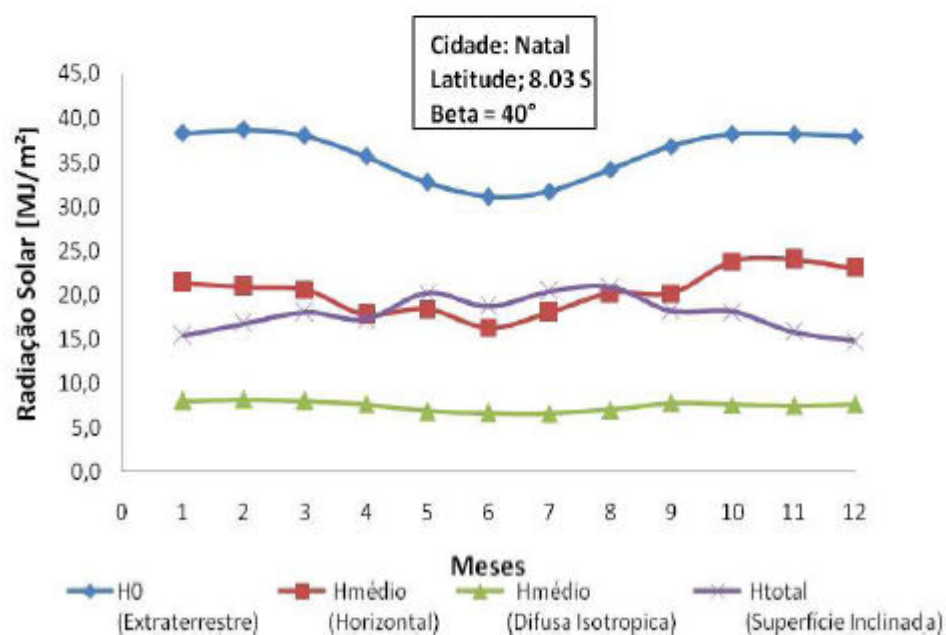


Figura 5.6 – Parcelas de Radiação Solar para determinados períodos no ano na cidade de Natal, utilizando-se  $\beta=40^\circ$ .

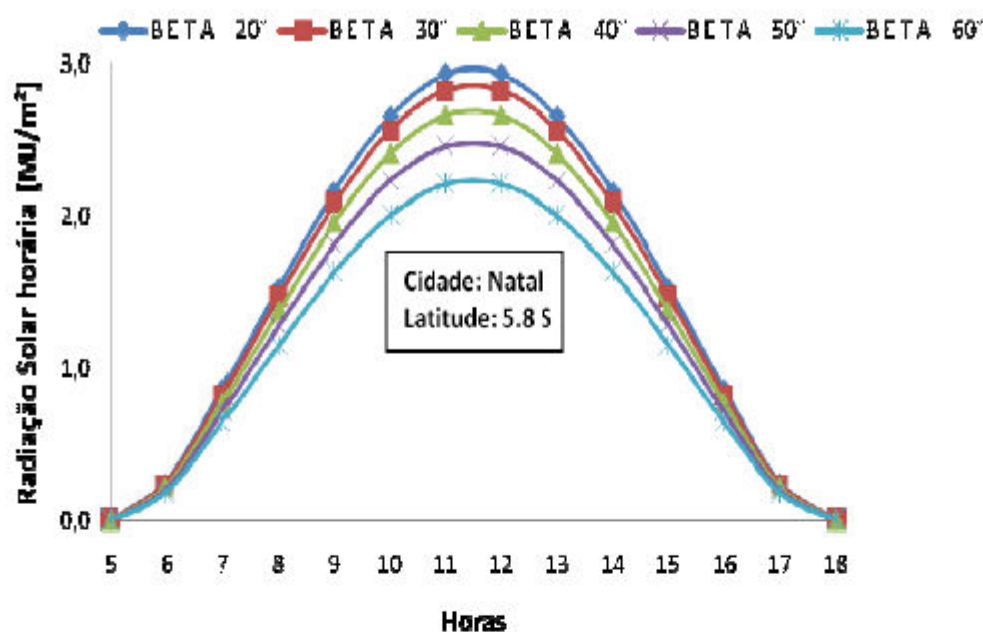


Figura 5.7 – Parcelas de Radiação Solar horária variando o ângulo de inclinação para a cidade de Natal.

Foram gerados também os mesmos dados de radiação para cidades localizadas no hemisfério norte. Na Figura 5.8 apresenta-se uma curva de radiação média mensal calculada para vários ângulos de inclinação, para uma superfície inclinada para o sul, numa localidade localizada a uma latitude de 45°N.

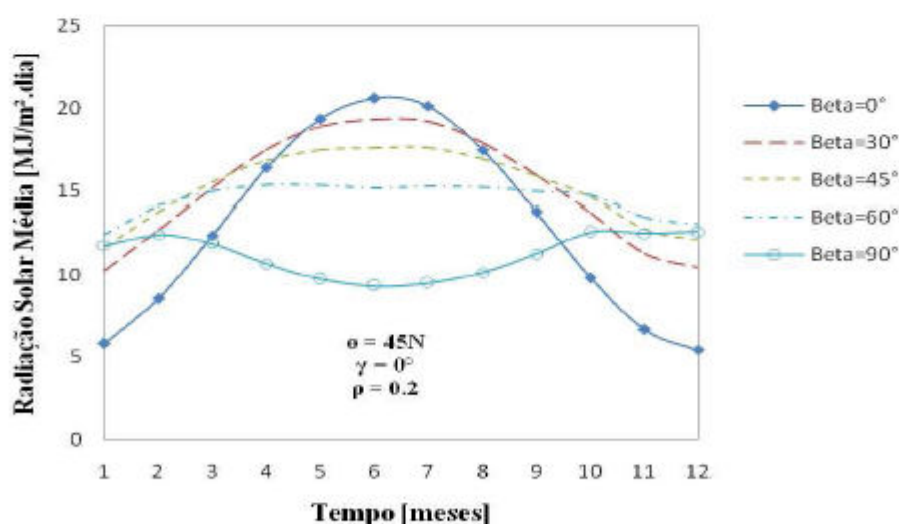


Figura 5.8 – Radiação Média Mensal, gerada com o modelo.

Segundo Duffie e Beckman (1991), uma valiosa regra pode ser adotada para se obter o máximo de disponibilidade de energia anual; uma superfície com inclinação igual a latitude é o ideal. Porém, para máxima disponibilidade durante o verão, em regiões localizadas no norte

geográfico com superfícies inclinadas voltadas para o sul, a inclinação deverá ser cerca de  $10^\circ$  a  $15^\circ$  menor que a latitude e no inverno de  $10^\circ$  a  $15^\circ$  maior que a latitude. Na Figura 5.9 comprova-se isto; no verão, o melhor ângulo de inclinação do coletor é próximo de  $30^\circ$  e no inverno é  $60^\circ$ .

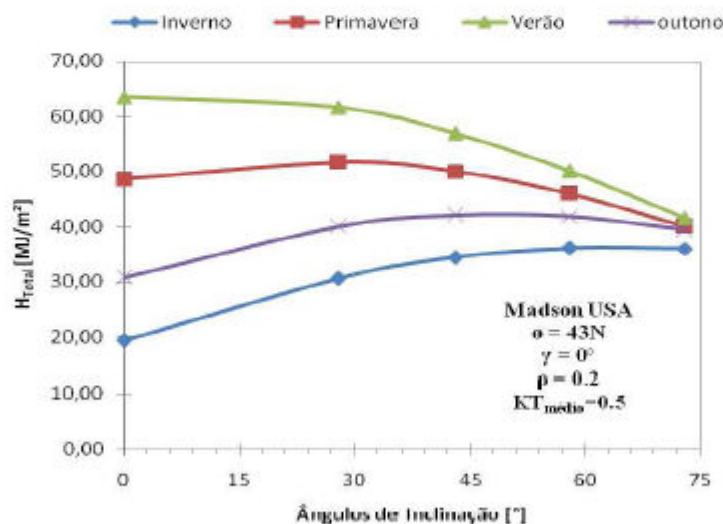


Figura 5.9 – Radiação Total anual x Ângulo de inclinação, gerada com o modelo.

A Figura 5.10 foi gerada a partir de dados disponíveis na literatura e mostra o rendimento de um do coletor solar sob nas quatro estações do ano. O rendimento máximo foi atingido no Verão (66,8%) e o rendimento mínimo no inverno 39,7%.

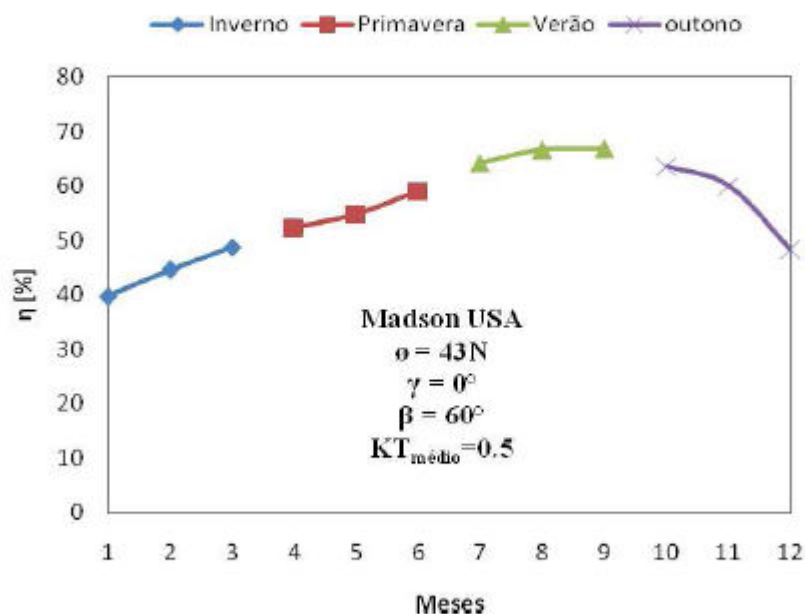


Figura 5.10 – Desempenho do coletor solar sob condições das estações do ano, gerada com o modelo.

Na Figura 5.11 mostram-se as variações da temperatura de saída do fluido do coletor solar sob condições inverno e verão. A simulação foi feita para um dia médio no mês de dezembro e um dia médio no mês de agosto.

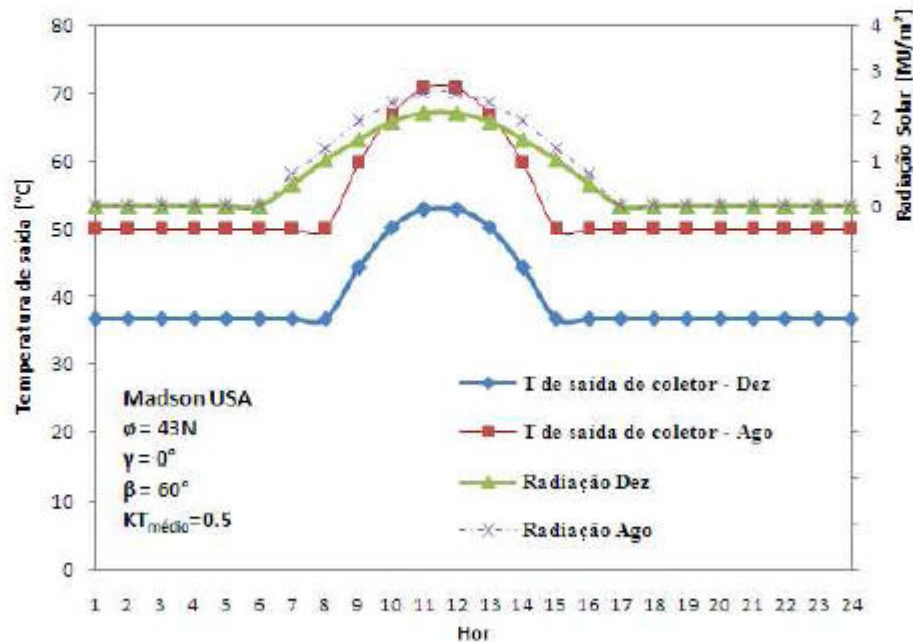


Figura 5.11 – Desempenho do coletor solar sob condições de inverno e verão, gerada com o modelo.

A variação do fluxo mássico do coletor solar sob condições inverno e verão foi avaliada conforme demonstra-se na Figura 5.12. A vazão mássica varia de acordo com a incidência de radiação solar no coletor; a máxima foi atingida no verão.

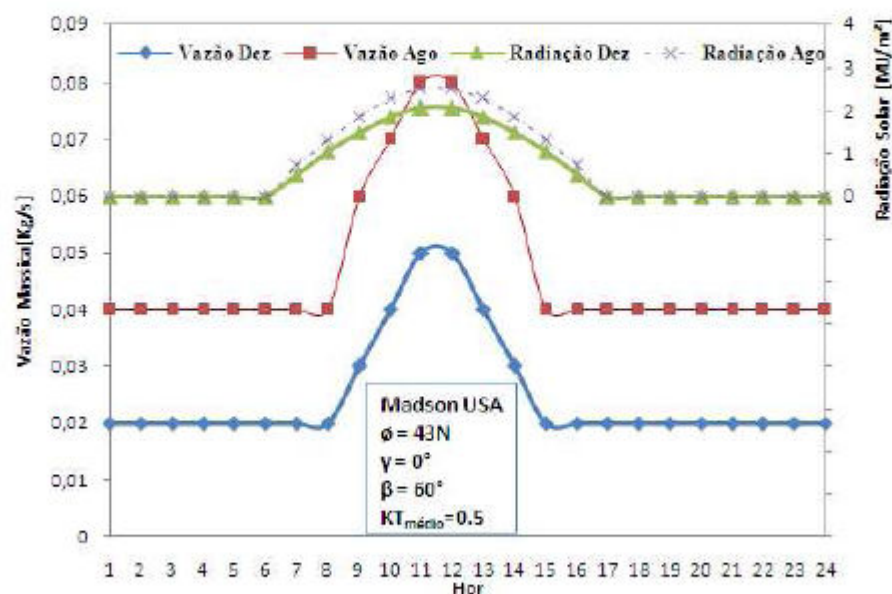


Figura 5.12 – Desempenho do coletor solar sob condições de inverno e verão, gerada com o modelo.

Na Figura 5.13 mostra-se o comportamento da utilizável média mensal ao longo do ano, gerada como o modelo de utilização apresentado no Capítulo 4.

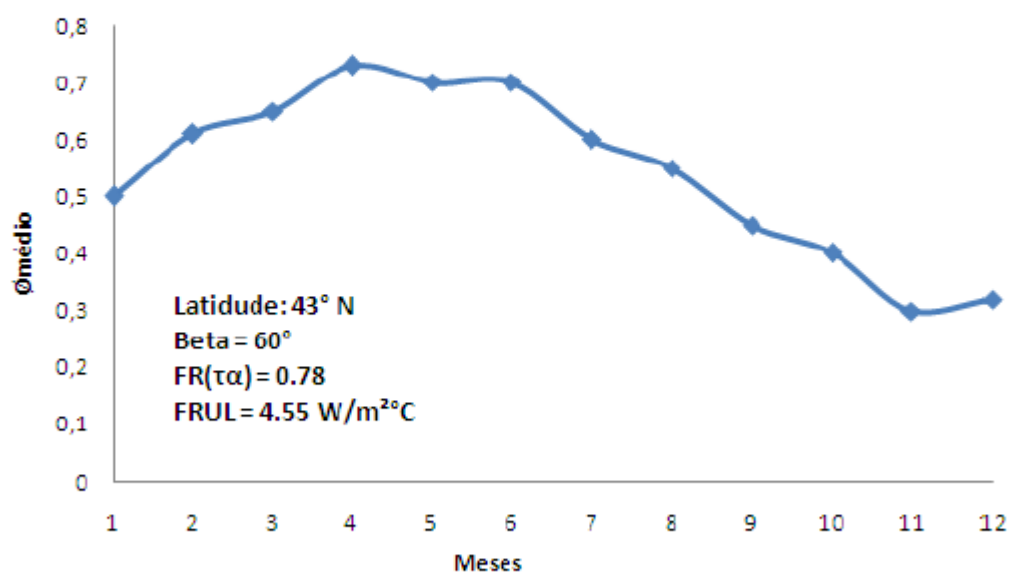


Figura 5.13 – Utilização média mensal ao longo do ano, gerada com o modelo.

## 6. CONCLUSÕES

---

Neste trabalho foi desenvolvido um programa numérico para simulação de sistemas de aquecimento de água utilizando energia solar, operando em regime termo-sifão.

O programa desenvolvido neste trabalho mostrou-se como uma ferramenta de simulação numérica capaz de auxiliar na concepção de projetos de sistemas de aquecimento de água utilizando energia solar e estudar o desempenho térmico de sistemas de aquecimento solar de água utilizando coletores de placa plana.

Com a metodologia para o cálculo da radiação solar implementada no programa computacional elaborado é possível estudar a radiação solar incidente em superfícies inclinadas e o ângulo de inclinação ótima para instalação do coletor. Foram feitas comparações entre dados da literatura e dados gerados com o programa desenvolvido foram reproduzidos demonstrando bons resultados.

O modelo elaborado para simulação do coletor solar mostrou-se bastante aceitável, quando feito comparações com dados experimentais da literatura, apresentando resultados aceitáveis. Com ele é possível calcular as temperaturas da placa absorvedora e da cobertura de vidro, e obter parâmetros consagrados no cálculo da eficiência, como: o fator de eficiência, o fator de fluxo e o fator de remoção de calor de coletores solares de placa plana.

### **Sugestões para continuação do trabalho:**

- ✓ Realizar o confronto teórico-experimental sob diversas condições ambientais;
- ✓ Implementar no programa o modelo de simulação do tanque de armazenamento para avaliar o efeito do perfil e da quantidade de consumo de água quente;
- ✓ Comparar os resultados gerados com outros softwares de simulação como o TRNSYS;

## 7. REFERÊNCIAS

---

- ABEAMA Associação Brasileira de Energias Renováveis e Meio Ambiente. Disponível em: <<http://www.abeama.org.br/pagina.asp?pag=ersolar>>. Acesso em: mar 2008.
- ABRAVA Associação Brasileira de Refrigeração, Ar Condicionado, Ventilação e Aquecimento. Disponível em: <<http://www.abrava.com.br>>. Acesso em: fev 2008.
- \_\_\_\_\_. DaSol Departamento Nacional de Aquecimento Solar da Abrava. Disponível em: <<http://www.dasolabrava.org.br/dasol/>>. Acesso em: fev 2008.
- Alvarez G., Arce J., Lira L., Heras M.R., 2004. Thermal performance of an air solar collector with an absorber plate made of recyclable aluminum cans. Solar Energy v. 77. p.107–113.
- Bojic, M., Kalogirou, S., Petronijevic, K., 2002. Simulation of a solar domestic water heating system using a time marching model. Renewable Energy v. 27, p. 441–452.
- Bueno O., 2008. Introdução aos Edifícios Verdes. Disponível em: <[http://www.climario.com.br/paginas/anteriores/forum\\_06/EDIFICIOSVERDES.ppt](http://www.climario.com.br/paginas/anteriores/forum_06/EDIFICIOSVERDES.ppt)>. Acesso em: julho 2008.
- CEPA Centro de Ensino e Pesquisa Aplicada, Um breve histórico do uso da Energia Solar, Disponível em: <<http://www.cepa.if.usp.br/energia/energia1999/Grupo6A/Histsol.htm>>. Acesso em: mar 2008.
- CEPAGRI - Centro de Pesquisas Meteorológicas e Climáticas Aplicadas à Agricultura, da UNICAMP. Disponível em: < <http://www.cpa.unicamp.br/index.html>>. Acesso em: julho 2008.
- Close, D. J., 1962. Thermal performance of solar water heaters with natural circulation. Solar Energy v. 6. p.33–40.
- COELBA Concessionária de Energia Elétrica da Bahia. Programa de energia solar. Disponível em: <[http://www.coelba.com.br/setor\\_eletrico/energia\\_alternativa/solar](http://www.coelba.com.br/setor_eletrico/energia_alternativa/solar)>. Acesso: mar 2008.

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

CPTC Centro de Previsão de Tempo e Estudos Climáticos. Disponível em: <[http://www.cptec.inpe.br/clima/monit/monitor\\_brasil.shtml](http://www.cptec.inpe.br/clima/monit/monitor_brasil.shtml)>. Acesso: maio 2008.

CRESESB Centro de Referência para Energia Solar e Eólica Sérgio de Salvo Brito. **Energia Solar Princípios e Aplicações**. Disponível em: <[http://www.cresesb.cepel.br/tutorial/tutorial\\_solar.pdf](http://www.cresesb.cepel.br/tutorial/tutorial_solar.pdf)>. Acesso: out 2007.

Departamento de Astronomia do Instituto de Física da UFRGS. **O Sol - a nossa estrela**. Disponível em: <<http://astro.if.ufrgs.br/esol/esol.htm>>. Acesso: abril 2008.

Duffie, J., A.; Beckman, W., A. **Solar Engineering of Thermal Process**. 2ed. Nova Iorque: John Wiley, 1991.

EnerWorks Inc., 2006, **Solar Collector Test Report, Report No. 06-08-9133-1**, disponível em: [www.enerworks.com/Pdf/Residential\\_Product\\_PDF/SRCC%20Residential%20July%202006%2006-08-9133-1.pdf](http://www.enerworks.com/Pdf/Residential_Product_PDF/SRCC%20Residential%20July%202006%2006-08-9133-1.pdf). Acesso: dezembro/2007.

Guerrero, J. R H., 2002, **Modelagem e Análise de Janelas Térmicas**. Tese de doutorado. Programa de Pós Graduação em Engenharia Mecânica/UNICAMP. Campinas- SP.

Gomes, D. G., 1998, **Estudo de Otimização em Coletores de Energia Solar de Placas Planas**. Dissertação de mestrado. Programa Engenharia Aeronáutica e Mecânica/ITA. São José dos Campos.

Green Building Council Brasil. Disponível em: <<http://www.gbcbrasil.org.br>>. Acesso em: julho 2008.

Hasan, A.. 1997. **Thermosyphon solar water heaters: effect of storage tank volume and configuration on efficiency**. Energy Conversion and Management, vol. 38. n°. 9. p. 847-854.

- Hassan, M. M., Beliveau, Y., 2008. **Modeling of an integrated solar system.** Building and Environment, v. 43, p. 804–810.
- Holman, Jack Philip. **Transferência de calor.** São Paulo: McGraw-Hill do Brasil, 1983.
- Hussein, H. M. S., 2002. **Transient investigation of a two phase closed thermosyphon flat plate solar water heater.** Energy Conversion and Management, v. 43, nº. 18, p. 2453-2649.
- Incropera Frank P.; Dewitt David P., 2003. **Fundamentos em Transferência de Calor e Massa.** 5ª edição, LTC, Rio de Janeiro.
- INMET Instituto Nacional de Meteorologia. Disponível em: <http://www.inmet.gov.br>. Acesso julho 2008
- INMETRO Instituto Nacional de Metrologia, Normalização e Qualidade Industrial. Disponível em: <http://www.inmetro.gov.br>. Acesso mar 2008
- Janjai, S., Esper, A., Muhlbauer, W., 2000, **Modelling the Performance of a Large Área Plastic Solar Collector.** Renewable Energy v. 21, pp. 363-376.
- Khalifa, A. J. N., Hussian, M. A., 2002. **Heat flow in a horizontal solar thermal storage tank with an auxiliary heater.** Energy Conversion and Management, v. 43, nº. 4, p. 459-608.
- Kalogirou, S. A., Papamarcou, C., 2000. **Thermosiphon solar domestic water heating systems: long-term performance prediction using artificial neural networks.** Solar Energy, v. 69, nº. 2, p. 89-174.
- Kalogirou, S.A., Papamarcou, C., 2000. **Modelling of a thermosyphon solar water heating system and simple model validation.** Renewable Energy v. 21, nº. 4, p. 471-493.
- Klein, S.A., Beckman, W. A., 1976. **TRNSYS – a transient simulation program.** ASHRAE Transactions, v. 82, p. 623-633.

Laboratório de Agrometeorologia da Embrapa – Empresa Brasileira de Pesquisa Agropecuária.  
Disponível em: < <http://www.cnpt.embrapa.br/pesquisa/agromet/app/principal/index.php>>.  
Acesso: julho 2008.

Leon, M. A., Kumar, S., 2007. **Mathematical modeling and thermal performance analysis of unglazed transpired solar collectors.** Solar Energy v. 81, p. 62–75.

LES Laboratório de Energia Solar. Disponível em:  
[http://www.les.ufpb.br/portal/index.php?option=com\\_content&task=view&id=5&Itemid=6](http://www.les.ufpb.br/portal/index.php?option=com_content&task=view&id=5&Itemid=6).  
Acesso: mar 2008.

Lima, J. B. A., Prado, R. T.A., Taborianski, V. M., 2006. **Optimization of tank and flat-plate collector of solar water heating system for single-family households to assure economic efficiency through the TRNSYS program.** Renewable Energy v. 31, p. 1581–1595.

Martinazzo, C. A., 2004, **Modelos de Estimativa de Radiação Solar Para elaboração de Mapas Solarimétricos.** Dissertação de mestrado. PROMEC/UFRGS. Porto Alegre.

Minn, M.A., Ng K.C., Khong, W.H., Melvin, T., 2002. **A distributed model for a tedlar-foil flat plate solar collector.** Renewable Energy v. 27, n°. 4, p. 507–523.

MNE Ministério de Minas e Energia. **Resenha Energética Brasileira: Resultados Preliminares de 2007.** Disponível em:  
<[http://www.mme.gov.br/site/menu/select\\_main\\_menu\\_item.do?channelId=1432&pageId=15304](http://www.mme.gov.br/site/menu/select_main_menu_item.do?channelId=1432&pageId=15304)>. Acesso: mar 2008.

Oliveira, S. D. R., Oliveira, S. D. R., Marchi N. I., Padilha, A., Scalon, V. L., 2007, **Análise matemática de coletor solar tipo placa plana utilizando a segunda lei da termodinâmica.** 8º Congresso Ibero-americano de Engenharia Mecânica, Cusco.

PROCEL - Programa Nacional de Conservação de Energia Elétrica. Disponível em:  
<<http://www.eletronbras.com/elb/procel/main.asp?TeamID={95F19022-F8BB-4991-862A-1C116F13AB71}>>. Acesso: mar 2008.

Rodrigues, S. G., **Revista Eletrônica de Ciências** - número 8 - Junho de 2002. Disponível em:

[http://www.cdcc.sc.usp.br/ciencia/artigos/art\\_08/energiasolar.html](http://www.cdcc.sc.usp.br/ciencia/artigos/art_08/energiasolar.html)>. Acesso em: mar 2008.

- Santamouris M., Tselepidaki I., Dris, N., 1990. **Evaluation of models to predict solar radiation on tilted surfaces for the Mediterranean region.** Solar & Wind Technology, V. 7, Nº. 5, p. 585-589.
- Shariah A. M., Ecevit A., 1995. **Effect of hot water load temperature on the performance of a thermosyphon solar water heater with auxiliary electric heater.** Energy Conversion and Management, V. 36, nº. 5, p. 289-374.
- Shariah A. M., Löf G. O. G., 1997. **Effects of auxiliary heater on annual performance of thermosyphon solar water heater simulated under variable operating conditions.** Solar Energy, v. 60, nº. 2, p. 63-126.
- Shariah A., Dajeh D., Malhi N., 1999. **Technical note Best connection scheme of collector modules of thermosyphon solar water heater operated at high temperatures.** Renewable Energy, v. 17, nº. 4, p. 461-615.
- Silva, A. C. G. C. , Dutra, J. C. C., **Simulação Numérica de um Coletor Solar para Aquecimento de Água.** V CONGRESSO NACIONAL DE ENGENHARIA MECÂNICA. Salvador, Bahia, Brasil, 2008.
- Silva A. C. G. C., Dutra J. C. C., Henriquez J.R., Michalewicz J.S., **Modelo Simulação Numérica de um Coletor Solar de Aquecimento de Água.** XIV CONGRESO IBÉRICO Y IX IBEROAMERICANO DE ENERGÍA SOLAR. Vigo, Galicia, Espanha, 2008.
- Silva A. C. G. C., Dutra J. C. C., Henriquez J.R., Michalewicz J.S., Soares, R. R., **Modelo de Simulação Numérica para Sistemas de Aquecimento de Água Utilizando Energia Solar.** II CONGRESSO BRASILEIRO DE ENERGIA SOLAR E III CONFERÊNCIA REGIONAL LATINO-AMERICANA DA ISES. Florianópolis, Santa Catarina, Brasil, 2008.
- Siqueira, A. M. O., 2003. **Desenvolvimento de um Programa de Simulação Computacional de Sistemas de Aquecimento Solar para Água.** Tese de Doutorado. PROMEC/UFRGS. Porto Alegre.

Soares, G., Pimenta, J., 2005. Projeto e simulação de um coletor solar plano inflável. VII Congresso Ibero-americano de Aire Acondicionado Calefaccion y Refrigeracion, Montevideo, Uruguai. .

Tiba, C., 2000, Atlas Solarimétrico do Brasil – banco de dados terrestres. Recife: Editora Universitária da UFPE.

Treis, F. L., 1991. Simulação de Sistemas de Aquecimento de Água por Energia Solar com Circulação Natural. Dissertação de Mestrado. PROMEC/UFRGS. Porto Alegre.

US Green Building Council. Disponível em:< [www.usgbc.org](http://www.usgbc.org)>. Acesso em: julho 2008.

Varella, F. K. O. M., 2004, Tecnologia solar residencial: inserção de aquecedores solares de água no distrito de Barão Geraldo – Campinas. Dissertação de Mestrado. Programa de Pós Graduação da Faculdade de Engenharia Mecânica. Campinas.

Zerrouki A., Boume'dien A., Bouhade K., 2002. The natural circulation solar water heater model with linear temperature distribution. Renewable Energy v. 26, p. 549–559.