

**UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA**

Síntese Otimizada de Sistemas de Aquecimento Solar de Água

Autor: **Thomaz Borges**
Orientador: **Paulo de Barros Correia**

19/2000

UNICAMP
BIBLIOTECA CENTRAL
SEÇÃO CIRCULANTE

ESTE EXEMPLAR CORRESPONDE A REDAÇÃO FINAL DA
TESE DEFENDIDA POR Thomaz Borges
E APROVADA PELA
COMISSÃO JULGADORA EM 28 / 01 / 2000

Paulo de Barros Correia
ORIENTADOR

UNICAMP

**UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
DEPARTAMENTO DE ENERGIA**

Síntese Otimizada de Sistemas de Aquecimento Solar de Água

**Autor: Thomaz P. de Freitas Borges
Orientador: Paulo de Barros Correia**

**Curso: Engenharia Mecânica
Área de Concentração: Térmica e Fluidos**

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

**Campinas, 28 de janeiro de 2000
S.P. – Brasil**

**UNICAMP
BIBLIOTECA CENTRAL
SEÇÃO CIRCULANTE**

20011992

| | |
|-----------|-------------------------------------|
| CHAMADA: | |
| I/UNICAMP | |
| B644A | |
| Ex. | |
| MBO BC/ | 42097 |
| OC. | 26-278100 |
| C | <input type="checkbox"/> |
| D | <input checked="" type="checkbox"/> |
| EC | R\$ 11,00 |
| TA | 37108100 |
| CPD | |

CM-00145851-3

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

B644s Borges, Thomaz P. De Freitas
Síntese otimizada de sistemas de aquecimento solar de
água / Thomaz P. De Freitas Borges.--Campinas, SP:
[s.n.], 2000.

Orientador: Paulo de Barros Correia.
Tese (doutorado) - Universidade Estadual de
Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica.

1. Aquecimento solar. 2. Programação não-linear. 3.
Pesquisa operacional. 4. Otimização matemática. I.
Correia, Paulo de Barros. II. Universidade Estadual de
Campinas. Faculdade de Engenharia Mecânica. III.
Título.

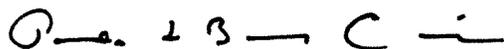
**UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
DEPARTAMENTO DE ENERGIA**

TESE DE DOUTORADO

**Síntese Otimizada de Sistemas de Aquecimento
Solar de Água**

Autor: Thomaz P. de Freitas Borges

Orientador: Paulo de Barros Correia



Prof. Dr. Paulo de Barros Correia , Presidente

Depto. de Energia - Faculdade de Eng. Mecânica - UNICAMP



Prof. Dr. Márcio Fonte-Boa Cortez

Depto. de Engenharia Mecânica - Universidade Federal de Minas Gerais - UFMG



Prof. Dr. Ana Friedlander

Depto. de Matemática Aplicada - Instituto de Matemática - UNICAMP



Prof. Dr. José Tomaz Vieira Pereira

Depto. de Energia - Faculdade de Eng. Mecânica - UNICAMP



Prof. Dr. Sílvia Azucena Nebra de Perez

Depto. de Energia - Faculdade de Eng. Mecânica - UNICAMP

UNICAMP
BIBLIOTECA CENTRAL
SEÇÃO CIRCULANTE

Campinas, 28 de janeiro de 2000

Agradecimentos

Ao Paulo, meu Orientador (com O maiúsculo!), pelo prazer que foi compartilhar este trabalho com um amigo sábio. A este desbravador nato, eu desejo que possamos ainda nos lançar em muitas outras trilhas que nos levem a riachos e cascatas de água cristalina.

À minha esposa Roxana, pelo amor sem fim, pelos momentos de felicidade, e pelo apoio incondicional: familiar, logístico e muitas vezes científico. Tenho certeza que se um dia eu ficar afônico, você será capaz de explicar este trabalho de cabo a rabo por mim!

À professora Sílvia Azucena Nebra, e ao prof. José Tomaz Vieira Pereira, para sempre meus mestres, pelo convívio de todos estes anos, e também pelo apoio na fase final deste trabalho.

Aos demais que exerceram forte influência em minha formação: Electo Silva, Gilberto Martins, George Oliva, Sérgio Salazar, Johannes Freiberg Neto, Nadyr Penteado, Aurélio, Severino e meus pais.

À minha pequena família: Roxana (de novo!), Vicente e Onie, pelos convites a momentos de distração.

Ao Vicente, agradeço também por estar sempre me lembrando que investigar é um ato prazeroso. À Onie, por não compreender o que é trabalhar.

Aos amigos Cássia Ugaya, Ricardo Mazza e Marcelo Rocha, pelo afeto e as inúmeras ajudas que vieram de minha sala de trabalho.

Aos demais companheiros e amigos do DE, com os quais tive um convívio de muita amizade durante estes anos. No medo de deixar alguém de fora, prefiro agradecer a todos.

Ao Beca e ao Sinclair, pelas dicas macroeconômicas.

À Neusa Maria, e a José Rodrigues de Oliveira, pela amizade e o carinho de todos os dias.

Aos companheiros de trabalho, prof. Guilherme Bezzon e prof. Maurício Correia, pelos apoios prestados no dia a dia de aulas.

À minha mãe, pela torcida.

Novamente a meu pai, pelo despertar da curiosidade científica.

*Jamais para mim a bandeira abaixada,
jamais a última tentativa*

Ernest Shackleton

UNICAMP
BIBLIOTECA CENTRAL
SEÇÃO CIRCULANTE

Resumo

BORGES, Thomaz P. de Freitas, *Síntese Otimizada de Sistemas de Aquecimento Solar de Água*, Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 2000. 128 p. Tese (Doutorado)

Considera-se o dimensionamento otimizado de um sistema de aquecimento solar de água como o conjunto de valores para as diversas variáveis de projeto (área de placa coletora, volume de reservatório térmico, e outras) que resulta no mínimo custo ao longo da vida útil do equipamento. Este custo deve levar em conta diversos gastos, como os de aquisição, manutenção e despesas com uso de energia auxiliar. Neste trabalho, desenvolveu-se um procedimento computacional que encontra este dimensionamento otimizado, em face a condições climáticas específicas do local de instalação, condições de uso de água quente, e demais condições de projeto. Para isso, acoplou-se um procedimento de otimização não-linear a uma rotina de simulação numérica a longo prazo em regime transiente. O procedimento utiliza o método dos Gradientes Conjugados. Foi feito o estudo de caso do projeto de um sistema de aquecimento solar de água termossifão com placas planas para o clima de Campinas-SP. A função objetivo a ser minimizada é o valor anual das despesas totais (custos fixos e custos variáveis) de se produzir água quente, calculados em uma análise de ciclo de vida econômico. Executando este procedimento para um problema de apenas dois parâmetros, foi possível comprovar o bom funcionamento do modelo de síntese, visualizando-se a busca do ótimo em uma superfície tridimensional. A seguir foram executados e discutidos casos técnicos com até sete variáveis de projeto, em que o modelo de síntese proposto encontrou soluções técnicas de custo minimizado, adequadas às condições de funcionamento do sistema.

Palavras Chave

Aquecimento solar, programação não-linear, pesquisa operacional, otimização matemática

Abstract

BORGES, Thomaz P. de Freitas, *Optimized Synthesis of Solar Water Heating Systems*, Campinas, Mechanical Engineering Faculty, State University of Campinas - UNICAMP, Campinas, 2000. 128 pages Ph.D. Thesis.

The optimal design of a solar water heater is regarded as achieved when the set of design variables is such that produces the minimum cost of the equipment during its life-cycle. For summing up this cost, it is necessary to take account of acquisition costs, maintenance costs and expenses with auxiliary energy. In this work, a computational procedure for finding the optimal design was produced. The procedure takes in account several design conditions, such as daily water load profile, a typical meteorological year, cost of components, and several other parameters. In the heart of this procedure, a non-linear programming algorithm was coupled to a long-term transient simulation routine in order to obtain optimal design solutions of multi-variable problems. This algorithm uses the conjugate gradient method. A case study was proposed for finding the optimal design of a domestic solar water heater with flat-plate collectors and thermosyphon circulation, for Brazilian Southeastern climate conditions. When a two parameters example is executed, it is possible to comprove a good model performance by visualizing the optimum seek on a 3D surface. Case studies are presented, with up to seven design variables. The model has synthetised technical solutions of minimum cost that complies with the given load conditions.

Key Words

Solar heating systems, nonlinear programming, operations research, mathematical optimization.

Índice

| | |
|---|-----|
| 1 Introdução | 1 |
| 2 Otimização de sistemas de aquecimento solar de água com placas planas | 5 |
| 2.1 Sistemas de aquecimento solar de água com placas planas | 8 |
| 2.2 Análise de ciclo de vida econômico..... | 19 |
| 2.3 Modelos de predição do desempenho a longo prazo..... | 25 |
| 2.4 Análise de sistemas termossifão | 29 |
| 2.5 Síntese otimizada de sistemas | 31 |
| 3 Implementação da síntese otimizada | 41 |
| 3.1 Proposição do caso: aquecimento solar de água residencial..... | 41 |
| 3.2 Rotina de otimização..... | 54 |
| 3.3 Interação entre função-objetivo e otimizador..... | 63 |
| 3.4 Aspectos numéricos do otimizador..... | 66 |
| 4 Síntese otimizada: aplicações | 75 |
| 4.1 Caso bidimensional..... | 75 |
| 4.2 Casos multidimensionais | 82 |
| 5 Conclusões e recomendações | 95 |
| Apêndice 1 - Resultados em forma detalhada | 97 |
| Apêndice 2 - O modelo de simulação | 111 |
| Anexos | 121 |
| Referências bibliográficas | 123 |

Lista de Figuras

| | |
|--|----|
| Figura 2. 1 - Sistemas de aquecimento distribuído (a) e integrado (b)..... | 9 |
| Figura 2. 2 - Componentes de uma placa coletora plana [Norton, 1991]..... | 10 |
| Figura 2. 3 - Mecanismo de absorção de calor por uma placa plana..... | 11 |
| Figura 2. 4 - Curvas de eficiência de placas coletoras..... | 17 |
| Figura 2. 5 - Metodologia da Pesquisa Operacional..... | 34 |
| Figura 2. 6 - Comportamento do método Gradiente Ótimo..... | 37 |
| | |
| Figura 3. 1 - Curva de demanda proposta para o estudo de caso..... | 42 |
| Figura 3. 2 - Esquema da configuração do estudo de caso..... | 44 |
| Figura 3. 3 - Fluxograma de informações entre as diversas rotinas que compõem o modelo..... | 48 |
| Figura 3. 4 - Esquema descritivo do Método dos Gradientes Conjugados..... | 55 |
| Figura 3. 5 - Métodos baseados em aproximação quadrática, ou de segunda ordem..... | 58 |
| Figura 3. 6 - Comportamento do custo com respeito a algumas variáveis de projeto..... | 58 |
| Figura 3. 7 - Método da Secção Áurea, ou Secção Dourada..... | 59 |
| Figura 3. 8 - Exemplo de comportamento da função com termos de penalização..... | 63 |
| Figura 3. 9 - Fluxograma do programa de síntese..... | 64 |
| Figura 3. 10 - Análise de sensibilidade no caso-base..... | 69 |
| Figura 3. 11 - Sensibilidade do custo anual em relação à FFORMAESC, no caso base..... | 70 |
| | |
| Figura 4. 1 - Superfície: função custo anual para o caso base..... | 77 |
| Figura 4. 2 - Arquivo de saída do programa de síntese com início em $x_1=0,5$ e $x_2=0,3333$ | 78 |
| Figura 4. 3 - Arquivo de saída do programa de síntese com início em $x_1=0,8$ e $x_2=0,3333$ | 79 |
| Figura 4. 4 - Arquivo de saída do programa de síntese com início em $x_1=0,8$ e $x_2=0,8$ | 79 |
| Figura 4. 5 - Trajetórias de busca do ponto ótimo na superfície..... | 80 |
| Figura 4. 6 - Arquivo de saída para o caso-base com sete variáveis de decisão..... | 83 |
| Figura 4. 7 - Análise de sensibilidade - otimização do caso-base com sete variáveis de decisão..... | 86 |

Lista de Tabelas

| | |
|--|----|
| Tabela 3. 1 - Características técnicas da placa coletora..... | 45 |
| Tabela 3. 2 - Características do reservatório térmico e do sist.de aquecimento auxiliar interno | 46 |
| Tabela 3. 3 - Características técnicas dos dutos de conexão entre placa e reservatório | 46 |
| Tabela 3. 4 - Parâmetros monitorados..... | 49 |
| Tabela 3. 5 - Condições econômicas para o estudo de caso | 50 |
| Tabela 3. 6 - Variáveis de decisão para o estudo de caso..... | 50 |
| Tabela 3. 7 - Valores para o caso-base..... | 52 |
| Tabela 3. 8 - Resultados da simulação anual para o caso-base. | 53 |
| Tabela 3. 9 - Composição do custo anual (US\$) | 53 |
| Tabela 3. 10 - Parâmetros de entrada do otimizador..... | 67 |
| Tabela 3. 11 - Reescalonamento das variáveis de decisão | 67 |
| Tabela 3. 12 - Custos marginais em relação a diversas variáveis. | 72 |
| | |
| Tabela 4. 1 - Valores das variáveis no caso-base | 76 |
| Tabela 4. 2 - Dimensionamento otimizado para o caso com duas variáveis de decisão. | 81 |
| Tabela 4. 3 - Desempenho para o caso com duas variáveis de decisão. | 81 |
| Tabela 4. 4 - Dimensionamento otimizado para o caso-base, com sete variáveis de decisão | 84 |
| Tabela 4. 5 - Desempenho otimizado para o caso-base, com sete variáveis de decisão | 84 |
| Tabela 4. 6 - Novo dimensionamento com redução da temperatura mínima de água quente..... | 87 |
| Tabela 4. 7 - Desempenho para o caso de redução de temperatura de água quente. | 88 |
| Tabela 4. 8 - Características da placa coletora de concreto..... | 89 |
| Tabela 4. 9 - Dimensionamento com o uso da placa coletora de concreto..... | 90 |
| Tabela 4. 10 - Desempenho com uso da placa coletora de concreto..... | 90 |
| Tabela 4. 11 - Dimensionamento p/ uso de placa de concreto c/ redução da T de água quente. | 91 |
| Tabela 4. 12 - Desempenho - placa coletora de concreto com redução da T de água quente. | 91 |
| Tabela 4. 13 - Cobrança de tarifa binomial | 92 |
| Tabela 4. 14 - Dimensionamento para operação sob tarifa binomial..... | 92 |
| Tabela 4. 15 - Desempenho - operação sob tarifa binomial. | 93 |

Nomenclatura

Letras Latinas

| | |
|-------------------|---|
| A_c | área de coletor |
| b_0 | modificador do ângulo de incidência |
| C_p | calor específico do fluido de trabalho |
| d | diâmetro do reservatório |
| d_i, d_o | diâmetro dos dutos de entrada e saída |
| d_H | diâmetro dos cabeçotes dos coletores |
| d_R | diâmetro dos tubos ascensores do coletor |
| \vec{d} | direção de busca |
| f | fator de fricção nos tubos, função objetivo, fração solar anual |
| F | fração solar anual, valor futuro de um pagamento |
| $F'U_L$ | produto entre o fator de eficiência F' do coletor e o coef. global de perdas de calor U_L |
| $F_R U_L$ | inclinação da curva de eficiência do coletor |
| $F_R(\tau\alpha)$ | ponto de interceptação da curva de eficiência, em incidência normal |
| g | constante gravitacional, taxa de crescimento geométrico de uma despesa |
| G | fluxo mássico por unidade de área |
| G_1 | valor da primeira parcela de uma série geométrica de pagamentos |
| h | altura do reservatório |
| H_c | distância vertical entre a entrada e a saída dos coletores |
| H_a | altura do elemento de aquecimento auxiliar no interior do tanque |
| H_0 | distância vertical entre a saída do tanque e a entrada do coletor |
| H_R | altura do retorno do coletor com relação à base interna do tanque |
| H_{th} | altura do termostato do aquecedor auxiliar com relação à base do tanque |
| h_{LI} | perdas por atrito na tubulação |
| i | taxa de interesse |
| I | radiação solar total por unidade de área |
| I_{bt} | radiação solar direta por unidade de área |
| I_d | radiação solar difusa por unidade de área |
| I_g | radiação solar refletida da superfície terrestre, por unidade de área |
| k_w | condutividade térmica efetiva da combinação água e paredes do reservatório |
| k_i, k_0 | perdas de pressão em curvas restrições, entradas e saídas de dutos |
| L_i, L_0 | comprimento dos tubos de entrada e saída |
| L_h | comprimento dos cabeçotes |
| \dot{m} | fluxo de massa de água |
| \dot{m}_L | fluxo de água demandado |
| n | número de períodos de capitalização do investimento |
| N_{B1}, N_{B2} | número de ângulos retos equivalentes, nos tubos de entrada e saída das placas |
| N_R | número de tubos ascensores paralelos |
| P | valor presente de um pagamento simples, ou de uma série de pagamentos |

| | |
|-----------------|--|
| \dot{Q}_{aux} | taxa de energia auxiliar que entra no reservatório térmico |
| \dot{Q}_{env} | taxa de perdas energéticas pelo reservatório térmico |
| \dot{Q}_{sup} | taxa de energia que é suprida à demanda pelo reservatório térmico |
| \dot{Q}_{he} | potência máxima do elemento de aquecimento auxiliar |
| \dot{Q}_u | taxa de captação de energia útil pelas placas coletoras |
| r | razão de remoção de calor do coletor solar |
| Re | número de Reynolds |
| T_a | temperatura ambiente |
| T_{env} | temperatura ambiente para cálculo de perdas no reservatório térmico |
| T_{ci} | temperatura de entrada no coletor |
| T_{ck} | temperatura do k-ésimo nodo de subdivisão numérica do coletor |
| T_{co} | temperatura de saída do coletor |
| T_h | temperatura da água quente que retorna do coletor |
| T_i | temperatura do i-ésimo segmento de reservatório |
| T_L | temperatura da água de reposição que entra no reservatório |
| \bar{T}_p | temperatura média do fluido em um duto |
| T_{pi} | temperatura de entrada do fluido em um duto |
| T_{po} | temperatura de saída do fluido de um duto |
| T_{set} | temperatura ajustada no termostato do reservatório |
| U | coeficiente global de perdas de calor, parcela de uma série uniforme de pagamentos |
| U_L | coeficiente global de perdas de calor na placa coletora |
| U_b, U_o | coeficientes de perdas dos dutos de entrada e saída (por área de duto) |
| v | velocidade do fluido nos dutos |
| V_h | velocidade do fluido que entra no cabeçote de entrada |
| V_t | volume do reservatório térmico |
| \vec{x} | vetor com o conjunto de variáveis de decisão |
| \vec{x}^* | dimensionamento ótimo |
| \rightarrow | |
| xp_{inf} | vetor com os limites inferiores de penalização para as variáveis de decisão |
| \rightarrow | |
| xp_{sup} | vetor com os limites superiores de penalização para as variáveis de decisão |
| \vec{x}_{sup} | vetor com os limites superiores para as variáveis de decisão |
| \vec{x}_{inf} | vetor com os limites inferiores para as variáveis de decisão |

Letras gregas

| | |
|-----------------|--|
| α | coeficiente de deflexão de Fletcher & Reeves, escalar para a busca unidimensional, absortância de radiação solar |
| Δh_i | altura do i-ésimo nodo |
| ΔT_{db} | histerese do termostato |
| ΔP_h | mudança de pressão ao longo dos cabeçotes |
| ΔP_i | mudança de pressão ao longo do i-ésimo nodo |
| ΔE | mudança na energia interna do res. térmico entre o início e o final da simulação |
| β | inclinação do coletor medida em relação à horizontal |
| γ | azimute da placa coletora |

| | |
|---------------|--|
| ρ_i | densidade do i-ésimo nodo |
| ρ_g | reflectância do solo |
| θ | ângulo de incidência solar nas placas, a partir da incidência normal. |
| ε | incremento para o cálculo das derivadas parciais, infinitésimo para critério de parada |

Abreviaturas

| | |
|-----|----------------------------------|
| COP | coeficiente de desempenho |
| PNL | programação não-linear |
| RT | reservatório térmico |
| VPL | valor presente líquido |
| VUL | valor uniforme líquido |
| GC | método dos Gradientes Conjugados |

Capítulo 1

Introdução

O projeto de um sistema de aquecimento movido a energia solar é uma tarefa complexa, uma vez que é sensível ao tipo de demanda, às características climáticas do local, ao perfil do investidor e a diversas condições econômicas. No entanto, entre fabricantes e vendedores de sistemas de aquecimento, tal estudo é freqüentemente substituído por uma tabela que indica o número de placas recomendadas em função do tamanho da família e do número de pontos de consumo de água quente na casa. O super ou sub-dimensionamento de um sistema de aquecimento solar de água pode transformar-se em investimento inútil, não-rentável e até mesmo dispendioso.

Há poucos anos atrás, este equipamento se destinava predominantemente a residências de classe alta, com a finalidade de fornecer água quente em abundância, através de uma tecnologia exótica que também ajudava a denotar o alto padrão da casa. Em geral, seus proprietários não tinham uma preocupação efetiva com a viabilidade do investimento.

Mas, mudanças no preço dos insumos energéticos, na consciência ambiental da população e a melhoria da imagem da tecnologia de aquecimento solar de água (este último, trabalho feito por parte dos fabricantes), além do incentivo governamental através de subsídios fiscais, estão mudando o perfil do consumidor. Por isso, o mercado para esta tecnologia está expandindo rapidamente, para a classe média, condomínios e, em particular, empresas de prestação de serviços como hotéis e hospitais. O principal motivo do crescente interesse é a viabilidade econômica.

Na esfera governamental, o incentivo ao uso de sistemas de aquecimento solar de água se deve principalmente ao problema da acentuação da curva de carga no horário de ponta por parte do chuveiro elétrico.

As tabelas com recomendações para o dimensionamento, ou a intuição dos fabricantes e instaladores, costumam produzir bons resultados para projetos familiares típicos, já que elas encerram anos de experiência. No entanto, quando se trata de um dimensionamento diferente, atendendo a uma demanda particular, ou havendo uma instalação em um clima distinto, elas falham.

Em 1991, o autor começou a trabalhar em um projeto de dimensionar um pré-aquecedor solar de água para casas populares, a ser utilizado junto com um chuveiro elétrico de baixa potência, visando reduzir a demanda de energia no horário de ponta. Buscando ferramentas para o projeto destes pré-aquecedores, notou-se que correlações empíricas para a previsão de desempenho a longo prazo (como a *F-chart*, de Klein, Beckman et al.[1976]) possuem faixas restritas de dimensionamento e poucas variáveis de projeto, basicamente a área de placa. Isto é uma influência do fato de que em climas temperados é necessária uma grande área de placas coletoras e estas acabam representando grande parcela do preço do equipamento e, por consequência, a variável que é fonte de preocupação. Em um projeto típico para a região sudeste do país, as placas coletoras representam da ordem da metade do custo do equipamento.

Modelos mais refinados de simulação a longo prazo em regime transiente nos possibilitam variar diversos parâmetros de projeto. Porém, a literatura mostra que seus usuários elegem alguns poucos parâmetros para serem variáveis. Normalmente fazem um estudo paramétrico no máximo bidimensional, buscando o dimensionamento ótimo. Neste caso, a profusão de variáveis de projeto parece mais atrapalhar o projetista do que ajudar.

O presente trabalho foi motivado pelo panorama traçado: buscou-se elaborar uma ferramenta de síntese de sistemas de aquecimento solar de água multidimensional, flexível em relação à escolha do tipo e do número de variáveis de projeto.

O objetivo do trabalho foi desenvolver um modelo para síntese de sistemas de aquecimento solar de água, com base em uma rotina de otimização não-linear que utiliza um procedimento de simulação numérica existente.

Este objetivo será alcançado através da implementação de uma rotina de otimização não-linear que minimiza uma função objetivo (custo de ciclo de vida do equipamento) que é gerada por um procedimento de simulação em regime transiente. Será avaliada a eficácia desta rotina observando a busca de um ótimo de projeto em problemas conhecidos e visualizáveis. Será demonstrada a utilidade deste programa de síntese otimizada (simulador e otimizador) através de estudos de caso mais elaborados.

Como será mostrado na revisão bibliográfica, acredita-se que este seja o primeiro modelo de síntese multidimensional que engloba o uso de um simulador em regime transiente a longo prazo dedicado a sistemas de energia solar. Portanto, a contribuição deste trabalho deve extrapolar a esfera do projeto de aquecedores solares de água.

O trabalho está organizado em cinco capítulos, contando por primeiro esta Introdução. No segundo capítulo, foi feita uma revisão bibliográfica que engloba a tecnologia de aquecimento solar de água, seu modelamento e aspectos econômicos. Ainda no mesmo capítulo, trata-se do estado da arte dos modelos de análise e síntese de sistemas de aquecimento solar. No terceiro capítulo, é proposto um caso para estudo, o seu modelamento para simulação e sua otimização não-linear. No quarto capítulo é inicialmente apresentado um estudo de caso que tem por objetivo demonstrar a eficácia do método. Em seguida, são feitos estudos de caso elaborados e discussões técnicas. Finalmente, no capítulo cinco são apresentadas as conclusões.

Capítulo 2

Otimização de sistemas de aquecimento solar de água com placas planas

Tomar banho é considerado por muitos uma necessidade básica. Para os brasileiros, a disponibilidade de água aquecida para banho em residências é um item de conforto primordial, particularmente nas regiões Sul e Sudeste do país. A mesma importância é dada ao banho, atualmente, pela maioria dos povos e culturas de nosso planeta.

No Brasil, a energia elétrica é gerada em sua maior parte por hidroelétricas e o meio principal de obtenção de água aquecida para o banho é o aquecedor de passagem elétrico. O equipamento deste tipo mais utilizado é o chuveiro elétrico, que fica instalado o mais próximo possível da ducha por onde sai a água do banho, minimizando, assim, as perdas térmicas e os custos de instalação. É um equipamento barato. Seu preço é da ordem de grandeza dos custos da energia paga por seu uso durante um único mês, em uma residência familiar de quatro pessoas.

A energia hidroelétrica no Brasil teve, nas últimas décadas, a imagem de uma fonte limpa de energia, como se não poluísse. Sua única contrapartida seria, neste senso comum errôneo, os altos custos de aquisição dos equipamentos geradores/distribuidores. A análise de ciclo de vida ambiental permite hoje a inclusão de custos ambientais na instalação do sistema elétrico e, também, dos custos sociais que as obras de energia elétrica ocasionam.

Na visão de uma concessionária de energia elétrica [Oliva e Borges, 1996], o chuveiro elétrico não representa um negócio interessante. O efeito do uso em massa deste equipamento tem incorrido em custos altos, por causar uma significativa contribuição para a elevação da máxima potência instantânea consumida pela rede elétrica ao longo do dia, que ocorre ao anoitecer. Este período é chamado de *horário de ponta*. Como não é possível acumular energia elétrica nas residências, o parque hidrelétrico deve estar todo dimensionado em função desta potência máxima.

O período de ponta costuma ser, para a maioria das concessionárias brasileiras, entre 18 e 21 h. Neste período, as indústrias ainda não reduziram suas atividades, a iluminação pública está acendendo e as pessoas se recolhem em suas residências. É usual de nossa cultura um banho ao chegar em casa, depois de um dia de atividade. Como a maioria das pessoas chega em casa aproximadamente no mesmo horário, a simultaneidade do uso do chuveiro elétrico é alta.

Segundo uma pesquisa de posse de eletrodomésticos e de hábitos de consumo feita pela Eletrobrás em 1988, o aquecimento de água era responsável por 20,3% do consumo de energia elétrica residencial. "O chuveiro elétrico participava com 19,6% do consumo de energia elétrica das residências do país, seguido pelo aquecedor de acumulação com 0,7%. Estavam instalados em 1988 cerca de 17,5 milhões de chuveiros elétricos, cuja predominância de uso ocorria entre 17 e 20 horas, com pico entre 18 e 19 horas, intervalo no qual, em 50% das residências, o chuveiro era utilizado pelo menos uma vez" [Oliva, Campos Filho et al., 1994]. Em uma pesquisa mais recente [Eletrobrás, 2000] relatou-se uma participação do aquecimento de água em 25% do consumo residencial, que por sua vez representava 27% do uso final de energia elétrica. O prognóstico da impossibilidade de se suprir demandas residenciais futuras no horário de ponta sem uma expansão na rede tem motivado as companhias de energia elétrica a interagir com seus clientes, mediante ações de esclarecimento ao público, experimentando tarifas diferenciadas no horário de ponta e outras ações que procuram gerenciar o problema pelo lado da demanda, não do suprimento.

A tarifa de energia elétrica residencial tem aumentado substancialmente nos últimos anos. Para o setor comercial, é cobrada uma tarifa diferenciada no horário de ponta. Atualmente, diversas empresas do setor elétrico estão estudando a adoção de tarifas diferenciadas também no setor residencial. Estes projetos já estão em fase piloto, como é o caso da CEMIG [Alves, 1998] e da COPEL [Dória, 1998].

Os sistemas elétricos para aquecimento de água são a alternativa convencional que existe no Brasil. Sendo assim, podemos considerar qualquer economia trazida por um sistema de aquecimento alternativo ao convencional como uma receita aparente. Assim, se gasta-se \$100 anualmente para aquecer a água com aquecimento elétrico e apenas \$40 utilizando um aquecedor a gás, a economia de \$60 pode ser considerada uma receita aparente.

Dessa forma, pode-se analisar a compra e operação de um sistema alternativo como sendo análoga a um investimento financeiro, em que a aplicação inicial é a diferença entre o preço do

sistema convencional e do alternativo, e que ocorrem diversas receitas (ou despesas) que são a diferença entre os custos operacionais dos sistemas convencional e alternativo. Tal metodologia será mais detalhada adiante.

Além dos sistemas de aquecimento solar de água, que são objeto de estudo deste trabalho, outras alternativas ao aquecimento elétrico de passagem podem ser utilizadas. A mais usual é o aquecedor elétrico de acumulação, em que uma porção de água é aquecida dentro de um reservatório de água quente termicamente isolado, e provido de um resistor elétrico controlado por termostato. Este ainda pode ser chaveado por um temporizador, para evitar uma possível tarifa diferenciada no horário de ponta, no caso de aplicações comerciais como hotéis e hospitais.

Utilizando gás liquefeito de petróleo, ainda tem-se as mesmas alternativas de aquecimento. Existem aquecedores a gás de passagem em que um queimador é acionado toda vez que se detecta vazão de água nos dutos de água quente de uma instalação residencial. Há também o aquecedor a gás de acumulação, que consiste num reservatório térmico isolado e um queimador de gás acionado por termostato.

Existem equipamentos que utilizam o calor que sobra de outro processo para aquecer a água predial. Nesta categoria está um dos sistemas de aquecimento de água mais antigos existentes no Brasil: em residências rurais ainda se utiliza um trocador de calor (serpentina) interno a um fogão a lenha para aquecer a água de um reservatório térmico isolado, com excelentes resultados.

Um sistema que é hoje muito utilizado em piscinas, e que racionaliza o uso da energia elétrica para aquecimento, é a bomba de calor. Este equipamento utiliza uma máquina de refrigeração, aproveitando, para aquecimento, o calor produzido pelo seu condensador. Eventualmente, existem bombas de calor com aproveitamento duplo: do calor do condensador e do frio produzido na expansão do gás de refrigeração.

Um aquecedor solar de água é um equipamento que circula água por uma superfície aquecida pelo sol e acondiciona esta água em reservatório termicamente isolado. Em dias com condições meteorológicas adversas, um sistema de aquecimento auxiliar, movido por uma outra fonte de energia (elétrica, a gás, outras), aquece a água à temperatura desejada pelo usuário.

Investir em um sistema de aquecimento solar de água pode ser mais interessante que uma aplicação financeira, mesmo levando-se em conta as taxas de retorno das aplicações financeiras de baixo risco praticadas hoje no Brasil (12% ao ano para um investimento básico), desde que sejam

aceitos prazos de retorno longos.

Em vista disso, e dos subsídios governamentais (isenção de ICMS) concedidos a empresas que produzem equipamentos solares e eólicos, as vendas de sistemas de aquecimento solar de água cresceram de forma significativa em tempos recentes. Com base em um estudo do investimento necessário para se montar uma fábrica de aquecedores solares [SEBRAE, 1994], fica claro que este é um segmento industrial intensivo em mão de obra e que portanto, gera empregos.

O presente capítulo está dividido em seis partes. A seguir temos uma descrição dos sistemas de aquecimento de água por placas planas, em suas diversas configurações. São então mostrados os fenômenos físicos mais relevantes no funcionamento de um sistema de aquecimento solar. Na seção seguinte, é exposta a abordagem tecno-econômica necessária para selecionar sistemas de aquecimento. Depois são expostos os modelos descritivos de predição do desempenho. Em seguida, é feita uma revisão das conclusões analíticas resultantes do uso de modelos descritivos e de experimentos, com ênfase nos sistemas termossifão. Na última parte é apresentado o estado da arte em modelos prescritivos, destinados a síntese otimizada de aquecedores, que finaliza com a proposta do modelo multivariável de programação não linear.

2.1 Sistemas de aquecimento solar de água com placas planas

O uso da energia solar pela raça humana desde sua origem é fato inquestionável. Esta é a principal energia para o sustento da vida na terra, sendo utilizada há milênios para o aquecimento passivo de residências, como pôde ser comprovado através de escavações arqueológicas. Aplicações com uso especializado de energia solar aparecem no século XVIII. Em 1774, Joseph Priestly concentrou radiação solar sobre óxido de mercúrio. O resultado foi a geração de um gás, que segundo o cientista 'faz uma vela queimar com mais brilho e um rato viver mais'. O cientista chamou este gás de 'ar na mais alta perfeição'. Este experimento, na realidade, levou a descoberta do oxigênio. Contribuiu para que Lavoiser explicasse a combustão como reação com o oxigênio. [El-Wakil, 1984]

2.1.1 Descrição da tecnologia

Um aquecedor solar de água é um equipamento que absorve a radiação solar através de uma superfície exposta ao sol e transfere este calor para a água. Um sistema de aquecimento solar de água normalmente é composto por:

- sub-sistema de absorção de radiação solar, onde também se transfere a energia desta radiação para a água;
- sub-sistema de acondicionamento da água aquecida, que geralmente a mantém termicamente isolada;
- sub-sistema de aquecimento auxiliar, que aquece a água em dias de condições meteorológicas adversas.

Existe uma grande diversidade de tipos de sistemas de aquecimento de água. Um tambor de 200 litros pintado de preto e exposto ao sol, em locais quentes, com pouco vento e boa radiação solar, oferece água para banhos de ducha à temperatura agradável para climas quentes. O tambor é, em um só equipamento, o conjunto de dois dos sub-sistemas acima mencionados. Aquecedores que se utilizam de um único espaço para acondicionar e aquecer a água são chamados do tipo *integrado* [Norton, 1991].

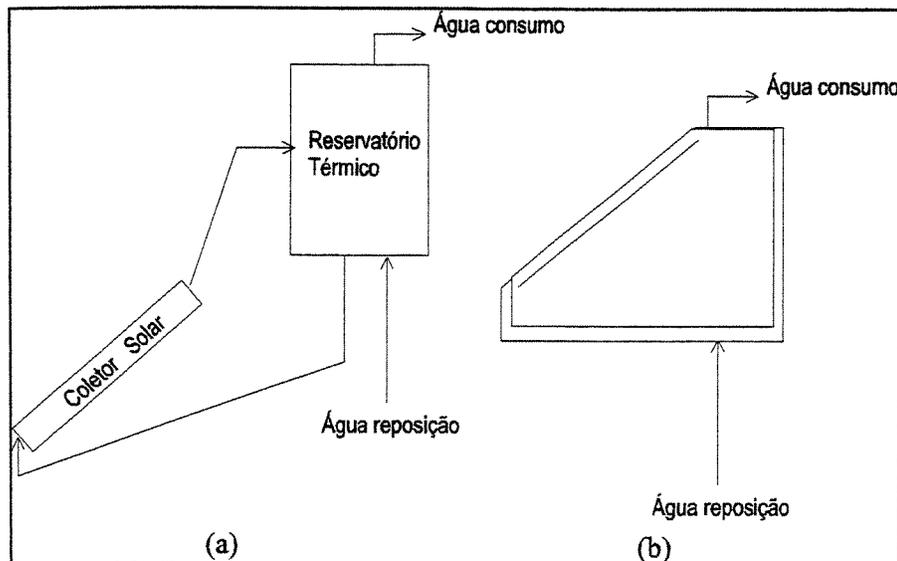


Figura 2. 1 - Sistemas de aquecimento distribuído (a) e integrado (b)

Os sistemas de aquecimento que particularmente interessam a este trabalho são os de coletores de energia solar e reservatório térmico (RT) separados. Estes sistemas são chamados do tipo *distribuído*.

Existe uma grande variedade de coletores de energia solar para aquecimento de água. As duas principais famílias são a dos *coletores concentradores* e a dos *coletores planos*. Os coletores concentradores utilizam mecanismos ópticos de refração ou reflexão para concentrar a radiação solar incidente em uma grande área sob uma pequena superfície absorvedora. Coletores que se utilizam da concentração óptica são usualmente mais caros, porém permitem que sejam obtidas temperaturas de aquecimento da água acima dos 100°C, o que é além do requerido para aquecimento de água residencial e comercial [Duffie e Beckman, 1991].

Os coletores do tipo placa plana são os mais apropriados para obtenção de água residencial, e são utilizados neste trabalho. Um coletor de placa plana (veja a Figura 2. 2) se constitui de uma superfície negra absorvedora de calor, de uma malha ou serpentina de tubos em condução térmica com esta superfície e de uma caixa com isolamento térmico inferior e (às vezes) lateral, que possui uma cobertura transparente superior, usualmente em vidro.

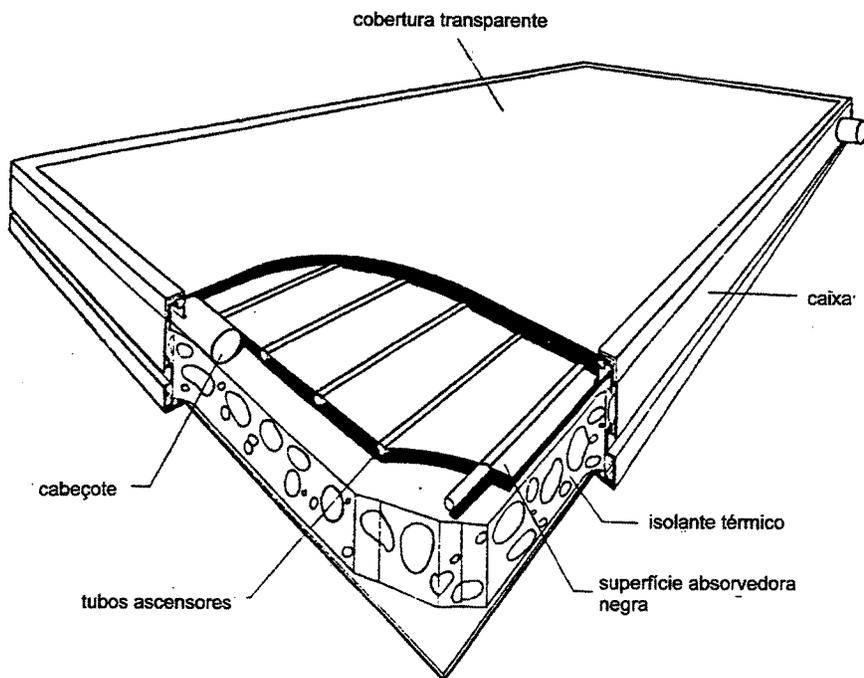


Figura 2. 2 - Componentes de uma placa coletora plana [Norton, 1991].

De uma forma sumária, a absorção de calor pelas placas planas (acompanhe na Figura 2. 3) ocorre da seguinte forma. Os raios solares incidem, através da cobertura de vidro (A). Parte da radiação é refletida por esta cobertura, e parte absorvida, esquentando-a. Mas a grande parte é refratada e incide sobre a superfície negra absorvedora (B). Esta se aquece e parte do calor é conduzido (C) para a malha ou serpentina de tubos onde circula a água (D), que recebe este calor por convecção. A cobertura de vidro superior diminui as perdas de calor por convecção natural com o ar (E) e é opaca à radiação de raios infravermelhos da superfície absorvedora (efeito estufa). Isto faz com que parte das perdas por radiação desta superfície seja re-irradiada de volta para a mesma (F). Abaixo da superfície negra e dos tubos, existe uma camada de material isolante térmico (G). Este conjunto é fechado em uma caixa, que também auxilia no isolamento térmico.

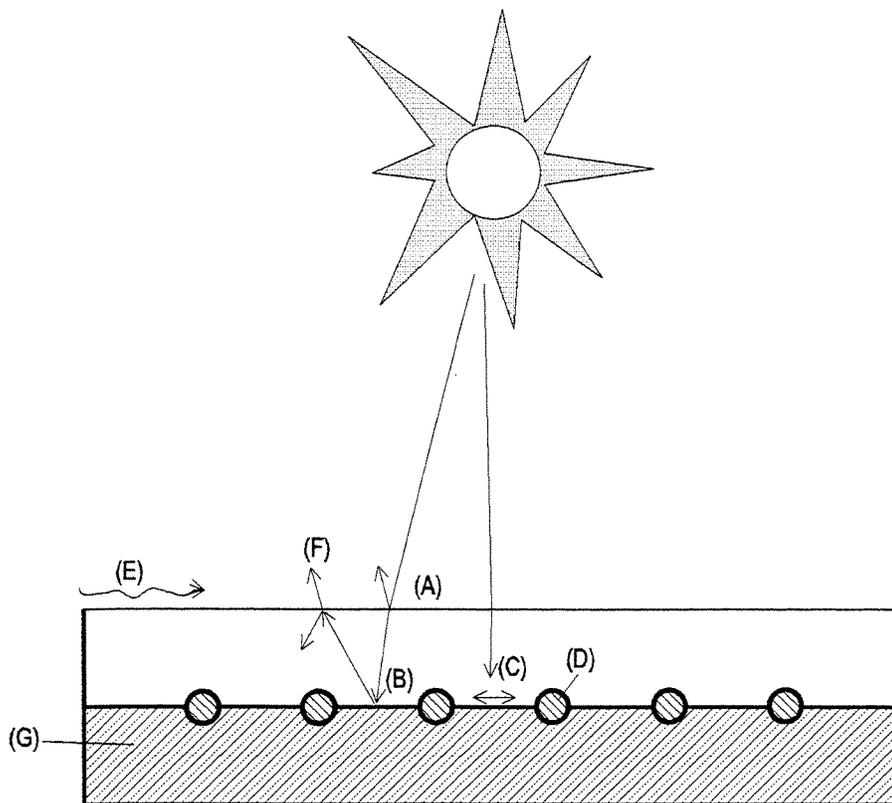


Figura 2. 3 - Mecanismo de absorção de calor por uma placa plana

Estas placas aproveitam tanto a radiação direta solar como a difusa. Elas não necessitam de mecanismos para ser apontadas para o sol (como os coletores concentradores), e demandam pouca manutenção [Duffie e Beckman, 1991].

As placas planas usualmente fabricadas no Brasil se constituem de uma superfície absorvedora feita em chapas de alumínio ou cobre, em contato condutivo com uma malha de tubos de cobre. A cobertura transparente é, normalmente, composta de uma única camada de vidro. O isolante térmico frequentemente utilizado é lã de vidro ou lã mineral.

Para locais de clima quente e com boa insolação, existem algumas soluções tecnológicas apropriadas para placas coletoras, hoje pouco comercializadas, ou em fase de estudos.

Superfícies absorvedoras de borracha (látex) podem ser utilizadas com boa eficiência tecnô-econômica; se por um lado há uma redução do desempenho térmico, por outro, a redução do preço as torna competitivas [Sopian, Jaafar et al., 1998; Oliva, Campos-Filho et al., 1994]

Resultados interessantes podem ser obtidos com outros materiais de menor custo que o cobre e o alumínio; Nayak, Sukhatme et al. [1989] testaram placas coletoras em que o absorvedor é uma placa de concreto pintada de preto, com uma malha de tubos de PVC que é imersa antes de sua secagem. O desempenho térmico deste tipo de placa é economicamente interessante, como foi mostrado no estudo de Jubran, Al-Saad et al. [1994].

Com relação ao funcionamento do sistema, a água a ser aquecida circula entre o RT e as placas coletoras e vai ganhando temperatura durante o dia. Por causa da diferença de densidades em função da temperatura, a água tende a permanecer no reservatório em estratos. Os mais quentes permanecem na parte superior do reservatório, e os mais frios na inferior. É conveniente então captar a água para a circulação nas placas coletoras na parte inferior do reservatório e retornar com a água aquecida na parte superior. Dessa forma, os estratos frios vão sendo enviados para a placa coletora e retornam mais quentes para uma parte superior do reservatório. Para uso, convém retirar a água da parte superior do reservatório.

Os reservatórios térmicos (RTs) para sistemas de aquecimento solar podem ser divididos em dois grupos: os atmosféricos e os pressurizados. Os reservatórios atmosféricos são similares a caixas de água comuns, com uma tampa superior não-estanque. Possuem um volume morto de ar e são de construção mais barata. Para a captação de água na parte superior, é necessário o uso de um tubo-pescador com bóia. Os pressurizados são frequentemente cilíndricos, ficam totalmente preenchidos por água, o que viabiliza a captação de água quente para uso através de um orifício de saída na parte superior do RT.

Pode-se dividir os sistemas de aquecimento solar em dois grandes sub-grupos: com circulação forçada e natural.

Os sistemas com circulação forçada (ou bombeados) utilizam uma pequena bomba de água de baixo consumo, acionada por um termostato diferencial. Toda vez que o termostato acusa uma temperatura da água na placa coletora significativamente maior do que a da água no estrato inferior, a bomba é acionada. Assim, esta água aquecida é movida para dentro do reservatório, e a água do estrato mais frio vai para a placa.

Os sistemas com circulação natural (ou termossifão) fazem proveito da pequena diferença de densidades que a água apresenta, com a variação da temperatura. Quando a água que está na placa se aquece e se torna mais quente do que a água que está no tubo proveniente do RT, a diferença de densidades gera um empuxo que faz com que a água das placas suba para o RT e a água do estrato inferior do RT entre nas placas coletoras. Para o funcionamento adequado deste tipo de sistema, é necessário que haja pouca perda de carga nas placas coletoras e nos dutos condutores entre as placas e o RT.

Os sistemas bombeados costumam possuir desempenho térmico levemente superior aos seus equivalentes configurados para termossifão mas, por outro lado, possuem custos de manutenção mais elevados, em virtude do maior número de componentes ativos (bomba e termo-acionadores). Economicamente, a vantagem do desempenho térmico acaba sendo suplantada pela elevação dos custos de manutenção [Almeida, 1983].

Em sistemas bombeados, a perda de carga nos dutos não representa um problema crítico, e podem ser utilizadas placas planas em forma de serpentina [Dayan, Klein et al.]. A utilização, em sistemas termossifão, de placas coletoras com tubos em serpentina foi estudada por Misra [1994b] que reportou razoável desempenho.

Em locais com clima temperado, o constante perigo de congelamento da água no interior dos tubos faz com que seja necessário circular um fluido anticongelante, e não água, pelas placas coletoras. A água aquecida para uso recebe o calor do fluido anticongelante por meio de um trocador de calor (normalmente uma serpentina, instalada no interior do RT). Como o trocador de calor impõe uma perda de carga maior ao sistema, é necessário utilizar o sistema de circulação forçada.

Em dias de baixa insolação, ou quando a demanda de água ultrapassa a produção de água quente de origem solar, é acionado um aquecedor auxiliar, que pode ser interno e/ou externo.

O aquecedor auxiliar interno ao sistema de aquecimento solar (o mais utilizado) é um resistor elétrico termostaticamente controlado, imerso na água do RT. Quando a temperatura dos estratos superiores do reservatório fica abaixo de um nível pré-ajustado, o termostato aciona o resistor, que aquece a parte superior do RT.

O aquecedor auxiliar interno normalmente reduz o desempenho do aquecedor solar: além do fenômeno da estratificação, a água que se movimenta no reservatório causa a mistura de estratos superiores com inferiores. É inevitável que parte da água que é aquecida via complementação elétrica circule nas placas, o que causa uma redução da eficiência destas (como veremos adiante, quanto mais quente a água está, menor será a capacidade para absorção de calor da placa coletora).

Um aquecedor externo frequentemente utilizado no Brasil em conjunto com o sistema solar é o próprio chuveiro elétrico, oriundo do antigo sistema de aquecimento da residência.

Um sistema de aquecimento solar de água pode contar com dispositivos de controle mais sofisticados que termostatos, se o tamanho do equipamento e o tipo de tarifa de energia elétrica os tornarem economicamente viáveis. Um temporizador pode ser conjugado com o termostato para evitar o acionamento do resistor interno em horários com tarifa elétrica desvantajosa. Em nível tecnológico mais sofisticado, pode-se utilizar microprocessadores, monitoramento da demanda e dois reservatórios de acumulação: um para as placas coletoras, outro para aquecimento auxiliar. Este tipo de complexidade de controle é relatado nos trabalhos de Oliva[1990] e Rink[1994].

Para o aquecimento solar de água residencial, é usual a recomendação de posicionar as placas coletoras direcionadas para o equador terrestre e inclinadas num ângulo que é igual à latitude mais 10 graus. Este ângulo favorece o desempenho da placa no inverno.

Na análise de ciclo de vida ambiental de um sistema de aquecimento solar de água, devem ser considerados os impactos indiretos das indústrias que produzem seus materiais construtivos: fibrocimento, aço, cobre, alumínio, vidro, tintas e polímeros. Outro impacto ambiental indireto se deve ao uso de energia auxiliar hidroelétrica [Pinto, 1998].

A indústria de sistemas de aquecimento solar de água no Brasil envolve processos como corte e dobragem de chapas, pinturas, soldagens, colas, resinas acrílicas, resinas poliméricas. O processo de produção de espuma de poliuretano, isolante utilizado nos reservatórios e eventualmente nas placas, era feito com base no gás CFC, até pouco tempo atrás. Hoje em dia o uso deste gás está sendo substituído.

Ainda com relação à questão ambiental, quando uma residência troca o seu conjunto de chuveiros elétricos por um sistema de aquecimento solar de água, é normal que ocorra um aumento de demanda de água tratada, em virtude do aumento do conforto nos banhos e da economia energética.

2.1.2 Modelamento básico

Uma placa coletora solar absorve tanto a radiação solar direta quanto a difusa. A radiação direta é aquela que faz com que os objetos tenham sombra. A radiação difusa é aquela que é refletida e/ou difundida por nuvens, névoa ou particulados antes de atingir o solo.

O calor útil ganho por uma placa coletora plana pode ser expresso por

$$\dot{Q}_u = \dot{m} c_p (T_o - T_i) \quad (2-1)$$

Onde

\dot{Q}_u calor útil transferido para o fluido circulante [W];

\dot{m} fluxo de massa do fluido [kg/s];

c_p calor específico do fluido [kJ/kg°C];

T_i temperatura do fluido que entra no coletor [°C];

T_o temperatura do fluido que sai do coletor [°C].

A equação de Hotell-Whillier expressa o desempenho térmico de um coletor solar em regime permanente [Duffie e Beckman, 1991]:

$$\dot{Q}_u = A_c F_R [I (\tau\alpha)_e - U_L (T_i - T_a)] \quad (2-2)$$

Onde:

A_c área da placa coletora [m²]

| | |
|------------------|--|
| F_R | fator de remoção de calor da placa coletora. |
| I | taxa de radiação solar incidente na superfície da placa coletora [W/m ²] |
| τ | transmitância da cobertura de vidro [decimal] |
| α | absortância da superfície “negra” da placa [decimal] |
| $(\tau\alpha)_e$ | produto transmitância-absortância efetivo [decimal] |
| U_L | coeficiente global de perdas de calor da placa coletora [W/m ² °C] |
| T_a | temperatura ambiente [°C] |

O fator de remoção de calor F_R relaciona o ganho real de energia útil pela placa coletora com o ganho útil de calor se a placa inteira estivesse à temperatura do fluido que entra. Sua expressão algébrica fica [Duffie e Beckman, 1991]:

$$F_R = \frac{\dot{m} c_p (T_o - T_i)}{A_c [S - U_L (T_i - T_a)]} \quad (2-3)$$

Onde:

S Radiação solar absorvida pelo coletor, por unidade de área.

A eficiência de um coletor solar pode ser definida como a razão entre o ganho de calor útil pelo fluido e a radiação solar incidente sobre a superfície do coletor, em um dado intervalo de tempo:

$$\eta = \frac{\dot{Q}_u}{IA} \quad (2-4)$$

Das equações (2-1) e (2-3) resulta [Norton,1991]

$$\eta = \frac{\dot{m} c_p (T_o - T_i)}{IA}; \quad (2-5)$$

e das equações (2-2) e (2-3), resulta

$$\eta = F_R (\tau\alpha)_e - F_R U_L \frac{(T_i - T_a)}{I}. \quad (2-6)$$

Em linhas gerais, o procedimento de teste para placas coletoras planas em regime permanente consiste em:

1- apontá-las para o sol de modo a receber radiação direta em incidência normal;

2- submetê-las a uma vazão constante de fluido;

3- determinar \dot{Q}_u por medições e pelo uso da equação (2-1) e além disso medir I , T_i e T_a .

Variando quaisquer um destes parâmetros, eficiências instantâneas podem ser calculadas através da equação (2-5) e traçadas num gráfico em termos de $(T_i - T_a)/I$. O resultado será um segmento de reta com inclinação $(-F_R U_L)$ e interceptação do eixo da função em $F_R(\tau\alpha)_e$.

Os termos acima mencionados não são constantes, a rigor: U_L depende da temperatura e da velocidade do vento e F_R é levemente dependente de U_L . No entanto, o desempenho instantâneo de coletores solares planos pode ser caracterizado com boa precisão por esta correlação [Norton,1991].

Portanto, a caracterização de uma placa coletora pode ser apresentada de duas formas: o fluxo de massa utilizado no teste com os parâmetros $F_R U_L$, $F_R(\tau\alpha)_e$ ou através do próprio gráfico da curva de eficiência, como é exemplificado a seguir.

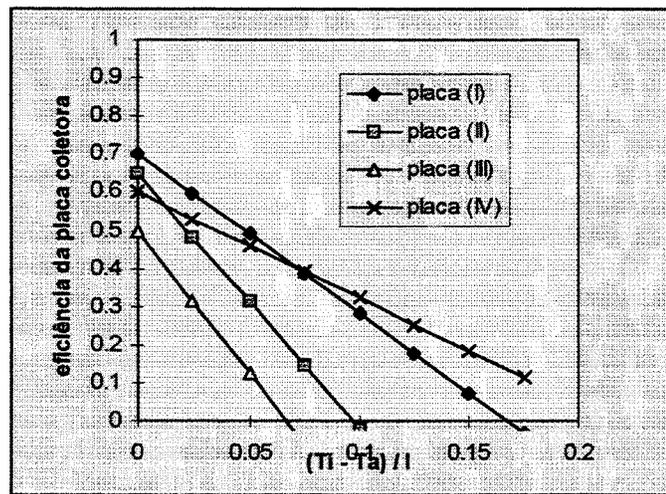


Figura 2. 4 - Curvas de eficiência de placas coletoras

A figura 2.4 exemplifica dados sobre desempenho de placas coletoras colhidos na literatura. A placa I possui uma única cobertura de vidro e aletas de cobre [Pereira, 1999; Klein, Beckman et al., 1996]. A placa II possui aletas de alumínio, tubos de cobre e cobertura simples de vidro [Pereira, 1999]. A placa III possui superfície absorvedora feita em material alternativo (concreto) e suas características serão melhores descritas na sub-seção 4.2.3 [Nayak, Suchatme et al., 1989]. A placa IV possui uma camada dupla de lâminas de vidro como cobertura, aletas de alumínio e

tubos de cobre. Nota-se o desempenho desta em altas diferenças de temperatura: sua eficiência cai relativamente menos, indicando bom isolamento térmico [Simon, 1976].

Estando as placas caracterizadas desta forma padrão, conversões podem ser utilizadas para estimar o desempenho da mesma placa sujeita a outras condições, como por exemplo outros ângulos de incidência de radiação que não o normal e outras vazões de fluido.

Outras características levantadas em um teste-padrão de placas coletoras são a perda de carga promovida pela placa no circuito hidráulico, a constante de tempo (capacitância térmica) da placa, e a resistência ao teste hidrostático.

O modelo mais simplificado de RT é o que assume a hipótese de mistura perfeita e desconsidera as estratificações. Apesar de ser uma hipótese bastante simplificadora, existem modelos de estimativa a longo prazo de sistemas de aquecimento solar que a utilizam, (como por exemplo, o *F-Chart* [Klein, Beckman et al., 1976]) e obtém resultados confiáveis.

Um refinamento intermediário para o modelo é supor estratificação perfeita. Os modelos mais realistas levam em conta a estratificação somada a efeitos de mistura, devido à movimentação brusca da água ao entrar e sair do tanque e à presença de algum elemento de aquecimento auxiliar em seu interior.

É importante notar que, ao longo do dia, o RT vai se aquecendo e estratos com temperaturas cada vez maiores entram na placa coletora para serem aquecidos. Segundo a equação (2-5), mesmo que a radiação solar e a temperatura ambiente sejam “constantes”, a eficiência da placa estará caindo durante o dia, se T_i estiver aumentando.

Também vale a pena notar que, se um resistor de aquecimento auxiliar está aquecendo a água durante o dia, ele faz também cair a eficiência da placa coletora, pelo aumento de T_i .

Para caracterizar o desempenho de um sistema de aquecimento solar ao longo de um ano típico de funcionamento, é importante denotar qual demanda está sendo suprida. Como foi discutido, a eficiência de um sistema de aquecimento solar é uma característica variável.

Um índice de desempenho anual comumente utilizado é

$$F = \frac{\text{energia fornecida pelo sol}}{\text{energia total demandada para aquecimento}} \quad (2-7)$$

Esta fração é expressa na forma decimal. O conceito de fração solar é amplamente explorado no trabalho de Klein, Beckman et al. [1976]. Uma fração solar alta reflete que o equipamento está dimensionado para suprir a demanda com pouco uso de energia auxiliar, mesmo em dias com condições climáticas adversas.

Outro parâmetro de desempenho análogo ao F , eventualmente utilizado [Tully, 1995] , é o conceito de COP (*coefficient of performance*)

$$\text{COP} = \frac{\text{calor util obtido}}{\text{energia auxiliar fornecida}} \quad (2-8)$$

2.2 Análise de ciclo de vida econômico¹

Conseguir a máxima eficiência técnica somente se torna viável se for demonstrada a máxima eficiência financeira [Hirschfeld, 1998] . O critério apropriado para se decidir entre alternativas de equipamentos para aquecer água, assim como seus dimensionamentos, é o tecno-econômico. Por meio dele, as considerações de desempenho físico são ponderadas. A alternativa tecnológica que produz a maior eficiência técnica não é necessariamente a que traz maior economia.

O referido critério também possibilita a expressão de grandezas de natureza diferentes em uma única função objetivo, através de suas respectivas monetarizações. Pode-se exprimir, por exemplo, o consumo energético e o nível de emissão de um poluente, através de uma única função de custo que leva em conta o preço do combustível e a multa por emissão, mesmo que esta multa seja conceitual. Quando um órgão regulamentador institui uma multa ambiental, o prejuízo ambiental deixa de ser um fator externo ao problema e torna-se um custo. Obviamente, a aplicação de multas não põe pontos finais nos problemas ambientais, mas é um instrumento útil [Kaplan, 1983].

Neste trabalho, são feitas análises de custo de ciclo de vida econômico para as alternativas de investimento em sistemas de aquecimento.

¹ A análise de Ciclo de Vida Econômico não deve ser confundida com Análise de Ciclo de Vida, termo amplamente utilizado hoje em dia para designar uma análise ambiental.

2.2.1 Valor do dinheiro no tempo

A Engenharia Econômica utiliza o conceito de valor do dinheiro no tempo e a representação gráfica temporal de um investimento, para encontrar uma base comum de comparação entre investimentos distintos.

O conceito de valor do dinheiro no tempo se baseia no fato que toda pessoa física ou jurídica é um investidor em potencial. O investimento teria (no contexto econômico atual) um rendimento mínimo igual ao da caderneta de poupança. O rendimento pode, no entanto, ser maior que a poupança, se o investidor possui uma aplicação financeira melhor ou pode girar o dinheiro em negócio próprio e fazê-lo render mais.. Resumindo, cada pessoa possui uma taxa de interesse, que é a taxa com que consegue fazer crescer seu capital, diária, mensal, ou anualmente. Sob esta visão, uma mesma quantidade de dinheiro no presente terá valores diferentes ao longo do tempo, para pessoas que possuem taxas de interesses diferentes [De Garmo, Sullivan et al., 1989].

O valor presente de um pagamento simples a ser feito no futuro é calculado por

$$P = F \frac{1}{(1+i)^n} \quad (2-9)$$

onde:

P valor presente do pagamento simples [unidades monetárias];

F valor futuro [unidades monetárias];

i taxa de interesse [decimal];

n número de períodos de capitalização [inteiro].

Dessa forma, suponha uma dívida de \$100 a ser paga em dois meses. Alguém que possua uma taxa de interesse de 2% ao mês deve dispor hoje de \$96,12 para o pagamento desta dívida. Já alguém que possui uma taxa de interesse de 4% ao mês deve dispor de \$92,46. Estes são os valores presentes do mesmo valor futuro de 100, para investidores diferentes.

Assim, investimentos ou gastos que possuem uma seqüência de lançamentos (receitas e despesas) totalmente distintos podem ser comparados [De Garmo, Sullivan et al., 1989], quando levados a uma base comum no tempo.

A análise de Ciclo de Vida Econômico consiste em abarcar, através dos conceitos de engenharia econômica, os fluxos de caixa relativos a toda a duração de um equipamento, investimento ou despesa.

Estabelecida a vida útil operacional do equipamento, e tomando por base uma taxa de interesse do decisor, calcula-se o Valor Presente Líquido - VPL, que é a soma dos valores presentes de todas as receitas e despesas relativas ao uso do equipamento. Este valor presente líquido pode ser transformado em uma anuidade fixa a ser paga durante a vida útil.

Para uma seqüência de lançamentos uniformes de valor U ao longo do investimento (em convenção de final de período) pode-se calcular o valor presente de uma série uniforme por

$$P = U(P / U, i, n) = U \frac{(1+i)^n - 1}{i(1+i)^n}. \quad (2-10)$$

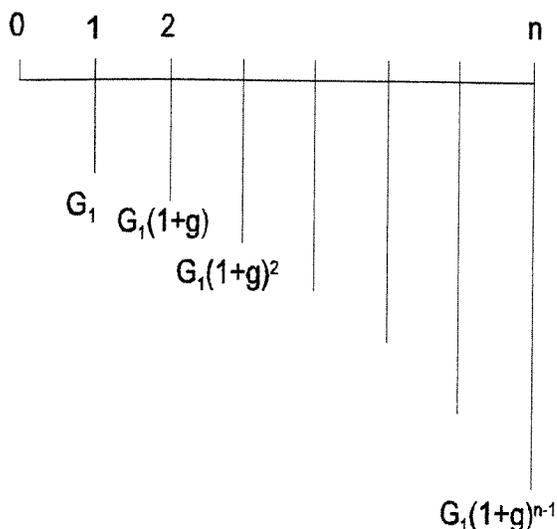
Para calcular uma anualidade fixa equivalente a um lançamento no valor presente, tem-se o inverso:

$$U = P(U / P, i, n) = P \frac{i(1+i)^n}{(1+i)^n - 1} \quad (2-11)$$

A vantagem de se converter o VPL a uma anuidade (Valor Uniforme Líquido -VUL) está na possibilidade de comparar diretamente dois investimentos ou equipamentos com vidas distintas. Para fazer o mesmo utilizando o VPL, é necessária uma análise que toma por base um tempo que é um mínimo múltiplo comum das vidas das alternativas em questão.

Lançamentos com aumentos definidos ao longo da vida útil do equipamento podem ocorrer. É o caso do preço do combustível, quando aumenta ao longo dos anos seguindo uma série geométrica, ou então dos gastos com manutenção. Pode-se incorporar esta informação na análise econômica, através do cálculo do valor presente destes lançamentos.

Para uma série de pagamentos que sofre uma inflação em um porcentual constante ao longo dos anos, seguindo o padrão



calcula-se o valor presente desta série por meio de [Duffie e Beckman, 1991]

$$P = G_1 (P / G_1, i, g, n); \quad (2-12)$$

onde:

G_1 valor do primeiro termo da série geométrica de pagamentos [unidades monetárias];

$(P/G_1, i, g, n)$ fator de juros, calculado por:

$$(P / G_1, i, g, n) = \begin{cases} \frac{1}{(i - g)} \left[1 - \left(\frac{1+g}{1+i} \right)^n \right] & \text{se } i \neq g \\ \frac{n}{(1+g)} & \text{se } i = g \end{cases} \quad (2-13)$$

onde:

i taxa de interesse [decimal];

g taxa de crescimento geométrico [decimal];

n número de períodos [inteiro].

2.2.2 Custos de um equipamento para aquecimento de água

Os lançamentos mais representativos em um diagrama de fluxo de caixa que representa o ciclo de vida de um sistema de aquecimento são [Duffie e Beckman,1991]:

- Custo de aquisição do equipamento;
- Custo de instalação do equipamento;
- Gastos com insumos energéticos (combustível principal ou auxiliar);
- Manutenção periódica;
- Valor residual de revenda (geralmente uma receita).

Outros lançamentos que ainda podem ser representativos são:

- Gastos com seguro;
- Depreciação (no caso de ser uma empresa);
- Juros de financiamento para aquisição;
- Receitas e despesas aparentes relacionadas a Impostos (caso de empresa).

A partir da Análise de Ciclo de Vida Econômico, são feitas outras definições [Duffie e Beckman, 1991]:

- *Custo de ciclo de vida* é o simétrico do Valor Presente Líquido em uma análise de ciclo de vida econômico do equipamento
- *Custo anual de ciclo de vida* é o simétrico do Valor Uniforme Líquido em uma análise de ciclo de vida econômico do equipamento
- *Economias de ciclo de vida* são as diferenças de custo de ciclo de vida de um sistema de aquecimento convencional e um sistema de aquecimento diversificado. Ambos devem atender a mesma demanda de água quente, e o tempo da análise econômica deve ser um mínimo múltiplo comum entre as vidas úteis dos dois equipamentos.
- *Economias anuais de ciclo de vida* são as diferenças de custos anuais de ciclo de vida entre um sistema de aquecimento convencional e um diversificado.

2.2.3 Economia solar

A *economia solar*, utilizada inicialmente por Beckman, Klein et al.[1977], é a diferença de custos entre um sistema Convencional e um Sistema de aquecimento solar de água. No caso da

análise de ciclo de vida, esta economia pode ser calculada em termos de VPL, ou anualizada (VUL). A economia solar utiliza o conceito de fluxo de caixa diferencial, bastante freqüente na análise econômica de sistemas energéticos [Kaplan, 1983]

Neste trabalho, a economia solar é critério para decidir se o investimento é viável ou não. Porém não a utilizamos como função objetivo, como se encontra freqüentemente na literatura [Beckman, Klein et al.1977]. A economia solar deixa latente, através de um fluxo de caixa diferencial, o quanto o investimento em energia solar é lucrativo, o que é interessante na comparação do sistema solar com outros sistemas de aquecimento.

O problema do uso de fluxos de caixa diferenciais ou incrementais é que se perde informação, se o contrapusermos com a apresentação dos dois fluxos de caixa em separado. Além do mais, calcular o custo de ciclo de vida para um sistema convencional é simples, uma vez que o equipamento é menos sensível às condições climáticas. E querendo-se comparar os custos dos dois sistemas (solar e convencional) com um terceiro (por exemplo, uma bomba de calor), só é necessário calcular os custos para este terceiro.

2.2.4 Prazo de retorno do investimento e vida útil

O prazo de retorno do investimento é o período em que o VPL do fluxo de caixa diferencial utilizado para o cálculo da economia solar é zero.

Em economias em que se exige uma grande liquidez do capital, o período de retorno do investimento é um fator decisivo. Segundo Kumar, Tinwari et al. [1993], em uma análise econômica aplicada, diversas variáveis, como o aumento de preços do combustível auxiliar, a inflação, as taxas de juros e o coeficiente de aumento da taxa de manutenção anual, influenciam fortemente o período de retorno do investimento, assim como a vida útil do equipamento.

A vida útil de um equipamento de aquecimento é o tempo, a partir da data da instalação, em que passa a ser não-econômico consertar o equipamento, em virtude do aumento dos gastos com manutenção.

Na análise econômica convencional de sistemas de aquecimento solar de água, calcula-se uma vida útil constante para o equipamento. Sinha e Tiwari [1994] conceberam uma análise com um conceito dinâmico de vida útil. Os autores estabeleceram um modelo de vida útil do

equipamento que é função dos gastos iniciais com manutenção. Com manutenções preventivas mais intensas, a vida útil do equipamento pode ser prolongada.

2.3 Modelos de predição do desempenho a longo prazo

A forte característica dos sistemas a energia solar é o transiente de oferta de radiação solar, de condições climáticas e de demanda de energia processada (no caso, de água aquecida). Existem transientes que são diários, e outros, sazonais. Assim, a previsão a curto prazo do desempenho de sistemas de aquecimento solar de água é de pouca utilidade. Com modelos a curto prazo, consegue-se no máximo prever se o sistema em questão irá suportar ou não alguma condição crítica. Mas isto não exclui a possibilidade de o sistema estar superdimensionado para a maioria dos dias do ano, o que pode resultar num investimento inviável. Portanto, o estabelecimento de parâmetros de desempenho com base em períodos curtos de tempo acarretam em resultados não-confiáveis [Morrison e Sapsford, 1983].

Para testar um sistema de aquecimento solar, é necessário que este seja submetido a uma grande variedade de condições climáticas. O melhor projeto é aquele que tem o melhor desempenho global, normalmente avaliado ao longo de um ano climático. Isto torna os testes experimentais morosos, e com uma programação pouco previsível.

Os modelos numéricos de simulação são ferramentas úteis para projeto e investigação de sistemas de energia solar. Como qualquer modelo de simulação, eles substituem parte dos experimentos necessários, reduzindo custos.

Recomenda-se [Duffie e Beckman, 1991] que os modelos sejam utilizados de forma conjugada com experimentos, para uma maior acuidade.

Com a facilidade de serem feitos “experimentos virtuais” utilizando a simulação matemática, modelos mais simplificados foram elaborados com a finalidade de auxiliar os projetistas de sistemas de aquecimento.

2.3.1 Modelos para simulação numérica em regime transiente

Os modelos numéricos de predição de desempenho possuem características e finalidades diferentes. Existem modelos numéricos rigorosos, que exigem grande esforço computacional e fazem uso de um modelo analítico detalhado. Existem os que utilizam parâmetros de desempenho obtidos experimentalmente, que são de boa acuidade e grande agilidade computacional [Huang e Hsieh, 1985].

Os trabalhos com modelos numéricos para sistemas de energia solar são relativamente recentes. Close [1962] concebeu um modelo numérico para simulação de um sistema termossifão, que revelou ter boa acuidade, como mostram as comparações com experimentos. As condições de operação eram restritas a dias sem nebulosidade e com purga de água somente em horários sem insolação. A temperatura média do sistema e o fluxo de massa nas placas coletoras podiam ser previstas.

Gupta e Garg [1968] conceberam um modelo de simulação de sistemas termossifão, utilizando Transformadas de Fourier para a solução de um sistema analítico de equações diferenciais. No mesmo trabalho, realizaram-se experimentos com o objetivo de validar o modelo teórico. A comparação gráfica entre os parâmetros calculados e mensurados indicou um desempenho aceitável do modelo. O sistema em estudo não foi submetido a demanda de água quente.

Ong [1974] partiu dos trabalhos referidos anteriormente e os inseriu num método numérico de diferenças finitas que se revelou bastante compatível com o modelamento em regime transiente. Também refinou seu modelo analítico com mais detalhes em torno da placa coletora, na modelagem de um sistema de aquecimento termossifão.

A partir deste trabalho, e de um modelo mais refinado publicado pelo mesmo autor [Ong, 1976]- com simulações a curto prazo de excelente acuidade, o método das diferenças finitas “popularizou-se” no meio dos pesquisadores em energia solar.

Na mesma época (1975), foi publicada a primeira versão comercial do pacote de simulação numérica em regime transiente TRNSYS [Klein, Beckman et al., 1996] . Este pacote vem sendo atualizado até os dias de hoje. A principal rotina de integração é um método de Euler modificado. Em essência é um método preditor-corretor de primeira ordem que utiliza o método de Euler para

a previsão do passo e a regra trapezoidal para a correção do passo. A vantagem de um algoritmo de integração preditor-corretor para a solução de um sistema de equações algébricas e equações diferenciais é que os cálculos iterativos em um único intervalo de tempo são feitos com base em um valor constante do tempo (o que não ocorre com os algoritmos de Runge-Kutta) [Duffie e Beckman, 1991].

O TRNSYS possui uma estrutura de programação modular, o que facilita o aprimoramento individual de cada sub-modelo implementado. Diversos módulos matemáticos dedicados a sistemas de energia solar são fornecidos com o programa, como por exemplo, módulos que calculam a radiação solar sobre superfícies inclinadas, utilizando os diversos modelos de estimativa de radiação difusa (modelos de céu isotrópico e anisotrópico).

Morrison e Tran [1984] formularam um modelo de simulação a longo prazo em diferenças finitas, já levando em conta a demanda de água quente e a presença de um sistema de aquecimento auxiliar interno ao reservatório. O trabalho reportou a necessidade de utilizar um particionamento de no mínimo 20 nós no reservatório, e passos de tempo de no máximo 5 minutos, para obter uma boa acuidade da simulação a longo prazo, na comparação com dados experimentais.

Huang e Hsieh [1985] aprimoraram as equações de escoamento para um modelo de diferenças finitas e conseguiram boa aproximação numérica-experimental com intervalos de tempo de integração de até 15 minutos.

Morrison e Braun [1985] incluíram, no modelo de simulação por diferenças finitas, um novo conceito de equacionamento para o RT chamado *plug-flow*. Ao invés da partição nodal tradicional utilizada pelo método de diferenças finitas, os balanços de energia no tanque foram realizados com base em segmentos móveis de água. A vantagem apresentada por esta técnica é o desacoplamento entre termos que possuem pequena constante de tempo (como a convecção nas placas coletoras e o fluxo de água quente demandado) dos que possuem grande constante de tempo (perdas de calor e efeitos de condução térmica). Dessa forma, o modelo revelou boa aproximação com os resultados experimentais, utilizando intervalos de tempo para integração de até uma hora.

Com a finalidade de estabelecer correlações de desempenho a longo prazo (modelos empíricos), Hobson e Norton [1988] formularam um modelo robusto e detalhado para sistemas de aquecimento termossifão, mas que no entanto não levava em consideração a presença de um sistema de aquecimento auxiliar interno.

Kleinbach, Beckman et al. [1993] fizeram um estudo comparativo detalhado entre modelos teóricos de tanques estratificados. Os autores afirmam que o modelo *Plug-Flow* é computacionalmente mais eficiente que o multinodal para cálculo de desempenho a longo prazo.

2.3.2 Modelos empíricos

Com o objetivo de evitar o custo e o trabalho do uso de simuladores numéricos em projetos convencionais de sistemas de aquecimento solar, alguns modelos com correlações empíricas de desempenho a longo prazo de sistemas de aquecimento solar foram elaborados.

A base da elaboração destes modelos está no uso de simuladores: através da simulação exaustiva de diversos casos, são levantados coeficientes de correlação entre adimensionais de projeto.

Estes modelos são geralmente restritos a faixas de dimensionamento, fora das quais é perdida a utilidade.

Klein, Beckman, et al. [1976] conceberam o modelo *F-Chart*. Utilizando o conceito de fração solar, é calculado para cada mês do ano uma fração solar mensal média, através de correlações empíricas. Dessa forma é obtida a fração solar anual F , e são feitos cálculos tecno-econômicos para o dimensionamento das placas coletoras. Esse estudo foi dedicado a sistemas de aquecimento de água bombeados, e com a hipótese de mistura perfeita (nenhuma estratificação) no RT.

Trabalhos análogos ao *F-Chart*, que estabelecem curvas empíricas a partir de simulações numéricas, foram desenvolvidos. Klein e Beckman [1979], utilizando o conceito de energia utilizável diária, desenvolveram o modelo Φ -*F-Chart* de desempenho anual, para sistemas que levam em conta a capacidade finita de armazenamento de um reservatório e também levam em conta a energia que é acumulada na água, de um dia para outro, o que reduz a eficiência da placa coletora. Tal modelo se aplica a sistemas em ciclo fechado, isto é, que utilizam de trocadores de calor e onde não existe reposição de água fria.

Hobson e Norton [1989], também com base em simulações, conceberam um modelo de correlações que leva em conta o escoamento termossifão, mas que não leva em conta a presença de um resistor interno ao reservatório, para funcionamento como sistema de aquecimento auxiliar.

Song e Zhang [1982] propuseram uma metodologia com base em correlações com adimensionais que resultavam em nomogramas para projeto de sistemas de aquecimento solar de agua. A construção de nomogramas era específica para cada região climática.

2.4 Análise de sistemas termossifão

Nesta seção, procurou-se compilar resultados técnicos relevantes, obtidos de trabalhos de simulação e experimentais que buscaram investigar o funcionamento de sistemas de aquecimento solar de placas planas com circulação termossifão.

2.4.1 Estratificação

Quanto maior é o volume do RT, maior será o efeito de estratificação, pois a condução de calor na água terá que vencer distâncias maiores [Mavros, Belessiotis et al.,1994].

O tanque vertical confere maior desempenho global ao sistema que o horizontal. O motivo é que os caminhos mais curtos entre os estratos, no tanque horizontal, facilitam a condução e prejudicam a estratificação [Morrison e Braun, 1985].

Melhorar a estratificação contribui para o aumento da eficiência das placas coletoras e do desempenho do sistema solar [Lavan e Thompson, 1977].

O fluxo de água que entra no reservatório pode acabar se depositando, ao final da tarde, em uma parte intermediária, e não superior do tanque. Isto porque a água aquecida com temperaturas ambiente menores e radiações menos intensas acaba ficando mais fria que a água aquecida no meio do dia [Kleinbach, Beckman et al., 1993].

2.4.2 Circulação

Pequenas circulações aumentam a estratificação (permitem menos mistura), diminuem a temperatura média da água na entrada do coletor, o que aumenta o desempenho global do sistema [Mavros, Belessiotis et al., 1994].

O fluxo mássico ideal nas placas coletoras é aquele que passa por elas durante o período de sol o equivalente a uma carga diária (demandada) de água quente. Desta forma, é minimizada a

temperatura da água que entra nas placas coletoras, fazendo com que a eficiência média destas aumente [Morrison e Braun, 1985].

Para minimizar, durante noites frias, o escoamento termossifão em fluxo reverso, é necessário posicionar o topo das placas coletoras numa altura 30 cm abaixo da base do RT [Misra, 1994b].

A correlação entre o fluxo de circulação termossifão e a intensidade de radiação solar é aproximadamente linear [Kudish, Santamaura et al., 1985].

Em uma placa coletora de um sistema termossifão, o ganho de temperatura da água que passa é praticamente uniforme ao longo do dia. A uniformidade do ΔT ao longo do dia chega a ser assumida como hipótese em alguns programas de simulação [Cooper, 1981]. O mesmo fenômeno é observado por Close [1962].

Para sistemas bombeados, a literatura recente [Dayan, Klein et al., 1998a] indica que a utilização de vazões pequenas (na faixa de 0,004 a 0,01 kg/s.m²) ao invés da que se utiliza usualmente (0,01 a 0,015 kg/s.m²) faz aumentar ligeiramente a fração solar. Isto ocorre em virtude da melhor estratificação no tanque, mesmo a despeito da redução do coeficiente de remoção de calor nas placas coletoras.

Aquecedores solares com placas planas muito próximas ao RT, encerrados em um só invólucro tendem a possuir eficiência superior ao sistema equivalente separado. Isto porque a resposta a radiações menores ou intermitentes é melhor, com perdas térmicas menores nos tubos [Morrison e Sapsford, 1983].

2.4.3 Desempenho a longo prazo

Existe uma correspondência linear entre o calor auxiliar necessário a dois sistemas termossifão que suprem sempre as mesmas cargas, sujeitos às mesmas condições climáticas. Assim, sendo conhecido o desempenho de um sistema de aquecimento solar, o de um segundo pode ser deduzido, a partir de uma pequena rodada de testes [Cooper, 1981].

Para a análise do desempenho a longo prazo deve-se considerar que a área ótima de coletor cresce linearmente com o aumento da demanda [Chang e Minardi, 1980].

2.4.4 Sistema de aquecimento auxiliar

Shariah e Ecevit [1995] estudaram sistemas termossifão com resistor auxiliar imerso no RT, e analisaram a influência do ajuste da temperatura do termostato (que aciona esse resistor) na fração solar anual de um sistema de aquecimento solar de água. A temperatura ajustada para o acionamento do resistor influi fortemente no desempenho solar do sistema .

O custo anual de um aquecedor solar é pouco sensível à potência do resistor interno. No entanto, a simultaneidade de resistores de alta potência pode representar problemas para a concessionária de energia elétrica [Tully, 1985].

Deve-se evitar que a água termostaticamente controlada entre no *loop* de circulação termossifão, pois isto levaria a uma diminuição do fator solar. Isto implica que se deve posicionar a altura do resistor de aquecimento acima da altura do retorno das placas coletoras, no interior do RT [Tully, 1995].

2.5 Síntese otimizada de sistemas

Na análise de sistemas, o objetivo é compreender o seu funcionamento, e mensurar as variáveis de interesse em um projeto proposto. Os modelos analíticos não propõem, por si, um projeto otimizado.

Já nos modelos de síntese, o objetivo é a busca do dimensionamento ótimo, tendo em vista algum objetivo. Esta seção discorre sobre os modelos de síntese de sistemas de aquecimento de água encontrados na bibliografia, e conclui com uma discussão sobre um modelo de síntese multivariável, que é o objeto de estudo deste trabalho.

2.5.1 Modelos unidimensionais

Os modelos de custos para sistema de aquecimento solar de água são frequentemente encontrados, na literatura, em função de uma única variável de projeto: a área de placa coletora [Barley e Winn, 1978; Brandemuhel e Beckman, 1979; Chang e Minardi, 1980; Duffie e Beckman, 1991; Pedersen, 1993; Ghoneim, Fisch et al., 1993] .

De fato, em climas temperados, as placas coletoras representam grande parcela do custo inicial do sistema [Beckman, Klein et al., 1977] e o custo de ciclo de vida do sistema é fortemente sensível à esta variável.

Já em climas tropicais, o custo de placas coletoras para uma instalação residencial familiar média costuma representar apenas entre 1/2 e 2/3 do investimento inicial [Cassuci, 1998; Borges e Correia, 1997]. O que torna o dimensionamento do reservatório e seus acessórios um problema relevante.

Duffie e Beckman [1991] reconhecem que o problema do projeto ótimo de um sistema movido a energia solar seja multivariável, mas concluem que a variável crítica para dimensionamento de um sistema solar é a área de placas coletoras. Ao mesmo tempo, reconhecem a necessidade de fazer uma análise de sensibilidade para detectar outras variáveis que porventura possam também ser críticas.

Sinha e Tiwari [1994] fizeram uma análise de custos de um sistema de aquecimento solar de água, utilizando um modelo de custo anual de ciclo de vida que levava em conta os custos de aquisição, instalação, manutenção, energia auxiliar e o valor residual de revenda. Para o caso dos sistemas estudados, em que havia baixo consumo de energia auxiliar, concluíram que o custo anual do sistema era pouco sensível à taxa de aumento de preço do combustível auxiliar, porém muito sensível à taxa de aumento da manutenção ao longo dos anos, assim como à taxa de interesse adotada na análise. Chang e Minardi [1980] também recomendaram que os parâmetros ótimos de um aquecedor solar devem ser recalculados com a mudança de fatores econômicos, dada a sensibilidade do investimento a estes.

Barley e Winn [1978] e Brandemuhel e Beckman [1979] conceberam modelos de otimização tecno-econômica baseados no *F-Chart* para, através de métodos que exigissem pouco esforço computacional, encontrar áreas de placas coletoras otimizadas para sistemas de aquecimento solar. Ambos os métodos foram baseados no custo de ciclo de vida do sistema e em considerações econômicas detalhadas.

2.5.2 Modelos multidimensionais

Misra [1994a] procurou dimensionar sistemas de aquecimento solar com base em uma função tecno-econômica, utilizando duas variáveis de decisão. Após estabelecer um modelo de

simulação numérica que se baseia no desempenho diário em dias típicos de cada mês, o autor estabeleceu valores discretos para a área de placa e o volume de reservatório e calculou o desempenho para cada combinação.

Tarnizhevskii, Moiseenko et al. [1992] adotaram uma abordagem multivariável para o projeto de placas coletoras planas: estabeleceram uma função de custo de área de placa por kWh produzido ao longo da vida útil do sistema baseados nas recomendações constantes nas normas americana e soviética. Concluíram que dentre 20 variáveis de projeto, as mais importantes eram 4: a espessura do isolante traseiro, a espessura da placa absorvedora, o espaçamento entre a cobertura transparente e a superfície absorvedora e o espaçamento entre tubos ascensores. Porém implantaram um método de discretização combinatório (lento, pouco eficiente) para encontrar o dimensionamento ótimo.

Bradley, Klein e Beckman. [1998], buscando otimizar o projeto para regiões dos E.U.A. com inverno severo, porém de duração curta, conceberam um sistema para funcionar apenas na primavera, verão e outono. No inverno, desabilita-se o sistema solar, e utiliza-se somente a energia auxiliar. Este sistema apresentou uma economia de ciclo de vida maior do que o sistema convencional, pois eliminou o investimento em trocadores de calor e anticongelantes. O investimento inicial passou a ser menor, e o desempenho sem o trocador de calor passou a ser maior. A mudança do tipo de condições climáticas (sujeição a somente três estações) trouxe novos ótimos para as variáveis área de placa e inclinação de placa. Este ótimo foi encontrado por meio de discretização do espaço da função e inspeção visual.

Outros autores utilizaram a discretização do domínio da função a ser otimizada e superfícies em função de duas variáveis, para busca visual do ótimo. No caso de haver mais de duas variáveis de decisão, a função é freqüentemente representada no espaço bidimensional como um conjunto de curvas. É o caso de Shariah e Ecevit [1995], Dayan, Klein e Beckman [1998b].

2.5.3 Pesquisa operacional e programação não-linear

A ciência da Pesquisa Operacional é aquela que busca o estabelecimento de modelos matemáticos para problemas, com o objetivo de maximizar um ou mais benefícios mensuráveis, em função de decisões que envolvem o uso de recursos limitados (os recursos limitados mais

freqüentemente encontrados são dinheiro e tempo). A seguir, são sumarizados alguns conceitos básicos da Pesquisa Operacional, de acordo a descrição no trabalho de Rardin [1998].

Assim, o processo de solução de um problema por otimização segue, freqüentemente, o seguinte fluxograma:

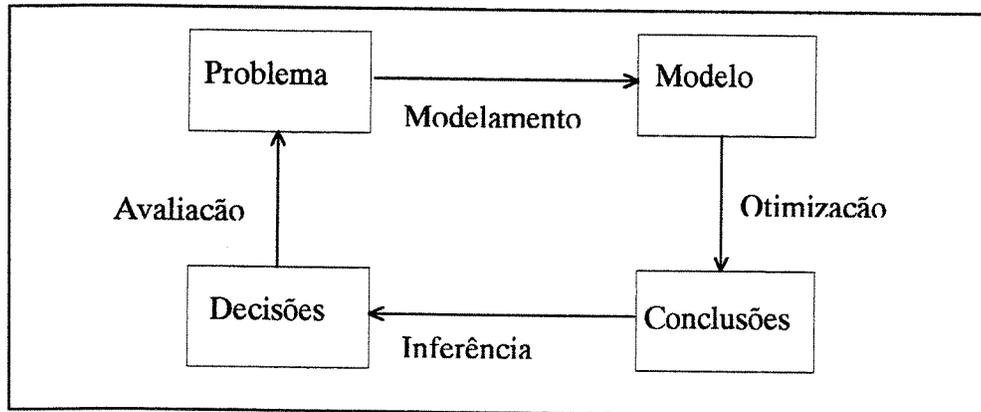


Figura 2. 5 - Metodologia da Pesquisa Operacional

Em um modelo de Pesquisa Operacional, os três principais elementos são as *decisões*, as *restrições* e os *objetivos*. Assim, tomando por exemplo o dimensionamento de um sistema de aquecimento de água, as *decisões* dizem a respeito ao dimensionamento do equipamento, e figuram na forma de variáveis de decisão. As restrições são imposições que limitam os valores para estas variáveis. Por exemplo, a variável volume de reservatório não pode ser negativa. Ainda no mesmo exemplo, o *objetivo* único pode ser minimizar a função custo de ciclo de vida.

Os modelos podem simplesmente ser modelos verbais, ou modelos matemáticos. Os *modelos de otimização* (também chamados de *programas matemáticos*) são aqueles que representam tomadas de decisão e escolhas de variáveis de decisão (assim como de seus valores) de modo a maximizar ou minimizar funções-objetivo (dessas variáveis) sujeitas a restrições, as quais expressam os limites dentro do espaço factível para o problema.

Os *modelos de otimização* (também chamados de *programas matemáticos*) representam escolhas, assim como variáveis de decisão, ou valores de busca que minimizam ou maximizam objetivos. As variáveis de decisão estão sujeitas a restrições em seus valores, de modo a limitar a escolha a valores possíveis.

Uma *solução factível* é uma escolha de valores para as variáveis de decisão que satisfaz todas as restrições. *Soluções ótimas* são soluções factíveis que resultam em valores para os objetivos que são iguais ou melhores do que qualquer outra solução factível.

Alguns outros termos são definidos para a Pesquisa Operacional:

A *análise de sensibilidade* é uma investigação de resultados de modelos matemáticos para avaliar o quanto eles dependem dos valores escolhidos para os parâmetros

A *validade* de um modelo é o grau de proximidade que existe entre as inferências feitas por ele e o sistema real.

A *tratabilidade* de um modelo é o grau de praticidade com que se consegue analisar o problema por meio do referido modelo, ou o quanto este modelo é prático para a análise. Para o analista de pesquisa operacional, geralmente é apresentado um conflito entre a validade e a tratabilidade do modelo. No geral, modelos complexos (de grande validade) são difíceis de serem analisados (pequena tratabilidade)

Um modelo de simulação é um modelo que segue passo a passo o comportamento de um sistema, e reporta o que está acontecendo. Modelos de simulação detalhados possuem grande validade.

Os modelos *descritivos*, ou *analíticos*, são modelos que apenas descrevem o comportamento do sistema, dado um conjunto de valores para as variáveis. Os modelos *prescritivos*, ou *de síntese*, são modelos que recomendam valores para as variáveis, de forma a otimizar objetivos.

Pode-se conceber um modelo prescritivo com base em um modelo descritivo, que é o caso deste trabalho.

Um modelo matemático é dito *determinístico* se toma por hipótese que todos os valores dos parâmetros são conhecidos com exatidão. Um modelo é *estocástico*, se ele envolve quantidades que são conhecidas somente através de probabilidades. Grande parte dos modelos de otimização é de natureza determinística. Resultados prescritivos podem ser mais facilmente obtidos, se o modelo não necessita contemplar o comportamento estocástico do sistema.

Os modelos prescritivos são também chamados de *programação matemática*, pela tradição de serem utilizados para planejar ou "programar" atividades.

Um modelo de programação matemática é dito de *programação não-linear* se a função objetivo, ou qualquer uma das equações de restrição, é não-linear com respeito a pelo menos uma variável.

A programação não-linear se divide em restrita e irrestrita. Na programação irrestrita, como o próprio nome diz, não existem equações de restrições para as variáveis. Na programação restrita, as restrições são levadas em conta.

Divide-se a programação não-linear (PNL) desta forma por dois motivos. Primeiro, um motivo didático: a base da PNL é mais facilmente entendida sem as restrições. Em segundo, alguns métodos de PNL com restrições utilizam as técnicas de otimização irrestrita como procedimento interno [Rardin, 1998]

Para a busca do ótimo na PNL, são necessárias algumas condições que serão tratadas a seguir. Para a busca de um ótimo local (máximo ou mínimo) de uma função, é desejável que a função seja contínua e diferenciável no seu domínio.

Considere o problema de minimizar $f(\bar{x})$ no espaço E_n e seja $\bar{x}^* \in E_n$. Se $f(\bar{x}^*) \leq f(\bar{x})$ para todo $\bar{x} \in E_n$ então \bar{x}^* é chamado um *mínimo global*. Se existir uma ε -vizinhança $N_\varepsilon(\bar{x}^*)$ em torno de \bar{x}^* tal que $f(\bar{x}^*) \leq f(\bar{x})$ para cada $\bar{x} \in N_\varepsilon(\bar{x}^*)$, então \bar{x}^* é chamado de *mínimo local* [Bazaraa, Sherali et al., 1993].

Os algoritmos de PNL em geral não conseguem discernir um ótimo local de um global. Para se garantir que um ótimo local encontrado seja global, é suficiente que a função seja convexa.

Se a função é sujeita a restrições, é suficiente que a região factível seja um conjunto convexo. Um conjunto convexo é aquele que, para qualquer par de pontos escolhido dentro de seu domínio, o segmento de reta que os une pertence inteiramente a este mesmo conjunto.

Existem diversos métodos para a PNL irrestrita. Uma grande família deles é a dos que adotam o procedimento a) partir de um ponto inicial, b) escolher uma direção de melhora da função c) realizar uma busca unidimensional, até que se satisfaça o critério de parada. O método mais elementar que representa esta família é o do Gradiente Ótimo (Figura 2. 6) Veja o algoritmo no quadro a seguir.

```

Seja a função  $f$  de  $n$  parâmetros  $f(x_1, x_2, \dots, x_n)$ . Vamos expressá-la da forma vetorial:
 $f(\vec{x})$ , onde  $\vec{x} = [x_1 \ x_2 \ \dots \ x_n]$ 
begin
Escolha um ponto inicial  $\vec{x}_1$ , e um escalar que será critério de parada,  $\epsilon > 0$ ;
 $\vec{d}_1 = -\nabla f(\vec{x}_1)$ ;  $k = 1$ ;
While  $\|\nabla f(\vec{x}_k)\| \geq \epsilon$  do
repeat
begin
realize uma busca unidimensional para encontrar o valor  $\lambda_k$  que
minimiza a função  $f(\vec{x}_k + \lambda \vec{d}_k)$  sujeita a  $\lambda \geq 0$ ;
 $\vec{x}_{k+1} = \vec{x}_k + \lambda_k \vec{d}_k$ ;  $\vec{d}_{k+1} = -\nabla f(\vec{x}_{k+1})$ ;  $k = k + 1$ ;
end;
end.

```

O simétrico do gradiente de uma função em um determinado ponto indica a direção em que esta função sofre máximo decréscimo. Ao fazermos a busca do mínimo nesta direção, momentaneamente lida-se com o problema de minimização de uma função de uma variável, seja qual for o número de variáveis de decisão da função.

Assim, para o caso de uma função bidimensional qualquer, o comportamento desta rotina de busca pode ser visualizado no plano, em um gráfico de isoquantas (ver Figura 2. 6)

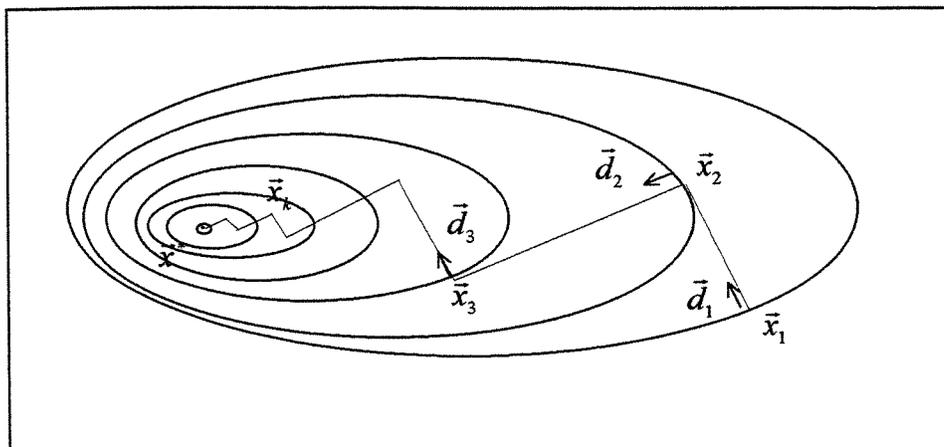


Figura 2. 6 - Comportamento do método Gradiente Ótimo

É característico do método do Gradiente Ótimo este deslocamento em um padrão zigzague acentuado. O método, normalmente, funciona bem nos primeiros estágios do

processo de otimização, dependendo do ponto inicial. No entanto, na proximidade do ótimo, costuma comportar-se de forma não desejável, fazendo pequenas buscas em passos ortogonais [Bazaraa, Sherali et al., 1993].

Nesta família de métodos que se baseiam em uma direção para a busca unidimensional, diversos métodos acelerados foram concebidos. O ponto em comum dos métodos acelerados é evitar o ziguezague, através do aproveitamento de informações contidas em pontos anteriores da busca. A título de ilustração, observe na Figura 2. 6 que a direção $\vec{x}_3 - \vec{x}_1$ aponta mais para o ótimo do que \vec{d}_1 , \vec{d}_2 ou \vec{d}_3 . Informações desse tipo são aproveitadas pelos métodos do Gradiente Acelerado, Partan e dos Gradientes Conjugados.

Outra família de métodos é ilustrada pelo de Newton. Este método calcula, passo a passo, uma aproximação quadrática para a superfície [Bazaraa, Sherali et al., 1993]. Assim, no ponto inicial de busca é calculado o Vetor Gradiente $\nabla f(\vec{x})$ com as derivadas parciais da função $f(\vec{x})$ e a matriz Hessiana $H(\vec{x})$, com as segundas derivadas parciais da função $f(\vec{x})$. Através de uma aproximação quadrática, deduz-se que:

$$\vec{x}_{k+1} = \vec{x}_k - H(\vec{x}_k)^{-1} \nabla f(\vec{x}_k)$$

Repete-se este procedimento iterativamente até que o critério de parada seja satisfeito. Os métodos de segunda ordem costumam possuir, em pontos próximos do ótimo, grande rapidez de convergência. No entanto, para o cálculo do gradiente e da hessiana, é interessante que a função objetivo seja diferenciável analiticamente, senão o trabalho computacional para se diferenciar a função numericamente será grande.

Na literatura, são poucos os trabalhos encontrados que utilizam da PNL no projeto de sistemas térmicos de energia solar.

Palmquist e Beckman [1972] aplicaram a PNL a um estudo de distribuição de temperaturas em satélites artificiais sujeitos à radiação solar. Para o problema em questão, um modelo em regime permanente, foram encontrados múltiplos ótimos.

Desde então, nenhum trabalho envolvendo síntese de sistemas solares e PNL foi encontrado. Além disso, Duff [1975], em um estudo sobre a síntese de sistemas térmicos solares para produção de potência mecânica, desencoraja o uso de PNL mencionando o trabalho de Palmquist, e a sua constatação de múltiplos ótimos globais.

Talvez esta observação a respeito de múltiplos ótimos tenha desestimulado o interesse da comunidade de pesquisadores pelo uso da PNL. Ao contrário do que se imagina, a existência de múltiplos ótimos no modelo de Palmquist não denigre seus resultados, ou diminui a tratabilidade do modelo. Muito pelo contrário, denota que existe espaço de manobra para admitir uma maior complexidade no modelo, através de mais restrições ou um maior detalhamento da função objetivo.

Outras considerações podem ter representado um desestímulo ao uso da PNL na síntese de sistemas de aquecimento solar. Eventos de natureza discreta (um termostato ativando o sistema de aquecimento auxiliar, por exemplo) podem fazer com que a função objetivo tenha descontinuidades, restringindo os tipos de métodos de PNL aplicáveis.

Se tomamos como exemplo o caso de um dimensionamento de um sistema com base em um dia de simulação, de fato pode haver problemas. Considere uma variável de decisão que é a temperatura a ser ajustada no termostato do resistor auxiliar. Dependendo das condições climáticas, pode ser que o resistor passe o dia inteiro desligado, ou o dia inteiro ligado.

Mas se tomamos como exemplo o caso de um dimensionamento de um sistema baseado em um ano de simulação, espera-se que ocorram inúmeras combinações de condições climáticas e de demanda. Espera-se que um evento discreto seja "dissolvido" no meio de muitos outros, e para a somatória de múltiplos eventos, supõe-se que a função objetivo tenha um comportamento suave, contínuo e diferenciável.

Outro desestímulo hipotético à implementação de modelos de programação não-linear é a possibilidade (já referida) da existência de múltiplos ótimos globais no domínio da função escolhida. De fato, como a função é de forma implícita, fica impossível provar a convexidade no seu domínio. Com um número pequeno de variáveis de decisão, investigações empíricas a respeito dessa convexidade podem ser feitas, cada vez que se escolhe um conjunto de variáveis de decisão, restrições e função objetivo. Pode-se, ao menos uma vez, discretizar o domínio da função para avaliar a proximidade do ótimo encontrado em relação ao mínimo desta malha discreta.

Mas, quando através da PNL se chega a um ótimo (seja local ou global), isto já faz valer a implementação. De fato, não se espera que o método rompa paradigmas de projeto: espera-se obter mais de cada projeto, deixando em aberto valores que podem ainda ser otimizáveis. Um caso clássico é o da inclinação das placas coletoras. A literatura recomenda que esta inclinação seja, no

caso de sistemas de aquecimento de água, igual à latitude mais 10 graus. Sabe-se, inclusive que o desempenho a longo prazo é pouco sensível a esta inclinação. No entanto, porque não incluir esta variável no conjunto de variáveis a serem otimizadas, para obter um dimensionamento particular ao caso estudado, mesmo que o ganho de desempenho a longo prazo seja pequeno?

Em um trabalho preliminar, Borges e Correia [1997] implementaram uma rotina de programação não-linear que utilizou o modelo *F-Chart* para o cálculo da função objetivo, que foi a economia de ciclo de vida trazida pelo equipamento. O resultado foi uma ferramenta de Síntese de sistemas de aquecimento solar de água de grande agilidade. Apesar da grande utilidade do modelo *F-Chart* e da relativa proximidade de desempenho que existe entre os sistemas bombeados e termossifão, o *F-Chart* possui faixas restritas de dimensionamento e é limitado a poucas variáveis de projeto.

Em um trabalho exploratório, Borges e Correia [1998] mostraram a factibilidade de implementar uma rotina de programação não-linear que utiliza um procedimento de simulação numérica a longo prazo para gerar a função objetivo, o custo de ciclo de vida de um sistema de aquecimento solar. Foi feito um estudo de caso onde se considerava a otimização de área de placa e volume de reservatório de um sistema solar simplificado, atendendo a uma demanda linear.

O presente trabalho foi motivado pelas hipóteses e investigações acima apresentadas. Espera-se que tenha sido concebida uma ferramenta útil de síntese de sistemas de aquecimento solar de água, e que a metodologia apresentada atendesse de forma geral às necessidades de um segmento tecnológico que está em franca expansão, que é o do uso direto de energias renováveis.

Capítulo 3

Implementação da Síntese Otimizada

Como foi exposto, ao projetar um sistema de aquecimento solar de água, buscamos o investimento de menor custo que supra a demanda especificada. Portanto a função objetivo a ser minimizada será o custo de ciclo de vida econômico do equipamento, expresso pelo custo anual. A simulação tem por finalidade avaliar o quanto um determinado sistema consumirá de energia auxiliar durante um ano típico de funcionamento (típico em termos de clima e de demanda de água quente) As despesas com energia auxiliar costumam representar uma parcela importante no fluxo de caixa de todo o ciclo de vida econômico de um sistema de aquecimento solar.

O otimizador (uma rotina de programação não-linear) controlará o simulador, alterando os parâmetros de projeto que serão considerados variáveis de decisão, e ordenando a este último que calcule os gastos com energia auxiliar durante o ciclo de vida econômico. Isto se repetirá até que o ponto mínimo da função custo de ciclo de vida tenha sido atingida.

Neste capítulo é feita uma discussão da metodologia adotada, com ênfase em sua implementação.

3.1 Proposição do caso: aquecimento solar de água residencial

3.1.1 Descrição do caso

O problema selecionado para estudo é o dimensionamento de um sistema de aquecimento solar para atender uma demanda residencial familiar, sujeito ao clima da cidade de Campinas-SP.

Supõe-se que seja o caso de uma família que possui residência com chuveiros e torneiras elétricas instalados, mas com acabamento preparado para a instalação de um sistema de

aquecimento central de água. (tubulações para fornecimento de água quente central, geometria adequada do telhado e posição adequada da caixa d'água fria.)

A demanda familiar, que hoje é atendida pelo sistema de aquecimento de passagem, é a que segue:

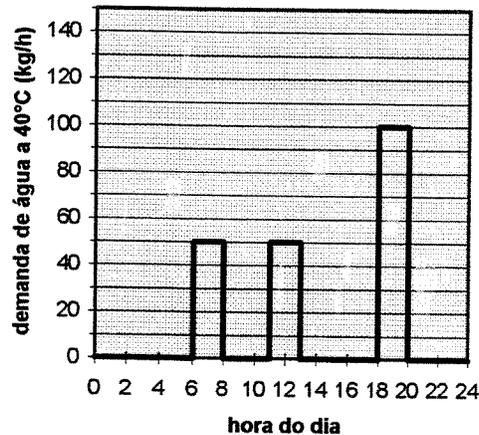


Figura 3. 1 - Curva de demanda proposta para o estudo de caso. A temperatura de 40° C é típica de um banho de ducha.

Supõe-se que, em dezembro de 1996, esta família esteja considerando a compra de um equipamento solar.

O objetivo do estudo de caso é dimensionar o sistema de aquecimento solar de água para esta família que possui o menor custo anual de ciclo de vida. Será também avaliada a viabilidade econômica do investimento.

Para nosso estudo, propôs-se um caso freqüente na classe média brasileira: famílias que tem consciência do benefício que um aquecedor solar de água pode trazer, mas que ao se depararem com economias contadas para a fase de acabamento da casa, preferem não se endividar com financiamentos.

Porém, para que comparações econômicas possam ser feitas, é necessário que os chuveiros elétricos atendam com exatidão à curva de demanda. Como um chuveiro elétrico comum possui variações discretas no seletor de potência, e isto ainda fica sujeito a destreza do seu usuário, optamos por fazer uma adaptação no problema:

Nessa residência hipotética não foram instalados chuveiros elétricos comuns, porém um aquecedor central elétrico de passagem com variação contínua da potência e regulação eletrônica

de temperatura. Trata-se de um resistor de alta potência, cuja alimentação elétrica é chaveada por um componente eletrônico *triac*. Este *triac* está conectado a um termostato, em que se ajusta uma temperatura de saída da água quente. Assim a potência deste resistor é modulada desde zero até a máxima, na medida exata do calor que é necessário para aquecer a água até a temperatura desejada.

De fato, o aquecedor hipotético é tecnicamente factível, e existe um equivalente no mercado nacional [KDT, 1994]. Apesar de ser um equipamento mais sofisticado do que o chuveiro elétrico os consumos são similares. Porém, o consumo deste equipamento é mais previsível.

Na Figura 3. 2, página 44, é apresentado um diagrama esquemático da configuração a ser instalada na residência.

O sistema de aquecimento solar de água a ser dimensionado é do tipo termossifão, com placas coletoras planas e um resistor interno ao reservatório térmico (RT) para aquecimento auxiliar. O RT será do tipo pressurizado, com formato cilíndrico vertical. Suas dimensões são definidas por seu volume, e seu fator de forma (d/h). O reservatório de água fria da residência fica acima do RT, e ambos estão interconectados por um duto, de modo que sempre que existe consumo de água do RT, esta é repostada pelo reservatório de água fria.

A água circula durante o dia pelas placas coletoras pelo fenômeno termossifão: o tubo que alimenta as placas de água sai da base do reservatório, e o retorno de água quente se posiciona em uma altura intermediária entre a base e o topo do reservatório. A base do RT situa-se 30 cm mais alta que o topo das placas coletoras para se minimizar a circulação reversa durante a noite.

No interior do RT, o resistor de aquecimento auxiliar está posicionado a uma altura intermediária entre o retorno do coletor e o topo do reservatório. O resistor aquece a água quando acionado pelo termostato que tem seu sensor de temperatura inserido em uma altura intermediária entre o resistor e o topo do reservatório.

As instalações para aquecimento de passagem (chuveiros elétricos) da residência continuariam operantes após a instalação do sistema de aquecimento solar. Em nosso exemplo, o equipamento equivalente aos chuveiros elétricos, um aquecedor de passagem com potência variável e termocontrolado, situa-se no duto de alimentação de água quente para a residência, em seguida ao RT. Depois do aquecimento de passagem, a água passa por um misturador para ser termicamente diluída até a temperatura apropriada para o banho.

No caso de ser feita a instalação do aquecedor solar, os moradores da residência desejam que a operação da ducha nos banhos seja feita com conforto, e que a água quente seja fornecida a temperaturas maiores que 55°C , para outros usos além do banho. Portanto, caso a água venha do RT com temperatura menor que este limite, o sistema de aquecimento de passagem automaticamente fará a complementação térmica para que esta temperatura seja atingida, para atender às exigências dos moradores.

Os dutos de água quente da residência são isolados e de material polimérico termorrígido. Sendo assim, considera-se que as perdas de calor nos dutos da residência são desprezíveis.

A temperatura da água demandada é de 40°C , típica de um banho de ducha. Toda vez que a água sair do aquecedor de passagem a uma temperatura maior, o misturador dosará a quantidade necessária de água fria para que esta atinja os 40°C . Portanto, quando é necessária uma "diluição

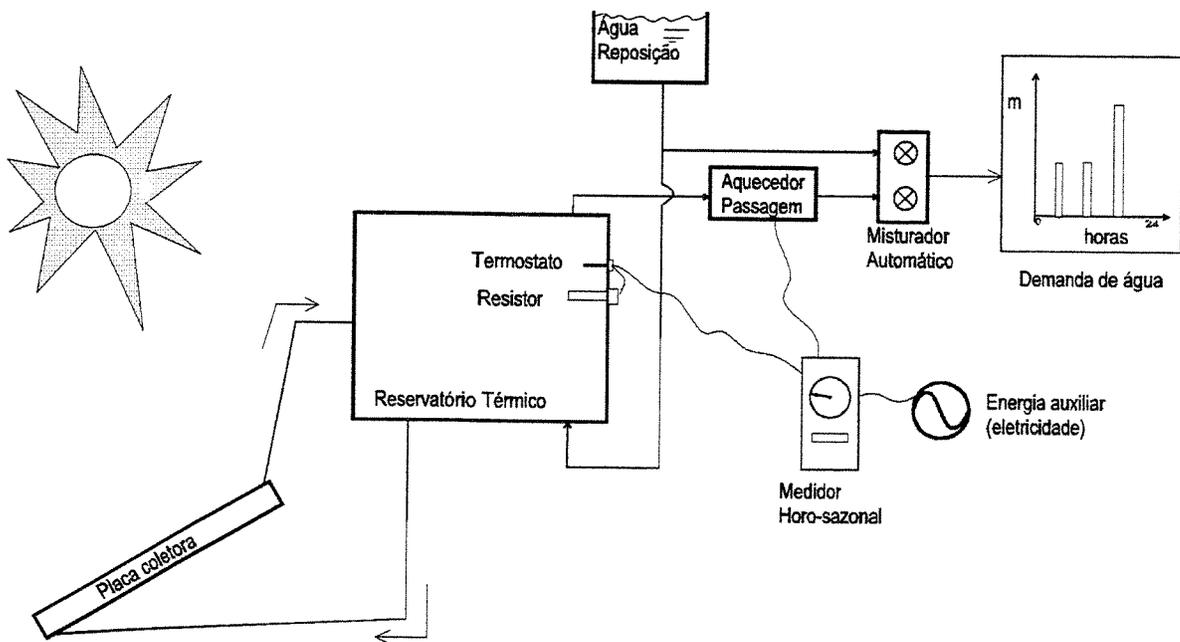


Figura 3. 2 - Esquema da configuração do estudo de caso.

térmica", a quantidade de água que sai do aquecedor de passagem fica sendo menor do que a demandada. Note que esta diluição (que no modelo de simulação é feita de forma automática) procura refletir o uso, na prática, feito pelo morador, através da operação dos registros de fria e

quente (O mesmo morador que exige que a água esteja sempre a 55°C no registro de água quente).

3.1.2 Características técnicas

Como características gerais para o sistema, buscaram-se dados técnicos que representassem um equipamento mediano comercializado na cidade de Campinas. Grande parte dos dados técnicos levantados foi obtida de um sistema solar típico utilizado para testes que resultaram no trabalho de Oliva e Borges [1996]. Outros dados técnicos foram obtidos na literatura, de descrições de montagens de equipamentos similares, que operaram em latitudes próximas às da Região Sudeste brasileira.

As características de desempenho térmico da placa coletora foram obtidas de Pereira [1999], e verificadas com placas de características similares no trabalho de Simon [1976]. Escolheu-se uma placa coletora com características similares às que são encontradas no mercado de Campinas-SP (Uma única cobertura de vidro, superfície absorvedora em contato por encaixe com os tubos de ascensão, revestimento com tinta preta não-seletiva). Considerou-se no dimensionamento de placas coletoras que a área fosse uma variável contínua.

Tabela 3. 1 - Características técnicas da placa coletora

| | | | |
|---------------------|---|--------------------------|-----------------------------|
| A_c | Área de placa coletora | 2 → 14 | [m ²] |
| $F_R(\tau\alpha)_n$ | Curva de eficiência: cruzamento com a ordenada | 0,65 | |
| $F_R U_L$ | Curva de eficiência: simétrico do coeficiente angular | 24,12 | [kJ/(h.m ² .°C)] |
| b_0 | Constante óptica de modificação do ângulo de incidência | -0,1 | |
| G_{test} | Fluxo utilizado na determinação da curva de eficiência | 50 | [kg/(h. m ²)] |
| D_h | Diâmetro dos cabeçotes da placa coletora | 0,0277 | [m] |
| D_r | Diâmetro dos tubos ascensores | 0,0113 | [m] |
| β | Inclinação da placa coletora em relação à horizontal | 5 → 50 | [°] |
| γ | Direção (Azimute) da placa coletora (N = 0°, O=90°) | -45 → +45 | [°] |
| L_c | Comprimento dos tubos ascensores | 1,8 | [m] |
| L_h | Comprimento dos cabeçotes | A_c/L_c | [m] |
| H_c | Distância vertical entre entrada e saída do coletor | $L_c \text{ sen}(\beta)$ | [m] |
| N_r | Número de ascensores (espaçados a cada 13,3 cm) | $L_h/0,1333$ | |

Tabela 3. 2- Características técnicas do reservatório térmico (RT) e do sistema de aquecimento auxiliar interno

| | | | |
|-----------------|---|---|---|
| V_t | Volume do RT | 0,1 → 1 | [m ³] |
| S | Fator de forma (Diâmetro interno / altura interna RT) | 0,1 → 2,3 | [0-1] |
| D_t | Diâmetro interno do RT | $\sqrt[3]{\frac{V_t \cdot 4 \cdot S}{\pi}}$ | [m] |
| H_t | Altura interna do RT | D_t/S | [m] |
| U_t | Coef. Global de perdas de calor RT (em relação à área interna) | 1,44 | $\left[\frac{\text{kJ}}{\text{hm}^2 \cdot ^\circ\text{C}} \right]$ |
| H_r | Altura do tubo de retorno das placas coletoras | (0 → 100%) H_t | [m] |
| H_{aux} | Altura do resistor com respeito à base do tanque | $H_r + 0,4(H_t - H_r)$ | [m] |
| H_{th} | Altura do sensor do termostato | $H_{aux} + 0,5(H_t - H_{aux})$ | [m] |
| ΔT_{db} | Histerese do termostato | 2 | [°C] |
| T_{set} | Temperatura ajustada no termostato | 10 → 70 | [°C] |

Os comprimentos de tubo de conexão são função das dimensões das placas e do RT.

Tabela 3. 3 - Características técnicas dos dutos de conexão entre placa e reservatório

| | | | |
|------------|--|-------------|---|
| H_0 | Distância vertical entre saída do RT e entrada no coletor | $H_c + 0,3$ | [m] |
| D_i, D_o | Diâmetros dos tubos de conexão placa-reservatório | 0,0277 | [m] |
| NB_1 | No.de curvas em ângulo reto (ou equivalentes) no tubo que entra no coletor | 3 | |
| NB_2 | No.de curvas em ângulo reto (ou equivalentes) no tubo que sai do coletor | 2 | |
| U_i, U_o | Coef. Global de perdas de calor nos tubos, contando com isolante térmico. | 1,8 | $\left[\frac{\text{kJ}}{\text{hm}^2 \cdot ^\circ\text{C}} \right]$ |

A potência máxima do sistema de aquecimento de passagem é de 10kW. Adotou-se que a temperatura de fornecimento de água de reposição é igual a temperatura ambiente. A temperatura da vizinhança do RT também foi adotada igual à temperatura ambiente. A curva de demanda de água quente utilizada foi uma estimativa compilada com base na experiência do trabalho relatado em Oliva e Borges [1996], e com base em Almeida [1983].

3.1.3 Ano meteorológico típico

Para uma boa previsão do desempenho a longo prazo de um sistema de aquecimento solar, é importante o uso de dados climáticos representativos. Costuma-se, para este fim, estabelecer um

ano meteorológico típico, que representa hora a hora as condições meteorológicas (radiação solar, temperatura, pressão atmosférica, umidade, pluviosidade e ventos) mais provavelmente encontradas. A produção de arquivos de anos meteorológicos típicos, também chamados TMY (*Typical Meteorological Year*) é um trabalho árduo que envolve anos de coletas de dados e tratamento estatístico.

Não foram encontrados dados horários típicos anuais para o clima de Campinas, nos centros meteorológicos locais. As estações meteorológicas que fazem registro de dados horários iniciaram suas operações há poucos anos. Ainda não há volume de dados suficientes para a confecção do arquivo de ano climático típico.

Neste trabalho utilizou-se, ao invés do ano meteorológico típico, dados de um ano de condições meteorológicas em Campinas, supridos pelo CEPAGRI [1997]. A estação meteorológica automática mediu estes dados numa cadência de dez em dez minutos, sendo que para a radiação solar e ventos, estes dados são uma média de dez leituras, feitas numa cadência de um minuto.

Os dados utilizados são de agosto de 1996 a setembro de 1997. Inicialmente, verificou-se a consistência destes dados, e foram identificadas 8 linhas de medição (totais em 10 minutos) contendo defeitos dentre o total de 52.560 linhas do arquivo. Os defeitos foram sanados através de interpolações utilizando as linhas vizinhas.

3.1.4 Simulação

O modelo de simulação utilizado para o sistema de aquecimento solar com placas planas e circulação termossifão é o proposto por Morrison e Braun [1985]. Este modelo traz duas principais vantagens em relação aos recentes. Uma é o uso de um equacionamento para o RT em esquema *plug-flow* (fluxo-pistão), que, como já discutido na revisão bibliográfica, confere maior desempenho computacional, viabilizando passos temporais maiores. Outra é o fato de o modelo ser de fácil implementação no pacote de simulação em regime transiente TRNSYS, sendo que os autores o utilizaram.

O modelo para o estudo de caso implementado no pacote numérico engloba sub-modelos periféricos, que foram implementados, além do sistema de aquecimento solar, a saber:

- Rotina de leitura de dados meteorológicos;

- Rotina de cálculo de radiação sobre a placa coletora;
- Rotina de simulação de sistema de aquecimento de passagem;
- Rotina de simulação de sistema de mistura de água;
- Rotina de leitura de dados de demanda;
- Rotina de simulação de sistema de aquecimento convencional para comparação;
- Rotina de integração de variáveis monitoradas;

O modelo do estudo de caso une estas rotinas como é mostrado na figura a seguir.

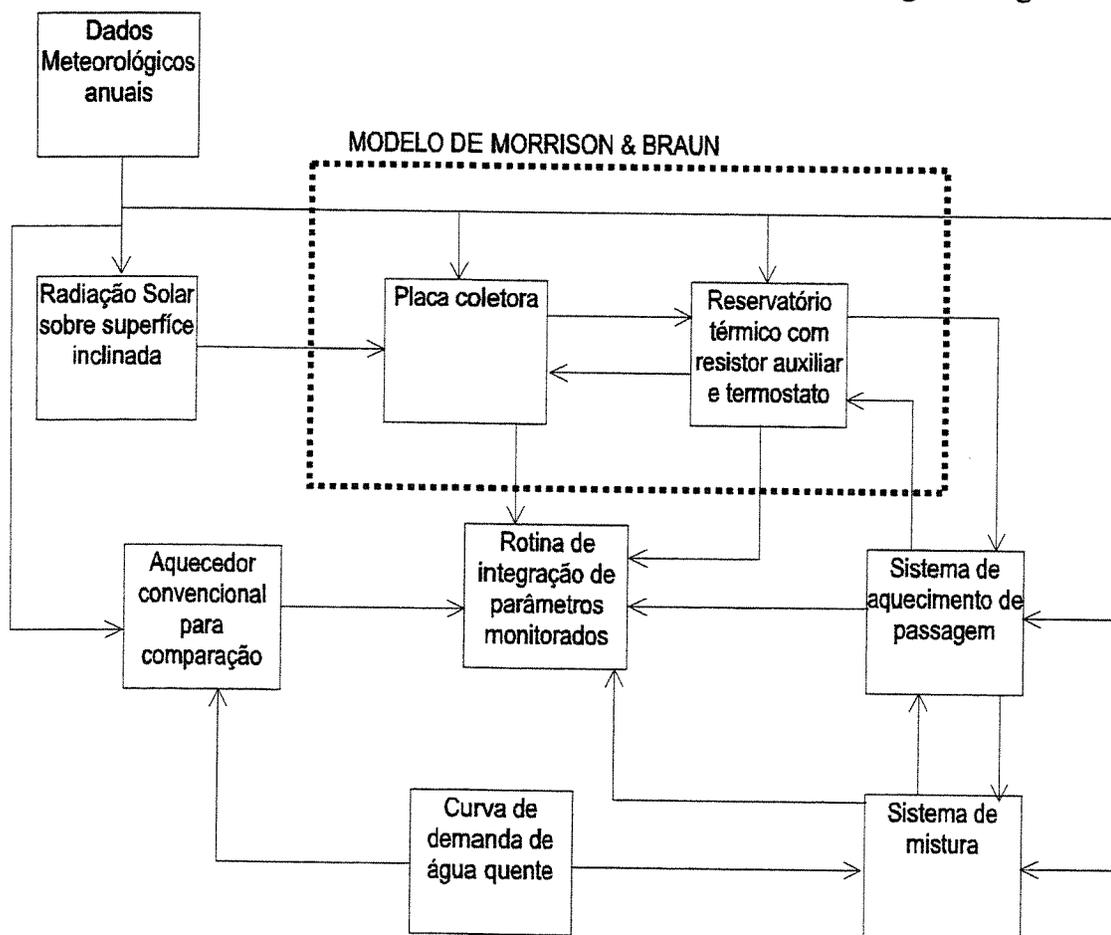


Figura 3. 3 - Fluxograma de informações entre as diversas rotinas que compõem o modelo para estudo de caso.

O passo escolhido para a simulação foi de 30 minutos, seguindo recomendações dos autores. Os sistemas de equações simultâneas e as equações diferenciais são solucionados obedecendo este passo. Um sumário do modelo de simulação proposto por Morrison e Braun se encontra no Apêndice 2 .

A rotina de simulação que foi implementada no TRNSYS busca refletir a configuração descrita nas sub-seções 3.1.1 e 3.1.2

Depois de calculado o consumo de energia auxiliar ao longo do ano através da simulação, o modelo calculará finalmente o custo anual de ciclo de vida econômico do fornecimento de água quente pelo sistema simulado.

Os parâmetros de interesse, que são monitorados pela rotina de integração anual, são os que seguem:

Tabela 3. 4 - Parâmetros monitorados

| | |
|--------------|---|
| f | função Objetivo (custo anualizado do fornecimento de água aquecida) |
| F | fração solar anual |
| Q_{tot} | energia elétrica auxiliar total |
| $Q_{tot,p}$ | parcela de Q_{tot} consumida no horário de ponta |
| Q_{chuv} | energia elétrica consumida pelo aquecedor de passagem |
| $Q_{chuv,p}$ | parcela de Q_{chuv} consumida no horário de ponta |
| Q_{RT} | energia elétrica consumida pelo resistor no RT |
| $Q_{RT,p}$ | parcela de Q_{RT} consumida no horário de ponta |
| Q_{conv} | energia elétrica que seria consumida por um sistema convencional (elétrico) para suprir a mesma demanda |
| $Q_{conv,p}$ | parcela de Q_{conv} consumida no horário de ponta |

3.1.5 Análise econômica e a função objetivo.

Como já foi dito anteriormente, nossa função objetivo é o custo de ciclo de vida econômico do equipamento. Este custo é expresso por um custo anual, resultado de uma análise econômica com termo de 20 anos, que é a vida útil usualmente adotada para um sistema de aquecimento solar de água.

Os custos de placas coletoras e reservatórios térmicos foram levantados em dezembro de 1996, em uma pequena pesquisa envolvendo seis fabricantes da cidade de Campinas-SP. Estes custos foram convertidos na época para o dólar norte-americano. O mesmo foi feito com o preço da energia elétrica residencial.

Todos os cálculos foram baseados em custos relativos a dezembro de 1996, convertidos em dólar (indicadores econômicos para esta época constam nos anexos desta tese). Este fato não trará nenhum prejuízo ao programa desenvolvido neste trabalho, nem mesmo ao estudo de caso, que foi contextualizado nesta época. Optou-se por este padrão devido às altas taxas de juros e oscilação do valor da moeda nacional no ano de 1999.

Tabela 3. 5 - Condições econômicas para o estudo de caso

| | |
|---|--|
| Termo da análise econômica | 20 anos |
| Taxa de atratividade para o investidor | 12 % ao ano |
| Valor residual do equipamento após sua vida útil | zero |
| Perfil do investidor, para efeitos fiscais | pessoa física |
| Custo da placa coletora | 104,00 US\$ / m ² útil |
| Custo de um RT com sistema de aquecimento auxiliar. | 291 US\$ + 496 US\$ / m ³ |
| Custo de acessórios e instalação | 15 % do custo do equipamento |
| Custo da manutenção anual | 1 % do custo inicial |
| Taxa de aumento do custo de manutenção | 6 % ao ano |
| Custo da energia elétrica | 4,5818 . 10 ⁻⁵ US\$ / kJ (0,1649 US\$/ kW.h) |

É importante notar que os dados de custo sobre as placas coletoras estão com base na área útil de placa. As placas de 2 m² (área externa) na época encontradas no mercado possuíam em média uma área útil de 1,7 m².

A função de custo de um RT com sistema de aquecimento auxiliar é uma regressão linear de diversos valores de volume levantados entre os fabricantes.

Adotou-se uma taxa de manutenção anual no primeiro ano igual a 1% do investimento inicial. Esta taxa foi a mesma utilizada por Reddy [1995], em um estudo de caso tecnológico pormenorizado abordando um sistema de aquecimento termossifão.

O valor de revenda do equipamento ao final de sua vida útil é zero porque supõe-se que é da ordem de grandeza dos gastos para a sua remoção da residência. A função objetivo fica:

$$f = (291 + 496V_t + 104A_c) \times 1,15 \times (U/P, 12\%, 20) \\ + (291 + 496V_t + 104A_c) \times 1,15 \times 1\% \times (P/G_1, 12\%, 6\%, 20) \times (U/P, 12\%, 20) \quad (3-1) \\ + Q_{tot} \times 4,5818 \times 10^{-5} \quad [US\$]$$

Onde:

V_t volume do Reservatório térmico [m³];

A_c área útil de placa coletora [m²];

Q_{tot} energia elétrica total anual gasta com aquecimento (interno e de passagem).

O primeiro termo da equação se refere aos gastos iniciais, o segundo termo à manutenção, cujo valor progressivo é convertido para uma anuidade uniforme, e o terceiro ao consumo de energia auxiliar (elétrica)

O consumo anual de energia elétrica é calculado através de um ano de simulação, e é função de diversos parâmetros de projeto, além da variável de placa e volume de reservatório.

Re-arranjando os termos, resulta em:

$$f = (291 + 496V_t + 104A_c) \times 1,15 \times (U/P, 12\%, 20) \times [1 + 1\% \times (P/G_1, 12\%, 6\%, 20)] \quad (3-2) \\ + Q_{tot} \times 4,5818 \times 10^{-5}$$

Calculando os fatores de juros temos a função-objetivo, em US\$:

$$f = \overbrace{(291 + 496V_t + 104A_c) \times 1,15}^{\text{investimento inicial}} \times \left(\overbrace{0,1339}^{\text{amortizacao}} + \overbrace{0,014825}^{\text{manutencao}} \right) + \overbrace{Q_{tot} \times 4,5818 \times 10^{-5}}^{\text{energia}} \quad (3-3)$$

Esta é a função objetivo adotada para o problema. Para o caso do cálculo da economia de ciclo de vida, optamos por calcular as economias anuais de ciclo de vida. Supondo que os gastos com aquisição e manutenção de chuveiros elétricos são desprezíveis (esta é uma hipótese que favorece o sistema tradicional), a economia de ciclo de vida fica:

$$E = Q_{conv} \times 4,5818 \times 10^{-5} - f \quad (3-4)$$

Onde:

E economia de ciclo de vida [US\$]

Q_{conv} energia que seria gasta se fosse utilizado unicamente o aquecedor de passagem. [kJ]

3.1.6 Proposição de um caso-base.

Com base nas discussões técnicas abordadas na seção 2.5 - Análise de Sistemas Termossifão- escolheu-se um conjunto de variáveis contínuas de decisão consideradas relevantes, que serão otimizadas de modo a obter o dimensionamento ótimo para o projeto.

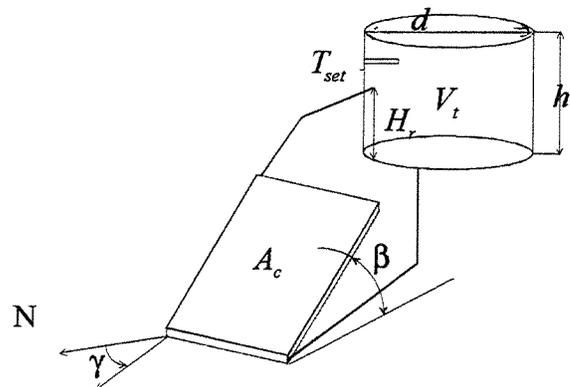
Tabela 3. 6 - Variáveis de decisão para o estudo de caso

| | |
|-----------|--|
| A_c | Área de Placa coletora |
| β | Inclinação da placa coletora em relação à horizontal |
| γ | Direção (Azimute) da placa coletora |
| V_t | Volume do RT |
| S | Fator de forma do RT (d/h) |
| H_r | Altura da inserção do duto de retorno das placas coletoras no reservatório |
| T_{set} | Temperatura ajustada no termostato do resistor interno |

Proposto o problema e o modelo, estabeleceu-se um dimensionamento inicial, que a seguir foi utilizado como ponto de partida para o processo de otimização. Para isso, buscaram-se valores das variáveis de projeto que são corriqueiros entre os sistemas de aquecimento solar instalados em Campinas-SP. Estes valores constam na tabela a seguir:

Tabela 3. 7 - Valores para o caso-base

| | |
|-----------|--------------------|
| A_c | 8 m ² |
| β | 33° |
| γ | 0° |
| V_t | 0,4 m ³ |
| S | 2,3 |
| H_r | 0,5 h |
| T_{set} | 60 °C |



Executando a rotina de simulação anual para o dimensionamento base, obtemos as seguintes informações:

Tabela 3. 8 - Resultados da simulação anual para o caso-base.

| | | |
|--------------|---|----------------------|
| f | função-objetivo | 297,17 US\$ / ano |
| F | fração solar anual | 87 % |
| Q_{tot} | energia elétrica auxiliar total | $1,49 \cdot 10^6$ kJ |
| $Q_{tot,p}$ | parcela de Q_{tot} consumida no horário de ponta | $3,42 \cdot 10^5$ kJ |
| Q_{chuv} | energia elétrica consumida pelo aquecedor de passagem | 0,00 kJ |
| $Q_{chuv,p}$ | parcela de Q_{chuv} consumida no horário de ponta | 0,00 kJ |
| Q_{RT} | energia elétrica consumida pelo resistor no RT | $1,49 \cdot 10^6$ kJ |
| $Q_{RT,p}$ | parcela de Q_{RT} consumida no horário de ponta | $3,42 \cdot 10^5$ kJ |
| Q_{conv} | energia elétrica que seria consumida por um sistema convencional (elétrico) para suprir a mesma demanda | $1,20 \cdot 10^7$ kJ |
| $Q_{conv,p}$ | parcela de Q_{conv} consumida no horário de ponta | $5,96 \cdot 10^6$ kJ |

É interessante notar que este dimensionamento é economicamente viável. Utilizando a equação (3- 1) , a economia solar anual resulta em (US\$):

$$E = 1,20 \cdot 10^7 \times 4,581 \cdot 10^{-5} - 297,17 = 549,72 - 297,17 = 252,55 \quad (3- 5)$$

Portanto, já seria interessante para esta família comprar um sistema dimensionado segundo o caso base. Com relação aos custos, temos:

Tabela 3. 9 - Composição do custo anual (US\$)

| | | |
|--|--------|-----|
| Gastos com energia auxiliar | 68,26 | 23% |
| Gastos com aquisição, instalação e manutenção do equipamento | 228,91 | 77% |

Através da simulação do sistema, calculou-se também que a parcela de energia elétrica consumida dentro do horário de ponta (em relação à total utilizada) foi de 23%.

3.2 Rotina de otimização

Implementada a função custo anual de ciclo de vida, que se utiliza da rotina de simulação numérica para o cálculo dos gastos com energia auxiliar, podemos expressá-la de uma forma multivariável, ou seja:

$$f(x_1, x_2, \dots, x_n) \quad (3-6)$$

onde:

f custo anual de ciclo de vida em dólares

n número de variáveis de decisão

x_i variáveis de decisão

As variáveis de decisão podem ser, por exemplo

x_1 área de placa [m²]

x_2 volume de RT [m³]

x_3 temperatura ajustada no termostato do sistema auxiliar [°C]

... e assim por diante.

Podemos expressar esta mesma função na forma vetorial, o que resulta em:

$$f(\vec{x}), \text{ onde } \vec{x} = [x_1 \ x_2 \ \dots \ x_n]^T \quad (3-7)$$

A rotina de programação-não-linear (PNL) buscará os valores ótimos de cada componente do vetor \vec{x} que minimizam a função custo $f(\vec{x})$. Ou melhor dizendo, a rotina buscará o ponto ótimo \vec{x} no espaço E_n , de modo a minimizar f .

A rotina de otimização implementada neste trabalho foi o Método dos Gradientes Conjugados (GC), com o uso do defletor de Fletcher e Reeves. Foram implementadas duas rotinas de busca unidimensional: a de interpolação quadrática e a de secção dourada. Restrições foram implementadas através de penalizações nos extremos factíveis superiores e inferiores de cada variável. O gradiente da função objetivo em um ponto foi obtido numericamente pela rotina de otimização, calculando-se as derivadas parciais através de incrementos numéricos em cada variável.

3.2.1 Método dos gradientes conjugados (Fletcher e Reeves)

Este método foi o adotado por diversos de motivos: Como nossa função objetivo está na forma implícita, e sua avaliação em cada ponto é crítica em termos de trabalho computacional, foram descartados os métodos de segunda ordem, que demandariam diversos cálculos da função objetivo para serem estabelecidas as segundas derivadas parciais. Dentre os métodos que restaram, o adotado é considerado pela literatura como robusto [Bazarra, Sherali et al., 1993], e apresenta bom compromisso entre seu desempenho e o esforço computacional demandado.

Em relação ao método do Gradiente Ótimo, este é acelerado pela seguinte modificação: no procedimento iterativo é feita uma seqüência com dois tipos de buscas unidimensionais. No ponto \bar{x}_k é feita uma busca na direção $\bar{d}_k = -\nabla f(\bar{x}_k)$ (do gradiente), e no ponto \bar{x}_{k+1} é feita uma busca numa direção defletida $\bar{d}_{k+1} = -\nabla f(\bar{x}_{k+1}) + \alpha \bar{d}_k$ (gradiente defletido pela direção da busca anterior). O coeficiente de deflexão alfa é o coeficiente de Fletcher e Reeves, calculado por:

$$\alpha = \frac{\|\nabla f(\bar{x}_{k+1})\|^2}{\|\nabla f(\bar{x}_k)\|^2} \quad (3-8)$$

Dessa forma, a informação da busca anterior deflete a direção seguinte, acelerando a trajetória até o ponto ótimo. A figura a seguir ilustra este processo com um problema no espaço bidimensional:

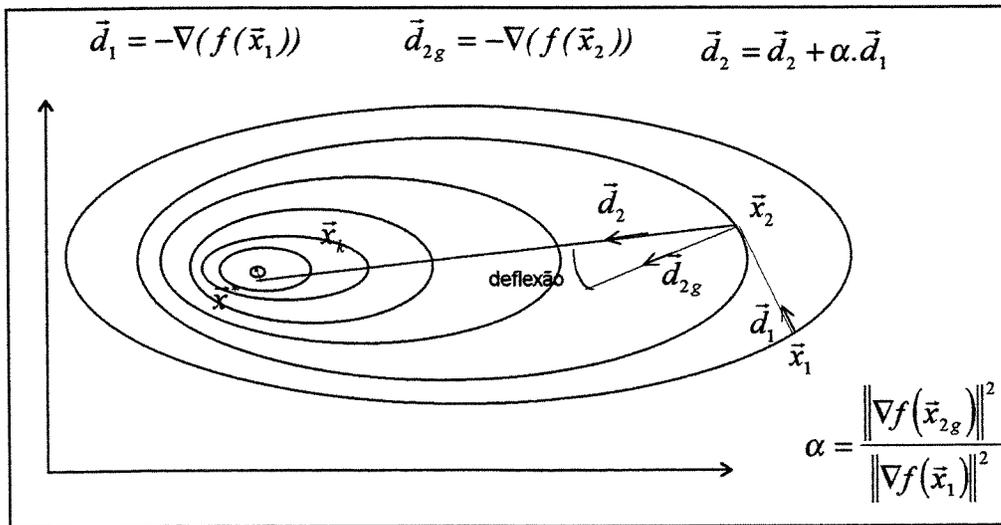


Figura 3.4 - Esquema descritivo do Método dos Gradientes Conjugados

Um algoritmo para o método dos gradientes conjugados é apresentado, de acordo com Bazaraa, Sherali, et al. [1993]:

| | |
|--|--|
| <p>Escolha um ponto inicial \bar{x}_1 e um escalar de parada ϵ para iniciar a minimização da função $f(\bar{x})$ de n variáveis.</p> <p>Seja o procedimento $\text{unidi}(\bar{d}, \bar{y}, \text{var } \bar{y}')$ aquele que busca o valor de λ que minimiza a função $f(\bar{y} + \lambda \bar{d})$, sujeito a $\lambda \geq 0$, e fornece como resultado o valor da variável $\bar{y}' = \bar{y} + \lambda \bar{d}$</p> | <pre> begin $\bar{y}_j = \bar{x}_1; \quad \bar{d}_j = -\nabla f(\bar{y}_j); \quad j = 1$ while $\ \nabla f(\bar{y}_j)\ > \epsilon$ do begin while $j < n$ do begin $\text{unidi}(\bar{d}_j, \bar{y}_j, \text{var } \bar{y}_{j+1});$ $\alpha = \frac{\ \nabla f(\bar{y}_{j+1})\ ^2}{\ \nabla f(\bar{y}_j)\ ^2};$ $\bar{d}_{j+1} = -\nabla f(\bar{y}_{j+1}) + \alpha \bar{d}_j; \quad \bar{d}_j = \bar{d}_{j+1}; \quad \bar{y}_j = \bar{y}_{j+1}; \quad j = j + 1;$ if $\ \nabla f(\bar{y}_j)\ < \epsilon$, acabe; end; $\text{unidi}(\bar{d}_j, \bar{y}_j, \text{var } \bar{y}_{j+1});$ $\bar{d}_{j+1} = -\nabla f(\bar{y}_{j+1}); \quad \bar{d}_j = \bar{d}_{j+1}; \quad \bar{y}_j = \bar{y}_{j+1}; \quad j = 1;$ end; end. </pre> |
|--|--|

3.2.2 Gradiente em um ponto

O gradiente da função objetivo em um ponto \bar{x} é calculado por:

$$\nabla f(\bar{x}) = \left[\frac{\partial f}{\partial x_1} \quad \frac{\partial f}{\partial x_2} \quad \dots \quad \frac{\partial f}{\partial x_i} \quad \dots \quad \frac{\partial f}{\partial x_n} \right] \quad (3-9)$$

No caso da rotina de otimização implementada, este gradiente é calculado numericamente.

Assim, dado um escalar ϵ , calcula-se cada derivada parcial em relação à variável x_i por:

$$\frac{\partial f}{\partial x_i} = \frac{f\left[x_1 \quad x_2 \quad \dots \quad x_i + \frac{\epsilon}{2} \quad \dots \quad x_n\right] - f\left[x_1 \quad x_2 \quad \dots \quad x_i - \frac{\epsilon}{2} \quad \dots \quad x_n\right]}{\epsilon} \quad (3-10)$$

A rotina de otimização executa a função objetivo (e conseqüentemente a rotina de simulação) quantas vezes for necessário, para o cálculo do gradiente.

Assim, para o cálculo do vetor gradiente para uma função de n variáveis, é necessário avaliar a função objetivo em $2n$ pontos, o que significa executar a rotina de simulação $2n$ vezes.

Como está mostrado acima, escolheu-se o método numérico da derivada central para o cálculo da derivada parcial. Apesar de este método consumir o dobro de avaliações da função-objetivo do que uma derivada *forward*, ou *backward*, ele é mais preciso quando utiliza-se um escalar ϵ com um tamanho não tão pequeno. Como veremos adiante, isto poderá ocorrer no problema estudado.

3.2.3 Busca unidimensional

No GC, a cada passo é estabelecida uma direção de busca \vec{d} , a partir de um ponto \vec{x} no espaço R_n , onde n é o número de variáveis de decisão. Estabelecidos o ponto e a direção, tem-se o problema unidimensional: achar qual é o valor do escalar α que minimiza a função $f(\vec{x} + \alpha \cdot \vec{d})$. Esta função é um corte unidimensional do espaço vetorial R_n , e pode ser visualizada em R_2 .

Para esta busca, pode-se escolher dentre os métodos de minimização de funções de uma variável, o mais apropriado ao problema.

O método de Newton, por exemplo, avalia a derivada da função em um ponto, para buscar seu mínimo, aproximando-a por uma curva quadrática. Funções que possuem comportamento análogo ao das funções quadráticas (com uma concavidade pronunciada, característica de um termo de segunda ordem não-nulo) também podem ser minimizadas pelo método da busca quadrática, que não utiliza derivadas, mas uma interpolação de uma seqüência de pontos espaçados no domínio da busca.

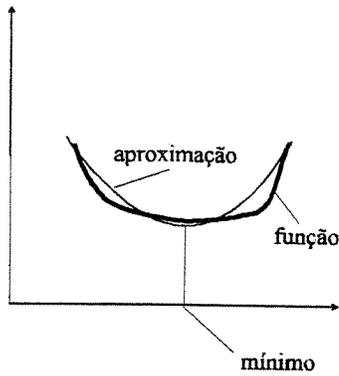


Figura 3. 5 - Métodos baseados em aproximação quadrática, ou de segunda ordem

Existe uma outra família de métodos que não utilizam derivadas ou interpolação polinomial, que é o caso dos métodos da Bipartição, de Fibonacci e o da Secção Dourada. Estes métodos utilizam critérios distintos para, iterativamente, cortar fora partes do domínio da função, ficando sempre com a parte que contém o mínimo. São métodos mais lentos, porém mais robustos quanto à aceitação de outros tipos de funções.

Um estudo feito por Tarnizhevskii, Moiseenko et al. [1992] mostra que a função de custo pode assumir o seguinte formato, para variáveis ligadas diretamente ao custo, e indiretamente ao desempenho de sistemas:

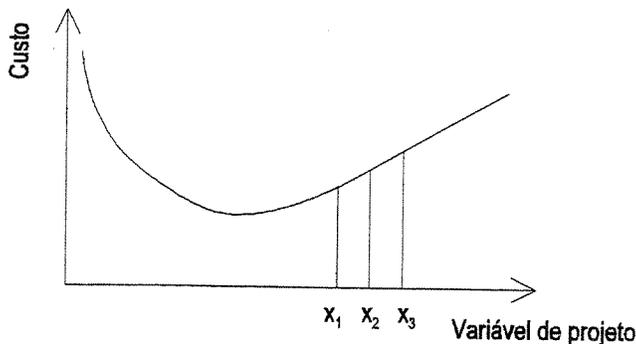


Figura 3. 6 - Comportamento do custo com respeito a algumas variáveis de projeto.

O ramo esquerdo da curva tem comportamento não-linear e indica que a variável está subdimensionada, e isto acarreta em custos indiretos, por mal-desempenho do sistema e conseqüente consumo de energia auxiliar. O ramo direito tem comportamento linear; indica que a variável está superdimensionada para o projeto, mas que porém não afeta o desempenho. É o caso, por exemplo, da espessura de um isolante: a partir do ponto ótimo caminhando para valores maiores,

os custos são proporcionais ao preço do isolante, que é linear. Note que, se uma busca unidimensional de segunda ordem ou quadrática é iniciada nos pontos x_1 , x_2 e x_3 , a curva interpoladora terá seu mínimo muito longe da região factível para a variável. Em função disso, foi implementado além do algoritmo de busca quadrática, um algoritmo não-interpolador: o da secção dourada. A busca unidimensional será então feita pelo algoritmo da secção dourada, a menos que seja especificado o algoritmo da busca quadrática.

O método da secção dourada (Figura 3. 7) consiste em escolher um segmento inicial que será o domínio onde o mínimo será buscado. A seguir, parte-se este segmento em três trechos obedecendo a razão áurea. Em cada um dos quatro pontos que delimitam o segmento áureo, avalia-se a função. No passo seguinte, através destas avaliações, exclui-se o terço áureo que não contém o mínimo, e particiona-se o segmento restante na razão áurea. Repete-se este processo até que o critério de parada seja satisfeito. A vantagem da segmentação áurea é que, como pode ser observado na Figura 3. 7, para se re-dividir o segmento seguinte em um novo áureo, três pontos do segmento anterior são aproveitados, necessitando-se avaliar a função somente no ponto novo.

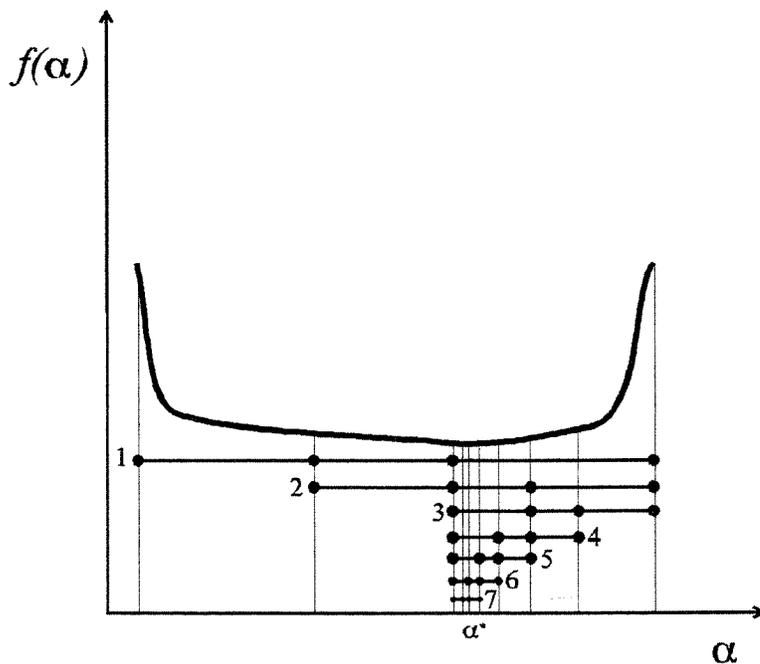


Figura 3. 7- Método da Secção Áurea, ou Secção Dourada

O algoritmo para o método da secção dourada, que calcula o mínimo da função $f(\bar{x} + \alpha \bar{d})$ é exposto no quadro a seguir. Os valores α_{max} e α_{min} são previamente calculados por outra rotina,

que será mostrada na sub-seção seguinte. O critério de parada para esta busca unidimensional é a variável precisao, um número suficientemente pequeno.

```

Const
  razdoura= 0.6180339;
function xisunidi(  $\alpha$  );
begin
  for i:= 1 to n do
    begin
      xisunidi[i]:=  $\bar{x}[i] + \alpha \bar{d}[i]$ 
    end;
  end;

begin
  precisao:= precisao*(  $\alpha_{max} - \alpha_{min}$  );
   $\alpha_{min}$  :=0;
  alfaum:=  $\alpha_{max} - razdoura*(\alpha_{max} - \alpha_{min})$ ;
  alfadois:=  $\alpha_{min} + razdoura*(\alpha_{max} - \alpha_{min})$ ;
  f_Lo:= f (xisunidi(alfaLo));
  f_Hi:= f (xisunidi(alfaHi));
  f_Um:= f (xisunidi(alfaUm));
  f_DoIs:= f (xisunidi(alfaDois));

  repeat
    begin
      if f_um < f_dois then
        begin
          alfahi:= alfaDois;
          f_hi:=f_DoIs;
          alfadois:= alfaum;
          f_DoIs:=f_um;
          alfaum:= alfahi - razdoura*(alfaHi - alfaLo);
          f_Um:= f ( xisunidi(alfaUm));
          iteras:=iteras +1;
        end
      else
        begin
          alfaLo:=alfaum;
          f_Lo:=f_um;
          alfaum:=alfadois;
          f_um:=f_dois;
          alfadois:= alfalo + razdoura*(alfahi - alfalo);
          f_DoIs:= f (xisunidi(alfaDois));
        end;
      end
    until alfahi-alfalo< precisao;
    ptofinal:= xisunidi((alfaHi + alfaLo)/2);
  end;

```

3.2.4 Limites da busca unidimensional

Para estabelecermos os limites da busca unidimensional, utilizamos os limites máximos e mínimos estabelecidos para cada variável, que são definidos pelos vetores \bar{x}_{max} e \bar{x}_{min} , dados de entrada do programa. Estes valores se referem a limites físicos das variáveis, ou limites dentro dos quais a rotina de simulação pode trabalhar. Tomando como exemplo o caso da área de placa coletora, supõe-se que áreas menores que 0,5 m² não são aceitas pelo simulador e que áreas maiores que 20 m² são claramente desinteressantes para o equipamento. Se essa variável for a segunda do vetor de variáveis \bar{x} , então define-se: $\bar{x}_{max}[2]=20$ e $\bar{x}_{min}[2]=0.5$. O procedimento para se estabelecer os valores máximo e mínimo de α consiste em: inicialmente adota-se um número muito grande para α_{max} e um muito pequeno para α_{min} . Então, contemplando os limites para cada componente do vetor de variáveis, o valor máximo será diminuído, e o mínimo aumentado, se necessário. No quadro a seguir é apresentado o algoritmo que faz estes cálculos.

| | |
|--|--|
| <pre> Begin $\alpha_{max} := 1e30;$ $\alpha_{min} := -1e30;$ for i:=1 to n do begin alfalimsup:=1e30; alfaliminf:=-1e30; if $\bar{d}[i] > 0$ then begin alfalimsup:= $\frac{\bar{x}_{max}[i] - \bar{x}[i]}{\bar{d}[i]}$ alfaliminf:= $\frac{\bar{x}_{min}[i] - \bar{x}[i]}{\bar{d}[i]}$ end; end; </pre> | <pre> if $\bar{d}[i] < 0$ then begin alfalimsup:= $\frac{\bar{x}_{min}[i] - \bar{x}[i]}{\bar{d}[i]}$ alfaliminf:= $\frac{\bar{x}_{max}[i] - \bar{x}[i]}{\bar{d}[i]}$ end; if alfalimsup < α_{max} then $\alpha_{max} :=$alfalimsup; if alfaliminf > α_{min} then $\alpha_{min} :=$alfaliminf; end; end; </pre> |
|--|--|

Após calculados os limites inferiores e superiores para α , o limite inferior é substituído por zero. Pois a busca não se dará na porção negativa de α .

3.2.5 Otimização com restrições: Função de Penalização

A técnica dos gradientes conjugados é de otimização irrestrita. Isto significa que ela é livre para buscar pontos que otimizam a função em qualquer lugar do espaço R_n . Uma das formas para restringir a busca do ótimo ao espaço factível, delimitado pelos vetores \bar{x}_{max} e \bar{x}_{min} , é estabelecer uma função de penalização, que é ativada nas proximidades dos extremos de cada variável. Assim, a título de ilustração, supõe-se o seguinte caso: quer-se otimizar o fator de forma do RT(d/h) e que ele seja representado pela terceira variável do vetor \bar{x} , a saber $\bar{x}[3]$. Supõe-se também que a rotina de simulação não faça cálculos com fatores de forma menores que 0,1 e portanto $\bar{x}_{min}[3] = 0,1$. Fatores de forma maiores que 4 seriam claramente desinteressantes para o projeto, e portanto $\bar{x}_{max}[3] = 4$.

Para se limitar a busca dentro deste espaço (e desta forma fazer uma otimização com restrições), é necessário somar à função objetivo um termo de penalização, que neste caso eleva artificialmente o custo a ser minimizado. Assim, nossa função objetivo, acrescida de um termo de penalização passa a ser:

$$f(\bar{x}) = \text{custo anual}(\bar{x}) + \text{pena}(\bar{x}, \vec{x}_{p_{inf}}, \vec{x}_{p_{sup}}) \quad (3- 11)$$

onde

$$\vec{x} = [x_1 \quad x_2 \quad \dots \quad x_n]^T; \quad (3-12)$$

(vetor das variáveis de decisão)

$$\vec{x}p_{\text{inf}} = [xp_{\text{inf}1} \quad xp_{\text{inf}2} \quad \dots \quad xp_{\text{inf}n}]^T; \quad (3-13)$$

(vetor com os limites inferiores de penalização das variáveis)

$$\vec{x}p_{\text{sup}} = [xp_{\text{sup}1} \quad xp_{\text{sup}2} \quad \dots \quad xp_{\text{sup}n}]^T; \quad (3-14)$$

(vetor com os limites superiores de penalização das variáveis).

Assim, para cada variável é estabelecido um limite inferior, um superior, e limites interiores a este segmento, a partir do qual passa a haver penalização. Neste trabalho, a função $f[\vec{x}]$ penalizada será calculada pela rotina que é descrita no quadro a seguir.

```

begin
Function penaliza ( $\vec{x}[i], xp_{\text{inf}}[i], xp_{\text{sup}}[i]$ )
var
pena1, pena2
begin
if  $\vec{x}[i] - xp_{\text{sup}}[i] < 0$  then pena1:=0 else pena1:=  $[100.(\vec{x}[i] - xp_{\text{sup}}[i])]^2$ 
if  $(xp_{\text{inf}}[i] - \vec{x}[i]) > 0$  then pena2:=  $[100.(xp_{\text{inf}}[i] - \vec{x}[i])]^2$  else pena2:=0;
penaliza:=pena1 + pena2;
end;
Rotina principal:
var
penalizacoes
begin
 $g(\vec{x}) = f(\vec{x})$ 
penalizacoes:=0;
for i:=1 to n do
penalizacoes:=penalizacoes + penaliza ( $\vec{x}[i], xp_{\text{inf}}[i], xp_{\text{sup}}[i]$ )
 $g(\vec{x}) = f(\vec{x}) + penalizacoes$ 
end;
end.

```

Para a ilustração utilizada anteriormente, podemos definir que os limites para a pena sejam: $\vec{x}p_{\text{inf}}[2]=0,2$ e $\vec{x}p_{\text{sup}}[2]=3,8$. Na figura a seguir, é feita uma ilustração do que poderia ser um corte das funções $f(\vec{x})$ e $g(\vec{x})$ com relação à variável fator de forma, $\vec{x}[2]$.

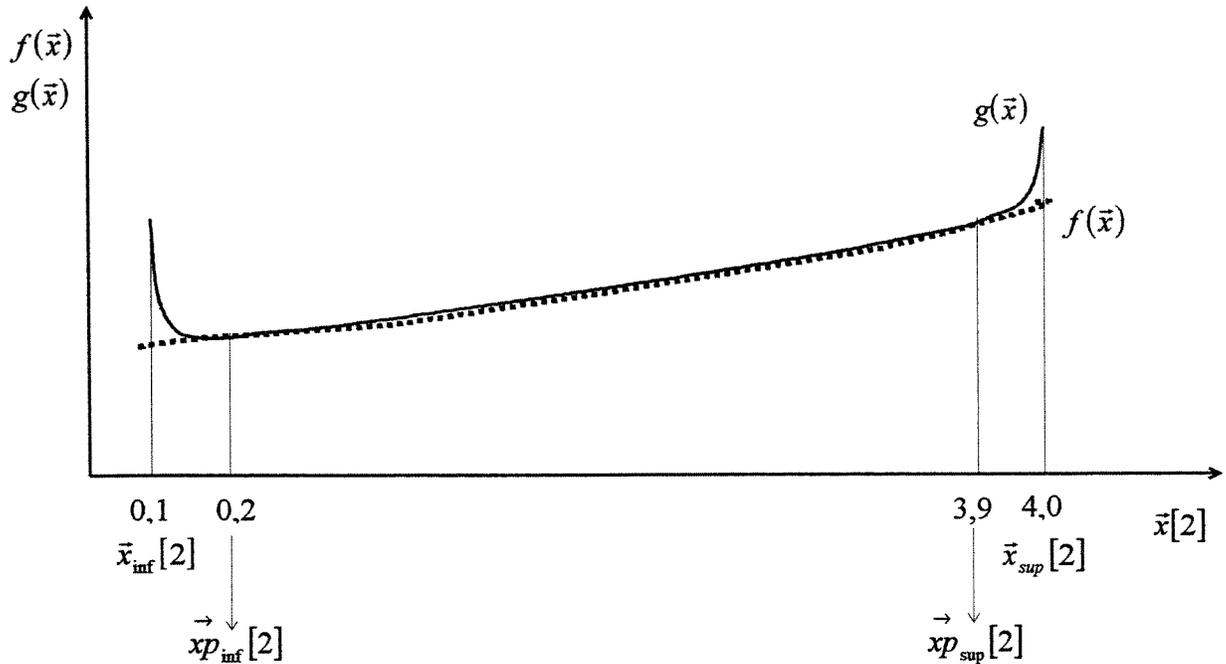


Figura 3. 8 - Exemplo de comportamento da função com termos de penalização.

Como se pode observar na ilustração proposta, caso a função a ser otimizada fosse $f(\vec{x})$, o procedimento de busca apontaria para direções que são fora do espaço factível. No caso da função $g(\vec{x})$, o mínimo se situa num valor entre $\vec{x}_{\text{inf}}[2]$ e $\vec{x}p_{\text{inf}}[2]$.

3.3 Interação entre função-objetivo e otimizador

O programa de síntese otimizada é constituído por dois componentes: uma rotina de otimização, e a função objetivo, que em parte é gerada por uma rotina de simulação.

A rotina de otimização foi implementada na linguagem DELPHI, uma variante do Pascal. O procedimento de simulação foi implementado no pacote de simulação matemática em regime transiente TRNSYS.

Toda vez que a rotina de otimização propõe um novo dimensionamento para o sistema estudado, é necessário avaliar a função-objetivo. Os custos de aquisição e manutenção do equipamento são calculados de forma explícita, em função das dimensões dos componentes. Os gastos com energia auxiliar são calculados de forma implícita, através da rotina de simulação. A rotina de otimização introduz os novos valores no arquivo de entrada que contém o modelo de simulação, e o pacote matemático é executado.

O quadro a seguir procura ilustrar o fluxo de informações entre os principais componentes do programa de otimização.

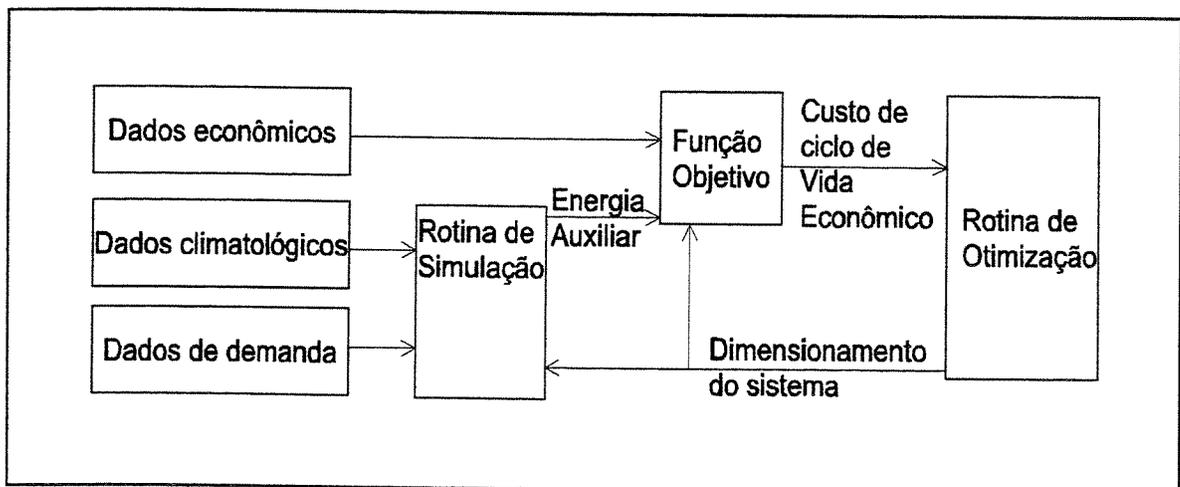


Figura 3. 9 - Fluxograma do programa de síntese.

Deve-se notar que o modelo implementado possui uma particularidade em relação a problemas de programação não-linear em geral.

O problema geral de programação não-linear possui o formato:

$$\begin{aligned}
 & \text{Min } f(\bar{x}) \\
 & \text{s.a. } \bar{g}(\bar{x}) = 0 \\
 & \bar{x} \in S
 \end{aligned}
 \tag{3- 15}$$

Ou seja, minimiza-se $f(\bar{x})$, sujeita a uma série de restrições funcionais que são expressas pela equação vetorial $\bar{g}(\bar{x}) = 0$, e também sujeita a um espaço factível para cada variável, expresso por $\bar{x} \in S$

Podemos dividir o vetor das variáveis \bar{x} em dois sub-vetores: o vetor \bar{x}_n , que contém as variáveis não-básicas ou independentes, e o vetor \bar{x}_b , que contém as variáveis básicas ou dependentes. Dessa forma, o problema geral da programação não-linear pode ser reescrito:

$$\begin{aligned} \text{Min } & f(\bar{x}_n, \bar{x}_b) \\ \text{s.a. } & \bar{g}(\bar{x}_n, \bar{x}_b) = 0 \\ & \bar{x}_n \in S_n, \bar{x}_b \in S_b \end{aligned} \quad (3-16)$$

Como já foi citado, a função custo de ciclo de vida possui uma parcela que é calculada de forma explícita, que é relativa ao custo inicial do equipamento e aos gastos com sua manutenção. Os gastos com uso de energia auxiliar são calculados de forma implícita, através do simulador:

$$\begin{aligned} \text{Min } f(\bar{x}) &= \overbrace{c(\bar{x})}^{\text{explícito}} + \overbrace{e(\bar{x})}^{\text{implícito}} \\ \text{s.a. } & \bar{g}(\bar{x}) = 0 \\ & \bar{x} \in S \end{aligned} \quad (3-17)$$

Um exemplo de variável básica para nosso problema seria a quantidade de energia auxiliar requerida durante um ano. Um exemplo de não-básica seria a área de placa coletora. Separando as variáveis básicas (dependentes) das não-básicas (independentes), a formulação resultará em:

$$\begin{aligned} \text{Min } & c(\bar{x}_n, \bar{x}_b) + e(\bar{x}_n, \bar{x}_b) \\ \text{s.a. } & \bar{g}(\bar{x}_n, \bar{x}_b) = 0 \\ & \bar{x}_n \in S_n, \bar{x}_b \in S_b. \end{aligned} \quad (3-18)$$

Observa-se agora que as relações de dependência que existem para as variáveis básicas são, no caso, geradas pelo simulador. O simulador, portanto, contém implicitamente o conjunto de restrições funcionais que exprimem o valor das variáveis básicas em termos das não-básicas.

$$\bar{x}_b = \overbrace{h(\bar{x}_n)}^{\text{Simulador}} \quad (3-19)$$

Com esta nova função, o problema pode ser expresso pela formulação a seguir, onde as restrições funcionais são feitas unicamente pelo simulador:

$$\begin{aligned} \text{Min } & c[\bar{x}_n, h(\bar{x}_n)] + e[\bar{x}_n, h(\bar{x}_n)] \\ \text{s.a. } & \bar{x}_n \in S_n, h(\bar{x}_n) \in S_b. \end{aligned} \quad (3-20)$$

Como a parcela explícita da função custo de ciclo de vida não depende das variáveis não-básicas, podemos reescrever:

$$\begin{aligned} \text{Min } & c'[\bar{x}_n] + e[\bar{x}_n, h(\bar{x}_n)] \\ \text{s.a. } & \bar{x}_n \in S_n, h(\bar{x}_n) \in S_b. \end{aligned} \quad (3-21)$$

Na eventualidade de ser necessário inserir uma restrição funcional não-relacionada ao comportamento físico do sistema estudado, esta poderá ser implementada através de uma função de penalização junto ao simulador.

Deve ser ressaltado que com esta estruturação, a descrição do problema e as restrições funcionais ficam a cargo do modelo de simulação, implementado no pacote numérico TRNSYS. Depois de implementado o modelo físico no simulador, o otimizador só necessita saber das restrições de variáveis (limites inferiores e superiores), para as independentes.

Portanto, temos um modelo de síntese que é flexível quanto ao tipo de modelo físico que será implementado no simulador.

Isto significa que este modelo de síntese funcionará, a princípio, com qualquer modelo físico implementado no pacote numérico TRNSYS, e não apenas com sistemas de aquecimento solar de água. Para isso é necessário que a função-objetivo gerada seja bem comportada, e que sejam respeitadas condições de otimalidade. O modelamento do problema de síntese está unicamente a cargo do simulador.

3.4 Aspectos numéricos do otimizador

A rotina de otimização que foi implementada necessita dos seguintes dados iniciais, para sua execução:

Tabela 3. 10 - Parâmetros de entrada do otimizador

| Parâmetros gerais: | Parâmetros relacionados a cada variável: |
|--|--|
| Número de variáveis de decisão | Nome da variável de decisão |
| Tolerância para a busca unidimensional | Valor no ponto inicial da otimização |
| Tolerância para gradientes conjugados | Limite inferior |
| | Limite superior |
| | Limite inferior para penalização |
| | Limite superior para penalização |
| | Incremento para a derivada numérica |

Com estes parâmetros, o otimizador está apto a iniciar o processo de otimização de qualquer modelo implementado no pacote matemático TRNSYS.

O fato do otimizador utilizar uma função-objetivo que em parte é gerada por uma rotina numérica de simulação traz particularidades ao modelo implementado. Estas peculiaridades e outras soluções para problemas de ordem numérica serão tratadas nesta seção.

3.4.1 Reescalonamento de variáveis

De uma forma geral, aconselha-se que as variáveis a serem otimizadas sejam da mesma ordem de magnitude. Caso contrário, podem surgir problemas com a precisão numérica do processo de otimização [Bazaraa, Sherali et al., 1993].

Com a finalidade de aumentar a acuidade da rotina de otimização, todas as variáveis de

Tabela 3. 11 - Reescalonamento das variáveis de decisão

| | Descrição | Escalonamento | Conversão inversa |
|-----------|--|----------------------------------|--------------------------------------|
| A_c | Área de Placa coletora | $A_c = 2 + 12.AREAPLAESC$ | $AREAPLAESC = (A_c - 2) / 12$ |
| β | Inclinação da placa coletora em relação à horizontal | $\beta = 5 + 45.INCLPLAESC$ | $INCLPLAESC = (\beta - 5) / 45$ |
| γ | Direção (Azimute) da placa coletora | $\gamma = -45 + 90.DIRPLAESC$ | $DIRPLAESC = (\gamma + 45) / 90$ |
| V_t | Volume do RT | $V_t = 0,1 + 0,9.VOLRTEESC$ | $VOLRTEESC = (V_t - 0,1) / 0,9$ |
| S | Fator de forma do RT (D_t/H_t) | $S = 0,372 + 2,13.FFORMAESC$ | $FFORMAESC = (S - 0,372) / 2,13$ |
| H_r | Altura do duto de retorno das placas coletoras | $H_r = HRELENTR.H_t$ | $HRELENTR = H_r / H_t$ |
| T_{set} | Temperatura ajustada no termostato do resistor interno | $T_{set} = 10 + 60.TTHERMOSEESC$ | $TTHERMOSEESC = (T_{set} - 10) / 60$ |

decisão foram reescaladas para uma faixa aproximada entre zero e um. Na tabela 3.11, temos esta conversão, que foi baseada nas faixas de variação das variáveis que consta na Tabela 3.1 e suas precedentes. As faixas de variação para cada variável foram estimadas com base no bom-senso, frente a demanda de água quente que deve ser satisfeita no estudo de caso.

3.4.2 Incrementos para o cálculo de derivadas parciais.

O vetor gradiente se compõe das derivadas parciais da função em relação à cada variável, em um determinado ponto. A impossibilidade de serem obtidas de forma analítica as derivadas parciais da função, faz com que estas sejam calculadas numericamente pelo otimizador, através de pequenos incrementos, como foi descrito na sub-seção 3.2.2. A função-objetivo, que é em parte calculada por uma rotina de simulação, está sujeita a ruídos numéricos gerados pelo simulador.

Executando-se uma análise de sensibilidade da função objetivo com relação às variáveis AREAPLAESC e INCLPLAESC, obtemos o que é mostrado na Figura 3.10.

Nas duas curvas da Figura 3.10 notam-se pequenas irregularidades, que podem ser atribuídas ao ruído numérico do simulador. O ruído é aparentemente pequeno com relação à área de placa coletora (AREAPLAESC), e alto com relação à variável inclinação de placa coletora (INCLPLAESC).

Para o cálculo da derivada parcial, deve-se adotar um incremento pequeno, porém grande o suficiente para que não haja interferências do ruído computacional.

Como o ruído é pouco influente nas variáveis a que a função é muito sensível, e vice-versa, optou-se por uma implementação computacional (do cálculo do vetor gradiente) que utiliza um incremento próprio para as derivadas parciais em relação a cada variável. No final da próxima sub-seção, o algoritmo para o cálculo do vetor gradiente da função será exposto.

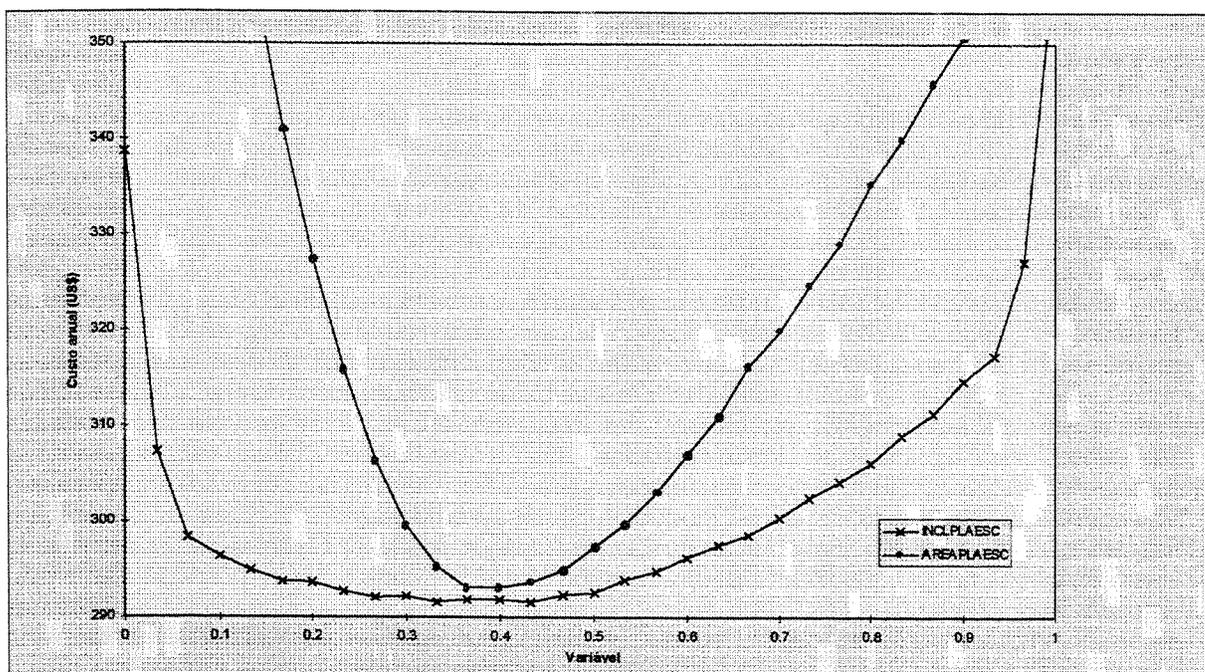


Figura 3. 10 - Análise de sensibilidade no caso-base

No geral, adotou-se um incremento $\varepsilon = 10^{-1}$ para variáveis com ruído numérico expressivo, e $\varepsilon = 10^{-1.5}$ para as que possuem ruído não expressivo, utilizando uma análise de sensibilidade prévia.

3.4.3 Derivada parcial nula.

O uso de derivadas numéricas pode gerar delongas na busca do ponto ótimo, se forem estimados valores não-nulos para derivadas parciais, em pontos onde elas são quase nulas. Isto pode ocorrer, quando se adotam incrementos de tamanho considerável para o cálculo das derivadas parciais, em virtude do ruído numérico. Um exemplo deste tipo de ocorrência, e suas conseqüências, são a seguir descritos.

A Figura 3. 11 mostra uma análise de sensibilidade da função-objetivo no caso-base, em relação à variável fator de forma do reservatório, reescalona para FFORMAESC. No caso, penalidades estão aplicadas para esta variável na função, para $FFORMAESC < 0,06$; e $FFORMAESC > 0,94$.

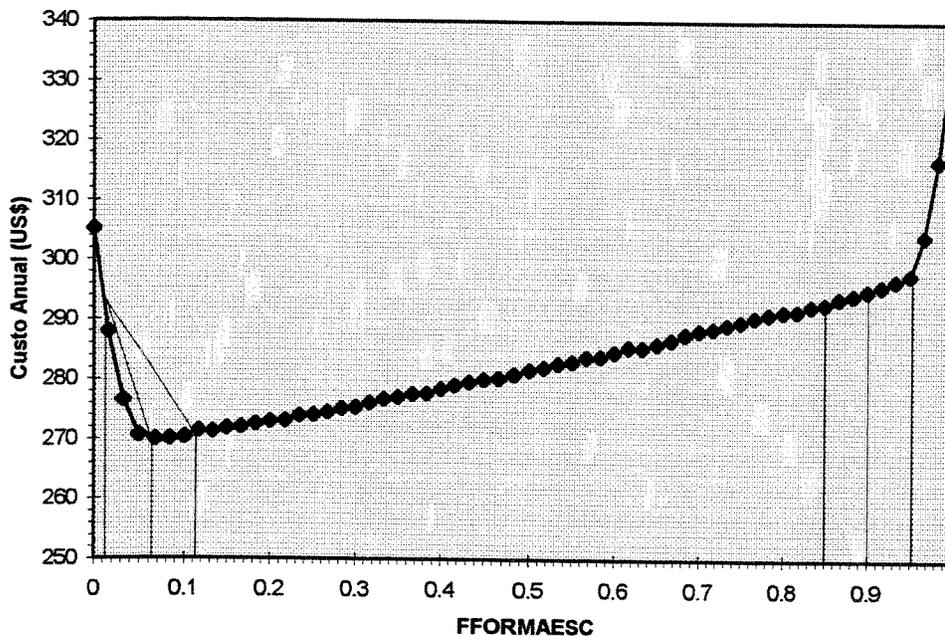


Figura 3. 11- Sensibilidade do custo anual em relação à FFORMAESC, no caso base.

Supõe-se aqui a otimização de um problema unidimensional, somente com a variável FFORMAESC, e os valores das demais variáveis permanecendo no caso-base. O ponto de partida seria o valor inicial no caso-base FFORMAESC=0,9.

Utilizando um incremento numérico $\varepsilon = 0,1$ calcula-se a derivada parcial da função em relação a FFORMAESC .

$$\frac{\partial f}{\partial \text{FFORMAESC}} = \frac{f(0,90 + 0,05) - f(0,90 - 0,05)}{0,1} = \frac{298 - 293}{0,1} = 50 \quad (3- 22)$$

Esta derivada indica um decrescimento da função com o decrescimento de FFORMAESC. Supõe-se que tenha sido feita uma busca unidimensional nesta direção, e foi encontrado o mínimo em FFORMAESC=0,06.

Calcula-se agora novamente a derivada no ponto otimizado, para verificar se estamos no mínimo (obviamente, para este caso, espera-se que seja zero).

$$\frac{\partial f}{\partial \text{FFORMAESC}} = \frac{f(0,06 + 0,05) - f(0,06 - 0,05)}{0,1} = \frac{271 - 293}{0,1} = -220 \quad (3- 23)$$

Isto ocorre porque a curva no ponto em questão revela uma assimetria: do lado direito temos o comportamento da função ditado pelo simulador, e do esquerdo predomina o termo de penalização. Usando um ϵ finito no cálculo da derivada, esta acaba assumindo um valor não-nulo.

Este valor considerável para a derivada parcial pode, por exemplo, fazer com que o critério de parada não seja atendido apesar do ponto ótimo ter sido atingido.

Para evitar este tipo de problema, fez-se neste trabalho o uso de um conceito que é decorrência do Teorema do Valor Intermediário [Kreyszig, 1993], e implementou-se uma modificação em nosso algoritmo que calcula o vetor gradiente da função em um ponto.

Segundo o Teorema do Valor Intermediário, se uma função contínua f possui sinais opostos em dois pontos $x=a$ e $x=b$ ($b>a$), então f deve ser zero em algum ponto entre a e b . Por decorrência, se a derivada em $x + \epsilon/2$ e a derivada em $x - \epsilon/2$ tem sinais opostos, o mínimo se encontra no segmento de reta que possui o tamanho do incremento. Baseado nisto, nossa implementação do cálculo do gradiente possui a seguinte condicional:

$$\text{Se } f\left(x_n + \frac{\epsilon}{2}\right) > f(x_n) < f\left(x_n - \frac{\epsilon}{2}\right) \text{ ou } f\left(x_n + \frac{\epsilon}{2}\right) < f(x_n) > f\left(x_n - \frac{\epsilon}{2}\right), \text{ então } \frac{\partial f}{\partial x_n} = 0 \quad (3-24)$$

O algoritmo para o cálculo do vetor gradiente é descrito a seguir. Nota-se que é necessário calcular o valor central da função uma única vez; o mesmo para o cálculo de todas as derivadas parciais. Seja o ponto $\vec{x} = [x_1 \quad x_2 \quad \dots \quad x_n]$, e o vetor de incrementos $\vec{\epsilon} = [\epsilon_1 \quad \epsilon_2 \quad \dots \quad \epsilon_n]$ na rotina a seguir:

```
function ∇f(x̄)
begin
  valcentral:= f(x̄);
  for i:=1 to n do
  begin
    VetorMaisEpsilon:= x̄; VetorMenosEpsilon:= x̄;
    FuncmenosE:= f(x̄[i] - ε̄[i]/2); FuncmaisE:= f(x̄[i] + ε̄[i]/2)
    ∇f(x̄)[i] := (funcmaisE - funcMenosE)/(ε̄[i]);
    if ((funcmaisE > valcentral) and (funcmenosE > valcentral)) then ∇f(x̄)[i] :=0;
    if ((funcmaisE < valcentral) and (funcmenosE < valcentral)) then ∇f(x̄)[i] :=0;
  end;
end;
```

Cada vez que existe um cálculo de f no algoritmo, a rotina responsável pela função objetivo aciona a rotina de simulação.

3.4.4 Critérios de parada

Como foi exposto na sub-seção 3.2.1, o processo de busca do ponto ótimo termina quando o módulo do gradiente da função-objetivo for menor do que um escalar pré-determinado.

Na implementação computacional, este escalar é a variável PRGRADCONJ, de entrada da rotina de otimização. No geral, utilizou-se PRGRADCONJ=5.

Para se ter uma idéia do quanto esta quantia representa, foram calculados os custos marginais em relação a cada variável de decisão, supondo que a derivada parcial em relação à variável escalonada fosse cinco.

Tabela 3. 12 - Custos marginais em relação a diversas variáveis.

| Descrição | Escalonamento | Custo marginal para derivada parcial igual a 5 |
|--|---------------------------------|---|
| A_c Área de Placa coletora | $A_c = 2 + 12.AREAPLAESC$ | $\frac{\partial f}{\partial A_c} = 5 \frac{\text{US\$}}{\text{unid.}} \cdot 1 \frac{\text{unid}}{12\text{m}^2} = 0,42 \frac{\text{US\$}}{\text{m}^2}$ |
| β Inclinação da placa coletora em relação à horizontal | $\beta = 5 + 45.INCLPLAESC$ | $\frac{\partial f}{\partial \beta} = \dots\dots\dots = 0,11 \frac{\text{US\$}}{^\circ}$ |
| γ Direção (Azimute) da placa coletora | $\gamma = -45 + 90.DIRPLAESC$ | $\frac{\partial f}{\partial \gamma} = 0,06 \frac{\text{US\$}}{^\circ}$ |
| V_t Volume do RT | $V_t = 0,1 + 0,9.VOLRTESC$ | $\frac{\partial f}{\partial V_t} = 0,55 \frac{\text{US\$}}{100l}$ |
| S Fator de forma do RT (D_t/H_t) | $S = 0,372 + 2,13.FFORMAESC$ | $\frac{\partial f}{\partial S} = 2,34 \frac{\text{US\$}}{\frac{d}{h}}$ |
| H_r Altura do duto de retorno das placas coletoras | $H_r = HRELENT.R.H_t$ | $\frac{\partial f}{\partial H_r} = 0,5 \frac{\text{US\$}}{10\%H_t}$ |
| T_{set} Temperatura ajustada no termostato do resistor interno | $T_{set} = 10 + 60.TTHERMOSESC$ | $\frac{\partial f}{\partial T_{set}} = 0,08 \frac{\text{US\$}}{^\circ C}$ |

Se o módulo do gradiente da função custo é igual a cinco, significa que a derivada parcial em relação a qualquer variável pode ser no máximo cinco.

Tomando como exemplo o volume de reservatório: se for encontrado um ponto em que a derivada parcial relativa a VOLRTEC é igual a cinco, então, nas proximidades deste ponto, a função de custo anual aumenta em 55 centavos de dólar a cada 100 litros de reservatório dimensionado a mais. Isto é satisfatório como critério de parada.

Capítulo 4

Síntese otimizada: aplicações

Este capítulo se divide em duas seções. Na primeira, utilizando-se o dimensionamento do sistema de aquecimento solar proposto no caso-base, é feita uma otimização com somente duas variáveis de decisão. Através da visualização deste caso bidimensional, é possível observar o funcionamento do programa de síntese, e a trajetória da busca do dimensionamento ótimo. Na segunda seção, são propostos e discutidos casos multidimensionais, com ênfase nos resultados tecnológicos. O objetivo é demonstrar as vantagens do uso do modelo de síntese otimizada elaborado neste trabalho.

4.1 Caso bidimensional.

Partindo-se do caso-base, exposto na metodologia, foram escolhidas as variáveis área de placa coletora (A_c) e volume de reservatório (V_t) para serem otimizadas pelo programa de síntese. Como já foi exposto, a literatura confere especial importância a estas duas variáveis durante a síntese de sistemas, mas adota, para a busca do ótimo, procedimentos monovariável ou de discretização do espaço da função.

Os valores iniciais para as duas variáveis serão os do caso-base. As demais variáveis de decisão (que por hora não serão utilizadas) ficarão fixas nos valores propostos no caso-base.

Tabela 4. 1 - Valores das variáveis no caso-base

| | | | |
|-----------|--------------------|-------------|---------|
| A_c | 8 m ² | AREAPLAESC | 0.5 |
| β | 33° | INCLPLAESC | 0.62222 |
| γ | 0° | DIRPLAESC | 0.5 |
| V_t | 0,4 m ³ | VOLRTEESC | 0.333 |
| S | 2,3 | FFORMAESC | 0.9060 |
| H_r | 0,5 | HRELENT | 0.5 |
| T_{set} | 60 °C | THERMOSEESC | 0.83333 |

Para ser possível visualizar o processo de busca do ponto ótimo de projeto, inicialmente escolheremos apenas duas variáveis de decisão para o problema. No caso, escolheu-se a área de placa coletora AREAPLAESC e o volume de reservatório térmico VOLRTEESC.

4.1.1 Geração da função no espaço de simulação

Para podermos visualizar a busca do ótimo que ocorre com o uso do programa de otimização, foi implementado no programa de síntese uma rotina que gera a função objetivo para uma malha discreta de valores das variáveis de decisão, sem que nenhuma otimização seja feita.

Executou-se esta rotina, especificando uma faixa de variação das variáveis escalonadas que vai um pouco além da faixa factível (que fica entre zero e um). Na geração desta superfície, os termos de penalização da função objetivo foram desativados. Fez-se um particionamento de 30 subdivisões para cada variável. Assim, a superfície gerada a seguir é produto de 30 valores de área de placa, e 30 valores de volume de reservatório, o que resultou em 900 pontos, ou 900 execuções da rotina de simulação. No computador em que esta rotina foi executada, gasta-se em média 100 segundos para cada avaliação da função objetivo (que envolve uma simulação anual). Portanto, a superfície da Figura 4.1 foi gerada em 25 horas de trabalho computacional. Note que se o mesmo fosse feito para sete variáveis de decisão, seriam necessários 30^7 avaliações da função objetivo, resultando em 69.350 anos de trabalho computacional, utilizando o mesmo computador.

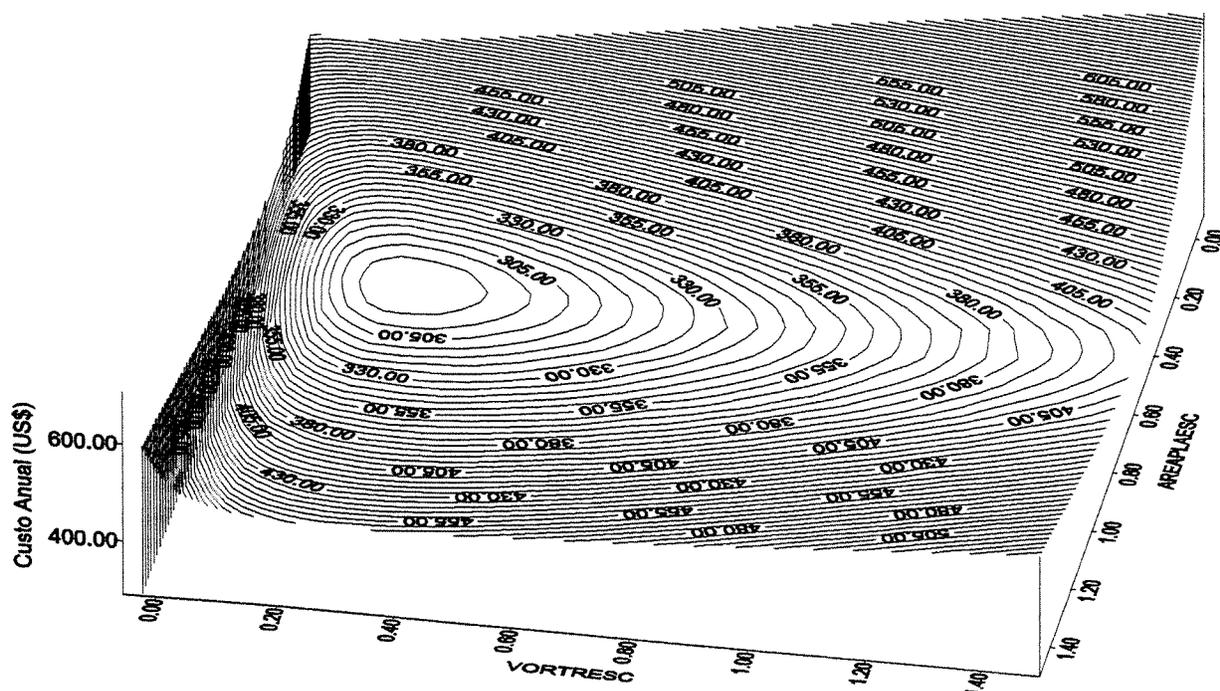


Figura 4. 1 - Superfície gerada por uma malha de pontos da função custo anual para o caso base.

É possível inspecionar visualmente que o ponto ótimo da função se encontra aproximadamente nas coordenadas ($AREAPLAESC = 0,4$; $VOLTRES = 0,2$), com um valor $f = 290$ US\$.

Note que esta superfície mostra outras informações importantes. A superfície próxima ao canto ($AREAPLAESC = 1,5$; $VOLTRES = 1,5$) é quase um segmento de plano, com características lineares. Como foi discutido na sub-seção 3.2.3, isto denota que o sistema está superdimensionado para as duas variáveis. A inclinação desta superfície plana é proporcional ao preço unitário pago por área de placa adquirida, ou volume de reservatório, sem haver uma melhora no desempenho solar do sistema. Já pontos que estão próximos aos outros três cantos da superfície denotam relações inadequadas entre área e volume, ou sub-dimensionamento do sistema. Nestes casos, os gastos com energia auxiliar aumentam em uma razão exponencial.

Outra característica importante desta superfície é que para este caso estudado, existe uma região de pontos que pode ser considerada ótima, em termos tecno-econômicos. De fato, a

isoquanta para $f = 295$ US\$ cerca uma grande região com pontos que produzem resultados no máximo 2% piores que o obtido no ponto ótimo.

4.1.2 Busca do ótimo

A seguir, o procedimento de otimização é iniciado, partindo-se com os valores do caso base. Depois, utilizamos este procedimento mais duas vezes, partindo de outras combinações factíveis de área e volume, para observarmos a busca do ótimo, que será em seguida traçada na superfície que foi mostrada anteriormente.

| | | | | | | |
|---|------------|----------|---------|------------|------------|----------|
| nome do arquivo de entrada = testsifa56 | | | | | | |
| prbusca=1e-3 prgradconj=5 | | | | | | |
| | X1 | X2 | | | | |
| epsilons | 0.03162 | 0.03162 | | | | |
| val.inferiores | 0.05 | 0.05 | | | | |
| val.superiores | 0.95 | 0.95 | | | | |
| penas infer. | 0.06 | 0.06 | | | | |
| penas super. | 0.94 | 0.94 | | | | |
| particao | 30 | 30 | | | | |
| variaveis: | AREAPLAESC | VOLRTESC | | | | |
| hora | x1 | x2 | f(x) | delf/delx1 | delf/delx2 | modgrad |
| 00:11:07 | 0.5 | 0.3333 | 297.18 | -94.4249 | -57.9325 | 110.7802 |
| 00:53:02 | 0.37 | 0.2536 | 290.029 | 33.0139 | -29.2825 | 44.1292 |
| 01:34:09 | 0.3855 | 0.2205 | 289.295 | 0 | 0 | 0 |

Figura 4. 2 - Arquivo de saída do programa de síntese com início em $x_1=0,5$ e $x_2=0,3333$ para o caso com duas variáveis de decisão.

Esta busca necessitou avaliar 51 vezes a função-objetivo (implicando em 51 execuções da rotina de simulação anual). Para calcular o valor da função e o gradiente em cada ponto encontrado, foram necessárias 6 avaliações da função, e para cada busca unidimensional foram necessárias em média 16,5 avaliações da função objetivo.

Os valores de **epsilon** em x_1 e x_2 são os incrementos para o cálculo da derivada numérica e **prbusca** é a tolerância utilizada no processo de busca unidimensional. Nestes problemas foi utilizado o método da secção dourada. **prgradconj** é a tolerância utilizada como critério de parada para o método dos gradientes conjugados. E **modgrad** é o módulo do gradiente no ponto. No caso, quando o módulo do gradiente for menor que **prgradconj**, o processo de busca termina. Finalmente, o parâmetro **particao** é utilizado para especificar o particionamento para uma possível análise de sensibilidade no ponto ótimo.

No caso seguinte, partimos a rotina de otimização com um superdimensionamento proposital de área de placa e sub-dimensionamento proposital de volume de reservatório: o ponto (AREAPLAESC =0,8 ; VOLRTEESC=0,06).

| | | | | | | |
|---|------------|-----------|---------|------------|------------|----------|
| nome do arquivo de entrada = testsifa57 | | | | | | |
| com prbusca=1e-3 prgradconj=5 | | | | | | |
| | X1 | X2 | | | | |
| epsilons | 0.03162 | 0.03162 | | | | |
| val.inferiores | 0.05 | 0.05 | | | | |
| val.superiores | 0.95 | 0.95 | | | | |
| penas infer. | 0.06 | 0.06 | | | | |
| penas super. | 0.94 | 0.94 | | | | |
| particao | 30 | 30 | | | | |
| variaveis: | AREAPLAESC | VOLRTEESC | | | | |
| hora | x1 | x2 | f(x) | delf/delx1 | delf/delx2 | modgrad |
| 00:06:58 | 0.8 | 0.06 | 361.074 | -150.555 | 540.7784 | 561.3449 |
| 00:31:58 | 0.6935 | 0.4424 | 322.164 | -118.2051 | -45.8527 | 126.7869 |
| 00:54:54 | 0.401 | 0.3999 | 296.583 | 0 | -52.6199 | 52.6199 |
| 01:16:24 | 0.401 | 0.2004 | 289.432 | 0 | 0 | 0 |

Figura 4. 3 - Arquivo de saída do programa de síntese com início em $x_1=0,8$ e $x_2=0,333$ para o caso com duas variáveis de decisão.

No próximo caso, partimos a rotina de otimização com as duas variáveis claramente superdimensionadas: (AREAPLAESC =0,8 ; VOLRTEESC=0,8).

| | | | | | | |
|---|------------|-----------|---------|------------|------------|----------|
| nome do arquivo de entrada = testsifa56 | | | | | | |
| prbusca=1e-3 prgradconj=5 | | | | | | |
| | X1 | X2 | | | | |
| epsilons | 0.03162 | 0.03162 | | | | |
| val.inferiores | 0.05 | 0.05 | | | | |
| val.superiores | 0.95 | 0.95 | | | | |
| penas infer. | 0.06 | 0.06 | | | | |
| penas super. | 0.94 | 0.94 | | | | |
| particao | 30 | 30 | | | | |
| variaveis: | AREAPLAESC | VOLRTEESC | | | | |
| hora | x1 | x2 | f(x) | delf/delx1 | delf/delx2 | modgrad |
| 00:11:57 | 0.8 | 0.8 | 358.075 | -137.6214 | -44.651 | 144.6836 |
| 00:58:07 | 0.4304 | 0.6801 | 321.097 | 55.7822 | -101.6033 | 115.9089 |
| 01:42:04 | 0.3255 | 0.2603 | 292.635 | 0 | 0 | 0 |

Figura 4. 4 - Arquivo de saída do programa de síntese com início em $x_1=0,8$ e $x_2=0,8$ para o caso com duas variáveis de decisão.

Traçando a busca do ponto ótimo na superfície gerada resulta na Figura 4. 5.

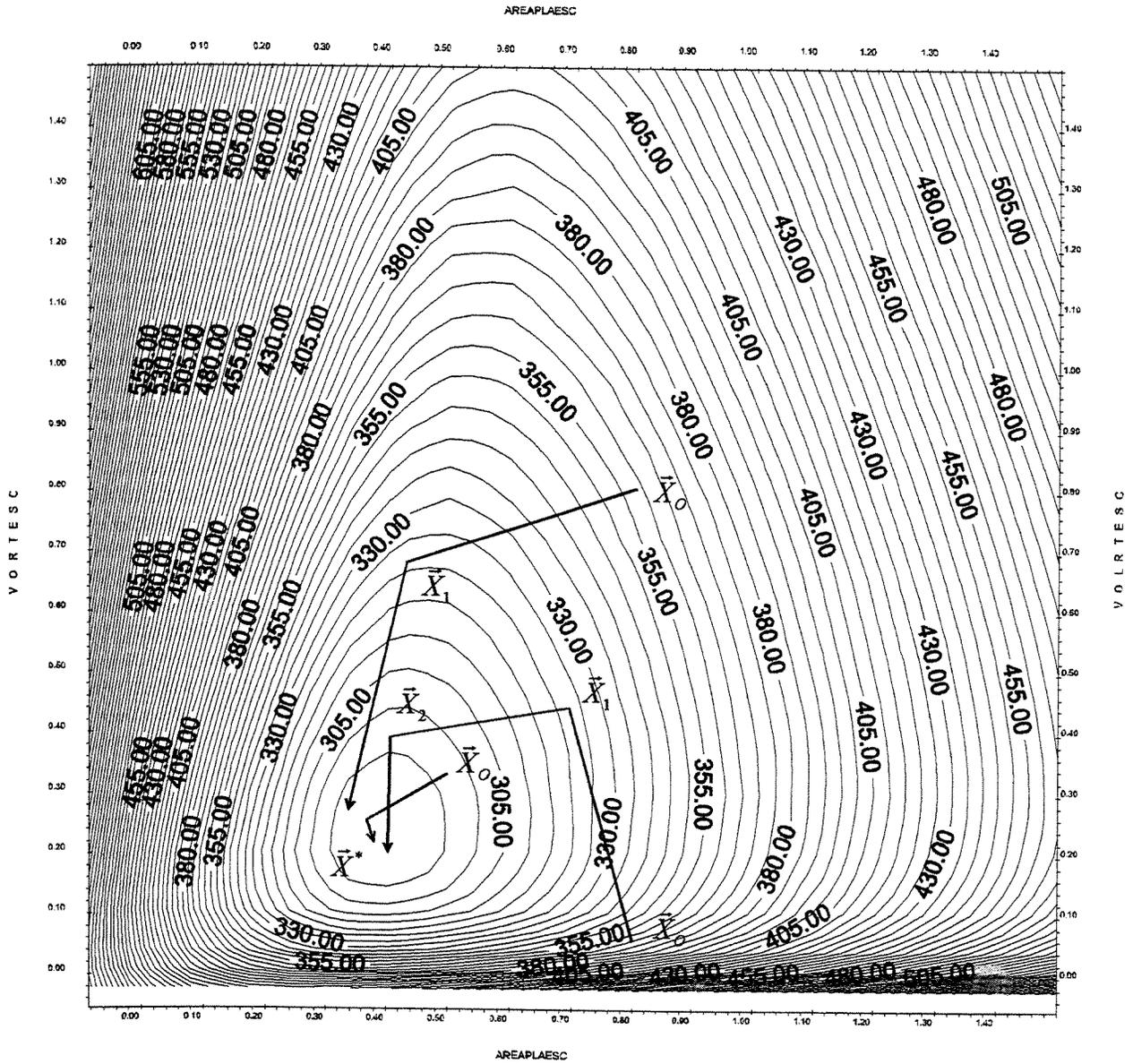


Figura 4. 5 - Trajetórias de busca do ponto ótimo na superfície.

A seguir, são comparados os resultados do caso-base com os do ponto ótimo obtido na busca descrita pela Figura 4. 3.

Tabela 4. 2 - Dimensionamento otimizado para o caso com duas variáveis de decisão.

| Dimensionamento | caso-base | otimizado | |
|---|-----------|-----------|----------------|
| Área de placa coletora | 8,00 | 6,81 | m ² |
| Volume de RT | 0,40 | 0,28 | m ³ |
| Fator de forma (d/h) | 2,31 | 2,31 | |
| Altura relativa do retorno das placas | 50 | 50 | % |
| Inclinação da placa coletora | 33 | 33 | ° |
| Azimute da placa coletora (posit-oeste negat-leste) | 0 | 0 | ° |
| Diâmetro interno do reservatório | 1,06 | 0,94 | m |
| Altura interna do reservatório | 0,46 | 0,41 | m |
| Temperatura ajustada no termostato do RT | 60 | 60 | °C |

Tabela 4. 3 - Desempenho para o caso com duas variáveis de decisão.

| Desempenho Anual | caso-base | otimizado | |
|---|----------------------|----------------------|------------|
| Função-objetivo | 297 | 289 | US\$ / ano |
| Fração solar anual | 87 | 82 | % |
| Energia elétrica auxiliar total | 1,49.10 ⁶ | 2,00.10 ⁶ | kJ |
| Parcela de Q _{tot} consumida no horário de ponta | 24% | 23% | kJ |
| Energia elétrica consumida pelo aquecedor de passagem | 0,00 | 0,00 | kJ |
| Investimento inicial | 1540 | 1329 | US\$ |
| Gastos com energia sistema convencional | 551 | 551 | US\$ / ano |
| Economia solar anual | 254 | 261 | US\$ / ano |
| Período de retorno do investimento | 4,4 | 3,9 | anos |

Como pode se observar, existe uma relativa proximidade entre o dimensionamento do caso-base e o dimensionamento otimizado. De fato, a combinação de área e volume do caso-base fica muito próxima da área que foi referida como ótima. O custo anual do caso-base é somente 3% superior ao do otimizado.

Observa-se que houve uma redução da fração solar, no caso do dimensionamento otimizado, indicando um ligeiro superdimensionamento no caso-base. Com o dimensionamento otimizado, que possui menos área e menos volume, houve uma redução no investimento inicial, e no período de retorno do investimento.

4.1.3 Validação do Modelo de Síntese Otimizada.

A Figura 4.5 permite visualizar a trajetória de busca do procedimento de síntese, que obtém uma solução de projeto ótima. Observa-se que isto ocorre com eficácia, comprovando o bom

funcionamento do modelo de otimização proposto. A comunicação entre os diversos componentes do programa de síntese - simulador e otimizador - ocorre com rapidez.

A inspeção visual para o caso bidimensional permite comprovar a suavidade e o bom comportamento da função objetivo, confirmando a hipótese de suavidade da função quando esta envolve simulações do sistema a longo prazo. É também possível inspecionar visualmente que o método dos gradientes conjugados acelera o processo de otimização, e que a direção defletida de busca converge mais rapidamente para o ótimo do que a direção do gradiente (perpendicular às isoquantas do gráfico).

4.2 Casos Multidimensionais

Uma vez validado o funcionamento do modelo de síntese otimizada, passa-se a discutir casos multidimensionais, com o objetivo de evidenciar as vantagens tecno-econômicas da aplicação deste modelo de síntese no projeto de sistemas de aquecimento solar. Inicialmente, um novo projeto atendendo o caso-base já exposto é feito, mas agora adotando as sete variáveis de decisão enumeradas no início deste capítulo. Depois, expõe-se um novo caso em que uma condição de uso do equipamento (temperatura de fornecimento de água quente) é modificada. A seguir, é feito o estudo da utilização de uma placa coletora não-convencional. No caso seguinte, um sistema com placa não convencional é sintetizado para o caso com condições modificadas de uso. Como último caso, dimensiona-se o sistema para uso sob tarifa binomial de energia elétrica.

4.2.1 Caso-base com sete variáveis de decisão

A seguir, o mesmo modelo é utilizado para otimizar as sete variáveis de decisão. Note que agora adotaremos $AREAPLAESC=0.3855$, e $VOLRTEESC=0.2205$, que são os novos valores otimizados no primeiro caso. O valor inicial da função objetivo é $f=289,18$ [US\$].

O procedimento de busca com sete parâmetros é descrito na figura a seguir.

Figura 4.6 - Arquivo de saída para o caso-base com sete variáveis de decisão.

| nome do arquivo de entrada = test5ifa58 | | | | | | | | | | | | | | | | |
|---|------------|--------|--------|--------|--------|---------|---------|------------|---------|-------|--------|--------|------|----------|----------|---------|
| pibusca=1e-3 prgradconj=5 | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | X1 | X2 | X3 | X4 | X5 | X6 | X7 | | | | | | | | | |
| epsions | 0.1 | 0.1 | 0.1 | 0.1 | 0.1 | 0.03162 | 0.03162 | | | | | | | | | |
| val.inferior | 0.05 | 0.05 | 0.05 | 0.05 | 0.05 | 0.05 | 0.05 | | | | | | | | | |
| val.superik | 0.95 | 0.95 | 0.95 | 0.95 | 0.95 | 0.95 | 0.95 | | | | | | | | | |
| penas infe | 0.06 | 0.06 | 0.06 | 0.06 | 0.06 | 0.06 | 0.06 | | | | | | | | | |
| penas sup | 0.94 | 0.94 | 0.94 | 0.94 | 0.94 | 0.94 | 0.94 | | | | | | | | | |
| particao | 30 | 30 | 30 | 30 | 30 | 30 | 30 | | | | | | | | | |
| | THERMOESC | | | | | | | VOLRTEESC | | | | | | | | |
| | HRELENTA | | | | | | | AREAPLAESC | | | | | | | | |
| | FORMAESC | | | | | | | DIRPLAESC | | | | | | | | |
| | INCLPLAESC | | | | | | | f(x) | | | | | | | | |
| hora | x1 | x2 | x3 | x4 | x5 | x6 | x7 | | | | | | | | | |
| 00:14:59 | 0.8333 | 0.5 | 0.906 | 0.6222 | 0.5 | 0.3855 | 0.2205 | 289.181 | -269.81 | 47.84 | -62.04 | -43.41 | 0 | 0 | 0 | 284.288 |
| 00:47:03 | 0.0849 | 0.6327 | 0.7339 | 0.5018 | 0.5 | 0.3855 | 0.2205 | 247.127 | 61.9326 | -3.27 | -14.98 | -19.11 | 2.82 | -52.3037 | -16.4754 | 86.3192 |
| 01:18:43 | 0.1381 | 0.6343 | 0.7042 | 0.4686 | 0.504 | 0.3104 | 0.1969 | 243.989 | 0 | 0 | -13.55 | -12.56 | 0 | 30.6106 | 0 | 35.7543 |
| 01:49:41 | 0.1381 | 0.6343 | 0.6935 | 0.4587 | 0.504 | 0.3345 | 0.1969 | 243.646 | 0 | 0 | -11.92 | -10.56 | 0 | 0 | 0 | 15.9248 |
| 02:20:24 | 0.1381 | 0.6343 | 0.6523 | 0.4219 | 0.504 | 0.3517 | 0.1969 | 243.267 | 0 | 0 | -14.98 | -6.62 | 0 | -43.3545 | 0 | 46.3448 |
| 02:50:13 | 0.1381 | 0.6343 | 0.6376 | 0.4154 | 0.504 | 0.3089 | 0.1969 | 242.886 | -0.52 | -3.67 | -14.33 | -1.93 | 3.92 | 23.0845 | -6.3245 | 28.4793 |
| 03:21:58 | 0.1356 | 0.6168 | 0.5419 | 0.3942 | 0.5228 | 0.341 | 0.1666 | 241.662 | 0.16 | 0 | -14.41 | 0 | 1.34 | -20.6811 | 28.2389 | 37.8763 |
| 03:52:32 | 0.1358 | 0.6168 | 0.5217 | 0.3942 | 0.5247 | 0.312 | 0.2082 | 240.913 | 0 | 0 | -14.93 | 0 | 0 | 0 | 0 | 14.93 |
| 04:22:58 | 0.1359 | 0.6168 | 0.4528 | 0.3942 | 0.5255 | 0.2991 | 0.2238 | 240.489 | 0 | -3.88 | -14.9 | 0 | 0 | 36.2711 | -22.199 | 45.2267 |
| 04:53:17 | 0.1359 | 0.6123 | 0.4358 | 0.3942 | 0.5255 | 0.3406 | 0.1984 | 239.804 | 0 | 0 | -12.76 | 0 | 0 | -23.1161 | 0 | 26.404 |
| 05:22:25 | 0.1359 | 0.6089 | 0.3894 | 0.3942 | 0.5255 | 0.3126 | 0.1787 | 239.051 | 0 | 0 | -15 | 0 | 0 | 0 | 0 | 15 |
| 05:51:55 | 0.1359 | 0.6089 | 0.0686 | 0.3942 | 0.5255 | 0.3126 | 0.1787 | 234.73 | -0.47 | 1.61 | 0 | 0 | 4.23 | 0 | 0 | 4.5504 |

Esta execução do programa de síntese necessitou avaliar 375 vezes a função-objetivo. Para calcular o valor da função e o gradiente em cada ponto encontrado, foram necessárias 16 avaliações da função, e para cada busca unidimensional foram necessárias em média 16,7 avaliações da função objetivo. Observe que o número de buscas unidimensionais mostrou-se (logicamente) constante, e independente do número de variáveis de decisão do problema. E o número de avaliações da função em cada ponto é igual a $2n+2$, onde n é o número de variáveis de decisão.

Como pode ser observado, houve uma significativa melhora no desempenho do sistema, reduzindo o custo anual de 289 US\$ para 234 US\$. Os novos valores são:

Tabela 4. 4 - Dimensionamento otimizado para o caso-base, com sete variáveis de decisão

| Dimensionamento | Início | Otimizado | |
|---|--------|-----------|----------------|
| Área de placa coletora | 6,81 | 5,75 | m ² |
| Volume de RT | 0,28 | 0,26 | m ³ |
| Fator de forma (d/h) | 2,31 | 0,52 | |
| Altura relativa do retorno das placas | 50,00 | 60,89 | % |
| Inclinação da placa coletora | 33,00 | 22,74 | ° |
| Azimute da placa coletora (posit-oeste negat-leste) | 0,00 | 2,30 | ° |
| Diâmetro interno do reservatório | 0,94 | 0,56 | m |
| Altura interna do reservatório | 0,41 | 1,07 | m |
| Temperatura ajustada no termostato do RT | 60 | 18 | °C |

Tabela 4. 5 - Desempenho otimizado para o caso-base, com sete variáveis de decisão

| Desempenho anual | Início | Otimizado | |
|---|----------------------|----------------------|------------|
| Função Objetivo | 289,57 | 234,75 | US\$ / ano |
| fração solar anual | 82,45 | 89,06 | % |
| energia elétrica auxiliar total | 2,00.10 ⁶ | 1,26.10 ⁶ | kJ |
| parcela de Q _{tot} consumida no horário de ponta | 24 | 42 | % |
| energia elétrica consumida pelo aquecedor de passagem | 0,0 | 1,25.10 ⁶ | kJ |
| Investimento inicial | 1329 | 1191 | US\$ |
| Gastos com energia sistema convencional | 551 | 551 | US\$ / ano |
| Economia solar anual | 261 | 316 | US\$ / ano |
| Período de retorno do investimento | 3,91 | 3,11 | anos |

A modificação que aparenta ter sido de grande importância foi a diminuição da temperatura no termostato de 60°C para 18°C. Com o novo ajuste, o resistor interno ao reservatório ficou praticamente desabilitado. Dessa forma, o modelo de otimização buscou um dimensionamento que

favorece o uso do aquecedor de passagem, externo ao RT. Com isto ocorre uma diminuição da temperatura média do reservatório, favorecendo a eficiência das placas coletoras e gerando um aumento na fração solar anual. Por outro lado, evita-se perdas de energia auxiliar por dissipação noturna no RT.

A diminuição do fator de forma favorece a estratificação, diminui os efeitos de mistura, e reduz a condução noturna entre os estratos. No nosso caso otimizado, a variável FFORMAESC chegou no seu valor mínimo, a partir do qual passa a haver uma penalização.

A limitação do fator de forma mínimo a $S = 0,5$ foi imposta pensando-se na praticidade de instalação do sistema. Um reservatório vertical com pequeno diâmetro pode possuir grandes alturas, dependendo do volume, dificultando sua instalação.

A altura relativa do retorno do coletor no RT sofreu um ligeiro aumento, e conseqüente aproximação da parte superior do RT, onde se localiza o sistema de aquecimento auxiliar interno. Com a quase completa desativação do sistema auxiliar, torna-se menos necessário minimizar os efeitos da circulação, pelas placas coletoras, de água aquecida eletricamente.

É interessante notar que a inclinação ótima de placas coletoras encontradas é praticamente a latitude de Campinas-SP. Esta modificação em relação ao valor anterior (latitude + 10°) sugere que para o caso estudado, o favorecimento do desempenho solar em estações quentes contribua para o desempenho global anual.

Para casos com mais de duas variáveis de decisão, não será mais possível visualizar a função e as trajetórias de busca em um gráfico bidimensional. No entanto, a geração de alguns 'cortes' bidimensionais da função objetivo permite intuir sobre sua suavidade e bom comportamento. A análise de sensibilidade em pontos de interesse é uma forma de fazer esta inspeção.

A seguir, é mostrada uma análise de sensibilidade da função objetivo no ponto ótimo encontrado. Quando é perturbado o valor de um parâmetro, os demais permanecem no ponto ótimo.

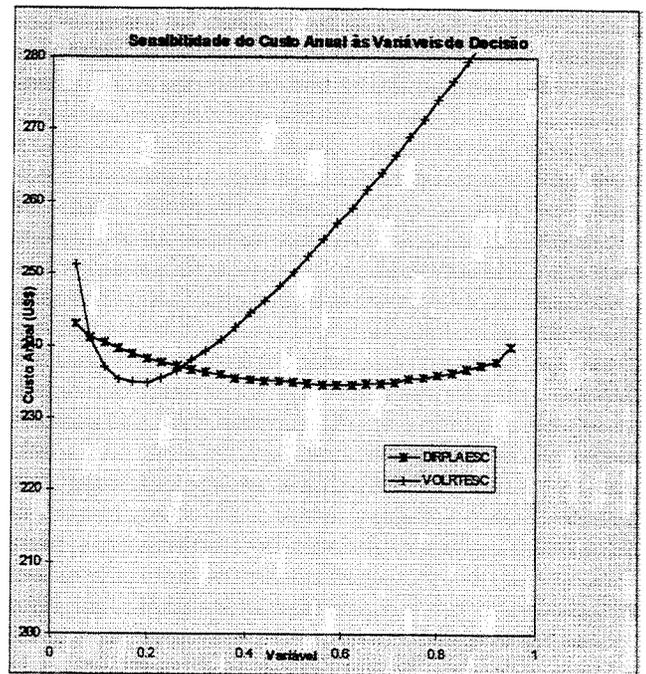
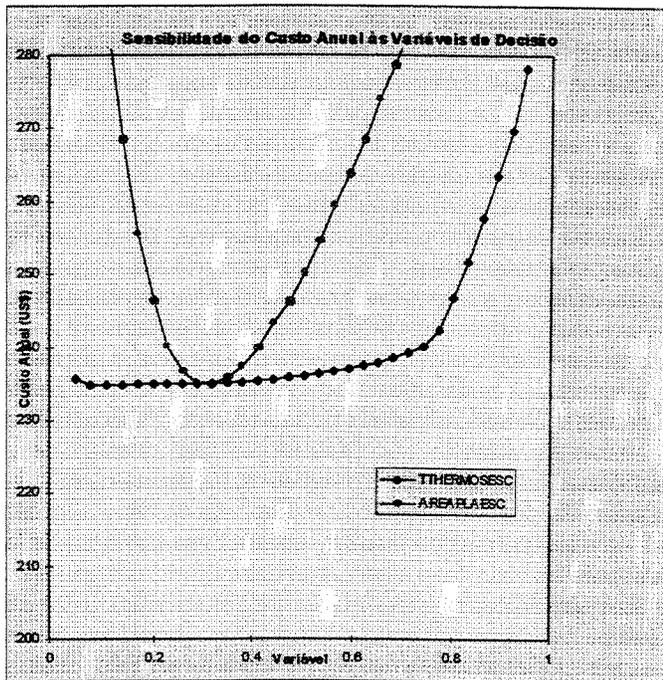
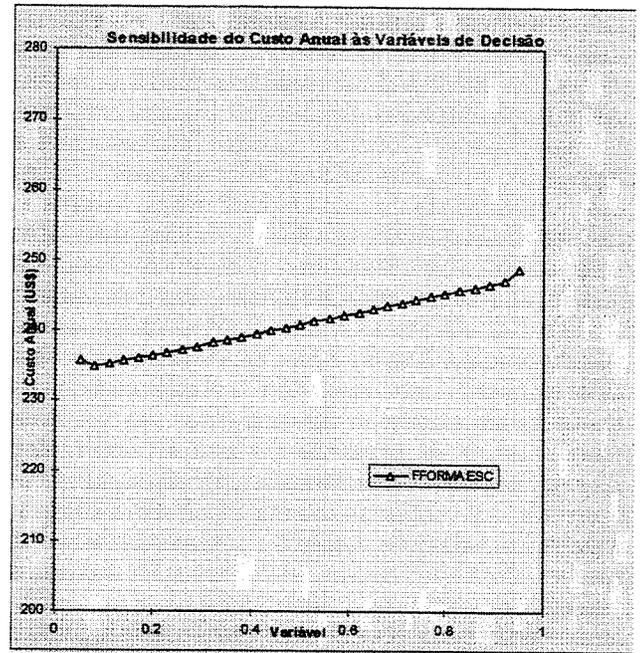
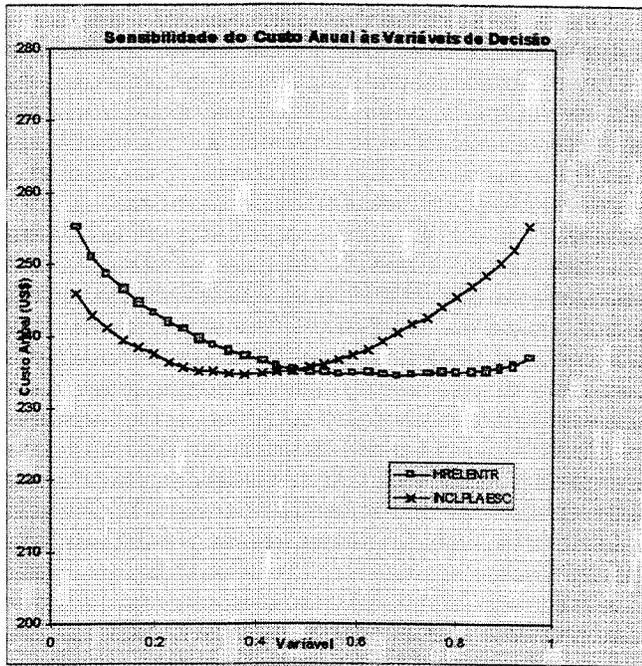


Figura 4.7 - Análise de sensibilidade - otimização do caso-base com sete variáveis de decisão

Nota-se que o valor mínimo da função objetivo é, para qualquer curva de sensibilidade, o valor ótimo encontrado, o que denota que o dimensionamento encontrado é o ótimo.

Devem ser notadas algumas características para este sistema: com exceção das variáveis área de placa e volume de reservatório, a função objetivo possui baixa sensibilidade à perturbação de uma só das cinco variáveis restantes, nas imediações de seus valores ótimos. No entanto, através desta análise nada pode ser concluído a respeito da perturbação de mais de uma variável simultaneamente..

4.2.2 Temperatura de torneira quente

A exigência de água "fumegando" nas torneiras de água quente tem sido usual por consumidores que instalam sistemas de aquecimento solar em suas residências. É decorrente disso que a família hipotética em nosso caso-base exige uma temperatura mínima de 55°C na tubulação de água quente. Apesar de que essa temperatura confere maior conforto em outras atividades que não o banho (por exemplo, remoção de gordura na lavagem de louça), o desempenho térmico e econômico do sistema de aquecimento solar acaba sendo penalizado.

Com a finalidade de avaliar este efeito, estudou-se no caso a seguir quais seriam os benefícios se a família do caso-base mudasse sua exigência de temperatura mínima de 55°C para 40°C.

O processo de otimização parte do caso ótimo encontrado na sub-seção anterior.

Tabela 4. 6 - Novo dimensionamento com redução da temperatura mínima de água quente

| Dimensionamento | início | otimizado | |
|---|--------|-----------|----------------|
| Área de placa coletora | 5,75 | 4,93 | m ² |
| Volume de RT | 0,26 | 0,33 | m ³ |
| Fator de forma (d/h) | 0,52 | 0,52 | |
| Altura relativa do retorno das placas | 60 | 77 | % |
| Inclinação da placa coletora | 22 | 26 | ° |
| Azimute da placa coletora (posit-oeste negat-leste) | 2,30 | 2,30 | ° |
| Diâmetro interno do reservatório | 0,56 | 0,60 | m |
| Altura interna do reservatório | 1,07 | 1,17 | m |
| Temperatura ajustada no termostato do RT | 18 | 16 | °C |

Tabela 4. 7 - Desempenho para o caso de redução de temperatura de água quente.

| Desempenho anual | início | otimizado | |
|---|-------------------|-------------------|------------|
| Função-objetivo | 234 | 206 | US\$ / ano |
| Fração solar anual | 89 | 93 | % |
| Energia elétrica auxiliar total | $1,26 \cdot 10^6$ | $8,14 \cdot 10^5$ | kJ |
| Parcela de Q_{tot} consumida no horário de ponta | 42 | 39 | % |
| Energia elétrica consumida pelo aquecedor de passagem | $1,25 \cdot 10^6$ | $8,14 \cdot 10^5$ | kJ |
| Investimento inicial | 1191 | 1136 | US\$ |
| Gastos com energia sistema convencional | 551 | 551 | US\$ / ano |
| Economia solar anual | 316 | 345 | US\$ / ano |
| Período de retorno do investimento | 3,1 | 2,8 | anos |

O suprimento da demanda a temperaturas menores permite a diminuição da área de placa coletora. Já volume de RT aumentou, de modo a permitir a acumulação de uma maior quantidade de água aquecida a temperaturas menores.

Curiosamente, o novo dimensionamento encontrou uma nova inclinação de placa, que em relação a anterior, favorece o desempenho solar nas estações mais frias. Nota-se aqui que a literatura propõe valores otimizados universais para uma variável que depende das condições de funcionamento do sistema.

Como podemos conferir, existe uma redução do custo anual, do período de retorno do investimento, assim como uma diminuição do uso de energia elétrica auxiliar.

4.2.3 Placa coletora de concreto

Analisa-se aqui a possibilidade de se utilizar placas coletoras que possuem desempenho térmico menor, porém menor preço, para o dimensionamento do sistema de aquecimento de água que atenda às necessidades propostas no caso base (incluindo temperatura de fornecimento de água quente a 55°C)

Uma possibilidade, reportada na literatura, é o uso de uma placa coletora de concreto, tal como foi mencionado na sub-seção 2.2.1. Esta placa tem sido estudada por diversos autores [Nayak, Sukhatme et al., 1989; Bobshetty, Nayak et al., 1992; Sokolov e Reshev, 1992; Jubran, Al-Saad et al., 1994] que reportam bom desempenho.

Para a caracterização destas placas coletoras na rotina de simulação estudada, foram utilizados valores $F_R(\tau\alpha)_n$ e $F_R U_L$ calculados com base em curvas de eficiência diária, e não instantânea [Nayak, Sukhatme et al.,1989]. Apesar de que placas de concreto possuem uma constante de tempo muito maior do que placas coletoras convencionais, o que poderia resultar numa avaliação pouco acurada do desempenho instantâneo do sistema na rotina de simulação, considerou-se que os resultados de desempenho diário seriam representativos e, conseqüentemente, os de desempenho anual.

Com relação ao custo, considerou-se, com base no estudo de Jubran, Al-Saad et al.[1994] ser uma hipótese conservativa (pessimista) que o preço de comercialização de uma placa coletora deste tipo no Brasil seria a metade do preço de uma placa coletora normal.

Os demais dados da placa coletora de concreto estão na tabela a seguir:

Tabela 4. 8 - Características da placa coletora de concreto

| | | | |
|---------------------|---|--------------------------|---------------------------|
| A_c | Área de placa coletora | 2 → 14 | [m ²] |
| $F_R(\tau\alpha)_n$ | Curva de eficiência: cruzamento com a ordenada | 0,50 | |
| $F_R U_L$ | Curva de eficiência: simétrico do coeficiente angular | 27 | kJ/(h.m ² .°C) |
| b_0 | Constante óptica de modificação do ângulo de incidência | -0,1 | |
| G_{test} | Vazão utilizada na determinação da curva de eficiência | 40 | kg/(h. m ²) |
| D_h | Diâmetro dos cabeçotes da placa coletora | 0,017 | [m] |
| D_r | Diâmetro dos tubos ascensores | 0,017 | [m] |
| β | inclinação da placa coletora em relação à horizontal | 5 → 50 | [°] |
| γ | Direção (Azimute) da placa coletora (N = 0°) | -45 → +45 | [°] |
| L_c | Comprimento dos tubos ascensores | 1,8 | [m] |
| L_h | Comprimento dos cabeçotes | A_c/L_c | [m] |
| H_c | Distância vertical entre entrada e saída do coletor | $L_c \text{ sen}(\beta)$ | [m] |
| N_r | Número de ascensores (espaçados a cada 10 cm) | $L_h/0,10$ | |

Como ponto inicial para a rotina de otimização, partiu-se do primeiro caso otimizado para sete variáveis de decisão, apresentado na sub-seção 4.2.1

Tabela 4. 9 - Dimensionamento com o uso da placa coletora de concreto.

| Dimensionamento | Início | Otimizado |
|---|--------|---------------------|
| Área de placa coletora | 5,75 | 9,35 m ² |
| Volume de RT | 0,26 | 0,29 m ³ |
| Fator de forma (d/h) | 0,52 | 0,52 |
| Altura relativa do retorno das placas | 60,89 | 91,73 % |
| Inclinação da placa coletora | 22,74 | 22,74 ° |
| Azimute da placa coletora (posit-oeste negat-leste) | 2,30 | 2,73 ° |
| Diâmetro interno do reservatório | 0,56 | 0,58 m |
| Altura interna do reservatório | 1,07 | 1,11 m |
| Temperatura ajustada no termostato do RT | 18 | 18 °C |

Deve ser notado que a área de placa coletora de concreto é muito superior à área ótima para coletores convencionais. A contrapartida do menor desempenho que possui uma placa de concreto é o seu preço também menor. Isto faz com que o programa de síntese encontre uma solução ótima com uso de uma área de placa maior.

Tabela 4. 10 - Desempenho com uso da placa coletora de concreto.

| Desempenho anual | Início | Otimizado |
|---|----------------------|-------------------------|
| Custo Anual (função-objetivo) | 234,75 | 223,38 US\$ / ano |
| Fração solar anual | 89,06 | 88,07 % |
| Energia elétrica auxiliar total | 1,26.10 ⁶ | 1,37.10 ⁶ kJ |
| Parcela de Q _{tot} consumida no horário de ponta | 42 | 42 % |
| Investimento inicial | 1191 | 1080 US\$ |
| Gastos com energia sistema convencional | 551 | 551 US\$ / ano |
| Economia solar anual | 316 | 327 US\$ / ano |
| Período de retorno do investimento | 3,11 | 2,79 anos |

O dimensionamento otimizado obtido para a placa de concreto produz um desempenho anual muito próximo ao caso com placa convencional. Há uma ligeira redução do investimento inicial, e do período de retorno do investimento. O custo anual é 5% menor.

4.2.4 Placa de concreto com fornecimento de água quente a 40 °C

No caso seguinte, buscou-se unir as modificações propostas nos dois casos anteriores: redução da temperatura de fornecimento de água quente de 55 para 40°C, e uso do mesmo tipo de placa coletora de concreto.

Como caso inicial para a otimização, utilizou-se o caso otimizado anterior.

Tabela 4. 11- Dimensionamento para uso de placa de concreto com redução da T de água quente.

| Dimensionamento | Início | Otimizado | |
|---|--------|-----------|----------------|
| Área de placa coletora | 9,35 | 7,44 | m ² |
| Volume de RT | 0,29 | 0,36 | m ³ |
| Fator de forma (d/h) | 0,52 | 0,52 | |
| Altura relativa do retorno das placas | 91,73 | 90,61 | % |
| Inclinação da placa coletora | 22,74 | 24,00 | ° |
| Azimute da placa coletora (posit-oeste negat-leste) | 2,73 | 3,06 | ° |
| Diâmetro interno do reservatório | 0,58 | 0,62 | m |
| Altura interna do reservatório | 1,11 | 1,20 | m |
| Temperatura ajustada no termostato do RT | 18 | 18 | °C |

Como se observa na tabela a seguir, as placas coletoras de concreto se mostram competitivas com as placas convencionais, para fornecimento de água quente a 40 °C.

Tabela 4. 12 - Desempenho - placa coletora de concreto com redução da T de água quente.

| Desempenho anual | Início | otimizado | |
|---|-------------------|-------------------|------------|
| Função Objetivo | 223,38 | 185,41 | US\$ / ano |
| Fração solar anual | 88,07 | 93,21 | % |
| Energia elétrica auxiliar total | $1,37 \cdot 10^6$ | $7,78 \cdot 10^5$ | kJ |
| Parcela de Q_{tot} consumida no horário de ponta | 42% | 39% | |
| Energia elétrica consumida pelo aquecedor de passagem | $1,37 \cdot 10^6$ | $7,76 \cdot 10^5$ | kJ |
| Investimento inicial | 1080 | 1007 | US\$ |
| Gastos com energia sistema convencional | 551 | 551 | US\$ / ano |
| Economia solar anual | 327 | 365 | US\$ / ano |
| Período de retorno do investimento | 2,79 | 2,41 | anos |

Observe na sub-seção 4.2.2, que o custo anual do sistema com placas convencionais é de 206 US\$/ano, enquanto o custo do sistema otimizado acima descrito é de 185 US\$/ano, representando uma economia de 10%. Existe também uma considerável redução no investimento inicial, que passa de 1136 US\$ para 1007 US\$.

Sendo o termo de perdas de calor $F_R U_L$ maior para a placa coletora de concreto, é natural que ela tenha maior desempenho com temperaturas menores de fornecimento de água.

4.2.5 Implantação de Tarifa Binomial

Como já foi mencionado, a implantação de tarifas diferenciadas já está em fase de testes por algumas concessionárias nacionais de energia elétrica, como a CEMIG e a COPEL. [Alves, 1998; Dória, 1998] .

No caso aqui discutido, quer-se buscar o dimensionamento otimizado de um sistema de aquecimento solar de água para operar sob uma tarifa binomial. As condições restantes seguem o caso base.

Propôs-se então uma modificação no caso estudado, onde passa a existir uma cobrança segundo a tarifa relatada no trabalho de Alves [1998]. A tarifa original passa a ser multiplicada por um fator na ponta, e por outro fator fora de ponta:

Tabela 4. 13 - Cobrança de tarifa binomial

| | |
|---------------------|-------|
| Fator na ponta | 3,11 |
| Fator fora de ponta | 0,466 |

Como dimensionamento inicial para o programa de síntese, utilizou-se os resultados da sub-seção 4.2.1 - uma otimização do caso-base com sete variáveis de decisão. O dimensionamento otimizado resultante é apresentado na Tabela 4.14.

Nota-se que a placa foi ligeiramente defletida para oeste, o que favorece a captação de energia durante a tarde. Dessa forma, o sistema prioriza o uso da energia solar para suprir a demanda noturna de água quente, às custas de um pior desempenho solar para suprir a demanda da hora do almoço (vide a curva de carga proposta no caso-base, sub-seção 3.1.1)

Tabela 4. 14 - Dimensionamento para operação sob tarifa binomial

| Dimensionamento | Início | Otimizado | |
|---|--------|-----------|----------------|
| Área de placa coletora | 5,75 | 6,74 | m ² |
| Volume de reservatório térmico | 0,26 | 0,36 | m ³ |
| Fator de forma (d/h) | 0,52 | 0,52 | |
| Altura relativa do retorno das placas | 60,89 | 52,00 | % |
| Inclinação da placa coletora | 22,74 | 22,88 | ° |
| Azimute da placa coletora (posit-oeste negat-leste) | 2,30 | 13,65 | ° |
| Diâmetro interno do reservatório | 0,56 | 0,62 | m |
| Altura interna do reservatório | 1,07 | 1,20 | m |
| Temperatura ajustada no termostato do RT | 18 | 34 | °C |

Tabela 4. 15 - Desempenho - operação sob tarifa binomial.

| Desempenho anual | Início | Otimizado | |
|---|----------------------|----------------------|------------|
| Função Objetivo | 264,98 | 256,33 | US\$ / ano |
| fração solar anual | 89,06 | 92,96 | % |
| energia elétrica auxiliar total | 1,26.10 ⁶ | 8,07.10 ⁵ | kJ |
| parcela de Q _{tot} consumida no horário de ponta | 42% | 38% | |
| energia elétrica consumida pelo aquecedor de passagem | 1,25.10 ⁶ | 7,41.10 ⁵ | kJ |
| Investimento inicial | 1191 | 1369 | US\$ |
| Gastos com energia sistema convencional | 917 | 917 | US\$ / ano |
| Economia solar anual | 652 | 661 | US\$ / ano |
| Período de retorno do investimento | 1,57 | 1,81 | anos |

Como é possível perceber, o novo dimensionamento do sistema não apresenta significativa melhora no custo anual, em relação ao dimensionamento que havia feito para a tarifa normal.

O aumento da temperatura no termostato de 18 para 34°C faz com que a participação do resistor interno ao RT no consumo anual de energia elétrica passe de 0,2%, no caso inicial para 8,2% no caso otimizado.

Ao contrário do que se esperava, no dimensionamento otimizado para a tarifa binomial não existe uma desativação do sistema de aquecimento de passagem. Com o dimensionamento inicial sujeito à tarifa binomial, 4,6% da energia demandada para aquecer a água do banho é consumida no horário de ponta (o restante é fornecido pelo sol, ou consumido fora da ponta). Com o novo dimensionamento, esta parcela cai para 2,7%.

Ao que parece, o ônus de um uso mais intenso do sistema de aquecimento interno ao reservatório é grande, devido à redução da eficiência das placas coletoras, e a perdas noturnas no reservatório térmico. Seria interessante, para o caso desta tarifa, estudar o dimensionamento otimizado de sistemas que possuíssem tanques separados: um para a água pré-aquecida, outro para a água termostaticamente controlada. O estudo da associação de um temporizador com o termostato, ou então de um controle de acionamento com microprocessador programável seria também interessante.

Para o caso em questão, a decisão da rotina de síntese foi de continuar a utilizar o sistema de aquecimento de passagem na ponta (com ligeiras reduções), de modo a preservar o desempenho térmico do sistema solar.

Nos dimensionamentos "inicial" e "otimizado", o prazo de retorno de investimento diminuiu acentuadamente, em relação a um panorama de tarifa normal. Isto ocorre porque o sistema convencional de passagem passa a ter custos proibitivos com a cobrança de uma tarifa binomial.

Capítulo 5

Conclusões e recomendações

Foi desenvolvido neste trabalho um programa computacional para síntese otimizada de sistemas de aquecimento solar de água. Este programa, ao invés de se limitar a descrever o funcionamento de um dado sistema de aquecimento, recomenda qual o dimensionamento para o sistema que resulta no maior benefício econômico.

O programa consiste de uma rotina de otimização (programação não-linear) que foi ligada a uma rotina de simulação numérica em regime transiente, implementada em um pacote matemático, o TRNSYS.

Acredita-se que este seja o primeiro programa de síntese que faça a otimização multidimensional utilizando rotinas de simulação em regime transiente como função objetivo.

O modelamento do problema fica a cargo da rotina de simulação. O programa de otimização somente trata de otimizar a função objetivo que é especificada pelo simulador.

Portanto, existe uma independência do modelo de otimização quanto ao tipo de problema modelado. Qualquer modelo que for implementado no pacote matemático é passível de ser otimizado pelo modelo de síntese.

Por consequência, a aplicabilidade do trabalho extrapola a esfera dos sistemas de aquecimento solar de água, abrangendo o universo dos problemas modeláveis no referido pacote matemático.

Recomenda-se que, para sistemas funcionando em regime transiente, a função objetivo envolva uma avaliação do desempenho a longo prazo, causando a ‘dissolução’ de eventos discretos, resultando em uma função suave. No mais, a função a ser otimizada deve satisfazer os critérios de otimalidade para o uso da programação não-linear.

Como resultados específicos para este trabalho, a ferramenta de síntese multivariável revelou-se de extrema utilidade no projeto de sistemas de aquecimento solar de água.

Foi mostrado que, através dessa nova ferramenta, é possível tirar proveito do dimensionamento de variáveis para as quais se adotava um valor padrão (como, por exemplo, a inclinação de placa coletora), para a obtenção do máximo benefício econômico.

Foi também mostrado que, mediante o critério de minimização da função custo de ciclo de vida econômico, dimensionamentos otimizados podem ser rapidamente sintetizados utilizando diferentes tipos de componentes. Em um estudo de caso, placas coletoras de menor desempenho térmico se revelaram competitivas, por haver uma contrapartida na diminuição do custo de aquisição que resultou em um dimensionamento otimizado mais econômico que utilizando placas convencionais.

Com a ferramenta desenvolvida neste trabalho, a adequação do projeto de sistemas de aquecimento solar de água pode ser realizada de forma dinâmica, contemplando novas condições econômicas ou de demanda, condições climáticas distintas, ou restrições específicas ao projeto.

Recomenda-se o uso desta ferramenta de síntese de sistemas no projeto otimizado de componentes. É o caso do dimensionamento interno das placas coletoras planas: espessura de aletas, diâmetro de tubos, espessura de isolamento térmico, e outros.

Recomenda-se também o estudo de sistemas para os quais o problema de dimensionamento é bastante análogo ao aquecedor solar de água: sistemas eólicos e fotovoltaicos. Dada uma demanda, pode-se encontrar, por exemplo, o dimensionamento ótimo de captadores (placas fotovoltaicas ou turbinas eólicas) e acumuladores (baterias) em relação a um cenário de preços de energia elétrica, condições climáticas anuais médias, taxa de retorno, e demais condicionadores do projeto.

Recomenda-se estudar a aplicabilidade da metodologia desenvolvida neste trabalho ao projeto tecno-econômico otimizado de construções prediais de baixo consumo de energia, no que se refere ao conforto térmico e iluminação.

Apêndice 1

Resultados em forma detalhada

Neste apêndice, estão reunidas as saídas de dados do programa de síntese em forma bruta, assim como as planilhas de dimensionamento e desempenho dos projetos otimizados no capítulo 4. Para facilitar a visualização das tabelas do procedimento de síntese otimizada, os resultados foram impressos na orientação transversal da página.

A1.1.1 Dimensionamento do caso-base

Características do sistema:

| | | | |
|------|---|-------|----------------|
| Ac | Área de placa coletora | 8.00 | m ² |
| Vt | Volume de reservatório térmico | 0.40 | m ³ |
| S | Fator de forma (d/h) | 2.31 | |
| Hr | Altura relativa do retorno das placas | 50.00 | % |
| beta | Inclinação da placa coletora | 33.00 | ° |
| gama | Azimute da placa coletora (posit-oeste negat-leste) | 0.00 | ° |
| dt | Diametro interno do reservatório | 1.06 | m |
| Ht | Altura interna do reservatório | 0.46 | m |
| Tset | Temperatura ajustada no termostato do RT | 60 | °C |

Resultados da simulação

| | | | |
|---------|---|----------|------------|
| f | Função Objetivo | 297.17 | US\$ / ano |
| F | fração solar anual | 86.97 | % |
| Qtot | energia elétrica auxiliar total | 1.49E+06 | kJ |
| Qtot,p | parcela de Qtot consumida no horário de ponta | 3.41E+05 | kJ |
| Qchuv | energia elétrica consumida pelo aquecedor de passagem | 0.00E+00 | kJ |
| Qchuv,p | parcela de Qchuv consumida no horário de ponta | 0.00E+00 | kJ |
| QRT | energia elétrica consumida pelo resistor no RT | 1.49E+06 | kJ |
| QRT,p | parcela de QRT consumida no horário de ponta | 3.41E+05 | kJ |
| Qconv | energia elétrica que seria consumida por um sistema convencional (elétrico) para suprir a mesma demanda | 1.20E+07 | kJ |
| Qconv,p | parcela de Qconv consumida no horário de ponta | 5.69E+06 | kJ |

Análise econômica

| | | | |
|---|------|------------|-----|
| Parcela do Custo Anual relativa à energia auxiliar | 68 | US\$ / ano | 23% |
| Parcela do Custo Anual relativa à aquisição, instalação e manutenção do equipamento | 229 | US\$ / ano | 77% |
| Investimento inicial | 1540 | US\$ | |
| Gastos com energia sistema convencional | 551 | US\$ / ano | |
| Economia solar anual | 254 | US\$ / ano | |
| Período de retorno do investimento | 4.44 | anos | |

A1.1.2 Dimensionamento otimizado bidimensional (sub-seção 4.1.2)

Características do sistema:

| | | | |
|------|---|-------|----------------|
| Ac | Área de placa coletora | 6.81 | m ² |
| Vt | Volume de reservatório térmico | 0.28 | m ³ |
| S | Fator de forma (d/h) | 2.31 | |
| Hr | Altura relativa do retorno das placas | 50.00 | % |
| beta | Inclinação da placa coletora | 33.00 | ° |
| gama | Azimute da placa coletora (posit-oeste negat-leste) | 0.00 | ° |
| dt | Diametro interno do reservatório | 0.94 | m |
| Ht | Altura interna do reservatório | 0.41 | m |
| Tset | Temperatura ajustada no termostato do RT | 60 | °C |

Resultados da simulação

| | | | |
|---------|---|----------|------------|
| f | Função Objetivo | 289.57 | US\$ / ano |
| F | Fração solar anual | 82.45 | % |
| Qtot | Energia elétrica auxiliar total | 2.00E+06 | kJ |
| Qtot,p | Parcela de Qtot consumida no horário de ponta | 4.72E+05 | kJ |
| Qchuv | Energia elétrica consumida pelo aquecedor de passagem | 0.00E+00 | kJ |
| Qchuv,p | Parcela de Qchuv consumida no horário de ponta | 0.00E+00 | kJ |
| QRT | Energia elétrica consumida pelo resistor no RT | 2.00E+06 | kJ |
| QRT,p | Parcela de QRT consumida no horário de ponta | 4.72E+05 | kJ |
| Qconv | Energia elétrica que seria consumida por um sistema convencional (elétrico) para suprir a mesma demanda | 1.20E+07 | kJ |
| Qconv,p | Parcela de Qconv consumida no horário de ponta | 5.69E+06 | kJ |

Análise econômica

| | | | |
|---|------|------------|-----|
| Parcela do Custo Anual relativa à aquisição, instalação e manutenção do equipamento | 92 | US\$ / ano | 32% |
| Investimento inicial | 1329 | US\$ | |
| Gastos com energia sistema convencional | 551 | US\$ / ano | |
| Economia solar anual | 261 | US\$ / ano | 68% |
| Periodo de retorno do investimento | 3.91 | anos | |

A1.1.3 Dimensionamento após a otimização com sete variáveis de decisão (sub-seção 4.2.1)

Características do sistema:

| | | | |
|------|---|-------|----------------|
| Ac | Área de placa coletora | 5.75 | m ² |
| Vt | Volume de reservatório térmico | 0.26 | m ³ |
| S | Fator de forma (d/h) | 0.52 | % |
| Hr | Altura relativa do retorno das placas | 60.89 | ° |
| beta | Inclinação da placa coletora | 22.74 | ° |
| gama | Azimute da placa coletora (posit-oeste negat-leste) | 2.30 | ° |
| dt | Diametro interno do reservatório | 0.56 | m |
| Ht | Altura interna do reservatório | 1.07 | m |
| Tset | Temperatura ajustada no termostato do RT | 18 | °C |

Resultados da simulação

| | | | |
|---------|---|----------|------------|
| f | Função Objetivo | 234.75 | US\$ / ano |
| F | fração solar anual | 89.06 | % |
| Qtot | energia elétrica auxiliar total | 1.26E+06 | kJ |
| Qtot,p | parcela de Qtot consumida no horário de ponta | 5.25E+05 | kJ 42% |
| Qchuv | energia elétrica consumida pelo aquecedor de passagem | 1.25E+06 | kJ |
| Qchuv,p | parcela de Qchuv consumida no horário de ponta | 5.25E+05 | kJ 42% |
| QRT | energia elétrica consumida pelo resistor no RT | 2.64E+03 | kJ |
| QRT,p | parcela de QRT consumida no horário de ponta | 0.00E+00 | kJ 0% |
| Qconv | energia elétrica que seria consumida por um sistema convencional (elétrico) para suprir a mesma demanda | 1.20E+07 | kJ |
| Qconv,p | parcela de Qconv consumida no horário de ponta | 5.69E+06 | kJ 47% |

Análise econômica

| | | | |
|---|------|------------|-----|
| Parcela do Custo Anual relativa à energia auxiliar | 58 | US\$ / ano | 25% |
| Parcela do Custo Anual relativa à aquisição, instalação e manutenção do equipamento | 177 | US\$ / ano | 75% |
| Investimento inicial | 1191 | US\$ | |
| Gastos com energia sistema convencional | 551 | US\$ / ano | |
| Economia solar anual | 316 | US\$ / ano | |
| Período de retorno do investimento | 3.11 | anos | |

A1.1.4 Redução da temperatura da torneira de água quente (sub-seção 4.2.2)

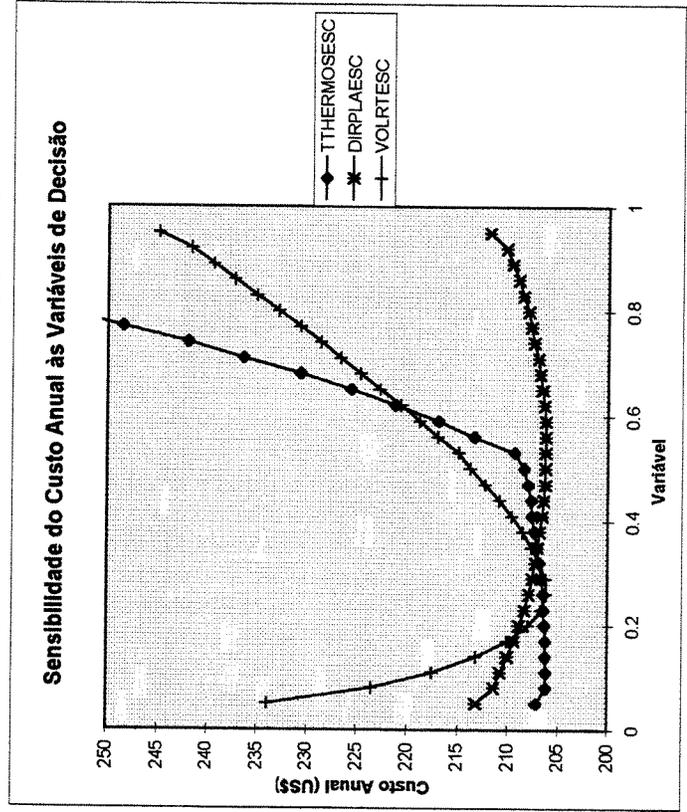
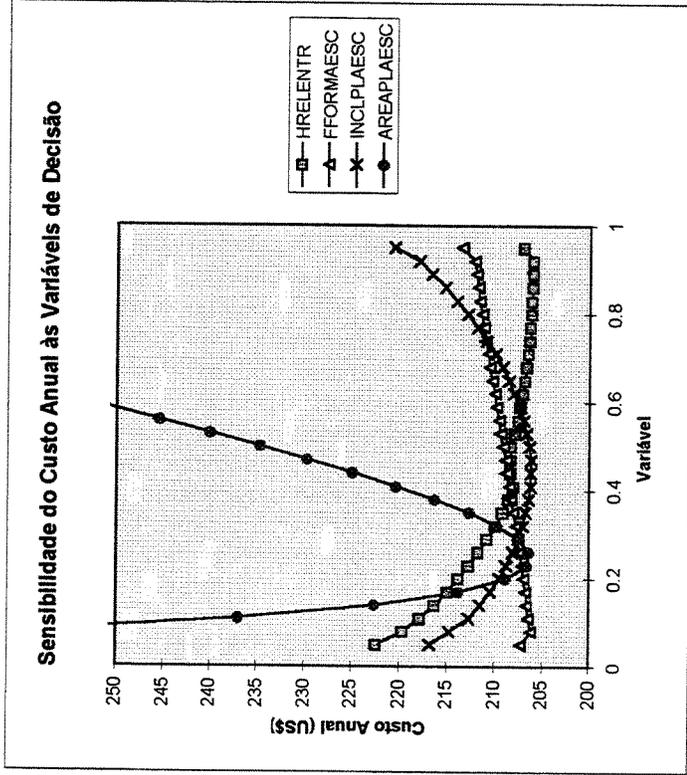
nome do arquivo de entrada = test5ifa61

prbusca=1e-3 prgradconj=5

| | X1 | X2 | X3 | X4 | X5 | X6 | X7 |
|--------------|------|------|------|------|------|---------|---------|
| epsilons | 0.1 | 0.1 | 0.1 | 0.1 | 0.1 | 0.03162 | 0.03162 |
| val.inferior | 0.05 | 0.05 | 0.05 | 0.05 | 0.05 | 0.05 | 0.05 |
| val.superior | 0.95 | 0.95 | 0.95 | 0.95 | 0.95 | 0.95 | 0.95 |
| penas.infe | 0.06 | 0.06 | 0.06 | 0.06 | 0.06 | 0.06 | 0.06 |
| penas.sup | 0.94 | 0.94 | 0.94 | 0.94 | 0.94 | 0.94 | 0.94 |
| particao | 30 | 30 | 30 | 30 | 30 | 30 | 30 |

| variáveis: | THERMOSFSC | HRELENT | FORMAES | INCLPLAES | DIRPLAES | AREAPLAESC | VOLRTESC | f(x) |
|------------|------------|---------|---------|-----------|----------|------------|----------|---------|
| hora | x1 | x2 | x3 | x4 | x5 | x6 | x7 | |
| 00:15:53 | 0.1359 | 0.6086 | 0.0686 | 0.3942 | 0.5255 | 0.3126 | 0.1787 | 212.661 |
| 00:47:52 | 0.1331 | 0.616 | 0.0686 | 0.3967 | 0.5255 | 0.2506 | 0.2348 | 207.561 |
| 01:20:03 | 0.1291 | 0.6305 | 0.0686 | 0.3969 | 0.5255 | 0.2445 | 0.28 | 207.155 |
| 01:51:36 | 0.1004 | 0.745 | 0.0686 | 0.4642 | 0.5255 | 0.2445 | 0.2494 | 206.423 |
| 02:23:08 | 0.0958 | 0.7672 | 0.0686 | 0.4688 | 0.5255 | 0.2445 | 0.2606 | 206.22 |

| diff/dex1 | diff/dex2 | diff/dex3 | diff/dex4 | diff/dex5 | diff/dex6 | diff/dex7 | modgrad | iterunidi |
|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|---------|-----------|
| -3.55 | 9.43 | 0 | 3.2 | 0 | -79.4359 | 71.8781 | 107.649 | 0 |
| -1.87 | 6.92 | 0 | 0 | 0 | 0 | 19.859 | 21.1131 | 0 |
| -2.31 | 9.21 | 0 | 5.41 | 0 | 0 | -2.4666 | 11.2032 | 0 |
| 0 | 3.33 | 0 | -4.17 | 0 | 0 | 13.2498 | 14.2841 | 0 |
| 0 | 3.16 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 3.16 | 0 |



A1.1.5 Desempenho do sistema otimizado para temperatura de água quente a 40°C (sub-seção 4.2.2)

Características do sistema:

| | | | |
|------|---|-------|----------------|
| Ac | Área de placa coletora | 4.93 | m ² |
| Vt | Volume de reservatório térmico | 0.33 | m ³ |
| S | Fator de forma (d/h) | 0.52 | |
| Hr | Altura relativa do retorno das placas | 76.72 | % |
| beta | Inclinação da placa coletora | 26.14 | ° |
| gama | Azimute da placa coletora (posit-oeste negat-leste) | 2.30 | ° |
| dt | Diametro interno do reservatório | 0.60 | m |
| Ht | Altura interna do reservatório | 1.17 | m |
| Tset | Temperatura ajustada no termostato do RT | 16 | °C |

Resultados da simulação

| | | | |
|---------|---|----------|------------|
| f | Função Objetivo | 206.21 | US\$ / ano |
| F | Fração solar anual | 92.90 | % |
| Qtot | Energia elétrica auxiliar total | 8.14E+05 | kJ |
| Qtot,p | Parcela de Qtot consumida no horário de ponta | 3.16E+05 | kJ |
| Qchuv | Energia elétrica consumida pelo aquecedor de passagem | 8.14E+05 | kJ |
| Qchuv,p | Parcela de Qchuv consumida no horário de ponta | 3.16E+05 | kJ |
| QRT | Energia elétrica consumida pelo resistor no RT | 0.00E+00 | kJ |
| QRT,p | Parcela de QRT consumida no horário de ponta | 0.00E+00 | kJ |
| Qconv | Energia elétrica que seria consumida por um sistema convencional (elétrico) para suprir a mesma demanda | 1.20E+07 | kJ |
| Qconv,p | Parcela de Qconv consumida no horário de ponta | 5.69E+06 | kJ |
| | Análise econômica | | |
| | Parcela do Custo Anual relativa à energia auxiliar | 37 | US\$ / ano |
| | Parcela do Custo Anual relativa à aquisição, instalação e manutenção do equipamento | 169 | US\$ / ano |
| | Investimento inicial | 1136 | US\$ |
| | Gastos com energia sistema convencional | 551 | US\$ / ano |
| | Economia solar anual | 345 | US\$ / ano |
| | Período de retorno do investimento | 2.79 | anos |

A1.1.6 Placa coletora de concreto (sub-seção 4.2.3)

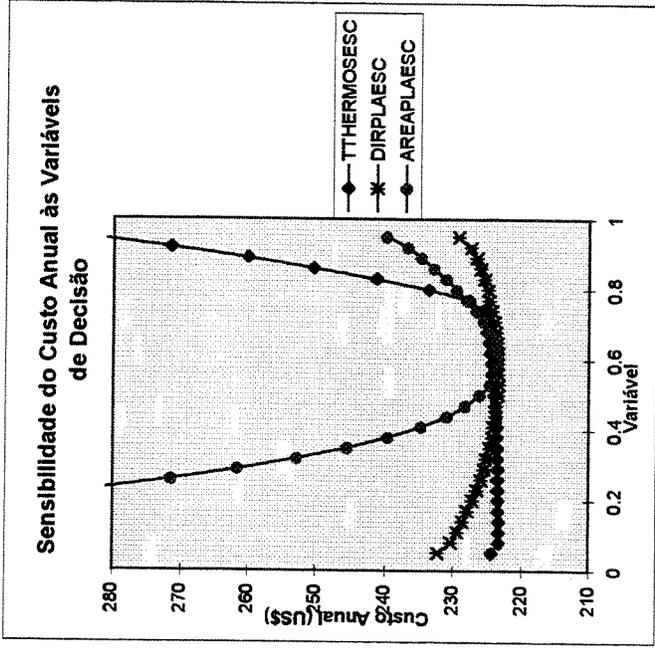
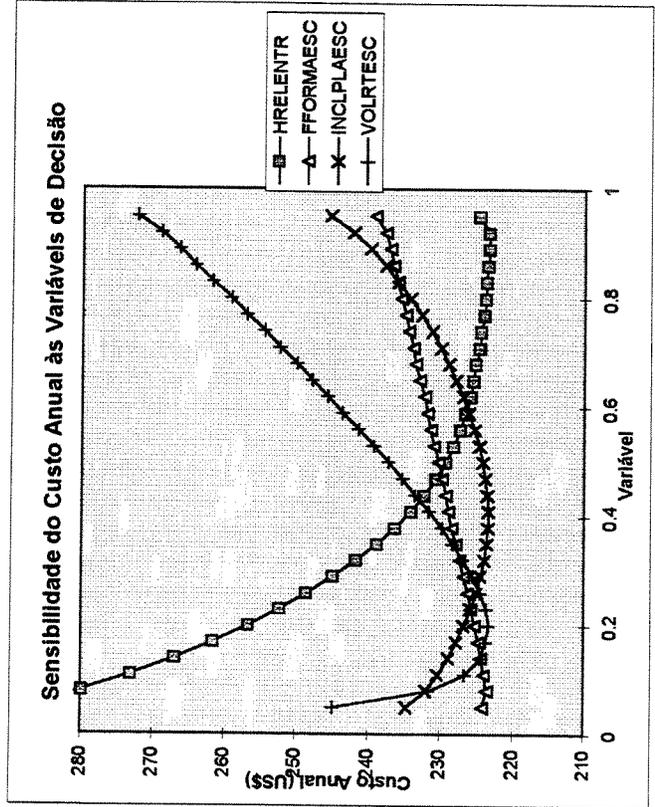
nome do arquivo de entrada = testisifa62

pbusca=1e-3 prgradconj=5

| | X1 | X2 | X3 | X4 | X5 | X6 | X7 |
|----------------|------|------|------|------|------|---------|---------|
| epsilons | 0.1 | 0.1 | 0.1 | 0.1 | 0.1 | 0.03162 | 0.03162 |
| val.inferiore: | 0.05 | 0.05 | 0.05 | 0.05 | 0.05 | 0.05 | 0.05 |
| val.superior: | 0.95 | 0.95 | 0.95 | 0.95 | 0.95 | 0.95 | 0.95 |
| penas.infer. | 0.06 | 0.06 | 0.06 | 0.06 | 0.06 | 0.06 | 0.06 |
| penas.supe | 0.94 | 0.94 | 0.94 | 0.94 | 0.94 | 0.94 | 0.94 |
| particao | 30 | 30 | 30 | 30 | 30 | 30 | 30 |

| variaveis: | THERMOESC | | HRELENTR | | FORMAESC | | INCLPLAESC | | DIRPLAESC | | AREAPLAESC | | VOLRTESC | |
|------------|-----------|--------|----------|--------|----------|--------|------------|---------|-----------|----|------------|----|----------|----|
| hora | x1 | x2 | x3 | x4 | x5 | x6 | x7 | x7 | x7 | x7 | x7 | x7 | x7 | x7 |
| 00:14:35 | 0.1359 | 0.6089 | 0.0686 | 0.3942 | 0.5255 | 0.3126 | 0.1787 | 256.03 | | | | | | |
| 00:45:29 | 0.1336 | 0.6418 | 0.0686 | 0.3942 | 0.53 | 0.6075 | 0.1571 | 226.757 | | | | | | |
| 01:17:49 | 0.1319 | 0.6772 | 0.0686 | 0.3942 | 0.5303 | 0.6273 | 0.2393 | 225.217 | | | | | | |
| 01:48:06 | 0.1319 | 0.8623 | 0.0686 | 0.3942 | 0.5303 | 0.6273 | 0.2393 | 223.767 | | | | | | |
| 02:16:52 | 0.1315 | 0.9173 | 0.0686 | 0.3942 | 0.5303 | 0.6121 | 0.2119 | 223.371 | | | | | | |

| deriv/dex1 | deriv/dex2 | deriv/dex3 | deriv/dex4 | deriv/dex5 | deriv/dex6 | deriv/dex7 | modgrad |
|------------|------------|------------|------------|------------|------------|------------|---------|
| -1.99 | 28.93 | 0 | 0 | 3.95 | 259.305 | -18.9735 | 261.64 |
| -1 | 21.43 | 0 | 0 | 0 | 0 | 53.9797 | 58.0866 |
| 0 | 11.3 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 11.3 |
| -0.25 | 0 | 0 | 0 | 0 | -9.6133 | -17.3608 | 19.8463 |
| -0.76 | 0 | 0 | 0 | 3.9 | 0 | 0 | 3.9734 |



A1.1.7 Desempenho com a placa coletora de concreto (sub-seção 4.2.3)

Características do sistema:

| | | | |
|------|---|-------|----------------|
| Ac | Área de placa coletora | 9.35 | m ² |
| Vt | Volume de reservatório térmico | 0.29 | m ³ |
| S | Fator de forma (d/h) | 0.52 | |
| Hr | Altura relativa do retorno das placas | 91.73 | % |
| beta | Inclinação da placa coletora | 22.74 | ° |
| gama | Azimute da placa coletora (posit-oeste negat-leste) | 2.73 | ° |
| dt | Diametro interno do reservatório | 0.58 | m |
| Ht | Altura interna do reservatório | 1.11 | m |
| Tset | Temperatura ajustada no termostato do RT | 18 | °C |

Resultados da simulação

| | | | |
|--------------------------|---|----------|----------------|
| f | Função Objetivo | 223.38 | US\$ / ano |
| F | Fração solar anual | 88.07 | % |
| Qtot | Energia elétrica auxiliar total | 1.37E+06 | kJ |
| Qtot,p | Parcela de Qtot consumida no horário de ponta | 5.76E+05 | kJ 42% |
| Qchuv | Energia elétrica consumida pelo aquecedor de passagem | 1.37E+06 | kJ |
| Qchuv,p | Parcela de Qchuv consumida no horário de ponta | 5.75E+05 | kJ 42% |
| QRT | Energia elétrica consumida pelo resistor no RT | 4.61E+02 | kJ |
| QRT,p | Parcela de QRT consumida no horário de ponta | 1.47E+02 | kJ 32% |
| Qconv | Energia elétrica que seria consumida por um sistema convencional (elétrico) para suprir a mesma demanda | 1.20E+07 | kJ |
| Qconv,p | Parcela de Qconv consumida no horário de ponta | 5.69E+06 | kJ 47% |
| Análise econômica | | | |
| | Parcela do Custo Anual relativa à energia auxiliar | 63 | US\$ / ano 28% |
| | Parcela do Custo Anual relativa à aquisição, instalação e manutenção do equipamento | 161 | US\$ / ano 72% |
| | Investimento inicial | 1080 | US\$ |
| | Gastos com energia sistema convencional | 551 | US\$ / ano |
| | Economia solar anual | 327 | US\$ / ano |
| | Período de retorno do investimento | 2.79 | anos |

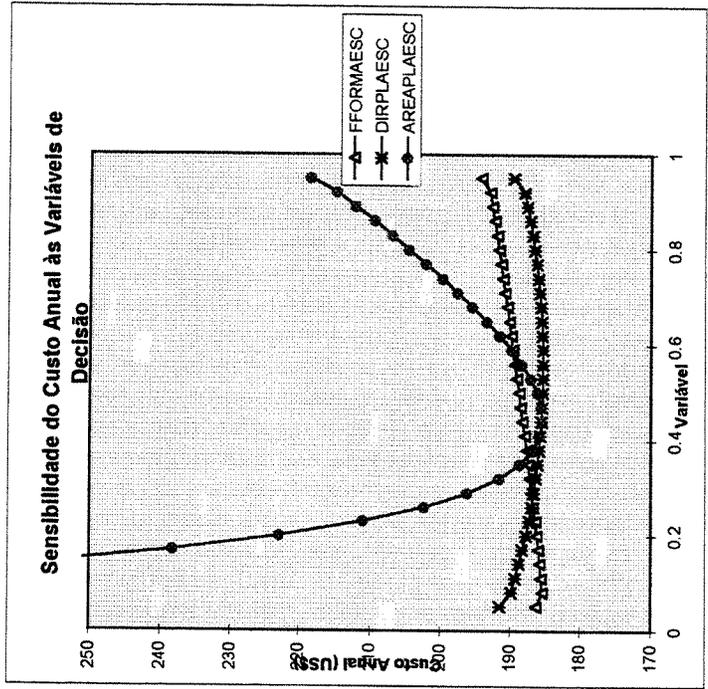
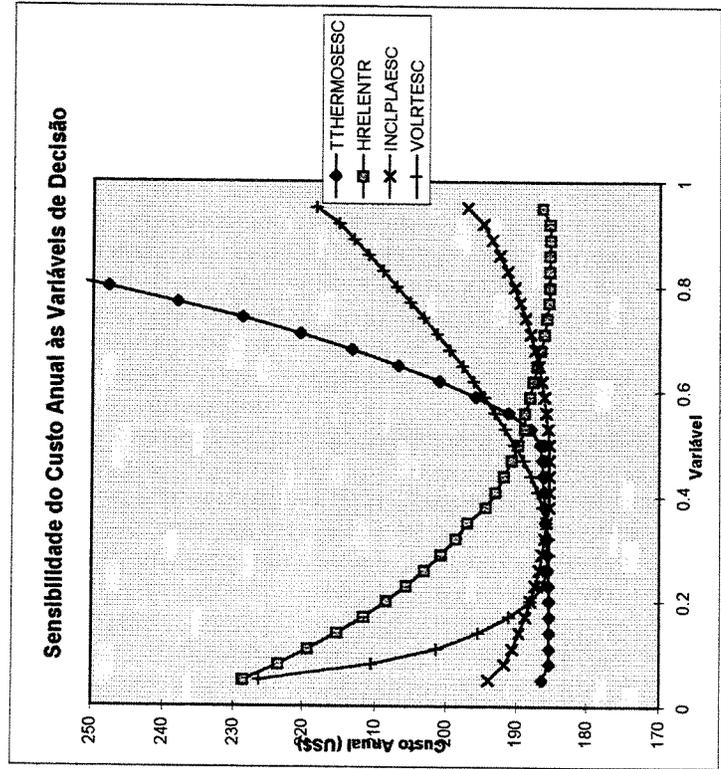
A1.1.8 Placa coletora de concreto com redução da temperatura de água quente para 40°C (sub-seção 4.2.4)

nome do arquivo de entrada = testeifa63
 prbusca=1e-3 prgradconj=5

| | X1 | X2 | X3 | X4 | X5 | X6 | X7 |
|--------------|------|------|------|------|------|---------|---------|
| epsilon | 0.1 | 0.1 | 0.1 | 0.1 | 0.1 | 0.03162 | 0.03162 |
| val.inferior | 0.05 | 0.05 | 0.05 | 0.05 | 0.05 | 0.05 | 0.05 |
| val.superior | 0.95 | 0.95 | 0.95 | 0.95 | 0.95 | 0.95 | 0.95 |
| penas.infe | 0.06 | 0.06 | 0.06 | 0.06 | 0.06 | 0.06 | 0.06 |
| penas.sup | 0.94 | 0.94 | 0.94 | 0.94 | 0.94 | 0.94 | 0.94 |
| particao | 30 | 30 | 30 | 30 | 30 | 30 | 30 |

| variaveis: | THERMOESC | HRELENTR | FORMAESC | INCLPLAESC | DIRPLAESC | AREAPLAESC | VOLRTEESC | f(x) | iteruicdi |
|------------|-----------|----------|----------|------------|-----------|------------|-----------|---------|-----------|
| hora | x1 | x2 | x3 | x4 | x5 | x6 | x7 | | |
| 00:15:53 | 0.1315 | 0.9173 | 0.0686 | 0.3942 | 0.5303 | 0.6121 | 0.2119 | 193.23 | 0 |
| 00:48:51 | 0.1282 | 0.9173 | 0.0686 | 0.4051 | 0.5338 | 0.4619 | 0.3421 | 185.792 | 80.3506 |
| 01:22:30 | 0.128 | 0.9072 | 0.0686 | 0.4062 | 0.534 | 0.4531 | 0.347 | 185.791 | -13.1234 |
| 01:54:44 | 0.128 | 0.9072 | 0.0686 | 0.4216 | 0.534 | 0.4531 | 0.295 | 185.405 | 78.4928 |
| 02:27:57 | 0.128 | 0.9061 | 0.0686 | 0.4222 | 0.534 | 0.4531 | 0.2929 | 185.407 | 15.4614 |
| | | | | | | | | | 31.6615 |
| | | | | | | | | | 2.8144 |
| | | | | | | | | | 2.8144 |

| diff/dex1 | diff/dex2 | diff/dex3 | diff/dex4 | diff/dex5 | diff/dex6 | diff/dex7 |
|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|
| -1.33 | 0 | 0 | 4.4 | 1.41 | -60.5888 | 52.5251 |
| 0 | -76.779 | 0 | 4.46 | 0 | -8.6013 | -13.1234 |
| 0 | 0 | 0 | 4.37 | 0 | 0 | -14.831 |
| -0.76 | -31.6624 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |



A1.1.9 Desempenho da placa coletora de concreto com redução de temperatura de água quente para 40°C (sub-seção 4.2.4)

Características do sistema:

| | | | |
|------|---|-------|----------------|
| Ac | Área de placa coletora | 7.44 | m ² |
| Vt | Volume de reservatório térmico | 0.36 | m ³ |
| S | Fator de forma (d/h) | 0.52 | |
| Hr | Altura relativa do retorno das placas | 90.61 | % |
| beta | Inclinação da placa coletora | 24.00 | ° |
| gama | Azimute da placa coletora (posit-oeste negat-leste) | 3.06 | ° |
| dt | Diametro interno do reservatório | 0.62 | m |
| Ht | Altura interna do reservatório | 1.20 | m |
| Tset | Temperatura ajustada no termostato do RT | 18 | °C |

Resultados da simulação

| | | | |
|---------|---|----------|------------|
| f | Função Objetivo | 185.41 | US\$ / ano |
| F | Fração solar anual | 93.21 | % |
| Qtot | Energia elétrica auxiliar total | 7.78E+05 | kJ |
| Qtot,p | Parcela de Qtot consumida no horário de ponta | 3.05E+05 | kJ 39% |
| Qchuv | Energia elétrica consumida pelo aquecedor de passagem | 7.76E+05 | kJ |
| Qchuv,p | Parcela de Qchuv consumida no horário de ponta | 3.04E+05 | kJ 39% |
| QRT | Energia elétrica consumida pelo resistor no RT | 1.60E+03 | kJ |
| QRT,p | Parcela de QRT consumida no horário de ponta | 2.80E+02 | kJ 18% |
| Qconv | Energia elétrica que seria consumida por um sistema convencional (elétrico) para suprir a mesma demanda | 1.20E+07 | kJ |
| Qconv,p | Parcela de Qconv consumida no horário de ponta | 5.69E+06 | kJ 47% |

Análise econômica

| | | | |
|--|---|------|----------------|
| | Parcela do Custo Anual relativa à energia auxiliar | 36 | US\$ / ano 19% |
| | Parcela do Custo Anual relativa à aquisição, instalação e manutenção do equipamento | 150 | US\$ / ano 81% |
| | Investimento inicial | 1007 | US\$ |
| | Gastos com energia sistema convencional | 551 | US\$ / ano |
| | Economia solar anual | 365 | US\$ / ano |
| | Período de retorno do investimento | 2.41 | anos |

A1.1.10 Tarifa binomial - (sub-seção 4.2.5)

Introdução de coeficiente de penalização da temperatura do termostato $f := f + (1 - THERMOSESC).10$

nome do arquivo de entrada = testeifa67

prbusca=1e-3 pigradconj=5

| | X1 | X2 | X3 | X4 | X5 | X6 | X7 |
|--------------|------|------|------|------|------|---------|---------|
| epsilons | 0.1 | 0.1 | 0.1 | 0.1 | 0.1 | 0.03162 | 0.03162 |
| val.inferior | 0.05 | 0.05 | 0.05 | 0.05 | 0.05 | 0.05 | 0.05 |
| val.superior | 0.95 | 0.95 | 0.95 | 0.95 | 0.95 | 0.95 | 0.95 |
| penas infe | 0.06 | 0.06 | 0.06 | 0.06 | 0.06 | 0.06 | 0.06 |
| penas sup | 0.94 | 0.94 | 0.94 | 0.94 | 0.94 | 0.94 | 0.94 |
| particao | 30 | 30 | 30 | 30 | 30 | 30 | 30 |

| varaveis: | THERMOSESC | HRELENTR | FORMAESC | INCLPLAESC | DIRPLAESC | AREAPLAESC | VOLRTESC | f(x) |
|-----------|------------|----------|----------|------------|-----------|------------|----------|---------|
| hora | x1 | x2 | x3 | x4 | x5 | x6 | x7 | |
| 00:29:34 | 0.1359 | 0.6089 | 0.0686 | 0.3942 | 0.5255 | 0.3126 | 0.1787 | 273.622 |
| 01:31:56 | 0.143 | 0.6059 | 0.0686 | 0.3942 | 0.5318 | 0.4139 | 0.2273 | 266.145 |
| 02:36:13 | 0.1601 | 0.5923 | 0.0686 | 0.3942 | 0.544 | 0.3843 | 0.2303 | 265.313 |
| 03:40:10 | 0.1656 | 0.5923 | 0.0686 | 0.3942 | 0.5479 | 0.3843 | 0.256 | 264.65 |
| 04:43:50 | 0.2995 | 0.5923 | 0.0686 | 0.3942 | 0.6541 | 0.3843 | 0.3007 | 263.543 |
| 05:47:35 | 0.3731 | 0.4482 | 0.0686 | 0.3942 | 0.6541 | 0.3843 | 0.3007 | 263.764 |
| 06:48:06 | 0.3922 | 0.4144 | 0.0686 | 0.3973 | 0.6517 | 0.3953 | 0.2936 | 263.743 |
| 07:50:47 | 0.3922 | 0.52 | 0.0686 | 0.3973 | 0.6517 | 0.3953 | 0.2936 | 262.345 |

| delf/dex1 | delf/dex2 | delf/dex3 | delf/dex4 | delf/dex5 | delf/dex6 | delf/dex7 | modgrad | iterunidi |
|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|---------|-----------|
| 9.03 | -3.86 | 0 | 0 | 8.06 | 129.558 | 62.1383 | 144.249 | 0 |
| 8.83 | -7.1 | 0 | 0 | 6.25 | -18.9735 | 0 | 22.966 | 0 |
| 8.68 | 0 | 0 | 0 | 6.08 | 0 | 40.2555 | 41.6271 | 0 |
| 9.44 | 0 | 0 | 0 | 7.56 | 0 | 0 | 12.0941 | 0 |
| 7.38 | -14.43 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 16.2077 | 0 |
| 2.17 | 7.4 | 0 | 10.65 | -8.2 | 37.5676 | -24.0964 | 47.245 | 0 |
| 0 | 10.86 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 10.86 | 0 |
| 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |

A1.1.12 Tarifa binomial (sub-seção 4.2.5) - desempenho do sistema

Características do sistema:

| | | | |
|------|---|-------|----------------|
| Ac | Área de placa coletora | 6.74 | m ² |
| Vt | Volume de reservatório térmico | 0.36 | m ³ |
| S | Fator de forma (d/h) | 0.52 | |
| Hr | Altura relativa do retorno das placas | 52.00 | % |
| beta | Inclinação da placa coletora | 22.88 | ° |
| gama | Azimute da placa coletora (posit-oeste negat-leste) | 13.65 | ° |
| dt | Diametro interno do reservatório | 0.62 | m |
| Ht | Altura interna do reservatório | 1.20 | m |
| Tset | Temperatura ajustada no termostato do RT | 34 | °C |

Resultados da simulação

| | | | |
|---------|---|----------|------------|
| f | Função Objetivo | 256.33 | US\$ / ano |
| F | fração solar anual | 92.96 | % |
| Qtot | energia elétrica auxiliar total | 8.07E+05 | kJ |
| Qtot,p | parcela de Qtot consumida no horário de ponta | 38% | kJ |
| Qchuv | energia elétrica consumida pelo aquecedor de passagem | 7.41E+05 | kJ |
| Qchuv,p | parcela de Qchuv consumida no horário de ponta | 38% | kJ |
| QRT | energia elétrica consumida pelo resistor no RT | 6.53E+04 | kJ |
| QRT,p | parcela de QRT consumida no horário de ponta | 2.56E+04 | kJ |
| Qconv | energia elétrica que seria consumida por um sistema convencional (elétrico) para suprir a mesma demanda | 1.20E+07 | kJ |
| Qconv,p | parcela de Qconv consumida no horário de ponta | 5.69E+06 | kJ |
| | | | 47% |

Análise econômica

| | | | |
|---|------|------------|-----|
| Parcela do Custo Anual relativa à aquisição, instalação e manutenção do equipamento | 17 | US\$ / ano | 7% |
| Investimento inicial | 239 | US\$ / ano | 93% |
| Gastos com energia sistema convencional | 1369 | US\$ | |
| Economia solar anual | 917 | US\$ / ano | |
| Periodo de retorno do investimento | 661 | US\$ / ano | |
| | 1.81 | anos | |

Apêndice 2

O Modelo de simulação

A seguir, apresentamos um sumário do modelo de simulação de um sistema de aquecimento solar de água termossifão, utilizado neste trabalho. Este modelamento numérico deriva do trabalho de Morrison e Braun [1985], e foi implementado no pacote matemático TRNSYS. Uma descrição mais detalhada do modelo pode ser encontrada no trabalho dos referidos autores. O detalhamento da descrição de modelos auxiliares, como por exemplo o cálculo da radiação sobre superfície inclinada, pode ser encontrado em Klein, Beckman et al. [1996]

A2.1 O Sistema termossifão

A distribuição de temperaturas no reservatório térmico (RT) de um sistema termossifão exerce grande influência tanto na temperatura da água que entra na placa coletora, como no fluxo de água que corre pelas placas.

Freqüentemente utiliza-se, no método de diferenças finitas, uma partição nodal do RT. Depois de subdividi-lo em nodos iguais, a variação da temperatura no tempo é realizada através de um balanço de energia em cada nodo. Este balanço inclui as entalpias dos fluidos que entram e saem do volume de controle, condução entre nodos adjacentes e perda de calor para a superfície externa do RT.

O grau de mistura entre o fluido que entra, e o que já está no RT depende do número de segmentos que são utilizados. No caso de sistemas termossifão, os fluxos de circulação pequenos nas placas coletoras fazem com que haja pouca mistura, sendo necessário um grande número de

nodos para um modelamento adequado da estratificação. Com o aumento do número de nodos, também é necessário diminuir os incrementos de tempo da simulação. Portanto, a simulação de RTs estratificados com pequenas circulações exigem grande esforço computacional.

Uma abordagem alternativa que é particularmente apropriada para pequenos fluxos de circulação é a de realizar os balanços de energia em segmentos de fluido (*plugs* ou pistões) que se movem pelo tanque. A vantagem desta técnica é que os componentes da equação de balanço que possuem grandes constantes de tempo (perda de calor e condução no tanque) são separados dos componentes com pequena constante de tempo (convecção no coletor e fluxo de água que sai do RT para uso). A adoção deste tipo de balanço de energia permite o uso de incrementos de tempo bem maiores, reduzindo o esforço computacional.

A2.1.1 Escoamento termossifão

Aplicando-se a Equação de Bernoulli a qualquer nó no ciclo de escoamento termossifão resulta na seguinte equação, que governa a perda de pressão:

$$\Delta P_i = \rho_i g \Delta h_i + \rho_i g h_{L_i} \quad (\text{A2- 1})$$

Em qualquer momento, a soma das variações de pressão ao longo do ciclo é zero:

$$\sum_{i=1}^{i=N} \rho_i \Delta h_i = \sum_{i=1}^{i=N} \rho_i h_{L_i} \quad (\text{A2- 2})$$

O modelo termossifão envolve a solução numérica do fluxo de massa que satisfaz a equação acima. A densidade do fluido (água) é calculada em função de sua temperatura por uma correlação empírica. As temperaturas e perdas de carga por atrito em cada nó do coletor são avaliadas como descrito a seguir.

Os tubos que ligam o coletor com o RT são considerados no modelo como um único nó com capacitância térmica desprezível.

Um balanço energético resulta nas expressões a seguir para a temperatura média e temperatura de saída destes tubos:

$$T_p = T_a + (T_{pi} - T_a) \frac{\dot{m}C_p}{(UA)_p} (1 - \exp(-\frac{(UA)_p}{\dot{m}C_p})) \quad (\text{A2- 3})$$

$$T_{po} = T_a + (T_{pi} - T_a) \exp\left(-\frac{(UA)_p}{\dot{m}C_p}\right) \quad (\text{A2- 4})$$

As perdas por atrito nos dutos são calculadas por

$$H_p = \frac{fLv^2}{2d} + \frac{kv^2}{2} \quad (\text{A2- 5})$$

onde o fator de fricção é

$$f = \frac{64}{Re} \quad \text{para } Re \leq 2000 \quad (\text{A2- 6})$$

$$f = 0.32 \quad \text{para } Re > 2000 \quad (\text{A2- 7})$$

As perdas de carga no coletor são avaliadas por:

1- Saída do tanque para o tubo que vai para o coletor

$$k = 0,5 \quad (\text{A2- 8})$$

2- Desenvolvimento do escoamento nos tubos de conexão e nos tubos ascensores do coletor

$$f = f[1 + 0,038 / (L / Re / d)^{0,964}] \quad (\text{A2- 9})$$

3- Perdas devido a curvas nos dutos:

a) Curva em ângulo reto

Comprimento equivalente do duto somado de 30 diâmetros para $Re \leq 2000$

$$\text{ou } k=1,0 \text{ para } Re > 2000 \quad (\text{A2- 10})$$

b) Curva em 45°

Comprimento equivalente do duto somado de 20 diâmetros para $Re \leq 2000$

$$\text{ou } k=0,6 \text{ para } Re > 2000 \quad (\text{A2- 11})$$

4- Mudança de área de secção transversal na junção entre os dutos de conexão e o cabeçote da placa coletora, e na junção entre os tubos de ascensão e o cabeçote

Expansão brusca:

$$k = 0,667(D_1 / D_2)^4 - 2,667(D_1 / D_2)^2 + 2,0 \quad (\text{A2- 12})$$

Contração brusca:

$$k = -0,3259(D_2 / D_1)^4 - 0,1784(D_2 / D_1)^2 + 0,5 \quad (\text{A2- 13})$$

Onde D_1 = Diâmetro da entrada, e D_2 =Diâmetro da saída

5- Perda de pressão nos coletores - média da variação de pressão ao longo de cada tubo ascensor:

$$S_1 = \sum_{i=1}^{N_R} \frac{(N_R - i + 1)}{N_R^2} \quad (\text{A2- 14})$$

$$S_2 = \sum_{i=1}^{N_R} \frac{(N_R - i + 1)}{N_R^2} \quad (\text{A2- 15})$$

$$A_{11} = A_{12} = \frac{fL_h V_h^2}{2d_h} \quad (\text{A2- 16})$$

$$A_2 = \frac{\rho V_h^2}{2} \quad (\text{A2- 17})$$

$$P_h = (-S_1 A_{11} + 2(s_2 A_2) + S_1 A_{12}) / 2 \quad (\text{A2- 18})$$

6- Perda de pressão da entrada do fluxo de água aquecida no RT

$k=1$

A2.1.2 Desempenho térmico do coletor e o empuxo termossifão

Para o cálculo numérico do empuxo termossifão, o coletor é dividido em N_x nodos de igual tamanho. O desempenho térmico é modelado de acordo com a Equação de Hottel-Whillier. A temperatura no ponto central de qualquer nó é calculada por:

$$T_{ck} = T_a + \frac{I_t F_r (\tau\alpha)}{F_r U_L} + \left(T_{ci} - T_{ca} - \frac{I_t F_r (\tau\alpha)}{F_r U_L} \right) \exp \left[\frac{F' U_L}{G C_p} \cdot \frac{(k - 1/2)}{N_x} \right] \quad (\text{A2- 19})$$

O parâmetro $F' U_L$ do coletor é calculado em função de $F_r U_L$ e da vazão nas condições de teste.

$$F' U_L = -G_{test} C_p \ln \left(1 - \frac{F_r U_L}{G_{test} C_p} \right) \quad (\text{A2- 20})$$

Portanto, são consideradas desprezíveis as mudanças em F_L e U_L devido a mudanças no coeficiente global de transferência de calor para o fluido.

O parâmetro $F_R(\tau\alpha)$ é determinado pela eficiência no ponto de interceptação do eixo vertical, para incidência normal $F_R(\tau\alpha)_n$, utilizando um coeficiente de correção em função do ângulo de incidência, $(\tau\alpha)/(\tau\alpha)_n$. Portanto,

$$\frac{(\tau\alpha)}{(\tau\alpha)_n} = \frac{I_{bT} \frac{(\tau\alpha)_b}{(\tau\alpha)_n} + I_d \frac{1 + \cos\beta}{2} \frac{(\tau\alpha)_s}{(\tau\alpha)_n} + I_g \frac{1 - \cos\beta}{2} \frac{(\tau\alpha)_g}{(\tau\alpha)_n}}{I_T} \quad (\text{A2- 21})$$

O modificador do ângulo de incidência para radiação direta é dado em termos do ângulo de incidência, e da constante b_0 , obtida através de procedimentos de teste padrão de placas coletoras, como a norma norte-americana ASHRAE 93-77.

$$\frac{(\tau\alpha)_b}{(\tau\alpha)_n} = 1 - b_0 \left(\frac{1}{\cos\theta} - 1 \right) \quad (\text{A2- 22})$$

Para a radiação difusa, e a radiação vinda da superfície terrestre, os coeficientes de correção em função do ângulo de incidência são determinados também pela correlação acima descrita, porém utilizando ângulos de incidência equivalentes.

A2.1.3 Reservatório Térmico

A seqüência de solução para o RT é ilustrada na Figura A2. 1. Neste exemplo, o RT é inicialmente representado por três segmentos de fluido (passo 1 da figura). O primeiro estágio da análise é o de computar a mudança da temperatura de cada segmento do tanque, devido à perda de calor para a vizinhança do tanque, e a condução entre segmentos. O ganho de energia pelo coletor é computado considerando uma temperatura constante do *plug* de fluido de volume $V_H = \dot{m}_H \Delta t / \rho$ que entra no tanque durante o incremento de tempo Δt .

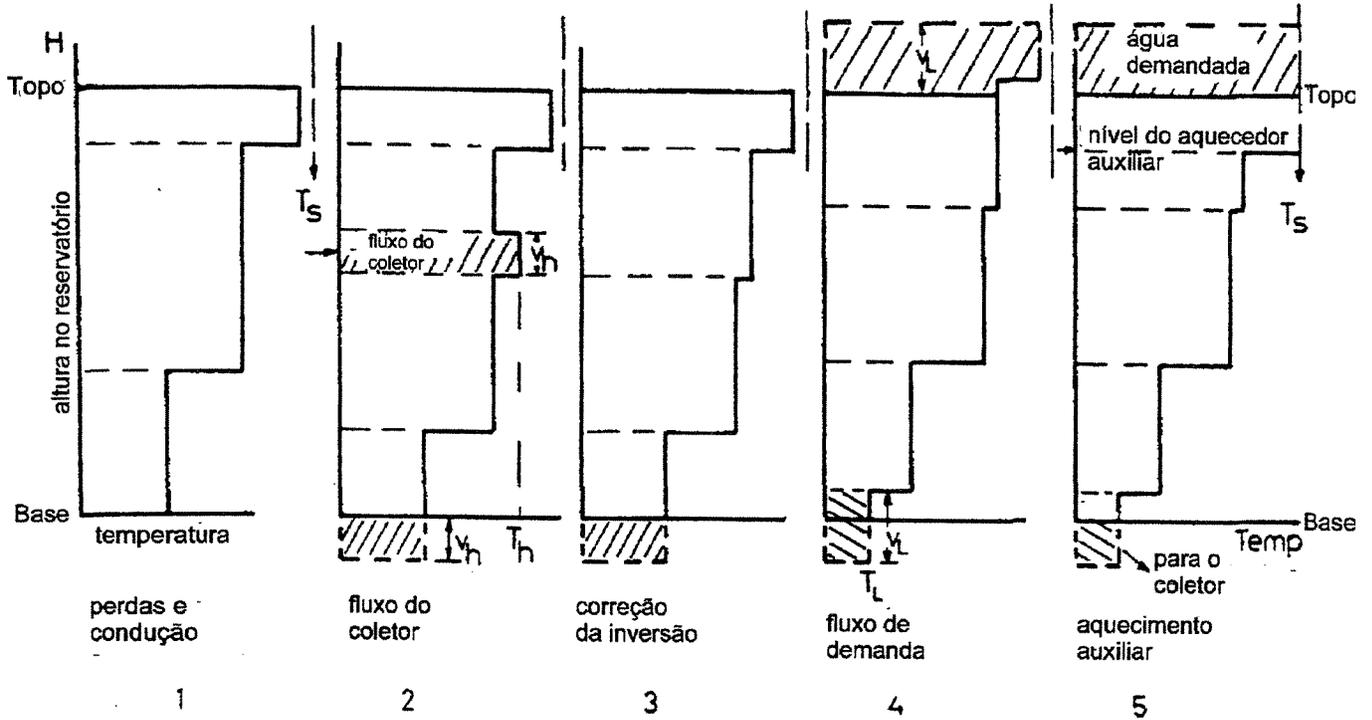


Figura A2. 1 - Sequência de solução para o reservatório térmico *plug-flow* [Morrison e Braun, 1985]

Este *plug* de fluido de volume V_h e temperatura T_h é inicialmente inserido no tanque na posição logo abaixo da altura vertical do tubo de retorno das placas coletoras. Segmentos que se encontram abaixo deste *plug* movem-se para baixo no tanque, na medida da quantidade de água que circulou nos coletores durante o incremento de tempo (passo 2 da figura)

Se esta inserção produzir uma inversão de temperaturas, o novo segmento de fluido é misturado com os segmentos abaixo e acima dele, até que a inversão tenha sido removida. (passo 3 da figura)

O fluxo de água demandada para uso é considerado como um novo segmento de volume $V_L = \dot{m}_L \Delta t / \rho$, à temperatura de água de reposição, T_L , que é adicionado à base do tanque. Os segmentos de fluido movem-se para a parte superior do tanque como resultado da adição do novo *plug*. Portanto, o deslocamento total de líquido no tanque na parte acima do retorno do coletor é igual ao volume demandado V_L . Na parte abaixo do retorno, o deslocamento é igual à diferença entre o fluxo do coletor e o da demanda, $(V_L - V_H)$ (passo 4).

Depois dos ajustes no fluxo, é computada a atividade do aquecedor auxiliar e, existindo potência suficiente, os segmentos que estão acima do elemento de aquecimento (resistor) são aquecidos até a temperatura ajustada no termostato (passo 5). Se necessário, o segmento que contém o elemento de aquecimento é dividido em dois, de modo que somente a parte do segmento que está acima do aquecedor auxiliar é aquecido.

Os segmentos e frações de segmentos no novo perfil de tanque que se encontram fora dos limites do tanque são enviados para a demanda (topo) e para a placa coletora (base). A temperatura média do fluido entregue à demanda é

$$T_d = \sum_{i=1}^{j-1} \frac{(T_i V_i + a T_j V_j)}{V_L} \quad (\text{A2- 23})$$

onde a e j devem satisfazer:

$$V_L = \sum_{i=1}^{j-1} V_i + a V_j \quad (\text{A2- 24})$$

e

$$0 \leq a < 1 \quad (\text{A2- 25})$$

A temperatura média do fluido que retorna ao coletor é :

$$T_R = \sum_{i=N_T}^{N_T-1} \frac{(T_i V_i + b T_l V_l)}{V_h} \quad (\text{A2- 26})$$

onde l e b devem satisfazer

$$V_R = \sum_{i=N_T}^{N_T-1} V_i + b V_l \quad (\text{A2- 27})$$

e

$$0 \leq b < 1 \quad (\text{A2- 28})$$

A vantagem principal deste modelo de RT é que pequenos segmentos de fluido são introduzidos quando a estratificação está em desenvolvimento, enquanto que regiões de temperatura uniforme como a que se situa acima do aquecedor auxiliar é representada por grandes segmentos de fluido. O tamanho dos segmentos de fluido utilizados para representar a estratificação varia com o fluxo fluido. Se o fluxo na placa coletora é grande, haverá pouca

estratificação na porção de pré-aquecimento do tanque, e serão produzidos poucos segmentos. No entanto, se o fluxo é pequeno e o RT está estratificado, pequenos segmentos serão gerados. O tamanho dos segmentos diminuirá também com a diminuição do passo temporal de integração. Para evitar a geração de um número excessivo de segmentos, *plugs* adjacentes são misturados se possuírem uma diferença de temperatura inferior a $0,5^{\circ}\text{C}$.

A2.1.4 Etapas do procedimento de simulação

O primeiro passo da solução é avaliar a distribuição de temperaturas no *loop* termossifão para o fluxo de massa do primeiro passo de tempo. A temperatura de entrada no coletor é computada pela temperatura média dos segmentos na base do tanque com um volume igual ao que circulará. Depois de serem computadas as perdas de calor no tubo RT-placa, a temperatura de cada um dos nodos N_c na placa coletora é avaliada. A temperatura do novo segmento de fluido que retorna para o tanque é computada através da temperatura que sai do coletor, e das perdas de calor no duto placa-RT. Então, é calculado o novo perfil de temperaturas no tanque.

O empuxo termossifão devido às diferenças de densidade ao redor do *loop* é determinado através do perfil de temperaturas de todo o sistema. A diferença entre as perdas por atrito no circuito e o empuxo termossifão é calculada para o fluxo de fluido adotado, e para um segundo fluxo, também adotado. Os dois pares de valores são utilizados para estimar um novo fluxo. Este processo iterativo se repete até que seja encontrado o fluxo que iguala o empuxo às perdas.

Este modelo apresenta boa acuidade mesmo utilizando passos temporais de simulação grandes. No trabalho de Morrison e Braun [1985], quando o passo temporal de integração foi variado de 0.1 para 1 h, houve uma variação de somente 1 a 2% no cálculo da fração solar anual.

A2.2 Sistemas periféricos

Para a implementação dos modelos periféricos ao sistema de aquecimento solar de água, fez-se uso de diversas rotinas de cálculo que estão pré-implementadas no pacote matemático TRNSYS [Klein, Beckman et al., 1996]. A seguir, é feita uma breve descrição destes sub-modelos.

A2.2.1 Cálculo da radiação solar sobre superfície inclinada.

Uma rotina calcula, através de dados de medição de radiação total horária sobre superfície horizontal, as radiações direta, difusa e refletida, para uma superfície com inclinação e direção especificados. Nesta rotina existe a opção para adoção de diversos modelos de cálculo de radiação difusa. No presente trabalho, utilizou-se um modelo de céu anisotrópico que utiliza a correlação de Perez et al., que segundo Klein, Beckman et al. [1996] era a mais apropriada tendo em vista os dados climáticos disponíveis.

A2.2.2 Sistemas de aquecimento de passagem

O aquecedor auxiliar de passagem é modelado para elevar a temperatura de um fluxo de água utilizando um controle interno. O aquecedor é projetado para transferir calor ao fluxo, utilizando uma potência máxima \dot{Q}_{max} , se a temperatura do fluxo na saída estiver menor do que uma temperatura pré-ajustada no termostato, T_{set} . Caso a temperatura máxima seja alcançada, a potência do aquecedor será modulada, de modo a satisfazer o balanço de energia. Este aquecedor trabalha com uma eficiência que pode ser especificada.

O sistema de aquecimento convencional (sem sistema solar) é modelado pelo mesmo tipo de rotina, para executar-se a comparação com o sistema solar.

A2.2.3 Curva de demanda

Uma rotina auxiliar permite a implementação de quaisquer funções cíclicas e dependentes do tempo. A curva de demanda de água quente é especificada para um período cíclico de 24 horas, mediante um conjunto discretos de pontos, indicando seus valores em diferentes tempos durante o ciclo diário.

A2.2.4 Sistema de mistura

Quando a água que chega à demanda está a uma temperatura maior do que a desejada, esta rotina executa a mistura de água quente com fria, de modo a contemplar a temperatura demandada.

A2.2.5 Integração de parâmetros monitorados

O modelo implementado totaliza hora a hora o valor de diversas variáveis de interesse. No entanto, para o cálculo do desempenho a longo prazo, é necessário integrar grandezas energéticas durante um ano de funcionamento do sistema. Uma rotina pré-programada é incumbida da integração das variáveis de interesse durante o ano de simulação

A2.2.6 Medição diferenciada do consumo

Para a medição diferenciada do consumo (em período de ponta do sistema elétrico, e fora da ponta), utilizou-se novamente a rotina auxiliar que implementa funções cíclicas e dependentes no tempo. Um sinal binário (1 = ponta, 0 = fora ponta) foi criado, tomando-se o cuidado de contemplar o deslocamento deste sinal no horário de verão. Os consumos energéticos computados no período de ponta são obtidos através da multiplicação de consumos gerais pelo sinal de ponta, antes de serem integrados no tempo.

Anexos

Dados Climáticos para Campinas

Disponibilidade de radiação solar diária (média mensal) para a cidade de Campinas (sobre superfície horizontal, lat 22S53 long 47W05)

| | $\frac{cal}{cm^2 \cdot dia}$ | $\frac{MJ}{m^2 \cdot dia}$ | $\frac{kW \cdot h}{m^2 \cdot dia}$ | $T \text{ média}$ $média$ | $T \text{ máxima}$ $média$ | $T \text{ mínima}$ $média$ |
|-----|------------------------------|----------------------------|------------------------------------|------------------------------|-------------------------------|-------------------------------|
| Jan | 528 | 22,10 | 6.13 | 23.1 | 29.4 | 18.8 |
| Fev | 519 | 21,72 | 6.03 | 23.1 | 29.8 | 19.0 |
| Mar | 491 | 20,55 | 5.71 | 22.8 | 29.4 | 18.2 |
| Abr | 453 | 18,96 | 5,26 | 21.0 | 27.5 | 16.5 |
| Mai | 381 | 15,95 | 4,43 | 18.8 | 25.5 | 13.8 |
| Jun | 341 | 14,27 | 3,96 | 17.2 | 24.2 | 12.1 |
| Jul | 369 | 15,45 | 4,29 | 17.2 | 24.6 | 12.0 |
| Ago | 424 | 17,74 | 4,93 | 18.9 | 26.7 | 13.1 |
| Set | 452 | 18,92 | 5,26 | 20.3 | 27.6 | 14.9 |
| Out | 499 | 20,89 | 5,80 | 21.3 | 28.3 | 16.3 |
| Nov | 541 | 22,64 | 6,29 | 22.1 | 28.7 | 17.2 |
| Dez | 516 | 21,60 | 6,00 | 22.5 | 28.7 | 18.2 |

Radiação - Disponibilidade de radiação solar global para o estado de São Paulo - Boletim técnico do Instituto Agrônomo de Campinas, março de 1989

Temperatura - Normais Climatológicas para o Estado de São Paulo - período de 1956 a 1990. Boletim técnico do Instituto Agrônomo de Campinas, 1991

Constantes e Conversões

$$1 \text{ cal} / \text{cm}^2 = 41,86 \text{ kJ} / \text{m}^2$$

$$1 \text{ kW} \cdot \text{h} = 3,6 \text{ MJ} = 3600 \text{ kJ}$$

Calor específico da água, supondo $d = 1000 \text{ kg/m}^3$.

$$C_{pH_2O} = 1,1628 \frac{\text{kW} \cdot \text{h}}{\text{m}^3 \cdot ^\circ\text{C}} = 4,186 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot ^\circ\text{C}} = 1 \frac{\text{BTU}}{\text{lbm} \cdot ^\circ\text{F}}$$

Constante Solar (Radiação Extraterrestre)

$$G_{SC} = 1353 \text{ W/m}^2$$

Aproximações úteis:

Estas aproximações auxiliam na rápida conversão de grandezas para noção de escala, durante a leitura de trabalhos escritos no sistema de unidades inglês.

$$1\text{m}^2 \approx 10\text{ft}^2$$

$$1\text{kJ} \approx 1\text{BTU}$$

Indicadores econômicos em 1996

| Período | IGP-DI | INPC | ICV | ICVM | IPC | IPCA | IGP-M | TR % | Taxa de Câmbio(1) | | UFIR (Unidade Fiscal de Referência) | Poupança Variação Mensal (2) |
|-----------------------------|---------------------------|----------------------------|------------------------------|-----------------------------|----------------------------|----------------------------|---------------------------|---|-----------------------|----------------------|--|---------------------------------------|
| | FGV Variação Mensal | IBGE Variação Mensal | DIEESE Variação Mensal | ORDEM Variação Mensal | FIPE Variação Mensal | IBGE Variação Mensal | FGV Variação Mensal | | Comercial R\$/US\$ | Paralelo R\$/US\$ | | |
| 1996 | | | | | | | | | | | | |
| Jan | 1,79 | 1,46 | 4,59 | 1,86 | 1,82 | 1,34 | 1,73 | 1,2525 | 0,9790 | 0,985 | 0,8287 | 1,7589 |
| Fev | 0,76 | 0,71 | 0,05 | 0,57 | 0,40 | 1,03 | 0,97 | 0,8625 | 0,9842 | 0,985 | 0,8287 | 1,4673 |
| Mar | 0,22 | 0,29 | 1,04 | 0,48 | 0,23 | 0,35 | 0,40 | 0,8139 | 0,9880 | 0,995 | 0,8287 | 1,3180 |
| Abr | 0,70 | 0,93 | 1,14 | 1,71 | 1,62 | 1,26 | 0,32 | 0,6597 | 0,9880 | 1,020 | 0,8287 | 1,1630 |
| Mai | 1,88 | 1,28 | 1,61 | 1,29 | 1,34 | 1,22 | 1,55 | 0,5886 | 0,9984 | 1,020 | 0,8287 | 1,0917 |
| Jun | 1,22 | 1,33 | 0,91 | 1,24 | 1,41 | 1,19 | 1,02 | 0,8099 | 1,0045 | 1,035 | 0,8287 | 1,1129 |
| Jul | 1,09 | 1,20 | 2,34 | 1,15 | 1,31 | 1,11 | 1,35 | 0,5851 | 1,0112 | 1,035 | 0,8847 | 1,0880 |
| Ago | 0,00 | 0,50 | -0,26 | 0,16 | 0,34 | 0,44 | 0,28 | 0,6275 | 1,0169 | 1,035 | 0,8847 | 1,1306 |
| Set | 0,13 | 0,02 | 0,10 | 0,02 | 0,07 | 0,15 | 0,10 | 0,6620 | 1,0215 | 1,040 | 0,8847 | 1,1653 |
| Out | 0,22 | 0,38 | 0,32 | 0,55 | 0,58 | 0,30 | 0,19 | 0,7419 | 1,0276 | 1,095 | 0,8847 | 1,2456 |
| Nov | 0,28 | 0,34 | 0,32 | 0,33 | 0,34 | 0,32 | 0,20 | 0,8146 | 1,0332 | 1,095 | 0,8847 | 1,3187 |
| Dez | 0,88 | 0,33 | 0,38 | 0,25 | 0,17 | 0,47 | 0,73 | 0,8717 | 1,0394 | 1,130 | 0,8847 | 1,3761 |
| No Ano | 9,34 | 9,12 | 13,18 | 16,82 | 16,83 | 9,56 | 9,20 | 9,5906 | 1,59 | | | |
| Salário Mínimo = R\$ 136,00 | | | | | | | | (1) Cotação do preço de venda do último dia do mês | | | | |
| | | | | | | | | (2) TR+0,5% a.m.: a rentabilidade refere-se a cadernetas com aniversário no primeiro dia do mês posterior ao assinalado (maior concentração). | | | | |

Fonte: *Economia em perspectiva* - n°166 - outubro/99 - Conselho Regional de Economia do Estado de São Paulo - CORECON/SP

Referências Bibliográficas

- Almeida, P. I. F. (1983); A padronização dos testes de aquecedores solares residenciais. *VII Congresso Brasileiro de Energia Mecânica*.(ABCM), p.303-315.
- Alves, T. M. M. (1998); Um projeto piloto de tarifa binomial; a experiencia da CEMIG. *Anais do Efficientia 98- Seminario nacional de combate ao desperdicio de energia elétrica*. 30pgs.
- Barley, C. D., Winn, C. B. (1978); Optimal Sizing of solar collectors by the method of relative areas. *Solar Energy* , p.279-289.
- Bazaraa, M. S., Sherali, H. D., Shetty, C. M. (1993); *Nonlinear Programming*. New York; John Wiley & Sons, 638 p.
- Beckman, W. A., Klein, S. A., Duffie, J. (1977); *Solar Heating Design by the f-Chart Method*. New York; John Wiley & Sons, 200 p.
- Bopshetty, S. V., Nayak, J. K., Sukhatme, S. P. (1992); Performance analysis of a solar concrete collector. *Energy Conversion and Management*, v.33, n.11, p.1007-1016.
- Borges, T. P. F., Correia, P. de B. (1997); Otimização não linear com modelo F-Chart para sistemas de aquecimento solar de água. *Anais do XXIX Simposio Brasileiro de Pesquisa Operacional*, (Salvador, Ba, 22/10/97), p.
- Borges, T. P. F., Correia, P. de B. (1998); Non-linear optimization model for domestic solar water heaters. *Proceedings of The 1998 American Solar Energy Society Annual Conference*, (Albuquerque-NM, June 14-17,1998), p.297-300.
- Bradley, D., Klein, S. A., Beckman, W. A. (1998); Three-season Operation as a Method of Freeze Protection in Solar Domestic Hot Water Heaters. *Proceedings of The 1998 American Solar Energy Society Annual Conference*, p.301-305.
- Brandemuehl, M. J., Beckman, W. A. (1979); Economic Evaluation and optimization of solar heating systems. *Solar Energy* , p.1-10.

- CEPAGRI - Centro de Pesquisas em Agricultura (1997); Arquivo de medicoes da estacao meteorologica automatica situada no campus da UNICAMP. Informacoes de radiacao solar, temperaturas, ventos pressao e umidade relativa entre setembro de 1996 e agosto de 1997.
- Chang, Kwei-K., Minardi, A. (1980); An optimisation formulation for solar heating systems. *Solar Energy*, v.24,p.99-103.
- Close, D. J. (1962); The Performance of solar water heaters with natural circulation. *Solar Energy*, v.6, p.33-40.
- Cooper, P. I. (1981); Evaluation of a household solar water heating system rating procedure using a reference system for performance comparison. *Solar Energy*, v.26, p.213-222.
- Dayan, M., Klein, S., Beckman, W. (1998a); Analysis of serpentine collectors in low flow systems. *Proceedings of The 1998 American Solar Energy Society Annual Conference*, p.313-317.
- Dayan, M., Klein, S., Beckman, W. (1998b); Optimizing heat exchanger flow rates in low flow systems. *Proceedings of The 1998 American Solar Energy Society Annual Conference*, p.319-324.
- DeGarmo, E. P., Sullivan, W., Bontadelli, J. A. (1989); *Engineering Economy*. 8 ed. New York; MacMillan Publishing Company. 765 p.
- Dória, R. (1998); Um projeto piloto de tarifa amarela; a experiência da COPEL. *Anais do Efficientia 98- Seminario nacional de combate ao desperdicio de energia eletrica*.
- Duff, W. S. (1975); A Methodology for selecting optimal components for solar thermal energy systems; application to power generation. *Solar Energy*, v.17, p.245-254.
- Duffie, J. A., Beckman, W. A. (1991); *Solar Engineering of Thermal Processes*. 2 ed. New York; John Wiley & Sons. 919 p.
- Eletrobrás- Centrais Elétricas Brasileiras S.A. (2000); Relatório para divulgação pela internet: Uso final de energia elétrica, e sua desagregação no setor residencial. <http://www.eletrobras.gov.br/procel/cons1.htm>. Disponível pela internet em hipertexto.
- El-Wakil, M. M.(1984); *Powerplant Technology*. New York, McGraw-Hill, 861p..
- Ghoneim, A. A., Fisch, N., Ammar, A. S. A., Hahne, E. (1993); Design of a solar water heating system for Alexandria, Egypt. *Renewable Energy*, v.3, (n.6/7), p.577-583.
- Grupp, M., Bergler, H., Bertrand, Jean-P., Kromer, B., Cieslok, J. (1995); "Convective" Flat Plate Collectors and Their Applications. *Solar Energy*, v.55, (n.3), p.195-207.

- Gupta, C. L., Garg, H. P. (1968); System Design in Solar Water Heaters With Natural Circulation. *Solar Energy*, v.12, p.163-182.
- Hirschfeld, H. (1998); *Engenharia Econômica*. 6 ed. Sao Paulo; Atlas. 407 p.
- Hobson, P. A., Norton, B. (1998); Verified Accurate Performance Simulation Model of Direct Thermosyphon Solar Energy Water Heaters. *Transactions of the American Society of Mechanical Engineers*, v.110, (n.11/1), p.282-292.
- Hobson, P. A., Norton, B. (1989); A design Nomogram for direct thermosiphon solar-energy water heaters. *Solar Energy*, v.43, (n.2), p.85-95.
- Huang, B. J., Hsieh, C. T. (1985); A simulation method for solar thermosyphon collector. *Solar Energy*, v.35, (n.1), p.31-43.
- Jubran, B. A., Al-Saad, M. A., Abu-Faris, N. A. (1994); Computational evaluation of solar heating systems using concrete solar collectors. *Energy Conversion and Management*, v.35, (n.12), p.1143-1155.
- Kaplan, S. (1983); *Energy Economics - Quantitative Methods for Energy and Environmental Decisions*. New York; McGraw Hill Book Company. 352 p.
- KDT (1994) Manual técnico de instalação do Aquecedor central Eletrônico Atlântico E2001. KDT, Indústria e Comércio. Avaré-SP. 6 p.
- Klein, S. A., Beckman, W. A. (1979); A General Design Method for Closed-Loop Solar Energy Systems. *Solar Energy*, v.22, p.269-282.
- Klein, S. A., Beckman, W. A., Duffie, J. A. (1976); A Design procedure for Solar Heating Systems. *Solar Energy*, v.18, p.113-127.
- Klein, S. A., Beckman, W. A., Mitchell, J. W., Duffie, J. A., Duffie, N. A., Freeman, T. L., Mitchell, J. C., Braun, J. E., Evans, B. L., Kummer, J. P., Urban, R. E., Fiskel, A., Thornton, J. W., Blair, N. J. (1996); *TRNSYS 14.2 Reference Manual*. 14.2 ed. Madison; Solar Energy Laboratory - University of Wisconsin- Madison.
- Kleinbach, E. M., Beckman, W. A., Klein, S. A. (1993); Performance Study of one-dimensional models for stratified thermal storage tanks. *Solar Energy*, v.50, (n.2), p.155-166.
- Kreyszig, E. (1993); *Advanced Engineering Mathematics*. 7 ed. New York; John Wiley & Sons. 1272 p.
- Kudish, A. I., Santamura, P., Beaufort, P. (1985); Direct measurement and analysis of thermosyphon flow. *Solar Energy*, v.35, (n.2), p.167-173.

- Kumar, S., Tiwari, G. N., Sinha, S. (1993); Techno-Economic Feasibility Analysis of Solar Thermal Systems. *Energy Conversion and Management* v.34, (n.12), p.1267-1272.
- Lavan, Z., Thompson, J. (1977); Experimental study of thermally stratified hot water storage tanks. *Solar Energy*, v.19, (n.419-524), p.519-524.
- Mavros, P., Belessiotis, V., Haralambopoulos, D. (1994); Stratified energy storage vessels; characterization of performance and modeling of mixing behavior. *Solar Energy*, v.52, (n.4), p.327-336.
- Misra, R. S. (1993); Evaluation of thermal stratification in thermosyphonic solar water heating systems. *Energy Conversion and Management*, v.34, (n.5), p.347-361.
- Misra, R. S. (1994a); Techno-Economic Optimization of Thermosyphonic Solar hybrid Water Heating Systems. *Energy Conversion and Management*, v.35, (n.3), p.
- Misra, R. S. (1994b); Performance Evaluation of some pressurized and non-pressurized thermosyphonic solar water heating systems. *Energy Conversion and Management*, v.35, (n.3), p.173-191.
- Morrison, G. L., Braun, J. E. (1985); System modelling and operation characteristics of thermosyphon solar water heaters. *Solar Energy*, v.34, (n.4/5), p.389-405.
- Morrison, G. L., Sapsford, C. M. (1983); Long term performance of thermosyphon solar water heaters. *Solar Energy*, v.30, (n.4), p.341-350.
- Morrison, G. L., Tran, H. N. (1984); Simulation of the long term performance of thermosyphon solar water heaters. *Solar Energy*, v.33, (n.6), p.515-526.
- Nayak, J. K., Sukhatme, S. P., Limaye, R. G., Bopshetty, S. V. (1989); Performance studies on solar concrete collectors. *Solar Energy*, v.42, (n.1), p.45-56.
- Norton, B. (1991); Solar Water Heaters. In; (Eds.). *Solar Energy thermal technology*. London; Springer-Verlag, p. 161-189.
- Oliva, G. A. (1990); Otimização da operação de sistema de aquecimento solar de água em edifício de polo habitacional, por programação dinâmica. Relatório Interno. Depto de Energia, Faculdade de Engenharia Mecânica - UNICAMP.
- Oliva, G. A., Campos-Filho, M. M., Borges, T., Martins, G. (1994); Desenvolvimento de tecnologia de pré-aquecedor solar de água para chuveiros elétricos de potência reduzida. *XII Seminario Nacional de Distribuicao de Energia eletrica SENDI/94*, p.

UNICAMP

BIBLIOTECA CENTRAL

SEÇÃO CIRCULANTE

- Oliva, G. A. , Borges, T. B. (1996) Teste de Campo piloto com pré-aquecedor solar de água para chuveiros elétricos de potência reduzida. *Anais do VII Congresso Brasileiro de Energia*. 22 a 25 de Outubro de 1996, Rio de Janeiro RJ, p. 2087-2103.
- Ong, K. S. (1974); A finite-difference method to evaluate the thermal performance of a solar water heater. *Solar Energy*, v.16, p.137-147.
- Ong, K. S. (1976); An Improved computer program for the thermal performance of a solar water heater. *Solar Energy*, v.18, p.183-191.
- Palmquist, R. W., Beckman, W. A. (1972); Optimum Thermal Design of Radiative Conductive Systems. *Journal of Engineering for Industry* , p.373-380.
- Pedersen, P. V. (1993); System Design Optimization for Large Building Integrated Solar Heating Systems for Domestic Hot Water. *Solar Energy*, v.50, (n.3), p.267-273.
- Pereira, E. M. D. (1999); Coordenadora do Grupo de Estudos em Energia (GREEN) da Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais. Comunicação a respeito do desempenho típico de placas coletoras planas brasileiras.
- Pinto, C. P. (1998); Avaliação de ciclo de vida como instrumento de planejamento energético; metodologia e estudo de caso com pré-aquecedores solares. *Anais do III Congresso Brasileiro de Planejamento Energético*. São Paulo-SP .
- Rardin, R. R. (1998); *Optimization in operations research*. New Jersey, Prentice Hall. 919 p.
- Reddy, B. S. (1995); Electrical Vs solar water heater; a case study. *Energy Conversion and Management*, v.36, (n.11), p.1097-1106.
- Rink, R. E. (1994); Optimal operation of solar heat storage with off-peak energy price incentive. *Optimal Control Applications & Methods*, v.15, p.251-266.
- SEBRAE(1994); *Como montar; fábrica de coletor de energia solar*. Brasília; ED. SEBRAE. 23 pgs.
- 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, (n.5), p.289-296.
- Simon, F. F. (1976); Flat-plate solar-collector performance evaluation with a solar simulator as a basis for collector selection and performance prediction. *Solar Energy*, v.18, p.451-466.
- Sinha, S., Tiwari, G. N. (1994); Techno-Economic Evaluation of a solar hot water system. *Energy*, v.19, (n.4), p.479-487.

- Sokolov, M., Reshef, M. (1992); Performance simulation of solar collectors made of concrete with embedded conduite lattice. *Solar Energy*, v.48, (n.6), p.403-411.
- Song, Z. P., Zhang, H. J. (1982); Prediction of system performance of solar water heaters for a specified locality. *Solar Energy*, v.28, (n.5), p.433-441.
- Sopian, K., Sahari, J., Othman, M. Y., Lubis, A., Zulkifly. (1998); Performance monitoring of a thermosyphon solar hot water heater with a parallel thermoplastic natural rubber tube absorber. *Renewable Energy*, v.4, (n.5), p.561-577.
- Tarnizhevskii, B. V., Moiseenko, V. V. (1992); Systems analysis of solar collectors on the basis of a generalized criterion. *Geliotekhnika*, v.28, (n.5), p.32-37.
- Tully, N. (1995); The Influence of Electrical Backup Element Size on the Performance of a Solar Thermosyphon DHW System. *Energy*, v.20, (n.3), p.209-217.