

MAURÍCIO MEDEIROS

**SIMULAÇÃO E AVALIAÇÃO DE UM SISTEMA DE AQUECIMENTO SOLAR
DE ÁGUA UTILIZANDO BALANÇO ENERGÉTICO**

**CASCADEL
PARANÁ – BRASIL
FEVEREIRO 2012**

MAURÍCIO MEDEIROS

**SIMULAÇÃO E AVALIAÇÃO DE UM SISTEMA DE AQUECIMENTO SOLAR DE
ÁGUA UTILIZANDO BALANÇO ENERGÉTICO**

Dissertação apresentada à Universidade Estadual do Oeste do Paraná, como parte das exigências do Programa de Pós-Graduação em Energia na Agricultura, para obtenção do título de Mestre.

**Orientador: Prof. Dr. Carlos Eduardo Camargo Nogueira
Co-orientador: Prof. Dr. Jair Antonio Cruz Siqueira**

**CASCABEL
PARANÁ – BRASIL
FEVEREIRO 2012**

Dados Internacionais de Catalogação-na-Publicação (CIP)
Biblioteca Central do Campus de Cascavel – Unioeste
Ficha catalográfica elaborada por Jeanine da Silva Barros CRB-9/1362

M439s Medeiros, Maurício
Simulação e avaliação de um sistema de aquecimento solar de água utilizando balanço energético. / Maurício Medeiros — Cascavel, PR: UNIOESTE, 2012.
42 p.

Orientador: Prof. Dr. Carlos Eduardo Camargo
Coorientador: Prof. Dr. Jair Antonio Cruz Siqueira
Dissertação (Mestrado) – Universidade Estadual do Oeste do Paraná.

Programa de Pós-Graduação Stricto Sensu em Energia na Agricultura, Centro de Ciências Exatas e Tecnológicas.
Bibliografia.

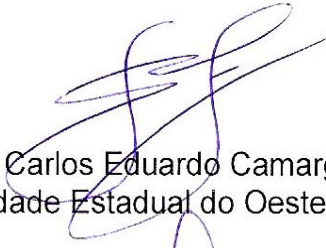
1. Água – Aquecimento solar. 2. Balanço energético. 3. Energia solar.
I. Universidade Estadual do Oeste do Paraná. II. Título.

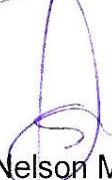
CDD 21.ed. 621.47

MAURÍCIO MEDEIROS

“Simulação e avaliação de um sistema de aquecimento solar de água utilizando balanço energético”

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação *Stricto Sensu* em Energia na Agricultura em cumprimento parcial aos requisitos para obtenção do título de Mestre em Energia na Agricultura, área de concentração Agroenergia, **aprovada** pela seguinte Banca Examinadora:

Orientador:  Prof. Dr. Carlos Eduardo Camargo Nogueira
Universidade Estadual do Oeste do Paraná – UNIOESTE/Cascavel

 Prof. Dr. Samuel Nelson Melegari de Souza
Universidade Estadual do Oeste do Paraná – UNIOESTE/Cascavel

 Prof. Dra. Evandro Marcos Kolling
Universidade Tecnológica Federal do Paraná – UTFPR/Toledo

Cascavel, 17 de fevereiro de 2012.

Para Suzana, minha querida esposa

AGRADECIMENTOS

A Deus que permitiu concluir mais essa etapa em minha vida.

A toda a minha família, especialmente a minha esposa Suzana por todo amor, carinho, compreensão e paciência a mim dedicado e também por estar ao meu lado, ajudando em vários momentos deste trabalho.

Ao meu Professor Orientador Dr. Carlos Eduardo Camargo Nogueira por todo apoio, orientação e auxílio. Fundamental na realização deste trabalho.

Ao Professor Jair Antonio Cruz Siqueira pela co-orientação, ajuda e dicas. Ao Professor Samuel Nelson Melegari de Souza, pela ajuda e pelos equipamentos emprestados. E a todos os Professores que contribuíram para o meu crescimento e aprimoramento acadêmico e pessoal.

A Universidade Estadual do Oeste do Paraná e ao Programa de Pós-Graduação em Energia na Agricultura por todo apoio e infra-estrutura.

A CAPES – Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior pelo apoio financeiro através da concessão da bolsa de mestrado.

A todos os colegas da turma e do Laboratório de Energia – LENE pelos bons momentos passados juntos e especialmente aos colegas Magno Vidotto, João Carlos Munhoz das Neves e Vander Fábio Silveira pela ajuda na montagem do experimento.

SUMÁRIO

LISTA DE FIGURAS	iii
LISTA DE TABELAS	iv
RESUMO	v
ABSTRAC	vi
1. INTRODUÇÃO	1
2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	3
2.1 ENERGIA SOLAR.....	3
2.2 COLETOR SOLAR PLANO.....	4
2.2.1 Características Construtivas.....	5
2.3 RESERVATÓRIO TÉRMICO (BOILER).....	6
2.4 SISTEMA AUXILIAR DE ENERGIA.....	7
2.5 INSTALAÇÃO DOS COLETORES.....	7
2.6 MODELAGEM DE SISTEMAS DE AQUECIMENTO SOLAR.....	8
3. MATERIAL E MÉTODOS	11
3.1 EQUIPAMENTOS UTILIZADOS PARA COLETA DE DADOS.....	11
3.2 COLETA DE DADOS.....	17
3.3 DETERMINAÇÃO DOS COEFICIENTES DE PERDA DE CALOR NO COLETOR SOLAR E NO RESERVATÓRIO TÉRMICO.....	17
3.3.1 Coeficiente global de perda de calor no coletor solar.....	17
3.3.2 Coeficiente global de perda de calor no reservatório térmico.....	22
3.4 BALANÇO DE ENERGIA NO COLETOR SOLAR PLANO.....	23
3.5 CENÁRIOS AVALIADOS NO SISTEMA DE AQUECIMENTO SOLAR.....	25
3.6 DETERMINAÇÃO DA EFICIÊNCIA DO SISTEMA DE AQUECIMENTO SOLAR.....	25
3.7 COMPARAÇÃO DOS CUSTOS DO SISTEMA DE AQUECIMENTO SOLAR COM OS CUSTOS DE UM CHUVEIRO ELÉTRICO CONVENCIONAL.....	26
3.8 MODELO DE SIMULAÇÃO E DIMENSIONAMENTO.....	27
4. RESULTADOS E DISCUSSÃO	30
4.1 DETERMINAÇÃO DOS COEFICIENTES DE PERDA DE CALOR NO COLETOR SOLAR E NO RESERVATÓRIO TÉRMICO.....	30
4.1.1 COEFICIENTE DE PERDA DE CALOR NO COLETOR SOLAR.....	30
4.1.2 COEFICIENTE DE PERDA DE CALOR NO RESERVATÓRIO TÉRMICO....	30

4.2	DETERMINAÇÃO DO FATOR DE REMOÇÃO DE CALOR (F_R)	32
4.3	DETERMINAÇÃO DA EFICIÊNCIA DO SISTEMA DE AQUECIMENTO SOLAR INSTALADO	32
4.4	AVALIAÇÃO DOS CENÁRIOS DE UTILIZAÇÃO DO SISTEMA DE AQUECIMENTO SOLAR INSTALADO.....	32
4.5	DIMENSIONAMENTO E COMPARAÇÃO DOS CUSTOS DO SISTEMA DE AQUECIMENTO COM OS CUSTOS DE UM CHUVEIRO ELÉTRICO	35
5.	CONCLUSÕES	39
6.	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	40

LISTA DE FIGURAS

FIGURA 1	Elementos constituintes de um coletor solar plano.	6
FIGURA 2	Reservatório térmico (boiler).	6
FIGURA 3	Representação esquemática de um sistema auxiliar de aquecimento. .	7
FIGURA 4	Sistema de aquecimento solar instalado.	11
FIGURA 5	Piranômetro CMP3 Kipp & Zonen.	12
FIGURA 6	Transformador de corrente CS10-L Campbell Scientific.	12
FIGURA 7	Datalogger CR1000 Campbell Scientific, carregador e bateria.	13
FIGURA 8	Sensor 1, instalado na tubulação de entrada de água fria.	14
FIGURA 9	Sensor 2, instalado na tubulação de entrada do coletor solar.	14
FIGURA 10	Sensor 3, instalado na tubulação de saída do coletor solar.	15
FIGURA 11	Sensor 4, instalado na parede interna do reservatório térmico.	15
FIGURA 12	Sensor 5, instalado na tubulação de saída de água quente.	15
FIGURA 13	Sensor 6, instalado na placa de absorção dentro do coletor solar.	16
FIGURA 14	Sensor 7, instalado no suporte metálico exposto a ambiente próximo aos coletores.	16
FIGURA 15	FieldLogger Novus.	16
FIGURA 16	Instalação esquemática de um aquecedor solar.	23
FIGURA 17	Fluxograma do processo de simulação.	28
FIGURA 18	Curva de resfriamento dos dias 20 e 21 de junho.	31
FIGURA 19	Regressão linear.	31
FIGURA 20	Pagina inicial do software DOSAS.	36
FIGURA 21	Menu Dados de Entrada.	37
FIGURA 22	Menu Dimensionamento.	37
FIGURA 23	Menu Resultado.	38
FIGURA 24	Menu Gráficos.	38

LISTA DE TABELAS

TABELA 1	Especificações técnicas do piranômetro	12
TABELA 2	Especificações técnicas do transformador de corrente CS 10-L.....	13
TABELA 3	Principais especificações técnicas CR1000 Campbell Scientific.....	14
TABELA 4	Principais especificações técnicas do Fieldlogger Novus	17
TABELA 5	Médias semanais e média geral de UA.....	32
TABELA 6	Utilização e consumo de energia elétrica do sistema de aquecimento auxiliar (1º cenário)	33
TABELA 7	Utilização e consumo de energia elétrica do sistema de aquecimento auxiliar (2º cenário)	33
TABELA 8	Médias horárias das temperaturas nos momentos de consumo (1º cenário).....	34
TABELA 9	Médias horárias das temperaturas nos momentos de consumo (2º cenário).....	34
TABELA 10	Dados de entrada utilizados na simulação.....	35
TABELA 11	Dimensionamento do sistema de aquecimento solar para 1º cenário..	35
TABELA 12	Dimensionamento do sistema de aquecimento solar para 2º cenário..	36

RESUMO

MEDEIROS, Maurício, M.sc., Universidade Estadual do Oeste do Paraná, Fevereiro de 2012. **Simulação e avaliação de um sistema de aquecimento solar de água utilizando balanço energético.** Orientador: Prof. Dr. Carlos Eduardo Camargo Nogueira. Coorientador: Prof. Dr. Jair Antonio Cruz Siqueira.

Este trabalho foi desenvolvido na Universidade Estadual do Oeste do Paraná – UNIOESTE, campus de Cascavel, e teve por objetivo principal o desenvolvimento de um programa computacional para simular e dimensionar, de forma otimizada, um sistema de aquecimento solar de água. Para determinar os parâmetros de eficiência do sistema, foram instalados três coletores solares de 1,05 m² cada, da marca Pro Sol, acoplados a um reservatório térmico de 200 litros, contendo resistências elétricas auxiliares de 2000 W. O sistema utilizado funciona por termossifão, e foi instalado em um suporte metálico fixado ao solo, com orientação para o norte, num ângulo de 35° em relação à horizontal. Foram coletados dados horários de radiação solar e temperaturas da água, e avaliados dois cenários. No primeiro cenário, considerou-se a utilização do sistema de aquecimento auxiliar controlado por um termostato, que ligava e desligava as resistências elétricas conforme a temperatura da água no boiler oscilava em torno da temperatura de consumo (40°C). No segundo cenário, considerou-se o acionamento do sistema de aquecimento auxiliar somente nos horários de consumo de água, quando a temperatura da água no boiler estivesse menor que a temperatura de consumo. Foram calculados os coeficientes de perda de calor no coletor solar e no reservatório térmico, o fator de remoção de calor no coletor solar e a eficiência global do sistema de aquecimento instalado. Esses parâmetros calculados, e os demais dados coletados, foram utilizados no software desenvolvido para simulação e dimensionamento, de maneira a atender satisfatoriamente às necessidades de consumo de água quente, e minimizar os custos totais de instalação e consumo de energia elétrica. Por fim, esses custos do sistema de aquecimento solar foram comparados aos custos de um chuveiro elétrico convencional. Os resultados obtidos foram os seguintes: coeficiente de perda de calor no coletor solar (5,45 Wm⁻²°C⁻¹), coeficiente de perda de calor no reservatório térmico (5,34 Wm⁻²°C⁻¹), fator de remoção de calor do coletor solar (0,78) e eficiência global do sistema (31%). Os tempos de retorno do capital investido no sistema de aquecimento solar (em comparação a um chuveiro elétrico convencional), para os dois cenários de utilização, foram de, respectivamente, 11,38 anos e 5,73 anos.

Palavras-chaves: Aquecimento solar de água, Dimensionamento e simulação; Coeficiente de perdas de calor do coletor e reservatório térmico

ABSTRAC

MEDEIROS, Maurício, M.Sc., State University of West of Paraná, in February 2012. **Simulation and evaluation of a system of solar water heating using energy balance.** Advisor: Prof. Dr. Carlos Eduardo Camargo Nogueira. Co-Advisor: Prof. Dr. Jair Antonio Cruz Siqueira

This work was developed at the State University of West of Paraná – UNIOESTE, campus de Cascavel and was aimed at developing a computer program to simulate and scale, optimally, a system of solar water heating. To determine the efficiency parameters of the system were installed three solar collectors of 1.05 m² each, brand Pro Sol, coupled to a thermal reservoir of 200 liters, containing electrical resistances auxiliary 2000 W. The system works by using thermosyphon, and was installed in a metal bracket fixed to the ground, oriented to the north at an angle of 35 degrees from the horizontal. We collected hourly data of solar radiation and water temperatures, and evaluated two scenarios. In the first scenario, it was considered system utilization auxiliary heating controlled by a thermostat, which linked and hang up the electrical resistances as the temperature of water in boiler oscillated around of temperature of consumption (40 ° C). In the second scenario, it was considered the system to power auxiliary heating only in timetables of water consumption, when the water temperature in boiler was lower than the temperature of consumption. Coefficients were calculated heat loss in the solar collector and storage tank, the heat removal factor of solar collector and the overall efficiency of the heating system installed. These calculated parameters and other data collected were used in software developed for simulation and design in order to satisfactorily meet the needs of hot water consumption, and minimize the total installation costs and energy consumption. Finally, these system costs solar heating were compared to costs of an electric shower conventional. The results obtained were as follows: coefficient of heat loss in the solar collector (5,45 Wm⁻²°C⁻¹), coefficient of heat loss in the thermal reservoir (5,34 Wm⁻²°C⁻¹), removal factor heat of the solar collector (0.78) and overall system efficiency (31%). The times of return on capital invested in the solar heating system (compared to a conventional electric shower), for the two scenarios of use, were, respectively, 11.45 years and 7.81 years.

Keywords: Solar water heating, sizing and simulation, heat loss coefficient of collector and thermal storage tank

1. INTRODUÇÃO

A energia é essencial para o desenvolvimento social e o crescimento econômico de qualquer nação. A qualidade de vida humana está diretamente relacionada com o consumo per capita de energia, que tem aumentado de forma constante nas últimas décadas nos países em desenvolvimento como uma consequência do crescimento das atividades agrícolas e industriais, a melhoria das condições sociais e da introdução das novas tecnologias (MARTINS et al., 2008).

O aumento da demanda energética em conjunto com a possibilidade de redução da oferta de combustíveis convencionais e a crescente preocupação com a preservação do meio ambiente estão impulsionando a comunidade científica a pesquisar e desenvolver fontes alternativas de energia menos poluentes, renováveis e que produzam pouco impacto ambiental (PEREIRA et al., 2006).

O setor residencial brasileiro consumiu 8220 tep de eletricidade em 2008, quantia responsável por 22% da energia elétrica consumida no país (MME, 2009). Ghisi et al. (2007), apontaram que chuveiros elétricos respondem em média por 20% do consumo de eletricidade em residências de 12 estados brasileiros, que correspondem a mais de 60% da população. A curva de carga do sistema elétrico brasileiro atinge seu pico entre as 18:00 e 21:00 horas e este comportamento deve-se principalmente ao setor residencial e à ampla utilização de chuveiros elétricos para o aquecimento de água, estando presente em cerca de 73% dos domicílios. A consequência deste comportamento é uma elevada demanda energética associada a um baixo fator de carga (NASPOLINI et al., 2010).

O aquecimento solar de água pode contribuir para a redução da demanda e custo energético, e para a melhora do bem estar social (Batidzirai et al., 2009) por suas inúmeras vantagens, como simplicidade de construção e instalação, baixo custo de operação e manutenção, facilidade de conversão de sistemas tradicionais já existentes e ausência de poluição local (PUROHIT e MICHAELOWA, 2008).

O Brasil possui grande potencial para uma utilização abrangente da energia solar. A irradiação solar global média incidente sobre um território de 8.514.876,599 km² varia entre 4,25 kWh m⁻² dia⁻¹ e 6,5 kWh m⁻² dia⁻¹ nas diferentes regiões do país e grande parte do território nacional apresenta valores maiores que muitos países

européus, onde a utilização da energia solar já é bastante difundida (MARTINS et al., 2007).

A utilização de softwares para o dimensionamento otimizado de sistemas de aquecimento solar de água e a simulação do funcionamento dos sistemas mostra-se uma ferramenta útil no auxílio dos profissionais responsáveis pelo dimensionamento destes sistemas, gerando uma economia de tempo e dinheiro na determinação das características que atendem às exigências de consumo, antes mesmo da instalação dos sistemas.

Diversos autores têm pesquisado modelos de simulação para dimensionamento e análise de viabilidade de sistemas de aquecimento de água utilizando radiação solar, destacando-se Oliveski et al. (2003), Pillai e Banerjee (2007), Hassan e Beliveau, (2008), Al-Salaymeh et al. (2010) e Dagdougui et al. (2010). O dimensionamento e a viabilidade destes sistemas é altamente dependente das condições climáticas, das características de consumo energético, dos materiais empregados, do custo da energia, bem como de políticas públicas de incentivo e do grau de maturidade do mercado local.

Este trabalho teve por objetivo geral desenvolver um software para simular e dimensionar, de modo otimizado, um sistema de aquecimento de água.

Os objetivos específicos do trabalho foram:

- Instalar e avaliar o funcionamento do sistema de aquecimento solar considerando dois cenários: 1º) a utilização plena do sistema de aquecimento auxiliar, controlado por um termostato; 2º) Acionamento do sistema de aquecimento auxiliar somente nos horários de consumo de água (quando necessário);
- Determinar os coeficientes de perda de calor no coletor solar e no reservatório térmico, fator de remoção de calor e a eficiência do sistema de aquecimento instalado;
- Desenvolver um software para simular e dimensionar o sistema de aquecimento de água, a partir dos dados e coeficientes reais obtidos, de maneira a atender satisfatoriamente diferentes condições de utilização, minimizando os custos com instalação e consumo e energia elétrica;
- Comparar os custos do sistema de aquecimento solar com os custos de um chuveiro elétrico convencional.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 ENERGIA SOLAR

A energia solar é abundante e gratuita. É uma energia limpa, pois a sua captação, transformação e utilização praticamente não agridem o meio ambiente. É aplicável em qualquer circunstância. Como fonte térmica, é usada para aquecimento de água, (uso residencial), no aquecimento de ar para secagem de produtos agrícolas (uso rural) e na produção de vapor (uso industrial).

O potencial de energia solar de uma determinada região é determinado, principalmente, em função de sua localização no globo terrestre. As regiões localizadas entre as linhas tropicais são consideradas de alto potencial de energia solar, as regiões localizadas entre os trópicos e os círculos polares são consideradas como de médio potencial de energia solar e os pólos de baixo potencial energético. O Brasil tem alto potencial energético, já que grande parte do seu território está localizado na região entre as linhas dos trópicos, portanto, pode-se considerar que, em qualquer localidade do nosso país, é possível utilizar diversos sistemas de aproveitamento de energia solar (CAVALCANTE e LOPES, 2001).

Segundo Lima (2003), a radiação solar que atinge um determinado ponto da superfície terrestre sofre na sua trajetória as seguintes influências:

- Latitude – À medida que a latitude aumenta, a área de superfície terrestre atingida pela mesma radiação também aumenta, resultando uma menor concentração de radiação;
- Estações do ano – O movimento de translação da terra em torno do sol, responsável pelas estações do ano, descrevem uma órbita elíptica plana. O eixo de rotação da terra em volta de si mesmo não coincide com o eixo da elipse, possuindo uma defasagem de $23^{\circ} 27'$. Desta forma, por um período do ano, o planeta deixa exposto mais o hemisfério sul e, durante o outro período, é o hemisfério norte que fica mais exposto.
- Hora do dia – A cada hora do dia os raios solares atingem uma dada superfície sob diferentes ângulos;

- Condições do céu – A quantidade de nuvens que recobrem o céu interferem na radiação que atinge a superfície terrestre.
- Condições atmosféricas – Dias enfumaçados ou poluídos alteram a radiação disponível. Porém a radiação tem incidência direta e difusa nos dias claros.

A aplicação mais simples da energia solar é a produção de calor a baixas temperaturas. O aquecimento de água utilizando-se de coletores solares é de ampla aplicação nos mais diversos setores.

O aquecedor solar é um equipamento composto por coletores solares, onde ocorre o aquecimento de água, e um reservatório térmico onde a água quente é armazenada, para ser utilizada posteriormente.

2.2 COLETOR SOLAR PLANO

O coletor solar plano é uma das formas mais simples de captação de energia, pois convertem a energia solar em térmica com baixo custo e de forma conveniente. O processo empregado é o do corpo negro absorvedor. Assim como as cores claras refletem a radiação, as cores escuras as absorvem e essa absorção é tanto maior quanto mais próximas estiverem da cor negra. Com base nessa propriedade é que as placas absorvedoras dos captadores planos são pintadas de preto fosco. A propriedade da superfície negra, aliada à propriedade que o vidro tem de recuperar grande parte da radiação emitida pela superfície negra quando a lâmina de vidro está colocada acima da placa absorvedora, é aproveitada para a conversão de energia radiante em energia térmica no coletor. O coletor solar plano tem sido empregado com sucesso para obtenção de temperaturas de até 80°C, mas em temperaturas mais baixas apresenta maior eficiência. Um coletor, para ser viável economicamente, deve ter vida útil longa e poucos problemas de manutenção (NETTO, 2006).

Os sistemas de aquecimento solar de água são comumente utilizados de duas formas, com circulação passiva e com circulação ativa. Neste último, a água circula pelo circuito de aquecimento forçado por uma bomba. Nos sistemas passivos a circulação acontece por diferença de densidade entre a água aquecida no coletor solar e a água que se encontra a uma temperatura relativamente mais baixa na

entrada do mesmo. Apesar de exigirem maiores cuidados na instalação, estes sistemas são confiáveis e de baixa manutenção (KEHL, 2004).

2.2.1 Características Construtivas

Segundo Alvarenga (2001) e Pereira (2002), um coletor solar plano (Figura 1) é constituído basicamente por:

- Caixa externa: em alumínio, chapa dobrada ou material plástico que suporta todo o sistema. O fundo da caixa pode ser de chapa de aço galvanizado ou madeira.
- Isolamento térmico: o isolamento térmico é fundamental, pois o sistema funciona em temperaturas superiores às do ambiente. Ele reveste a caixa externa e minimiza as perdas de calor para o meio. O material mais utilizado é a lã de vidro em mantas de 5 cm de espessura ou lã de rocha e espuma de poliuretano.
- Tubos: tubos interconectados, por meio dos quais o fluido circula no interior do coletor. Normalmente, são feitos de cobre dada sua alta condutividade térmica e resistência à corrosão.
- Placa absorvedora: responsável pela absorção e transferência da energia solar para o fluido de trabalho. É o local onde se processa a conversão da radiação em calor. Podem ser construídas com materiais como alumínio e cobre, pintadas de preto fosco para melhor absorção de energia solar.
- Cobertura transparente: geralmente vidro plano de 3 ou 4 mm de espessura (efeito estufa), que é mais durável que a cobertura plástica.

Para temperaturas mais elevadas, recomenda-se o uso de dupla camada de vidro que diminui as perdas térmicas, permite a passagem de radiação solar e reduz a perda de calor e radiação para o meio por convecção.

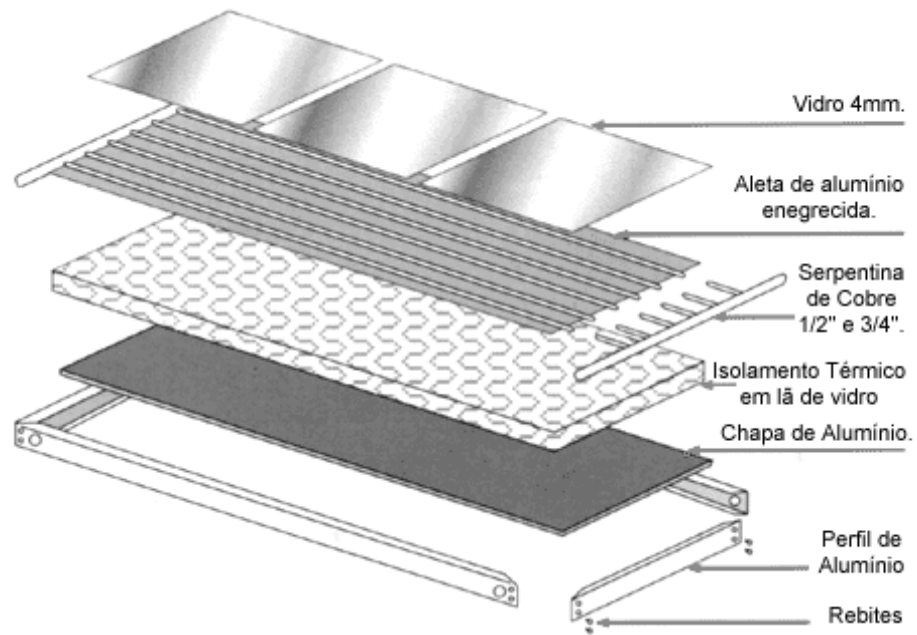


FIGURA 1 – Elementos constituintes de um coletor solar plano.
Fonte: KEHL, 2004.

2.3 RESERVATÓRIO TÉRMICO (BOILER)

Os reservatórios térmicos (Figura 2) são tanques utilizados para armazenar a água quente, proveniente do coletor solar. São indispensáveis devido as características de inconstância da radiação solar. São constituídos por um corpo interno cilíndrico, geralmente em aço inoxidável ou cobre. Devem ser termicamente isolados para minimizar as perdas de calor para o ambiente (NETTO, 2006).



FIGURA 2 – Reservatório térmico (boiler).
Fonte: Soletrol (2011).

2.4 SISTEMA AUXILIAR DE ENERGIA

Normalmente está acoplado ao conjunto um sistema de aquecimento auxiliar (Figura 3), cuja finalidade é garantir o fornecimento de energia complementar para que a temperatura da água de consumo esteja sempre no grau desejado. Existem inúmeros tipos de sistemas utilizáveis, mas os mais comuns são os que utilizam uma resistência elétrica diretamente dentro do reservatório térmico. A seu favor conta a simplicidade de instalação e funcionamento (KEHL, 2004).

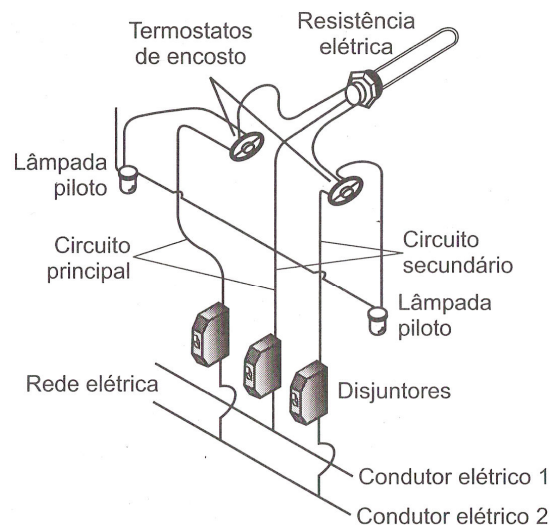


FIGURA 3 – Representação esquemática de um sistema auxiliar de aquecimento.
Fonte: CAVALCANTE e LOPES, 2001.

2.5 INSTALAÇÃO DOS COLETORES

No Brasil, os coletores deverão ser instalados com sua superfície voltada para o Norte, permitindo um desempenho mais uniforme durante o ano. Pequenas variações são permitidas para o Nordeste ou para o Noroeste. A inclinação dos coletores deverá ser estabelecida a fim de aproveitar com máxima eficiência a radiação local. A inclinação do coletor com ângulo igual à latitude local é a mais eficiente. No Sudeste brasileiro, costuma-se colocar inclinações maiores que a latitude visando o maior aproveitamento de calor no inverno. No sistema de circulação natural, deve-se tomar precaução especial na verificação do desnível entre coletor e reservatório de água quente (mínimo 0,20 m e máximo 4,00 m) e

deste ao reservatório de água fria (0,15 m) que não devem ser menores que os valores recomendados. As tubulações que levam água quente aos pontos de consumo devem ser construídas com tubos resistentes ao calor, como aço galvanizado, cobre, PVC e polipropileno. Deverão ter menor diâmetro, porque a água que fica armazenada nelas, quando não está sendo utilizada, se esfria (ALVARENGA, 2001).

2.6 MODELAGEM DE SISTEMAS DE AQUECIMENTO SOLAR

Huang (1989) encontrou, analiticamente, que os parâmetros de qualidade do coletor apresentam uma forte influência no desempenho anual de um sistema de aquecimento solar operando em termossifão. Ele desenvolveu uma correlação semi-empírica para a estimativa do desempenho destes aquecedores.

Braun e Fanney (1983) mostraram que um sistema de aquecimento solar operando em termossifão, com reservatório vertical, com demanda concentrada no período da manhã, se apresentou 14% mais eficiente que aquele sistema sujeito a um perfil de demanda mais distribuído ao longo do dia. Morrison e Sapsford (1983), Abd-al Zahra e Joudi (1984), Michaelides et al. (1992) encontram resultados semelhantes.

Misra (1994) desenvolveu uma expressão transcendental semelhante àquela obtida por Uhlemann e Bansal (1985), para o cálculo da vazão mássica, devido à convecção natural em uma instalação solar para o aquecimento de água. Os resultados simulados concordaram satisfatoriamente com as medidas experimentais. Segundo Uhlemann e Bansal (1985) e Shitzer et al. (1979) vazão mássica no arranjo de coletores solares é, em geral, laminar. As perdas de carga devido ao atrito nos tês, válvulas e curvas são significativas e devem ser consideradas no modelamento analítico (Morrison e Ranatunga, 1980). No entanto, estas perdas singulares associadas às conexões e curvas ao longo do circuito do sistema de aquecimento solar não são bem conhecidas para baixos números de Reynolds. Assim, a estimativa precisa destes coeficientes torna-se difícil.

Shariah e Ecevit (1995) analisaram o desempenho de sistema de aquecimento solar com o software TRNSYS. Seus resultados mostraram que a

eficiência anual do sistema e a fração solar são funções da temperatura de projeto para a demanda.

Shariah e Löff (1997) e Kalogirou e Papamarcou (2000) realizaram diversas simulações com o software TRNSYS, e concluíram que o desempenho de aquecedores solares de água operando por termossifão é afetado pelo método de suprimento de energia auxiliar, pelo perfil de demanda, pelo volume diário de demanda e pela temperatura de projeto para a demanda.

Hasan (1997) analisou o efeito da configuração e do volume do reservatório térmico na eficiência térmica. Realizando simulações com o software TRNSYS concluiu que a eficiência de aquecedores solares operando por termossifão pode ser aumentada pelo uso de reservatórios maiores ou menores áreas de coleta e não há diferença significativa entre o desempenho de tanques verticais e horizontais. Khalifa e Mehdi (1999) realizaram estudos experimentais e numéricos para um sistema de aquecimento solar operando por termossifão com reservatório horizontal e concluíram que os gradientes de temperatura na direção radial e axial podem ser desprezados quando comparados aos gradientes de temperatura na direção vertical. Concluíram, também, que a temperatura média da água armazenada no tanque pode ser calculada satisfatoriamente pelo emprego de um modelo unidimensional para a temperatura vertical no centro do mesmo.

Vieira (2001) realizou diversas simulações com o TRNSYS, para sistemas de aquecimento de água operando por termossifão, e verificou que para diferentes perfis de consumo, a configuração ideal da instalação pode resultar diferente. Para um perfil de consumo distribuído ao longo do dia, a relação “volume do reservatório/área de coletor/volume de consumo”, na proporção “200 litros/1 m²/50 litros” é mais indicada. Para um perfil de consumo concentrado no final da tarde e noite, a relação é a mesma, porém a influência do volume de reservatório na eficiência e na fração solar é menos significativa.

Hussein (2002) investigou teórica e experimentalmente o comportamento de um sistema de aquecimento solar operando por termossifão. O autor apresentou uma nova proposta para as equações governantes do reservatório térmico e das tubulações hidráulicas de conexão.

Hussein (2003) simulou computacionalmente o comportamento de um sistema de aquecimento solar indireto operando por termossifão. Concluiu que o

valor ótimo para a relação “altura/diâmetro” do reservatório está em torno de 1,8. Para a relação “altura da entrada da água quente no reservatório/altura do reservatório” encontrou um valor ótimo em torno de 0,6. Concluiu ainda, que a separação vertical entre os coletores e o reservatório apresenta um valor ótimo em torno 200 mm.

3. MATERIAL E MÉTODOS

O trabalho foi desenvolvido na Universidade Estadual do Oeste do Paraná – UNIOESTE, campus de Cascavel, com Latitude 24°59' Sul, Longitude 53°23' Oeste e Altitude de aproximadamente 750 metros. O sistema de aquecimento solar foi instalado próximo aos módulos experimentais do projeto CASA (Centro de Análise de Sistemas Alternativos de Energia). O sistema é composto por um reservatório térmico de 200 l e por 3 coletores de 1,05 m² cada, da marca Pro Sol (Figura 4), possui resistências elétricas como fonte auxiliar de energia de 2000 W e funciona por termossifão. O sistema foi instalado em um suporte metálico fixado no solo, com orientação para o norte. Os coletores foram inclinados em relação à horizontal, a um ângulo de 35° (aproximadamente latitude local, mais acréscimo de 10°).

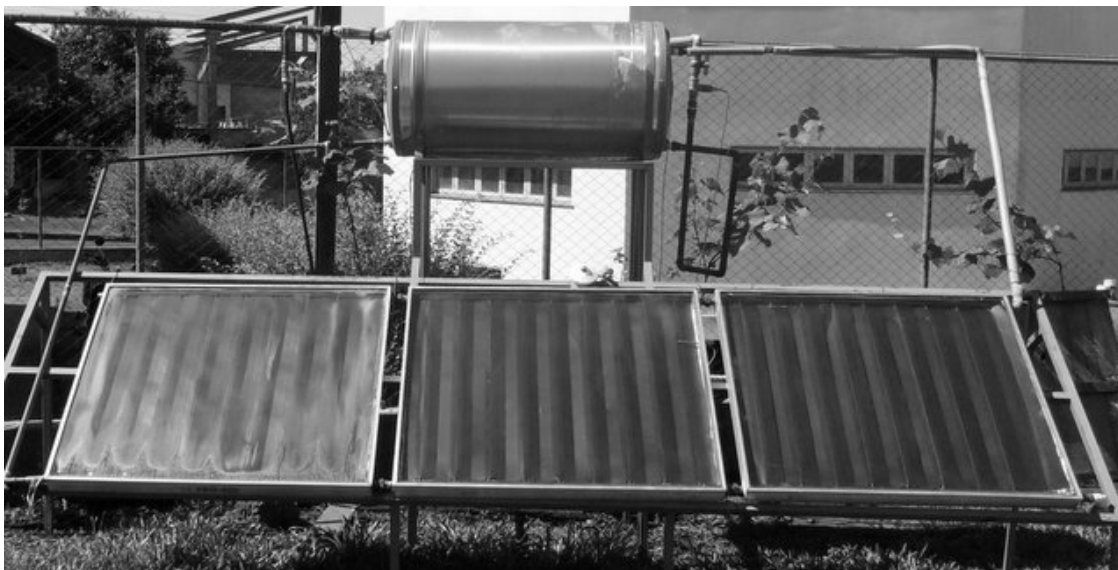


FIGURA 4 – Sistema de aquecimento solar instalado.

3.1 EQUIPAMENTOS UTILIZADOS PARA COLETA DE DADOS

A coleta de dados de radiação solar global foi realizada por um piranômetro da marca Kipp & Zonen modelo CMP3 instalado com inclinação igual a dos coletores solares. A Figura 5 apresenta o piranômetro instalado.



FIGURA 5 – Piranômetro CMP3 Kipp & Zonen.

A Tabela 1 apresenta as especificações técnicas do piranômetro.

TABELA 1– Especificações técnicas do piranômetro

Dimensões	Ø 7,5 cm x 10 cm
Peso	543 g
Tempo de resposta 95%	18 s
Faixa espectral	310 a 2800 nm
Sensibilidade	5 a 15 $\mu\text{V W}^{-1}\text{m}^2$
Temperatura de operação	-40 °C a +80 °C
Máxima irradiância	2000 Wm^{-2}
Precisão	$\pm 5 \%$

Para o monitoramento do acionamento do sistema de aquecimento auxiliar (resistências elétricas) foi utilizado um transformador de corrente modelo CS10-L da marca Campbell Scientific. A Figura 6 apresenta o transformador de corrente utilizado.



FIGURA 6 – Transformador de corrente CS10-L Campbell Scientific.

A Tabela 2 apresenta as especificações técnicas do transformador de corrente.

TABELA 2 – Especificações técnicas do transformador de corrente CS 10-L

Dimensões	Ø 4 cm
Frequência	50 e 60 Hz
Máximo potencial	2000 V
Corrente nominal	200 A
Temperatura de operação	-25 °C a +55 °C
Precisão	± 5 %

Para a coleta e armazenamento dos dados de radiação solar e acionamento do aquecimento auxiliar foi utilizado o datalogger da marca Campbell Scientific, modelo CR1000, apresentado na Figura 7.



FIGURA 7 – Datalogger CR1000 Campbell Scientific, carregador e bateria.

A Tabela 3 apresenta as principais especificações técnicas do Datalogger CR1000.

TABELA 3 – Principais especificações técnicas CR1000 Campbell Scientific

Dimensões	23.9 x 10.2 x 0.85 cm
Peso	1000 g
Alimentação	9.6 a 16 Vcc
Temperatura de operação	-25 °C to 50 °C
Sensores suportados	Analógico tensão; Analógico atual (com um resistor shunt); Termopares; pontes resistivas; Pulso de saída; Período de saída; Frequência de saída; Serial sensores inteligentes;

Para a coleta dos dados de temperatura foram utilizados 7 sensores do tipo PT100, sendo um destes destinado ao monitoramento da temperatura ambiente e os demais à temperatura da água. Os sensores, numerados de 1 a 7, foram instalados, nos locais apresentados pelas Figuras 8 a 14:



FIGURA 8 – Sensor 1, instalado na tubulação de entrada de água fria.



FIGURA 9 – Sensor 2, instalado na tubulação de entrada do coletor solar.



FIGURA 10 – Sensor 3, instalado na tubulação de saída do coletor solar.



FIGURA 11 – Sensor 4, instalado na parede interna do reservatório térmico.



FIGURA 12 – Sensor 5, instalado na tubulação de saída de água quente.



FIGURA 13 – Sensor 6, instalado na placa de absorção dentro do coletor solar.

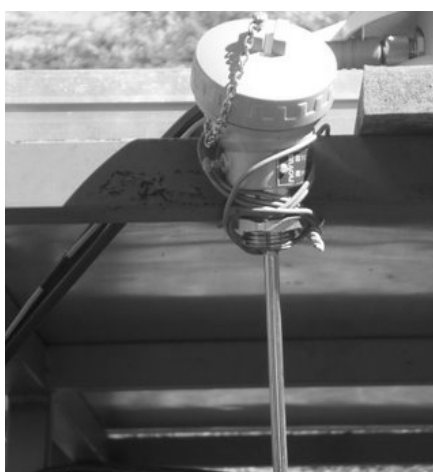


FIGURA 14 – Sensor 7, instalado no suporte metálico exposto a ambiente próximo aos coletores.

Para o monitoramento e armazenamento dos dados de temperatura foi utilizado o Fieldlogger da marca Novus. A Figura 15 apresenta uma imagem do *datalogger* utilizado.



FIGURA 15 – FieldLogger Novus.

As especificações técnicas principais do FieldLogger Novus estão apresentadas na Tabela 4.

TABELA 4 – Principais especificações técnicas do Fieldlogger Novus

Dimensões	164 x 117 x 70 mm
Peso	400 g
Alimentação (Power)	100 a 240 Vca
Frequência	50 – 60 Hz
Consumo máximo	20 VA
Temperatura de operação	0 a 50 °C
Proteção	IP20
Altitude máxima	2000 m
8 Entradas analógicas	Termopares, V, mV, mA, Pt100 e Pt1000

3.2 COLETA DE DADOS

A coleta dos dados teve início em 11/07/2011 e término em 03/10/2011. Os dados de temperatura, utilizando o equipamento Fieldlogger, foram lidos a cada 5 segundos e as médias armazenadas a cada 5 minutos. Já os dados de radiação solar e consumo de energia elétrica foram lidos a cada 5 segundos e as médias foram armazenadas a cada 1 minuto. Posteriormente foram calculadas as médias horárias para os dados de radiação solar e, para os dados de temperaturas foram utilizados os valores instantâneos coletados em cada hora todos esses dados foram utilizados para alimentação do software de dimensionamento e simulação.

3.3 DETERMINAÇÃO DOS COEFICIENTES DE PERDA DE CALOR NO COLETOR SOLAR E NO RESERVATÓRIO TÉRMICO

3.3.1 Coeficiente global de perda de calor no coletor solar

O coeficiente global de perdas de calor no coletor solar (U_L) representa a parcela da energia perdida pelo coletor para o ambiente. As perdas térmicas do coletor ocorrem tanto na parte frontal, através da cobertura, quanto na parte do

fundo e na lateral, através do isolamento térmico e foi calculado através da Equação 1 (DUFFIE e BECKMAN, 2006).

$$U_L = U_t + U_b + U_e \quad (\text{Eq. 1})$$

Onde:

U_t é o coeficiente de perda de calor do coletor na cobertura ($\text{Wm}^{-2}\text{°C}^{-1}$);

U_b é o coeficiente de perda de calor do coletor no fundo ($\text{Wm}^{-2}\text{°C}^{-1}$);

U_e é o coeficiente de perda de calor do coletor na lateral ($\text{Wm}^{-2}\text{°C}^{-1}$);

A determinação do coeficiente leva em consideração as trocas de calor por convecção e irradiação entre a cobertura e o ambiente, as trocas de calor convectivas e radiativas entre a placa coletora e a cobertura, a condução de calor através do isolamento e as trocas de calor por convecção e radiação entre a parte de trás do coletor e o ambiente.

3.3.1.1 Coeficiente de perda de calor do coletor na cobertura

O coeficiente de perda de calor do coletor na cobertura (U_t) foi calculado fazendo-se uma associação das resistências do circuito elétrico equivalente conforme Equação 2 (DUFFIE e BECKMAN, 2006).

$$U_t = \left(\frac{1}{h_w + h_{r,c-a}} + \frac{1}{h_{c,p-c} + h_{r,p-c}} \right)^{-1} \quad (\text{Eq. 2})$$

Onde:

h_w é o coeficiente de transferência de calor por convecção entre a cobertura e o ambiente ($\text{Wm}^{-2}\text{°C}^{-1}$);

$h_{r,c-a}$ é o coeficiente de transferência calor por radiação entre a cobertura e o ambiente ($\text{Wm}^{-2}\text{°C}^{-1}$);

$h_{c,p-c}$ é o coeficiente de transferência calor por convecção entre a placa e a cobertura ($\text{Wm}^{-2}\text{°C}^{-1}$);

$h_{r,p-c}$ é o coeficiente de transferência calor por radiação entre a placa e a cobertura ($\text{Wm}^{-2}\text{°C}^{-1}$);

O coeficiente de transferência de calor por convecção entre a cobertura e o ambiente (h_w) foi calculado utilizando a Equação 3 desenvolvida por Mitchell (1976) apud Duffie e Backman (2006).

$$h_w = \frac{8,6v^{0,6}}{L^{0,4}} \quad (\text{Eq. 3})$$

Onde:

v é a velocidade do vento (ms^{-1});

L é o comprimento da placa coletora (m).

O coeficiente de transferência de calor por radiação entre a cobertura e o ambiente ($h_{r,c-a}$) foi calculado através da Equação 4 (DUFFIE e BECKMAN, 2006).

$$h_{r,c-a} = \sigma \epsilon_c (T_c + T_s)(T_c^2 + T_s^2) \quad (\text{Eq. 4})$$

Onde:

σ é a constante de Stefan-Boltzmann $5,67 \times 10^{-8} \text{ Wm}^{-2}\text{K}^4$;

ϵ_c é a emissividade da cobertura (adimensional);

T_c é a temperatura da cobertura (K);

T_s é a temperatura do céu (K);

A temperatura do céu T_s foi calculada através da Equação 5 (BERDAHL e MARTIN, 1984 apud DUFFIE E BACKMAN, 2006).

$$T_s = T_a [0.711 + 0.0056 T_{dp} + 0.000073 T_{dp}^2 + 0.013 \cos(15t)]^{1/4} \quad (\text{Eq. 5})$$

Onde:

T_s é a temperatura do céu (K);

T_a é a temperatura ambiente (K);

T_{dp} é a temperatura no ponto de orvalho ($^{\circ}\text{C}$);

t é um contador que representa a hora do dia a partir da meia-noite (adimensional).

O coeficiente de transferência de calor por convecção entre a cobertura e a placa coletora ($h_{c,p-c}$) foi determinado pela Equação 6 (DUFFIE e BECKMAN, 2006).

$$h_{c,p-c} = \frac{Nu k_{ar}}{l_{p-c}} \quad (\text{Eq. 6})$$

Onde:

k_{ar} é a condutividade térmica do ar ($Wm^{-1}K^{-1}$);

l_{p-c} é o espaçamento entre a placa coletora e a cobertura (m);

Nu é número de Nusselt.

O número de Nusselt (Nu) para convecção natural entre placas planas paralelas foi calculado utilizando a seguinte correlação (Equação 7) desenvolvida por Hollands et al. (1976) apud Duffie e Backman (2006).

$$Nu = 1 + 1,44 \left[1 - \frac{1708(\sin 1,8\beta)^{1,6}}{Ra \cos \beta} \right] \times \left[1 - \frac{(1708)}{Ra \cos \beta} \right]^+ + \left[\left(\frac{Ra \cos \beta}{5830} \right)^{1/3} - 1 \right]^+ \quad (\text{Eq. 7})$$

Onde Ra é número de Rayleigh e o expoente + indica que devem ser utilizados apenas valores positivos nos termos entre colchetes, valores negativos devem ser substituídos por zero. O número de Rayleigh foi calculado pela Equação 8 (DUFFIE e BECKMAN, 2006).

$$Ra = \frac{g\beta'_{ar} \Delta T l^3}{\nu_{ar} \alpha_{ar}} \quad (\text{Eq. 8})$$

Onde:

β'_{ar} é o coeficiente de expansão volumétrica ($1/K$);

ΔT é a diferença de temperatura entre as placas (K);

ν_{ar} é a viscosidade cinemática (m^2s^{-1});

α_{ar} é a difusividade térmica (m^2s^{-1}).

O coeficiente de transferência de calor por radiação entre a placa coletora e a cobertura ($h_{r,p-c}$) foi calculado pela Equação 9 (DUFFIE e BECKMAN, 2006).

$$h_{r,p\ c} = \frac{\sigma(T_{pm}^2 + T_c^2)(T_{pm} + T_c)}{\frac{1}{\epsilon_p} + \frac{1}{\epsilon_c} - 1} \quad (\text{Eq. 9})$$

Onde:

σ é a constante de Stefan-Boltzmann $5,67 \times 10^{-8} \text{ Wm}^{-2}\text{K}^4$;

T_{pm} é a temperatura média da placa (K);

ϵ_p é a emissividade da placa (adimensional);

ϵ_c é a emissividade da cobertura (adimensional);

T_c é a temperatura da cobertura (K).

3.3.1.2 Coeficiente de perda de calor do coletor no fundo

O coeficiente de perda de calor do coletor no fundo (U_b) foi calculado através da Equação 10 (DUFFIE e BECKMAN, 2006).

$$U_b = \frac{k}{L} \quad (\text{Eq. 10})$$

Onde:

k é a condutividade térmica do isolante ($\text{Wm}^{-1}\text{°C}$);

L é a espessura do isolante (m);

3.3.1.3 Coeficiente de perda de calor do coletor na lateral

O coeficiente de perda de calor na lateral foi estimado assumindo uma dimensão de fluxo de calor para os lados em torno do perímetro do coletor. As perdas através da lateral foram calculadas através da Equação 11 (DUFFIE e BECKMAN, 2006).

$$U_e = \frac{kPh}{LAc} \quad (\text{Eq. 11})$$

Onde:

k é a condutividade térmica do isolante ($\text{Wm}^{-1}\text{°C}$);

P é o perímetro do coletor (m);

h é a altura do coletor (m);

Ac área do coletor solar (m^2)

L é a espessura do isolante (m);

3.3.2 Coeficiente global de perda de calor no reservatório térmico

O coeficiente global de transferência de calor do reservatório térmico (UA) foi estimado experimentalmente, através do ajuste da curva teórica de resfriamento, dada pela Equação 12, assumindo capacitância global conforme utilizado por Salazar (2004). Os dados de temperatura foram coletados no período noturno (entre 22 e 04 horas da madrugada), dentro das 6 semanas em que o sistema de aquecimento auxiliar era acionado somente nos horários de consumo de aquecida.

$$T_R = T_a + (T_0 - T_a) \exp \left[- \frac{(UA)(t_f - t_i)}{m_s c_p} \right] \quad (\text{Eq. 12})$$

Onde:

T_R é a temperatura do reservatório (°C);

T_a é a temperatura ambiente (°C)

T_0 é a temperatura inicial do reservatório térmico (°C);

U é o coeficiente global de transferência de calor entre reservatório e o ar ($\text{Wm}^{-2} \text{ } ^\circ\text{C}$);

A é a área externa da superfície do reservatório térmico (m^2);

t_f é o tempo final do período analisado (s);

t_0 é o tempo inicial do período analisado (s);

m_s é a massa de água do reservatório térmico (°C);

c_p é o calor específico (°C).

A Equação 12 pode ser reescrita do seguinte modo:

$$\ln \left[\frac{(T_R - T_a)}{(T_0 - T_a)} \right] = - \frac{(UA)(t_f - t_0)}{m_c c_p} \quad (\text{Eq. 13})$$

Assim, a Equação 13 é a equação de uma reta cujo coeficiente angular fornece o valor de (UA).

O coeficiente global de transferência de calor obtido através deste procedimento inclui todas as resistências térmicas entre a massa de água e o ambiente.

3.4 BALANÇO DE ENERGIA NO COLETOR SOLAR PLANO

Para a avaliação do sistema de aquecimento solar foi utilizado a equação de balanço energia (Duffie e Beckman, 2006), onde o aumento da temperatura do reservatório térmico é atribuído à incidência de radiação solar no coletor e à energia elétrica proveniente da resistência auxiliar, e a diminuição da temperatura é atribuída à perda de calor ocorrida nas paredes do reservatório e à perda de calor ocorrida devido à entrada de água fria no sistema, conforme representado na Figura 16.

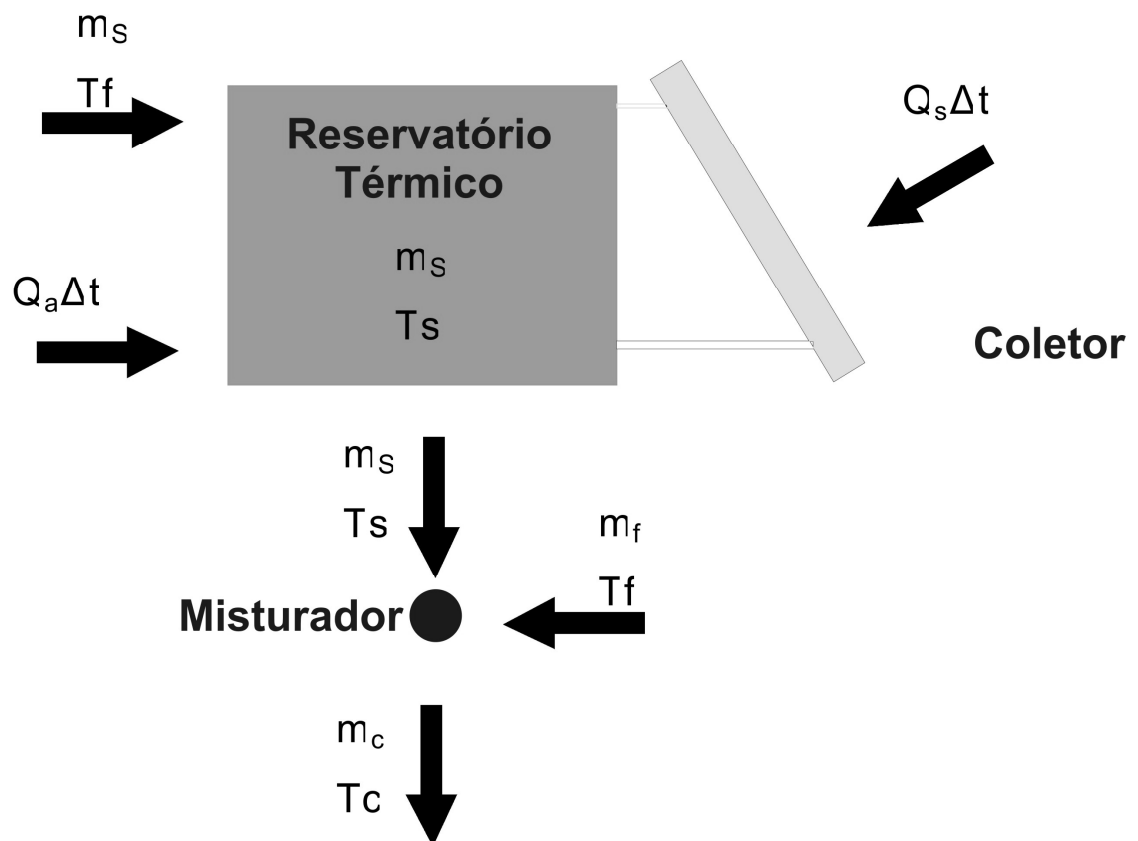


FIGURA 16 – Instalação esquemática de um aquecedor solar.
Fonte: COLLE (1997).

A seguir são apresentadas as Equações 14 e 15 utilizadas no balanço de energia.

$$\left[\frac{m_s c_p (T_s^+ - T_s^-)}{3,6} \right] = Q_s \Delta t + Q_a \Delta t - (UA)_s \Delta t (T_s^- - T_a) - \left[\frac{m_c c_p (T_c - T_f)}{3,6} \right] \quad (\text{Eq. 14})$$

Onde:

m_s é a massa de água no interior do reservatório térmico (kg);

c_p é o calor específico da água ($\text{kJ kg}^{-1} \text{°C}^{-1}$);

m_c é a massa de água de consumo (kg);

T_s^+ é a temperatura no instante posterior (°C);

T_s^- é a temperatura no instante anterior (°C);

T_a é a temperatura ambiente (°C);

T_c é a temperatura da água de consumo (°C);

T_f é a temperatura água fria (°C);

Δt é o intervalo de tempo considerado na simulação (horas);

Q_s é a energia solar transmitida ao fluido por unidade de tempo (W);

Q_a é a energia elétrica auxiliar por unidade de tempo (W);

U é o coeficiente global de transferência de calor entre reservatório e o ar ($\text{Wm}^{-2} \text{°C}^{-1}$);

A é a área total do reservatório térmico (m^2).

Isolando-se a variável T_s^+ na Equação 14, chega-se à equação da variação da temperatura da água no reservatório, acoplado ao coletor solar.

O termo da Equação 14 que representa o ganho de energia solar é Q_s . Este termo representa a diferença entre a radiação solar absorvida e as perdas térmicas pelo coletor, e pode ser escrito da seguinte forma (Equação 15):

$$Q_s = A_c F_R [S - U_L (T_{pm} - T_a)] \quad (\text{Eq. 15})$$

Onde:

A_c é a área do coletor solar (m^2);

F_R é o fator de remoção do calor do coletor solar (adimensional);

S é a radiação solar incidente (Wm^{-2});

U_L é o coeficiente global de transferência de calor entre o coletor e o ar ($\text{Wm}^{-2}\text{°C}^{-1}$);

T_{pm} é a temperatura da placa absorvedora do coletor (°C);

Para isolar e determinar o Fator de Remoção de calor (F_R) substitui-se a Equação 15 do ganho de energia solar (Q_s) na Equação 14 do balanço de energia. Assim o fator de remoção de calor (F_R) pode ser calculado pela Equação 16.

$$F_R = \frac{\left[\frac{m_s c_p (T_s^+ - T_s^-)}{3,6} \right] - Q_a \Delta t + (UA)_s \Delta t (T_s^- - T_a) - \left[\frac{m_c c_p (T_c - T_f)}{3,6} \right]}{Ac [S - U_L (T_{pm} - T_a)]} \quad (\text{Eq. 16})$$

3.5 CENÁRIOS AVALIADOS NO SISTEMA DE AQUECIMENTO SOLAR

Para o sistema de aquecimento solar instalado foram utilizados dois cenários. No primeiro cenário o acionamento do sistema de aquecimento auxiliar é controlado por um termostato, que liga as resistências elétricas quando a temperatura no reservatório térmico fica menor que 45 °C . No segundo cenário, o sistema de aquecimento auxiliar é acionado somente nos horários de consumo de água aquecida, quando houver necessidade (temperatura no reservatório menor que 45 °C).

Os cenários foram intercalados semanalmente, ao longo do período de realização do trabalho, totalizando 6 semanas para cada cenário.

3.6 DETERMINAÇÃO DA EFICIÊNCIA DO SISTEMA DE AQUECIMENTO SOLAR

A eficiência do sistema de aquecimento solar foi determinada através da relação entre a energia útil, utilizada para aquecer a massa de água do reservatório

térmico e a energia total recebido pelo coletor solar (energia solar mais energia elétrica do sistema de aquecimento auxiliar), para todo o período de realização do experimento, e foi dada pela Equação 17.

$$\eta = \frac{m_s \left(\frac{c_p}{3.6} \right) (T_{\text{final}} - T_{\text{inicial}})}{A_c \sum S + \sum Q_a} \quad (\text{Eq. 17})$$

Onde:

η é a eficiência do sistema (adimensional)

m_s é a massa de água no interior do reservatório térmico (kg);

c_p é o calor específico da água ($\text{kJ kg}^{-1} \text{°C}^{-1}$);

T_{final} é a temperatura do reservatório térmico no final do período (°C);

T_{inicial} é a temperatura do reservatório térmico no início do período (°C);

A_c é a área do coletor solar (m^2);

Q_a é a energia elétrica auxiliar por unidade de tempo (W);

S é a radiação solar incidente (Wm^{-2}).

3.7 COMPARAÇÃO DOS CUSTOS DO SISTEMA DE AQUECIMENTO SOLAR COM OS CUSTOS DE UM CHUVEIRO ELÉTRICO CONVENCIONAL

A comparação econômica foi realizada considerando os custos de aquisição instalação e manutenção do sistema de aquecimento e o custo total de energia elétrica consumida pela resistência auxiliares em cada um dos dois cenários, sendo todos os custos anualizados a partir da vida útil do equipamento e da taxa de juros. Os custos de cada cenário foram então comparados com os custos anuais da energia elétrica consumida por um chuveiro elétrico.

3.8 MODELO DE SIMULAÇÃO E DIMENSIONAMENTO

Para o desenvolvimento do modelo de simulação e dimensionamento foi utilizado o software MATLAB 6.0. A simulação computacional foi desenvolvida a partir da equação do balanço de energia (Equação 16).

Para a simulação dos dados de consumo de água quente para fins residenciais (volume e temperatura da água), considerou-se que os banhos são concentrados no final da tarde e que, para cada 10 minutos de banho, se consome 50 litros de água.

Para a realização do dimensionamento do sistema de aquecimento de água com custo mínimo, foram combinados diversos valores de volume do *boiler*, área do coletor solar e potência da resistência elétrica auxiliar.

O volume do *boiler* (V) variou conforme a quantidade de água quente consumida. O volume inicial (V_i) foi estabelecido como sendo a maior quantidade de água consumida dentro de uma hora (este valor foi corrigido para o volume comercial do reservatório térmico imediatamente superior). O volume final (V_f) do reservatório foi definido como sendo a soma de todo o volume de água consumido em um dia. O incremento do volume do *boiler* foi de 100 litros.

A área do coletor solar (A_c) variou de 1 a 30 m², com incrementos de 1 m², a potência da resistência (R) auxiliar variou de 0 a 12000 W, com incrementos de 500 W.

Um aumento no volume do *boiler* e na área do coletor solar implica em um aumento no custo de instalação do sistema, enquanto que um aumento na potência da resistência elétrica auxiliar implica em um aumento do custo da energia elétrica consumida.

Todos os custos do sistema foram calculados e anualizados, considerando-se a vida útil do equipamento e a taxa de juros anual. A Figura 16 apresenta o fluxograma do processo de simulação.

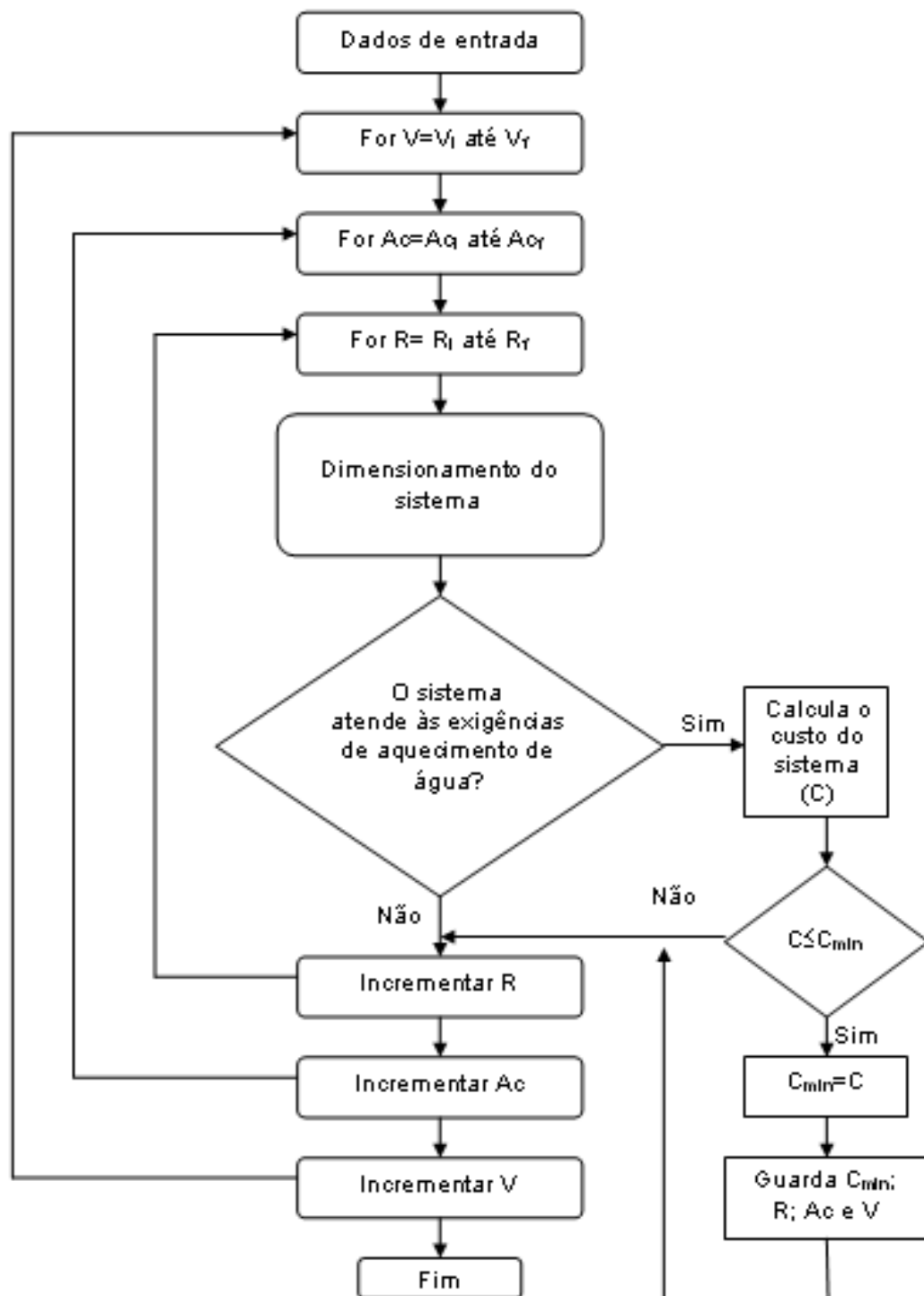


FIGURA 17 – Fluxograma do processo de simulação.

Observa-se, na Figura 17, que a simulação foi iniciada com a leitura dos dados de entrada. Em seguida, foram realizadas inúmeras combinações entre o volume do *boiler* (V), área do coletor solar (A_c) e potência da resistência auxiliar (R), de modo a verificar qual combinação é viável para atender às exigências de

aquecimento de água. Se o sistema dimensionado atender às necessidades prescritas, calcula-se o custo do mesmo. Se o custo calculado for menor que o custo mínimo inicialmente estabelecido, o custo calculado passa a ser o novo custo mínimo e são guardadas as variáveis R , Ac e V . Se o sistema dimensionado não atender às exigências de aquecimento de água, novos incrementos de R , Ac e V são realizados, até que se encontre o dimensionamento ótimo do sistema (aquecimento desejado com custo mínimo do sistema).

4. RESULTADOS E DISCUSSÃO

4.1 DETERMINAÇÃO DOS COEFICIENTES DE PERDA DE CALOR NO COLETOR SOLAR E NO RESERVATÓRIO TÉRMICO

4.1.1 COEFICIENTE DE PERDA DE CALOR NO COLETOR SOLAR

Utilizando-se as Equações 2 a 11 foram calculados os valores do coeficiente de perda de calor na cobertura, fundos e lateral do coletor solar (U_t , U_b , U_e respectivamente).

Os valores médios obtidos foram os seguintes:

$$U_t: 3,18$$

$$U_b: 0,27$$

$$U_e: 2,00$$

De acordo com a Equação 1, o valor do coeficiente total de perdas de calor no coletor (U_t) é dado pelo somatório dos coeficientes calculados anteriormente. Assim, $U_t = 5,45 \text{ Wm}^{-2}\text{C}^{-1}$.

4.1.2 COEFICIENTE DE PERDA DE CALOR NO RESERVATÓRIO TÉRMICO

O coeficiente de perda de calor no reservatório térmico foi calculado a partir da curva de resfriamento (Equação 13). A Figura 18 apresenta a curva de resfriamento dos dias 20 a 21 de junho das 22 a 04 horas. E a Figura 19 apresenta a regressão linear obtida através da Equação 13, para os dias 20 e 21 de junho.

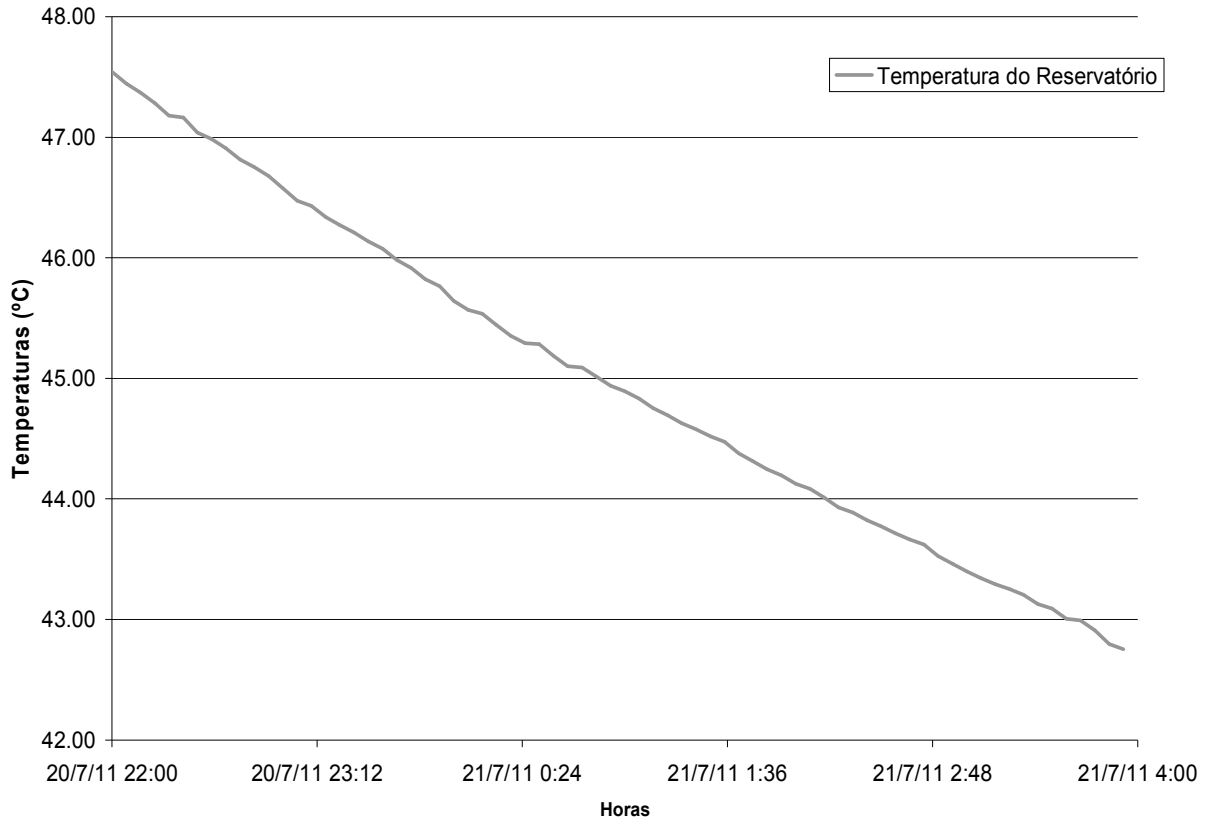


FIGURA 18 – Curva de resfriamento dos dias 20 e 21 de junho.

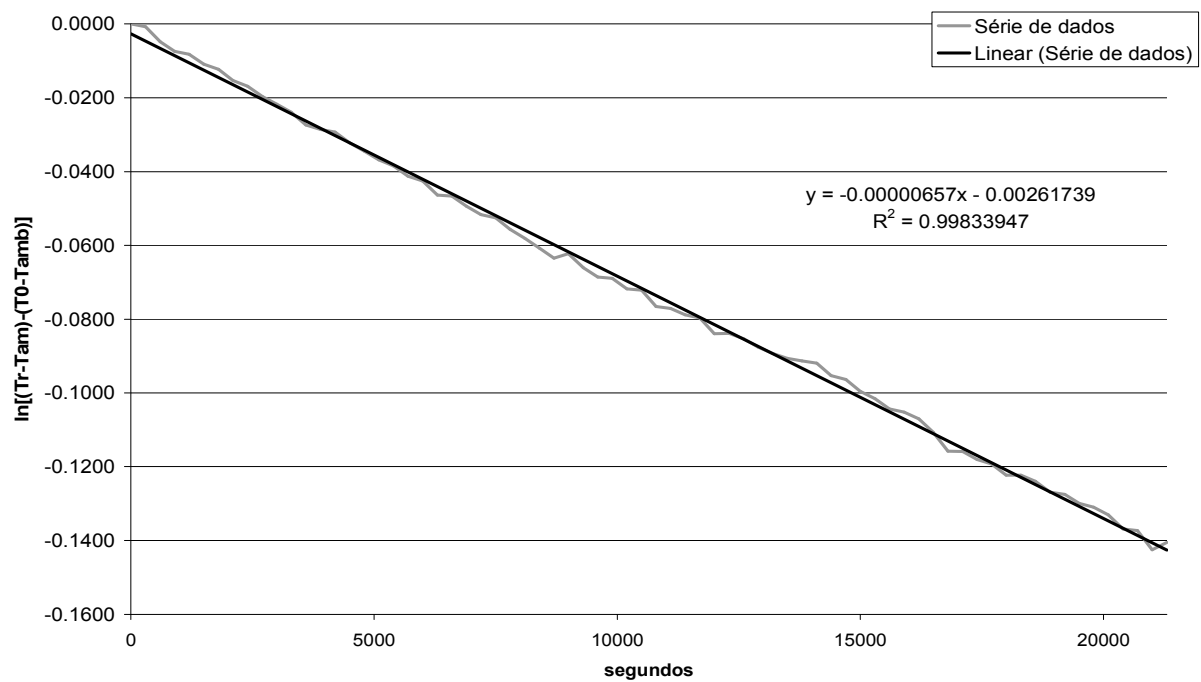


FIGURA 19 – Regressão linear.

Substituindo os valores de m_s e c_p no coeficiente angular da regressão linear, obtém-se para, UA, o valor de $22,71 \text{ kJh}^{-1}\text{°C}^{-1}$ ou $6,31 \text{ W}^\circ\text{C}^{-1}$.

De modo semelhante, foram calculadas as médias semanais e a média geral de UA, apresentada na Tabela 5.

TABELA 5 – Médias semanais e média geral de UA

Sem.	Início – Término	UA média semanal $\text{W}^\circ\text{C}^{-1}$	UA média geral $\text{W}^\circ\text{C}^{-1}$
2 ^a	18-07 a 25-07	4,69	
3 ^a	25-07 a 01-08	5,10	
6 ^a	15-08 a 22-08	6,35	
8 ^a	29-08 a 05-09	4,33	5,34
10 ^a	12-09 a 19-09	6,75	
11 ^a	19-09 a 26-09	4,85	

4.2 DETERMINAÇÃO DO FATOR DE REMOÇÃO DE CALOR (F_R)

O fator de remoção (F_R) foi determinado a partir da Equação 16, utilizando para o cálculo os dados coletados em todo o período de realização do experimento, resultando no valor de 0,78.

4.3 DETERMINAÇÃO DA EFICIÊNCIA DO SISTEMA DE AQUECIMENTO SOLAR INSTALADO

A eficiência total do sistema de aquecimento solar foi determinada utilizando-se a Equação 17, e considerando-se todo o período de realização do experimento, resultando no valor de 31%.

4.4 AVALIAÇÃO DOS CENÁRIOS DE UTILIZAÇÃO DO SISTEMA DE AQUECIMENTO SOLAR INSTALADO

A Tabela 6 apresenta o total de horas de utilização do sistema de aquecimento auxiliar controlado pelo termostato (1º cenário).

A Tabela 7 apresenta o total de horas de utilização do sistema de aquecimento auxiliar controlado pelo consumo (2º cenário).

TABELA 6 – Utilização e consumo de energia elétrica do sistema de aquecimento auxiliar (1º cenário)

Sem.	Início - Término	Utilização do aq. Auxiliar (horas)	Total (horas)	Energia elétrica (kWh)	Total (kWh)
1ª	11-07 a 18-07	10,12		20,23	
4ª	01-08 a 08-08	34,08		68,17	
5ª	08-08 a 15-08	10,57	104,97	21,14	210,14
7ª	22-08 a 29-08	23,46		46,91	
9ª	05-09 a 12-09	21,43		43,07	
12ª	26-09 a 03-10	05,31		10,62	

TABELA 7 – Utilização e consumo de energia elétrica do sistema de aquecimento auxiliar (2º cenário)

Sem.	Início - Término	Utilização do aq. Auxiliar (horas)	Total (horas)	Energia elétrica (kWh)	Total (kWh)
2ª	18-07 a 25-07	07,00		14,00	
3ª	25-07 a 01-08	07,00		14,00	
6ª	15-08 a 22-08	06,00	28,83	12,00	57,66
8ª	29-08 a 05-09	03,56		07,13	
10ª	12-09 a 19-09	03,07		06,13	
11ª	19-09 a 26-09	02,20		04,40	

Nas Tabelas 6 e 7, a terceira e quarta colunas apresentam a quantidade de horas de utilização do sistema auxiliar de aquecimento, e a quinta e sexta colunas apresentam o consumo de energia elétrica de cada cenário de utilização.

A Tabela 8 apresenta as médias horárias das temperaturas nos momentos de consumo de água aquecida no 1º cenário de utilização.

A Tabela 9 apresenta as médias horárias das temperaturas nos momentos de consumo de água aquecida no 2º cenário de utilização.

TABELA 8 – Médias horárias das temperaturas nos momentos de consumo (1º cenário)

Sem.	Dias da semana							Exigências de consumo
	1	2	3	4	5	6	7	
	Temperaturas (°C)							
1ª	50,15	64,17	60,09	59,77	48,56	54,78	53,42	Atendeu
4ª	43,97	44,34	56,47	52,72	52,72	61,24	50,38	Atendeu
5ª	66,21	61,44	59,78	62,16	66,73	59,23	57,20	Atendeu
7ª	50,99	57,36	50,44	63,75	54,25	63,58	53,83	Atendeu
9ª	46,65	54,31	53,35	51,13	67,58	65,76	69,36	Atendeu
12ª	70,29	68,55	66,02	61,03	45,24	63,78	66,48	Atendeu

TABELA 9 – Médias horárias das temperaturas nos momentos de consumo (2º cenário)

Sem.	Dias da semana							Exigências de consumo
	1	2	3	4	5	6	7	
	Temperaturas (°C)							
2ª	34,84	45,65	32,40	35,78	55,03	53,57	22,11	Não atendeu
3ª	51,33	50,45	54,88	35,35	24,73	22,35	24,30	Não atendeu
6ª	57,20	33,47	21,30	23,75	38,91	15,96	16,66	Não atendeu
8ª	40,55	54,54	58,65	58,12	56,96	55,21	38,56	Não atendeu
10ª	50,99	57,36	50,44	63,75	54,25	63,58	53,83	Atendeu
11ª	39,07	59,12	65,48	44,10	57,46	56,15	61,91	Não atendeu

Observa-se, nas Tabelas 8 e 9, da segunda a oitava coluna, os dias das semanas e as respectivas temperaturas médias da água no ponto saída de água quente (sensor 5), nos horários de consumo de água aquecida (18 às 19 horas). A nona coluna retrata o atendimento às exigências de consumo, ou seja, se todas as temperaturas nos horários de consumo estavam acima de 40 °C. Verifica-se, na Tabela 9 que durante as semanas em que o acionamento da resistência auxiliar ocorreu somente nos horários de consumo, apenas a 10ª semana atendeu às exigências de consumo (todas as demais semanas atenderam não às necessidades de água quente).

4.5 DIMENSIONAMENTO E COMPARAÇÃO DOS CUSTOS DO SISTEMA DE AQUECIMENTO COM OS CUSTOS DE UM CHUVEIRO ELÉTRICO

Para a comparação dos custos do sistema de aquecimento solar, como os custos de um chuveiro elétrico, foram realizadas duas simulações, uma para cada cenário de acionamento do sistema de aquecimento auxiliar. A Tabela 10 apresenta os iniciais para a realização da simulação e do dimensionamento. Os dados de radiação solar e temperatura da água utilizados foram coletados durante a execução do experimento.

TABELA 10 – Dados de entrada utilizados na simulação

Coefficiente global de transferência de calor entre o reservatório térmico e o ar (calculado)	5,34 W m ⁻² °C ⁻¹
Temperatura da água consumo	40 °C
Calor específico da água	4,18 kJ kg ⁻¹ °C ⁻¹
Fator de remoção de calor do coletor solar (calculado)	0,78
Coefficiente global de transferência de calor entre a placa coletora e o ar (calculado)	5,45 W m ⁻² °C ⁻¹
Custo da tarifa de energia	R\$ 0,46 kWh ⁻¹
Vazão do chuveiro	360 Lh ⁻¹
Taxa de juro anual	8 %
Vida útil do sistema de aquecimento	25 anos

A partir dos dados de entrada apresentados, o aplicativo desenvolvido realiza o dimensionamento otimizado do sistema, conforme resultados apresentados nas Tabelas 11 e 12, respectivamente, para o 1º cenário e 2º cenário de utilização, para uma demanda de 200 L diários de água aquecida.

TABELA 11 – Dimensionamento do sistema de aquecimento solar para 1º cenário

Área do coletor solar	5 m ²
Volume do boiler	400 L
Resistência Elétrica Auxiliar	1 kW
Custo inicial de instalação	R\$ 2410,00
Custo anual com energia elétrica	R\$ 83,00
Custo total anualizado	R\$ 324,00

TABELA 12 – Dimensionamento do sistema de aquecimento solar para 2º cenário

Área do coletor solar	3 m ²
Volume do boiler	300 L
Resistência Elétrica Auxiliar	1 kW
Custo inicial de instalação	R\$ 1827,00
Custo anual com energia elétrica	R\$ 10,00
Custo total anualizado	R\$ 190,00

As Tabelas 11 e 12, apresentam além do dimensionamento de todo o sistema de aquecimento, o custo inicial de instalação, o custo anual da energia elétrica consumida pela resistência auxiliar e o custo total anualizado (considerando uma taxa de juros de 8% ao ano e todos os demais custos).

O aplicativo faz também o dimensionamento de um chuveiro elétrico equivalente, bem como calcula o respectivo custo anual de consumo de energia elétrica. Para os cenários apresentados, a potência do chuveiro elétrico dimensionada foi de 7000 W, para atender uma demanda diária de 200 l de água aquecida, e o custo anual de energia elétrica consumida pelo o chuveiro foi de R\$ 428,00 (valor maior que os custos anualizados do sistema de aquecimento solar para os 2 cenários estudados).

O tempo de retorno do capital investido no sistema de aquecimento solar, quando comparado ao custo do consumo do chuveiro elétrico convencional, foi de 11,38 anos e de 5,73 anos, respectivamente, para os cenários 1 e 2.

A Figura 20 mostra o layout do software desenvolvido, batizado como DOSAS (Dimensionamento Otimizado de Sistema de Aquecimento Solar).



FIGURA 20 – Pagina inicial do software DOSAS.

O software desenvolvido apresenta os seguintes menus e submenus:

- Dados de entrada (Figura 21)
 - Dados Climatológicos (Horários)
 - Radiação Solar
 - Temperatura ambiente
 - Consumo de Água Aquecida (Horários)
 - Dados do Coletor Solar
 - Dados Econômicos



FIGURA 21 – Menu Dados de Entrada

Neste menu são inseridos todos os dados iniciais para funcionamento do software.

- Dimensionamento (Figura 22)
 - Acionamento do sistema de aquecimento auxiliar
 - Termostato
 - Consumo



FIGURA 22 – Menu Dimensionamento

Este comando escolhe como será o acionamento do sistema de aquecimento auxiliar, controlado por termostato (cenário 1) ou controlado pelo consumo de água (cenário 2).

- Resultado (Figura 23)
 - Simulação
 - Dimensionamento



FIGURA 23 – Menu Resultado

Neste menu são apresentados os resultados da simulação (temperatura do boiler hora a hora) e o dimensionamento otimizado do coletor, boiler e resistência para aquecimento auxiliar.

- Gráficos (Figura 24)
 - Temperatura Média do Boiler



FIGURA 24 – Menu Gráficos

Este comando apresenta o gráfico de temperatura média do reservatório térmico, hora a hora, ao longo do período de simulação.

5. CONCLUSÕES

A partir do sistema de aquecimento solar instalado, foi possível obter dados de radiação, temperaturas da água e acionamento do sistema de aquecimento auxiliar, e determinar os coeficientes de perda de calor no coletor ($U_L = 5,45 \text{ Wm}^{-2}\text{C}^{-1}$), perda de calor no reservatório térmico ($UA = 5,34 \text{ Wm}^{-2}\text{C}^{-1}$), Fator de Remoção de calor ($F_R = 0,78$) e eficiência geral do sistema ($\eta = 31\%$).

O 1º cenário de utilização do sistema de aquecimento auxiliar (controlado pelo termostato) teve um consumo de 210,14 kWh ao longo do período de realização do experimento valor aproximadamente 3,5 vezes maior que o 2º cenário (sistema de aquecimento ligado somente durante o consumo de água quente quando necessário) que resultou em 57,66 kWh. O 1º cenário atendeu, em todos os momentos de consumo de água aquecida, a temperatura mínima de 40 °C.

O software desenvolvido mostrou-se uma ferramenta útil para o dimensionamento e a otimização de um sistema de aquecimento solar, permitindo calcular quais combinações do sistema (volume do boiler, área do coletor solar e potência da resistência elétrica) atendem às necessidades de água quente com custo mínimo.

O dimensionamento dos sistemas de aquecimento solar realizados apresentaram um tempo de retorno do capital investido satisfatório (11,38 anos para o 1º cenário e 5,73 anos para o 2º cenário), quando comparado ao chuveiro elétrico convencional, demonstrando que a utilização da energia solar para aquecimento da água é eficiente e economicamente viável.

6. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ABD-AL ZAHRA, H. A. A.; JOUDI, K. A. An experimental investigation into the performance of a domestic thermosiphon solar water heater under varying operating conditions. **Energy Conversion and Management**, v. 24, p. 205-214, 1984.

AL-SALAYMEH, A.; AL-RAWABDEH, I.; EMRAN, S. Economical investigation of an integrated boiler-solar energy saving system in Jordan. **Energy Conversion and Management**, v. 51, n. 8, p. 1621-1628, 2010.

ALVARENGA, C. A. **Energia solar**. Lavras: UFLA/FAEPE, 2001.

BATIDZIRAI, B. et al. Potential for solar water heating in Zimbabwe. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 13, n. 3, p. 567-582, 2009.

BERDAHL, P.; MARTIN, M. Emissivity of Clear Skies. **Solar Energy**, v. 32, 1984.

BRAUN, J. E.; FANNEY, A. H. **Design and evaluation of thermosiphon solar hot water heating systems**. 1983. Medium: X; Size: Pages: 283-288 ISBN CONF-830622-; Journal ID: CODEN: PMSID United StatesJournal ID: CODEN: PMSIDWed Feb 06 15:33:43 EST 2008EDB-85-173410English.

CAVALCANTE, E. S. C.; LOPES, J. D. S. **Energia solar para aquecimento de água**. Viçosa: CPT, 2001.

COLLE, F. **“Simulação Computacional de um Coletor solar Integrado a Chuveiro Elétrico”**. UFSC – Dpto. de Engenharia Mecânica, Relatório de Estágio, Florianópolis, 1997.

DAGDOUGUI, H. et al. Thermal analysis and performance optimization of a solar water heater flat plate collector: Application to Tétouan (Morocco). **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 15, n. 1, p. 630-638, 2011.

DUFFIE, J. A.; BECKMAN, W. A. **Solar engineering of themal processes**. 3rd ed. 2006.

GHISI, E.; GOSCH, S.; LAMBERTS, R. Electricity end-uses in the residential sector of Brazil. **Energy Policy**, v. 35, n. 8, p. 4107-4120, 2007.

HASAN, A. Thermosiphon solar water heaters: effect of storage tank volume and configuration on efficiency. **Energy Conversion and Management**, v. 38, p. 847-854, 1997.

HASSAN, M. M.; BELIVEAU, Y. Modeling of an integrated solar system. **Building and Environment**, v. 43, n. 5, p. 804-810, 2008.

HOLLANDS, K. G. T., T.E. UNNY, G. D., RAITHBY, L. KONICEK,. **Free Convection Heat Transfer Across Inclined Air Layers**. Transn. ASME, J. Heat Transfer, 1976.

HUANG, B. J. Development of long-term performance correlation for solar thermosyphon water heater. **Journal of Solar Energy Engineering**, v. 111, p. 124-131, 1989.

HUSSEIN, H. M. S. Transient investigation of a two phase closed thermosyphon flat plate solar water heater. **Energy Conversion and Management**, v. 43, p. 2479-2492, 2002.

HUSSEIN, H. M. S. Optimization of a natural circulation of two phase closed thermosyphon flat plate solar water heater. **Energy Conversion and Management**, v. 44 p. 2341-2352, 2003.

KALOGIROU, S. A.; PAPAMARCOU, C. Modelling of a thermosyphon solar water heating system and simple model validation. **Renewable Energy**, v. vol. 21, n. 3, p. 471-493, 2000.

KEHL, F. **Projeto de Um Sistema de Aquecimento Solar de Água Para República de Estudantes da UFRGS**. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso de Engenharia Mecânica) Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2004.

KHALIFA, A. J. N.; MEHDI, M. M. On the verification of one dimensional heat flow in horizontal thermosyphon storage tank. **Energy Conversion and Management**, v. 40, p. 961-974, 1999.

LIMA, J. B. A. **Otimização de sistema de aquecimento solar de água em edificações residenciais unifamiliares utilizando o programa TRNSYS**. Dissertação de mestrado Escola Politécnica USP, São Paulo, 2003.

MARTINS, F. et al. Solar energy scenarios in Brazil, Part one: Resource assessment. **Energy Policy**, v. 36, n. 8, p. 2853-2864, 2008.

MARTINS, F. R.; PEREIRA, E. B.; ABREU, S. L. Satellite-derived solar resource maps for Brazil under SWERA project. **Solar Energy**, v. 81, n. 4, p. 517-528, 2007.

MICHAELIDES, I. M. et al. Computer simulation of the performance of a thermosyphon solar water-heater. **Applied Energy**, v. 41, n. 2, p. 149-163, 1992.

MISRA, R. S. Techno-economic optimization of thermosyphonic solar hybrid water heating systems. **Energy Conversion and Management**, v. 35, n. 3, p. 205-217, 1994.

MINISTÉRIO DE MINAS E ENERGIA - MME. **Balço Energético Nacional 2009: Ano Base 2008**. 274 p. 2009.

MORRISON, G. L.; RANATUNGA, D. B. J. Transient response of thermosyphon solar collectors. **Solar Energy**, v. 24, p. 55-61, 1980.

MORRISON, G. L.; SAPSFORD, C. M. Long term performance of thermosyphon solar water heaters. **Solar Energy**, v. 30, p. 341-350, 1983.

NASPOLINI, H. F.; MILITÃO, H. S. G.; RÜTHER, R. The role and benefits of solar water heating in the energy demands of low-income dwellings in Brazil. **Energy Conversion and Management**, v. 51, n. 12, p. 2835-2845, 2010.

NETTO, C. Q. **ANÁLISE DE UM PEQUENO SISTEMA DE AQUECIMENTO SOLAR INSTALADO NO INTERIOR DO ESTADO DE MINAS GERAIS**. Monografia (Pós-Graduação Lato Sensu). Fontes Alternativas de Energia, Departamento de Engenharia Universidade Federal de Lavras, Lavras, 2006.

OLIVESKI, R. C.; KRENZINGER, A.; VIELMO, H. A. Comparison between models for the simulation of hot water storage tanks. **Solar Energy**, v. 75, p. 121-134, 2003.

PEREIRA, E. B. et al. **Atlas brasileiro de energia solar**. São José dos Campos: INPE, 2006.

PEREIRA, E. M. D. **Instalações solares de pequeno porte, parte A**. 5 ed. . Belo Horizonte: PUC-MG, 2002.

PILLAI, I. R.; BANERJEE, R. Methodology for estimation of potential for solar water heating in a target area. **Solar Energy**, v. 81, n. 2, p. 162-172, 2007.

PUROHIT, P.; MICHAELOWA, A. CDM potential of solar water heating systems in India. **Solar Energy**, v. 82, n. 9, p. 799-811, 2008.

SALAZAR, J. P. L. C. **Economia de energia e redução do pico da Curva de demanda para consumidores de baixa Renda por agregação de energia solar térmica**. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, UFSC, Florianópolis, 2004.

SHARIAH, A. M.; ECEVIT, A. 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, p. 289-296, 1995.

SHARIAH, A. M.; LÖF, G. O. G. Effects of auxiliary heater on annual performance of thermosyphon solar water simulated under variable operations conditions. **Solar Energy**, v. 60, p. 119-126, 1997.

SHITZER, A. et al. Experiments with a flat plate solar water heating system in thermosyphonic flow. **Solar Energy**, v. 22, p. 27-35, 1979.

SOLETROL. Reservatório Térmico. Disponível em: <www.soletrol.com.br>. Acesso em: 20 jul. 2011.

UHLEMANN, R.; BANSAL, N. K. Side-by-side comparison of a pressurized and a nonpressurized solar water heating thermosyphon system. **Solar Energy**, v. 34, p. 317-328, 1985.

VIEIRA, L. R. **Estratégias para minimizar o consumo de energia elétrica no apoio a sistemas solares de aquecimento de água**. Dissertação de Mestrado UFRGS/PROMEC, Porto Alegre, RS, 2001.