

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM
ENGENHARIA MECÂNICA**

**DESENVOLVIMENTO DE UM SISTEMA DE AQUECIMENTO SOLAR
COMPACTO UTILIZANDO TERMOSSIFÕES BIFÁSICOS**

Tese submetida à

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA

para a obtenção do grau de

DOUTOR EM ENGENHARIA MECÂNICA

SAMUEL LUNA DE ABREU

Florianópolis, Dezembro de 2003

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

DESENVOLVIMENTO DE UM SISTEMA DE AQUECIMENTO SOLAR
COMPACTO UTILIZANDO TERMOSSIFÕES BIFÁSICOS

SAMUEL LUNA DE ABREU

Esta tese foi julgada adequada para obtenção do título de

Doutor em Engenharia

Especialidade Engenharia Mecânica

sendo aprovada em sua forma final.

Prof. Sergio Colle, D. Sc. – Orientador

Prof. José Antônio Bellini da Cunha Neto, Dr.

Coordenador do POSMEC-UFSC

BANCA EXAMINADORA

Prof. Arno Krenzinger, Dr. - Relator

Prof. Edson Bazzo, Dr.

Prof. Leopoldo Eurico Bastos, D. Sc.

Prof. Marcia Mantelli, PhD

Dr. Thomaz Penteado de Freitas Borges

Para minha amada filha Beatriz

AGRADECIMENTOS

À minha esposa Ana Lígia, pelo amor, companheirismo e compreensão devotados durante todo o período de desenvolvimento do trabalho.

Aos meus familiares pelo suporte dado durante toda a minha vida.

Ao Prof. Sergio Colle, pela orientação e pelo exemplo de obstinação e combatividade na busca incansável por recursos para financiar a pesquisa científica e tecnológica dentro do ambiente universitário.

Aos professores, alunos e técnicos do Laboratório de Energia Solar e Laboratório de Ciências Térmicas, que de alguma forma colaboraram na execução dos trabalhos da presente tese. Em especial gostaria de agradecer ao Eng. Jorge Augusto Skiavine e aos acadêmicos Péricles Chaves, Karime L. Z. Glitz e João Felipe Destri que estiveram envolvidos diretamente com o trabalho.

À Solares Aquecimento Solar Ltda, na figura do seu proprietário Eng. Fabrício Colle, pela ajuda na construção do protótipo objeto da presente pesquisa.

Aos amigos, cujos nomes não irei citar para evitar injustiças, que me acompanharam durante o dia a dia das atividades. Ora com sugestões e críticas, que ajudaram a aperfeiçoar o trabalho desenvolvido, ora desviando minha atenção para assuntos completamente diferentes daqueles relativos à tese.

Aos amigos Emerson Schmidt, Sérgio Dalmás e Viviane Hirdes (in memorium), por compreender melhor hoje todas as angústias pelas quais passaram.

À CAPES – Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior pela concessão da bolsa de doutorado e ao CNPq – Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico pela concessão de bolsas de iniciação científica aos alunos que auxiliaram no trabalho.

À UFSC – Universidade Federal de Santa Catarina, através do POSMEC - Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica pelo suporte logístico para a execução dos trabalhos.

SUMÁRIO

SUMÁRIO.....	5
LISTA DE FIGURAS	8
LISTA DE TABELAS	12
SIMBOLOGIA	13
RESUMO	18
ABSTRACT	19
1. INTRODUÇÃO.....	20
1.1 Motivação: O problema do chuveiro elétrico.....	21
1.2 Situação atual.....	26
1.3 Perspectivas de desenvolvimento: Sistemas de aquecimento solar compactos utilizando termossifões bifásicos.....	28
1.4 Organização do texto	30
2 MODELAMENTO DO COLETOR SOLAR ACOPLADO AO RESERVATÓRIO .	32
2.1 Descrição do sistema de aquecimento solar e revisão da literatura técnica de coletores solares de tubos de calor.....	32
2.2 Modelamento de um termossifão bifásico utilizando o método das resistências equivalentes	37
2.3 Cálculo da energia útil.....	45
2.3.1 Energia absorvida pela placa coletora	46
2.3.2 Coeficiente global de perdas térmicas	47
2.3.3 Determinação do fator de remoção de calor do sistema de aquecimento solar.....	50
2.3.4 Temperatura do reservatório térmico	57
2.4 Limites de operação do termossifão bifásico	58
2.5 Simulação do sistema de aquecimento solar compacto.....	61
3 PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL	65
3.1 Confeção e carga dos termossifões bifásicos.....	65
3.1.1 Construção dos tubos.....	65
3.1.2 Limpeza dos tubos	66
3.1.3 Teste de vazamento	66

3.1.4	Procedimento de carga com fluido de trabalho	67
3.2	Bancada de testes para experimentos no interior do laboratório	69
3.3	Bancada de testes do sistema de aquecimento solar	72
4	RESULTADOS DOS EXPERIMENTOS REALIZADOS COM OS TERMOSSIFÕES BIFÁSICOS	77
4.1	Resultados obtidos durante o regime transiente	77
4.2	Resultados obtidos para o regime permanente	82
4.2.1	Temperaturas ao longo do termossifão bifásico	82
4.2.2	Resistências térmicas equivalentes experimentais	87
5	RESULTADOS EXPERIMENTAIS DO SISTEMA DE AQUECIMENTO SOLAR 102	
5.1	Variação da temperatura ao longo do dia no coletor e reservatório térmico	102
5.2	Temperatura média no reservatório térmico	105
5.3	Cálculo da eficiência do sistema de aquecimento solar	106
5.4	Nível crítico de radiação e temperatura de estagnação	111
5.5	Simulação de consumo de água aquecida	112
6	SIMULAÇÃO DO SISTEMA PROPOSTO E ANÁLISE ECONÔMICA	115
6.1	Validação das simulações do sistema	115
6.1.1	Simulação utilizando a curva de eficiência determinada experimentalmente	115
6.1.2	Simulação utilizando o Fator de Remoção de Calor " F_R "	117
6.2	Simulação do sistema para a cidade de Florianópolis	118
6.3	Cálculo da fração solar	121
6.4	Análise econômica	126
6.5	Comparação entre o custo do sistema de aquecimento solar compacto de termossifões bifásicos e um sistema convencional	131
6.5.1	Reservatório térmico:	131
6.5.2	Material para placa coletora e tubos	131
6.5.3	Processo de fabricação	132
6.5.4	Instalação	132
7	CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES	133
7.1	Conclusões	133
7.2	Recomendações	136
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	137
	APÊNDICE A – REVISÃO DE ENERGIA SOLAR	143

A.1 Posicionamento do Sol	143
A.2 Irradiação extraterrestre	148
A.3 Irradiação solar incidente na superfície do coletor	149
A.3.1 Irradiação solar horária incidente na superfície do coletor.....	149
A.4 Arquivos meteorológicos para simulação de sistemas de aquecimento solar	151
APÊNDICE B – PARÂMETROS DE ENTRADA DO PROGRAMA DE SIMULAÇÃO..	153
APÊNDICE C – EQUIPAMENTOS UTILIZADOS NAS BANCADAS EXPERIMENTAIS	155

LISTA DE FIGURAS

Figura 2. Consumo de eletricidade por setor no Brasil (1999) - fonte Balanço Energético Nacional (MME, 2000).	23
Figura 3. Consumo residencial de energia elétrica por finalidade (LIGHT, 2000).	24
Figura 5. Sistema de aquecimento solar compacto proposto.....	33
Figura 6. Acoplamento entre o termossifão bifásico, placa coletora e reservatório térmico. ..	34
Figura 7. Corte transversal da placa coletora.	34
Figura 8. Circuito elétrico equivalente de um termossifão bifásico pelo método das resistências térmicas equivalentes.	38
Figura 9. Corte lateral do sistema de aquecimento solar compacto mostrando os ângulos de inclinação inicial (β_1) e final (β_2) do condensador.	43
Figura 10. Esquema de resistências térmicas de uma placa coletora.	48
Figura 11. Corte transversal do conjunto placa-tubo na região do evaporador.	51
Figura 12. Balanço de energia no reservatório térmico.	57
Figura 13. Fluxograma de funcionamento do algoritmo de simulação.	62
Figura 14. Fluxograma de funcionamento do algoritmo de simulação simplificado.	64
Figura 18. Posição dos termopares instalados nos conjuntos individuais compostos por placa coletora e termossifão bifásico.	71
Figura 19. Foto da bancada experimental no interior do laboratório.	72
Figura 20. Etapas de fabricação do sistema de aquecimento solar.	74
Figura 21. Distribuição dos termopares na placa coletora e reservatório térmico.	75
Figura 22. Bancada de testes dos sistemas de aquecimento solar.	76
Figura 23. Temperatura externa na parede do termossifão bifásico em função do tempo para $L_{ev}=1$ m; $f=0,8$; $\beta=30^\circ$	78
Figura 24. Ilustração do efeito “ <i>geyser boiling</i> ” no interior do termossifão bifásico.	79
Figura 25. Temperatura externa na parede do termossifão bifásico em função do tempo para $L_{ev}=1$ m; $f=0,8$; $\beta=45^\circ$	80
Figura 26. Temperatura externa na parede do termossifão bifásico em função do tempo para $L_{ev}=1$ m; $f=0,6$; $\beta=30^\circ$	81

Figura 27. Temperatura externa na parede do termossifão bifásico em função do tempo para $f=0,6$; $\beta = 45^\circ$ e $T_{co} = 20^\circ\text{C}$.	83
Figura 28. Temperatura externa na parede do termossifão bifásico em função da distância do início do evaporador ($L_{ev} = 1,00\text{ m}$, $f = 0,8$).	84
Figura 29. Temperatura externa na parede do termossifão bifásico em função da distância do início do evaporador ($L_{ev} = 1,50\text{ m}$, $T_{co} = 40^\circ\text{C}$, $\beta = 30^\circ$).	86
Figura 30. Temperatura externa na parede do termossifão bifásico em função da distância do início do evaporador para diferentes comprimentos do evaporador ($f = 0,6$, $T_{co} = 40^\circ\text{C}$, $\beta = 30^\circ$, $S = 800\text{ W/m}^2$).	87
Figura 31. Resistência térmica equivalente do termossifão bifásico para: $L_{ev} = 1,5\text{m}$, $f = 0,6$, $T_{co} = 20^\circ\text{C}$ e $\beta = 30^\circ$; e as correspondentes incertezas experimentais nas barras.	90
Figura 32. Influência dos parâmetros testados sobre as resistências térmicas de evaporação utilizando as correlações de Dobson e Kröger, Groll e Rösler e Imura et al.	91
Figura 33. Influência dos parâmetros testados sobre as resistências térmicas de condensação utilizando os modelos de Gross, Hussein e Groll e Rösler.	93
Figura 34. Resistências térmicas experimentais dos termossifões bifásicos em função do fluxo de calor aplicado nas aletas.	95
Figura 35. Número de Nusselt em função do número de Reynolds para os diferentes tipos de regime de ebulição no interior dos termossifões bifásicos na região do evaporador.	96
Figura 36. Número de Nusselt em função do número de Reynolds para os diferentes tipos de regime de ebulição no interior dos termossifões bifásicos na região do condensador.	97
Figura 37. Coeficientes de transferência de calor obtidos experimentalmente para $L_{ev}=1,35\text{ m}$, $f = 0,6$.	99
Figura 38. Resultados comparativos entre a resistência térmica global experimental e a resistência térmica global estimada utilizando as correlações para evaporação e condensação propostas por Groll e Rösler (1992).	101
Figura 39. Temperaturas no sistema de aquecimento solar e irradiação solar em um dia de céu claro (04/06/2002).	102
Figura 40. Temperaturas no sistema de aquecimento solar e irradiação solar em um dia com nebulosidade (06/06/2002).	104
Figura 41. Temperatura no sistema de aquecimento solar e irradiação solar em um dia com céu parcialmente encoberto (09/06/2002).	104

Figura 42. Divisão do reservatório em setores cálculo da temperatura média.....	106
Figura 43. Curvas de eficiência do sistema de aquecimento solar de termossifões bifásicos para diversos dias.	108
Figura 44. Curva característica da eficiência do sistema de aquecimento solar de termossifões bifásicos.....	109
Figura 45. Curva de eficiência do sistema de aquecimento solar de termossifão bifásico e de um sistema convencional com as mesmas características.	110
Figura 46. Curva de eficiência do sistema de aquecimento solar de termossifão bifásico e placas coletoras de tubos de calor.....	111
Figura 47. Temperatura do reservatório e consumo relativo de água do reservatório para o dia 09/06/2002.....	114
Figura 48. Comparação entre a temperatura média do reservatório medida e estimada utilizando a curva de eficiência experimental.	116
Figura 49. Comparação entre a temperatura média do reservatório medida e estimada utilizando a curva de eficiência experimental.	116
Figura 50. Comparação entre a temperatura média do reservatório medida e estimada utilizando a o modelo teórico de simulação.	117
Figura 51. Comparação entre a temperatura média do reservatório medida e estimada utilizando a o modelo teórico de simulação.	118
Figura 52. Perfis de consumo utilizados nas simulações.	119
Figura 53. Esquema de operação do sistema proposto.....	121
Figura 54. Fração solar mensal e anual para cada um dos perfis de consumo.	123
Figura 55. Fração solar mensal e anual utilizando curva de eficiência experimental e o fator de remoção de calor para perfil de consumo (a).	124
Figura 56. Fração solar anual para cada um dos perfis de consumo.	124
Figura 57. Frequência de ocorrências da fração solar diária ao longo do ano típico.	125
Figura 58. Frequência de ocorrências da energia total economizada [kWh] ao longo do ano típico.	125
Figura 59. <i>LCS</i> em função do custo total do sistema para diferentes taxas de inflação da energia elétrica.....	127
Figura 60. <i>LCS</i> em função do custo total do sistema para diferentes taxas de desconto.....	128
Figura 61. <i>LCS</i> em função do custo total do sistema para diferentes taxas de desconto, desconsiderando a inflação da energia elétrica.....	129
Figura 62. Tempo de retorno do investimento – “ <i>payback</i> ” em função do custo total do	

sistema para diferentes taxas de inflação da energia elétrica.	130
Figura A.1. Ângulos de posicionamento do Sol em relação a um observador fixo na superfície terrestre.	145
Figura A.2. Ângulos de posicionamento do Sol em relação a um plano de orientação arbitrária.....	146

LISTA DE TABELAS

Tabela 1. Coeficientes da correlação para coeficiente de transferência de calor por evaporação proposta por Dobson e Kröger (1999).....	40
Tabela 2. Níveis de análise dos parâmetros experimentais.	70
Tabela 3. Incertezas experimentais.....	89
Tabela 4. Efeitos dos parâmetros de análise sobre as resistências térmicas (legenda: ↑ - aumenta; ↓ - diminui; ↔ não modifica).....	93
Tabela 5. Efeitos dos parâmetros de análise sobre as resistências térmicas (legenda: ↑ - aumenta; ↓ - diminui; ↔ não modifica).....	98
Tabela 6. Curva característica de eficiência do sistema de aquecimento solar de termossifões bifásicos.....	108
Tabela 7. Fração solar anual para cada um dos perfis de consumo.....	122
Tabela A.1. Variáveis medidas e sensores utilizados para criação do banco de dados para simulação.....	152

SIMBOLOGIA

Caracteres latinos:

A	área	[m ²]
A_c	área do coletor	[m ²]
A_i	índice de anisotropia	[-]
C_{E1}	custo da energia elétrica no primeiro ano da análise econômica	[R\$/J]
C_p	calor específico	[J/kgK]
C_T	custo total do sistema	[R\$]
d	dia Juliano, taxa de desconto	[-], [%]
D	diâmetro	[m]
E_0	excentricidade da órbita da Terra	[-]
E_t	equação do tempo	[minutos]
f	razão de preenchimento, fração solar mensal	[-], [-]
\mathfrak{S}	fração solar anual	[-]
f_d	fator de correção da irradiação difusa vinda do horizonte	[-]
f_p	fator de aumento da condensação a altas pressões	[-]
f_β	fator de inclinação	[-]
F	fator de eficiência	[-]
F'	fator de eficiência de remoção de calor	[-]
F_R	fator de remoção de calor do sistema de aquecimento solar	[-]
$F_R U_L$	coeficiente angular da curva de eficiência do sistema de aquecimento solar	[W/m ² K]
$F_R (\tau\alpha)$	coeficiente linear da curva de eficiência do sistema de aquecimento solar	[-]
g	aceleração da gravidade	[m/s ²]
\bar{h}	coeficiente médio de transferência de calor	[W/m ² K]
h_{lv}	calor latente de vaporização	[J/kg]
h_w	coeficiente de transferência de calor entre a cobertura do coletor e o ambiente	[W/m ² K]

i	corrente elétrica, inflação da eletricidade	[A],[%]
I	irradiação solar global horária	[J/m ²]
I_0	irradiação solar extraterrestre horaria	[J/m ²]
\dot{I}_0	irradiância solar extraterrestre	[W/m ²]
I_b	irradiação solar direta horária	[J/m ²]
I_d	irradiação solar difusa horária	[J/m ²]
I_r	irradiação solar refletida horária	[J/m ²]
\dot{I}_{sc}	constante solar	[W/m ²]
I_{sc}	constante solar horária	[J/m ²]
k	condutividade térmica	[W/mK]
L	comprimento	[m]
L_e	longitude local	[°]
L_s	longitude da hora oficial	[°]
LAT	hora aparente ou solar	horas
LCS	retorno do investimento durante a vida útil do equipamento	[R\$]
LST	hora oficial	horas
m	massa	[kg]
\dot{m}	vazão mássica	[kg/s]
MBE	desvio médio	[-]
n	vida útil do equipamento	[anos]
n_p	tempo de retorno do investimento – “payback”	[anos]
N_d	duração do dia	[horas]
Nu	número de Nusselt	[-]
Nu^*	número de Nusselt modificado	[-]
p^*	relação entre a pressão de trabalho e pressão crítica	[-]
P	pressão	[Pa]
P_1	relação entre o valor da economia de energia elétrica durante a vida útil com o valor da economia de energia elétrica durante o primeiro ano	[-]
P_2	custos financeiros decorrentes das despesas adicionais do investimento no sistema	[-]
Pr	número de Prandtl	[-]

q	energia por unidade de comprimento	[J/m]
q_u	fluxo de calor	[W/m ²]
Q_{aquec}	energia necessária para aquecimento de água durante o ano	[J]
Q_u	energia útil	[J]
r_b	relação entre a irradiação extraterrestre horizontal e na superfície arbitrariamente inclinada.	[-]
R	resistência térmica equivalente, coeficiente de correlação	[K/W], [-]
Re	número de Reynolds	[-]
Ra	número de Rayleigh	[-]
$RMSE$	erro médio quadrático	[-]
S	energia absorvida pela placa coletora	[J/m ²]
t	tempo	[s]
T	temperatura	[K]
U	tensão	[V]
U_L	coeficiente de perdas térmicas da placa coletora	[W/m ² K]
V	volume, velocidade	[m ³],[m/s]
W	espaçamento entre os tubos na placa coletora	[m]

Símbolos Gregos:

α	elevação solar, difusividade térmica, absorvidade	[°],[m ² /s],[-]
β	inclinação da superfície	[°]
β'	coeficiente de expansão volumétrica	[K ⁻¹]
δ	declinação solar, espessura	[°],[m]
Δ	diferença	[-]
ε	emissividade	[-]
ϕ	latitude local, ângulo de contato	[°]
γ	azimute da superfície, espessura união placa-tubo	[°],[m]
γ_s	azimute solar	[°]
Γ	ângulo de referência do dia do ano	[°]
η	eficiência	[-]
μ	viscosidade dinâmica	[Ns/m ²]
ν	viscosidade cinemática	[m ² /s]

θ	ângulo de incidência	[°]
θ_z	ângulo zenital	[°]
ρ	albedo, refletividade da cobertura do coletor, densidade	[-],[kg/m ³]
σ	constante de Stefan-Boltzmann	[J/K ⁴ m ² s]
τ	transmissividade da cobertura do coletor	[%]
ω	ângulo horário	[°]
ω_s	ângulo horário de nascer do sol	[°]

Subscritos:

1–10	resistências do termossifão bifásico
<i>a</i>	ambiente
<i>ad</i>	adiabática
<i>aleta</i>	aleta (placa coletora)
<i>ar</i>	ar
<i>aux</i>	aquecimento auxiliar
<i>av</i>	médio
<i>b</i>	união placa-tubo
<i>c</i>	cobertura
<i>co</i>	condensador
<i>con</i>	consumo
<i>e</i>	externa
<i>eff</i>	efetivo
<i>ev</i>	evaporador
<i>f</i>	água para consumo
<i>i</i>	interno
<i>isol</i>	isolamento
<i>l</i>	líquido
<i>p</i>	placa
<i>pm</i>	média na placa
<i>r</i>	radiação
<i>res</i>	reservatório térmico
<i>s</i>	céu
<i>T , β</i>	superfície inclinada

<i>tubo</i>	tubo
<i>u</i>	útil
<i>v</i>	vapor
<i>w</i>	parede

RESUMO

O presente trabalho apresenta o desenvolvimento de um sistema de aquecimento solar compacto, que utiliza tubos de calor para transportar o calor absorvido na placa coletora para o reservatório térmico. A configuração proposta difere das concepções existentes de sistemas com tubos de calor porque o condensador é brasado à parede do reservatório térmico em vez de ser utilizado um trocador de calor.

Os tubos de calor são utilizados em diversas aplicações de engenharia térmica como dispositivos para o transporte de energia devido à baixa resistência térmica equivalente dos mesmos. No presente trabalho optou-se pela utilização do termossifão bifásico que é um tubo de calor de construção simples que pode ser aplicado sempre que o fluxo do líquido da região do condensador para a região do evaporador puder ser induzido pela força da gravidade, como no caso de coletores solares. A utilização de termossifões bifásicos evita a possibilidade de congelamento e ruptura da placa coletora em condições de temperaturas abaixo de zero grau Celcius.

Foi desenvolvido um modelo analítico baseado nas resistências térmicas equivalentes do termossifão bifásico e no fator de remoção de calor da placa coletora acoplada ao reservatório.

Dois experimentos foram realizados. O primeiro foi realizado no interior do laboratório e teve como objetivo investigar a operação dos termossifões bifásicos, para diferentes configurações construtivas e condições operacionais. O segundo experimento foi realizado em ambiente externo com o sistema de aquecimento solar objeto deste trabalho, com os objetivos de determinar a curva de eficiência do sistema, comparar os resultados obtidos com um coletor convencional com as mesmas características e levantar dados para validação do modelo de simulação.

Os resultados obtidos através da simulação demonstraram que tanto a utilização da curva de eficiência determinada experimentalmente, quanto da metodologia de cálculo do fator de remoção de calor do sistema são válidas para simular a operação do sistema proposto.

Diversos perfis de consumo de água quente foram testados um ano meteorológico típico da cidade de Florianópolis - SC. Os resultados da simulação demonstraram ser possível obter uma economia de 45 a 70% da energia elétrica gasta para aquecimento.

ABSTRACT

The present work shows the development of a compact solar heating system, using heat pipes as the heat transfer devices between the flat-plate absorber and the thermal storage. The proposed configuration differs from other existing systems with heat pipes because the condenser section of this conception is welded to the wall of the reservoir instead of using heat exchangers.

Heat pipes are used in several applications in thermal engineering as heat transfer devices due their low equivalent thermal resistance. In the present work two-phase closed thermosyphons were chosen due to their simplicity and because they can always be used in applications where the liquid flow from the condenser to the evaporator can be done by the gravity forces, as in solar flat-plate collectors. The use of two-phase closed thermosyphons also avoids freezing and damaging of the flat-plate collector in situations where negative Celsius temperatures can be found.

An analytical model based on the two-phase thermosyphon equivalent thermal resistance, as well as a model for the heat removal factor of the whole compact solar hot-water system were developed and used to simulate the performance of the system.

Two experiments were performed. The first one was done using an indoor experimental setup and aimed to investigate the thermal performance of two-phase thermosyphons for different design configurations and working conditions. The second experiment was done outdoors using a prototype of the compact solar hot-water system subject of the present work. The main goals of this experiment were to determine the efficiency curve of the proposed system, to compare the performance with a single-phase system with the same characteristics and to validate the simulation model.

Simulation results of the compact solar hot-water system showed that the experimentally derived efficiency curve and the theoretical heat removal factor give good results when used to predict the performance of the system proposed in this work.

Several hot-water consumption profiles were simulated for a Typical Meteorological Year of the city of Florianópolis – SC. The results showed that it is possible to obtain electricity savings of 45 to 70% with this system.

1. INTRODUÇÃO

A utilização de energias renováveis além da hidroeletricidade e biomassa vem ocupando um mercado marginal crescente no contexto da matriz energética do país. Isto vem ocorrendo no Brasil porque os órgãos oficiais de governo, relacionados ao setor de energia, tem adotado uma política favorável à inserção dessas energias, por decorrência da necessidade de reduzir a emissão de gás carbônico na atmosfera, e também da necessidade de se formular um modelo de complementaridade à geração hidroelétrica. Por outro lado, os custos globalizados de energia elétrica têm pressionado o mercado de energia no Brasil a adotar uma política de preços realista, na direção de viabilizar os investimentos realizados nesse setor.

A energia hidroelétrica é a modalidade mais comum de energia renovável, compondo a maior parte da matriz de geração de energia elétrica no Brasil. Excetuando-se essa forma de energia, as modalidades mais comuns da utilização de energia renovável são energia solar, eólica e da biomassa. Devido ao fato de ser um país de dimensões continentais e situar-se quase que inteiramente numa região tropical, o Brasil exibe um dos maiores potenciais do mundo de utilização de energia solar. A energia solar incidente sobre o país totaliza aproximadamente $6,2 \times 10^{22}$ J/ano (Colle e Pereira, 1998), o que corresponde a mais de 55 mil vezes o consumo anual de energia elétrica no país ($1,13 \times 10^{18}$ J – MME, 2000). Considerando-se, por exemplo, a geração de energia fotovoltaica distribuída no território nacional, com painéis fotovoltaicos de eficiência igual a 5% (por exemplo painéis de filmes finos de silício amorfo), a área total de painéis seria da ordem de 0,04% da superfície total do país, para suprir todo o consumo anual de energia elétrica. Esses dados demonstram, muito embora empiricamente, que a utilização da energia solar como uma alternativa à geração hidroelétrica não pode ser ignorada.

A energia solar pode ser utilizada para gerar energia elétrica ou para produzir calor diretamente. A geração de energia elétrica pode ser realizada através de ciclos térmicos convencionais ou pela conversão fotovoltaica. Os custos de capital de geração de energia elétrica de fonte solar situam-se presentemente entre US\$ 3,50 / Watt (tecnologias de ciclos térmicos) e US\$ 7,00 / Watt (tecnologias fotovoltaicas). Exemplo de tecnologia termo-solar é apresentado em Quaschnig et al, 2001 e de tecnologia fotovoltaica em Rüter, 2000.

A questão básica relativa à política de utilização em larga escala de energia termo-

solar reduz-se a responder a questão de interesse do consumidor, qual seja: deve este pagar mais pelo investimento em geração, até por decorrência da ineficiência dos processos de uso final, ou deve este pagar pelo investimento em sistemas mais eficientes de conversão, baseados ou não em fontes renováveis de energia? A tendência mundial é apoiar a ancoragem da energia solar sempre que o mercado apresentar oportunidade de introduzir as tecnologias de menor custo. Esse é precisamente o caso da energia solar para o aquecimento doméstico. No Brasil particularmente, o mercado de aquecedores solares domésticos vem se expandindo progressivamente e já é comparável ao mercado europeu, muito embora os sistemas fabricados no país ainda careçam de maior valor tecnológico agregado. Os produtores chineses por outro lado, já adotando a tecnologia de termossifões de duas fases, vêm expandindo o seu mercado para a Europa Central, local de onde foi absorvido o conhecimento tecnológico para desenvolver esses produtos (Zhiqiang, 2003).

1.1 Motivação: O problema do chuveiro elétrico

O perfil de consumo residencial de energia elétrica no Brasil difere consideravelmente do perfil de consumo de outros países, fundamentalmente devido à utilização da energia elétrica para o aquecimento de água de banho. No Brasil isso é feito na maioria das residências utilizando-se aquecedores de passagem com potências superiores a 10 kW. O uso da energia elétrica para esse fim faz com que todo o sistema elétrico nacional, tanto na parte de geração quanto na transmissão e distribuição, tenha que ser superdimensionado para garantir o fornecimento no “horário de pico”. Esse horário corresponde ao período crítico do dia, durante o qual a demanda de energia elétrica residencial é máxima, o que ocorre entre as 18:00 e 21:00 horas na maioria das cidades brasileiras, horário em que a maioria da população faz uso do chuveiro.

Nos Estados Unidos da América, maior consumidor mundial de energia, os gastos residenciais com aquecimento de água correspondem a aproximadamente 14,3% do total de gastos com energia. O aquecimento é feito utilizando o gás natural ou energia elétrica, em geral através de aquecedores acumuladores. A tarifa de energia elétrica é diferenciada no horário de pico e, em alguns casos, empresas distribuidoras de energia elétrica oferecem incentivos para a instalação de controles automáticos para evitar a operação dos aquecedores elétricos nesse horário (DOE, 2000).

O sistema de distribuição de energia elétrica no Brasil está operando há alguns anos

em seu limite máximo de capacidade. Essa situação provoca freqüentemente a necessidade de economizar energia, de maneira a evitar cortes no fornecimento ou racionamentos. Uma das políticas adotadas nesse sentido é a prática do horário de verão, que visa desagregar o uso de alguns eletrodomésticos do “horário de pico”, o que é agravado nos meses de verão pela utilização de aparelhos de ar condicionado. A operação do sistema de distribuição de energia elétrica próxima ao limite de capacidade também faz com que qualquer problema inesperado no fornecimento, como por exemplo, a queda de uma linha de transmissão, torne necessária a implementação imediata de medidas emergenciais para evitar o colapso no fornecimento de energia elétrica.

Por outro lado, um número cada vez maior de consumidores tem acesso à utilização de novos equipamentos elétricos. Em outras palavras, é constatado um aumento do consumo per capita de energia elétrica como mostra a Figura 1. O consumo total de energia elétrica residencial cresceu mais do que a população em termos relativos no período 1983-1999, sendo atualmente mais de duas vezes superior ao valor de 20 anos atrás. Portanto a expectativa de crescimento econômico para os próximos anos será acompanhada de um elevado aumento do consumo residencial de energia elétrica.

O consumo total anual de energia elétrica no Brasil correspondeu a 314.698 GWh em 1999 (MME-2000). A Figura 2 mostra a distribuição do consumo elétrico por setor. Pode-se

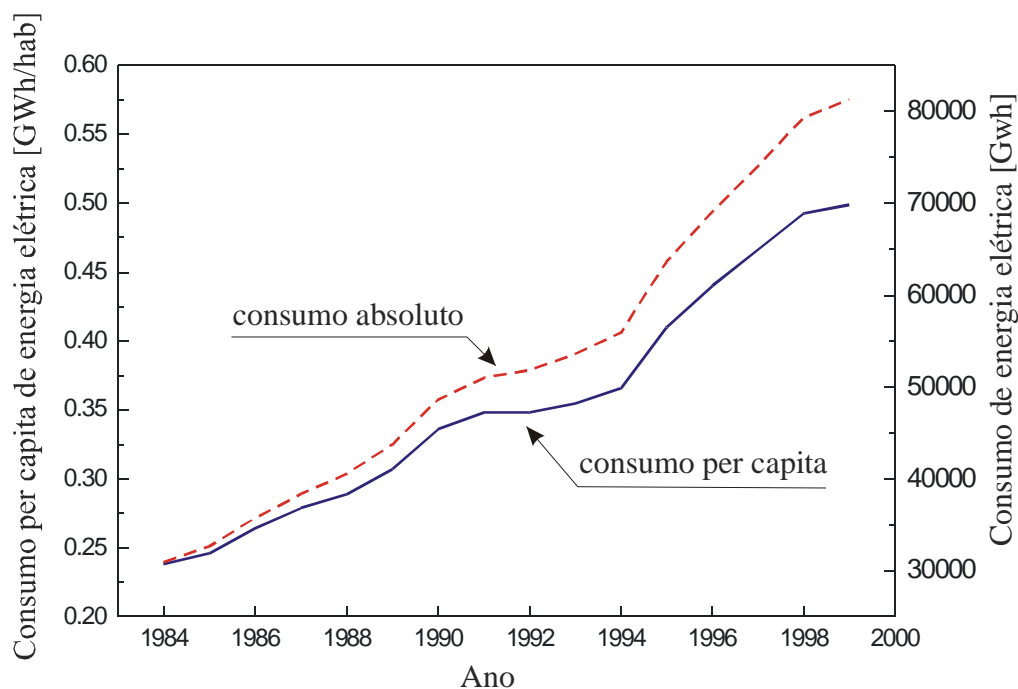


Figura 1. Consumo residencial per capita de energia elétrica no Brasil - fonte Balanço Energético Nacional (MME 2000).

observar que o consumo de energia elétrica no setor residencial corresponde a 25,8 % do consumo total. No setor residencial, a distribuição do consumo de energia elétrica por finalidade pode ser observada no gráfico da Figura 3. O consumo de energia elétrica para aquecimento de água corresponde a 25% do consumo total residencial, sendo superado apenas pelo consumo para refrigeração (geladeira e freezer). O consumo de energia elétrica de aparelhos de ar condicionado, apesar de ser significativo nas residências que os possuem, está incluído na parcela de 5% correspondente aos outros eletrodomésticos, visto que a maioria dos domicílios não possui esse equipamento. Combinando-se as informações da Figura 2 e da Figura 3 pode-se concluir que aproximadamente 6,5% do consumo total de energia elétrica no país deve-se ao aquecimento de água. Essa fração corresponde aproximadamente a 20.300 GWh por ano, o equivalente a sete vezes o consumo residencial anual de energia elétrica do estado de Santa Catarina, ou 75% da energia elétrica consumida anualmente no setor residencial no estado de São Paulo.

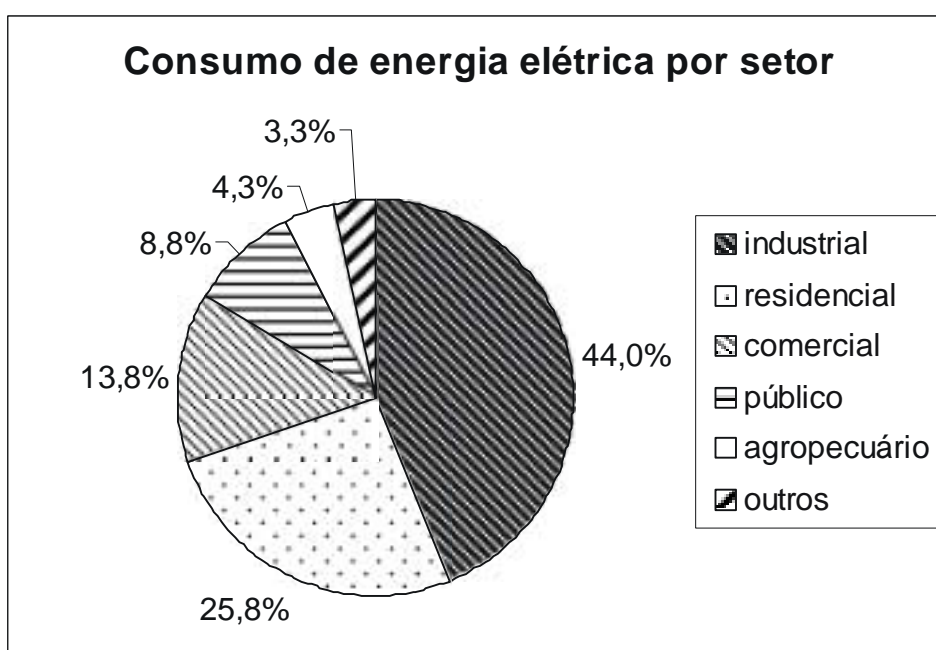


Figura 2. Consumo de eletricidade por setor no Brasil (1999) - fonte Balanço Energético Nacional (MME, 2000).

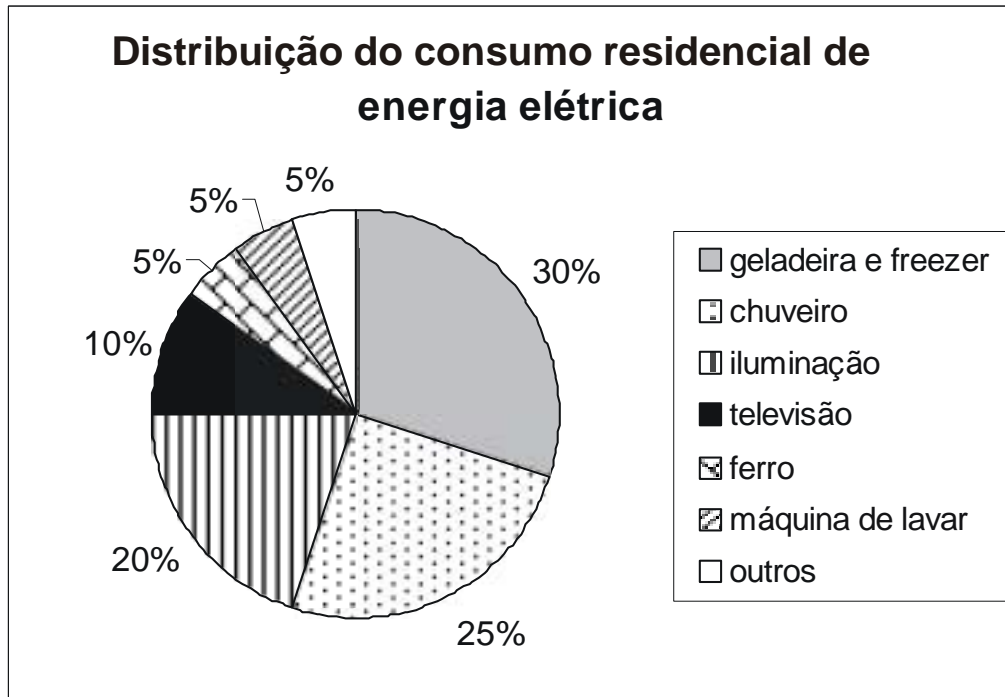


Figura 3. Consumo residencial de energia elétrica por finalidade (LIGHT, 2000).

A demanda máxima recorde de energia elétrica no sistema interligado brasileiro foi de 56.196 MW no dia 24/04/2001 às 19:01 hs (Boletim diário de operação do sistema ONS, 2003). No horário de pico de demanda, a participação do setor residencial aumenta para aproximadamente 35% do total. Prado e Gonçalves (1998) mediram a participação do chuveiro na demanda horária de energia elétrica em residências durante o horário de pico. Os resultados apresentados indicam que o chuveiro elétrico contribui com aproximadamente 27% da demanda residencial durante o horário de pico. Considerando-se que no Brasil mais de 90% das residências possuem chuveiro elétrico, existe um potencial para redução da demanda no horário de pico de aproximadamente 8,5% da demanda total. Considerando-se a demanda máxima recorde mencionada, esse valor se situaria em torno de 4.800 MW, o que equivale a aproximadamente 40 % da capacidade de geração instalada na Usina Hidrelétrica Itaipu Binacional.

O pico de demanda de chuveiros elétricos pode ser desagregado deslocando-se parte do consumo para outros horários, ou diminuindo esse consumo durante o horário de pico. O deslocamento do consumo tem como resultado a redução do pico e por conseguinte, torna menos intensa a variação da curva de demanda diária. Esse efeito pode ser alcançado através da introdução de tarifas horárias diferenciadas, onerando o consumidor de energia durante o horário de pico, medida já aplicada atualmente ao setor industrial. No caso de se adotar uma

política tarifária semelhante para o setor residencial, a simples troca de horário de banho do consumidor pode não ser possível, até porque essa medida pode conflitar com sua agenda decorrente de seus compromissos de trabalho, que o impedem de estar em casa fora do horário de pico. Portanto, mesmo mantendo-se o aquecimento elétrico, é necessária uma alternativa ao chuveiro elétrico. Isso pode ser realizado utilizando-se aquecedores elétricos acumuladores, com potências elétricas inferiores às dos chuveiros elétricos tradicionais. Esses aquecedores necessitam de um sistema de gerenciamento que assegure que o consumo de energia elétrica seja otimizado, de maneira que a energia seja consumida nos horários onde a tarifa seja menor, ao mesmo tempo em que as perdas térmicas sejam minimizadas. Um sistema desse tipo requer um investimento por parte do usuário bem maior do que o correspondente ao chuveiro elétrico, pois além do sistema de gerenciamento é necessário um reservatório térmico para armazenamento de água quente.

Uma alternativa para diminuir o consumo de energia elétrica no horário de pico é o incentivo à utilização de outras tecnologias para o aquecimento de água. Poder-se-ia citar entre essas tecnologias os aquecedores a gás e os sistemas de aquecimento solar.

Os aquecedores a gás, que utilizam o combustível GLP ou o gás natural, são economicamente viáveis, apesar do investimento inicial ser maior do que o dos chuveiros elétricos. Uma desvantagem dessa alternativa é o fato do gás ser um produto suscetível a explosão. Em uma residência de baixa renda, deve-se partir do pressuposto que haverá dificuldade em realizar manutenção periódica no equipamento. Por conseguinte, a utilização deste tipo de combustível em larga escala, necessariamente requererá um período de educação do consumidor com o objetivo de minimizar a probabilidade de ocorrência de acidentes. A utilização de aquecedores a gás em larga escala também causa impacto negativo em termos ambientais devido à utilização de um combustível fóssil, cuja queima produz gases causadores do efeito estufa.

Os sistemas de aquecimento solar possuem uma série de vantagens em relação ao aquecedor elétrico e ao aquecedor a gás. A energia solar é abundante, é disponível gratuitamente e é a única que representa verdadeiramente uma economia de energia, visto que independente do seu uso ou não, ela estará incidindo com a mesma intensidade sobre a superfície terrestre. O impacto ambiental da utilização da energia solar é mínimo. Apenas o processo de fabricação do sistema (placas e reservatório) pode causar algum impacto negativo ao meio-ambiente, por decorrência do consumo de energias não-renováveis. Por outro lado, o projeto de um sistema de aquecimento solar deve ser bem elaborado, pois o superdimensionamento da instalação pode inviabilizá-la economicamente e o

subdimensionamento pode acarretar em despesas excessivas de energia auxiliar ou na operação inadequada do sistema.

O potencial de diminuição da demanda máxima mensal de energia elétrica utilizando-se energia solar já foi comprovado, como mostram os resultados obtidos por Oliva et al. (1994) e Oliva e Borges (1996). Esses trabalhos apresentam uma análise da utilização de pré-aquecedores solares conjugados a chuveiros elétricos de potência reduzida, instalados em residências de baixa renda. Os resultados iniciais das pesquisas, apontam para uma redução de até 47 % na demanda máxima mensal de uma residência de consumidor de baixa renda.

1.2 Situação atual

Atualmente os sistemas termo-solares são utilizados em diversas aplicações. A aplicação mais comum, diretamente relacionada à questão do excesso de consumo de energia elétrica, é a utilização de sistemas de aquecimento em piscinas e sistemas de aquecimento de água em edificações mono ou multifamiliares.

A energia solar para o aquecimento de piscinas, tem adquirido uma importância crescente dentro do mercado de coletores solares nos últimos anos. Os coletores para esse fim não precisam ter o mesmo isolamento que coletores de aquecimento de água para consumo residencial, visto que as temperaturas de trabalho são menores e conseqüentemente as perdas térmicas para o ambiente diminuem. Não há necessidade também de reservatórios para água aquecida, porque a própria piscina funciona como reservatório. Porém, existe a necessidade de um sistema de bombeamento, pelo fato das placas geralmente situarem-se acima do nível da piscina, impedindo a circulação natural (termossifão). Esse tipo de instalação contribui para a economia de energia, mas não reduz a demanda de energia elétrica no horário de pico de demanda, pois caso exista a necessidade de aquecimento elétrico auxiliar, ele não ocorreria durante o horário de pico.

O uso mais freqüente de sistemas de aquecimento solar residenciais ocorre na categoria monofamiliar. A maioria dos sistemas disponíveis comercialmente é concebida com reservatórios com capacidade variando entre 300 e 600 litros de água aquecida e coletores solares planos com áreas entre 4 e 10 m². Esses sistemas, em geral, atendem ao consumo de residências das classes média e alta, as quais não representam a maioria das residências brasileiras. Os sistemas de aquecimento solar multidomiciliares, por outro lado, são dimensionados de acordo com as especificidades da demanda, por isso são utilizados mais

frequentemente em edifícios residenciais, hotéis, motéis, clubes, entre outros. Os sistemas de aquecimento residencial voltados para o aquecimento de água doméstico propiciam além da economia de energia auxiliar a desagregação da demanda dessa energia durante o horário de pico de consumo.

Para projetar um sistema de aquecimento solar é necessário conhecer as características técnicas de desempenho da placa coletora e dos demais componentes do sistema. Além disso, também é necessário caracterizar as condições climáticas do local da instalação (radiação solar, temperatura ambiente, etc.) e características de consumo para um dimensionamento correto.

Para determinar as características de desempenho de coletores solares, existem testes padronizados. No Brasil estes testes estão descritos na norma ABNT NBR 10184 / 1988. Estes testes são atualmente realizados pelo INMETRO – Instituto Nacional de Metrologia e Qualidade Industrial, através do “Programa Brasileiro de Etiquetagem”. Todavia os resultados de teste são reduzidos atualmente a valores de eficiências médias, o que não é adequado para o projeto de sistemas, uma vez que as alterações no desempenho da placa coletora, quando utilizadas em diferentes condições operacionais, são desconsideradas. A norma adotada internacionalmente pela ISO (International Organization for Standardization) para certificação de coletores para o mercado europeu é atualmente a norma ISO9806 (1994). Essas normas são relativas a placas coletoras que operam com o fluido de trabalho na fase líquida e, portanto, não podem ser aplicadas diretamente para placas coletoras com termossifões bifásicos.

O parâmetro climático mais importante no dimensionamento de um sistema de aquecimento solar é a intensidade de irradiação solar incidente na superfície coletora. O conhecimento do quanto se pode dispor de irradiação solar é que irá determinar quais dimensões deverá ter o sistema e qual será o desempenho esperado para ele. A falta de valores medidos da irradiação solar no local onde será instalado o sistema pode inviabilizar o projeto. O conhecimento da incerteza nos valores estimados da irradiação solar determinará, em parte, as incertezas na viabilidade econômica do sistema (Colle et al. 1999, 2001).

O uso da energia solar no Brasil ela está limitado a consumidores de poder aquisitivo mais alto devido o elevado custo inicial dos sistemas de aquecimento solar. Porém, a maioria dos domicílios brasileiros situa-se em uma categoria de poder aquisitivo bem menor, cujo perfil de consumo de água aquecida é diferente do perfil de consumo das classes de maior renda. Por outro lado, a utilização da energia solar em larga escala não assegura benefícios somente para o consumidor, por decorrência da redução da despesa de energia elétrica. As empresas de geração e distribuição de energia elétrica também se beneficiam da utilização

extensiva de sistemas de aquecimento solar, na medida que a redução sistemática do consumo de energia elétrica no horário de pico resulta na racionalização de investimentos na geração, transmissão e distribuição de energia elétrica. O país também é beneficiado, pois o excedente de energia decorrente da economia proporcionada pelos sistemas de aquecimento solar pode ser destinado a outros setores de consumo energeticamente mais eficientes e economicamente mais produtivos. Este aspecto é fundamental para justificar a implementação de políticas governamentais efetivas de incentivo ao uso da energia solar para o consumidor de baixa renda no Brasil.

No contexto das questões acima delineadas, a proposta de uma concepção de sistema de aquecimento solar inovador, compacto e de fácil instalação, para consumidores de baixa renda, é oportuna e necessária, até porque a inovação pode vir a aumentar o nível de competitividade nacional no mercado global.

1.3 Perspectivas de desenvolvimento: Sistemas de aquecimento solar compactos utilizando termossifões bifásicos

Sistemas de aquecimento solar compactos são aqueles cujo reservatório térmico e placa coletora formam um único conjunto de pequenas dimensões e visando atender uma demanda por água quente menor que em sistemas de porte maior. Os modelos de sistemas de aquecimento solar compactos que existem atualmente no mercado brasileiro são baseados na mesma concepção de sistemas tradicionais. Esses sistemas possuem aquecimento auxiliar elétrico localizado no interior do reservatório térmico e operam com circulação natural. São fabricados com placas coletoras entre 1,4 e 2 m² de área e reservatórios térmicos entre 100 e 200 litros.

No mercado internacional de aquecimento solar existem sistemas compactos com aquecimento auxiliar a gás e também que operam com circulação forçada. No caso de sistemas com aquecimento auxiliar elétrico, existem controles eletrônicos para gerenciamento da operação da resistência elétrica, de forma a aproveitar horários em que a tarifa seja menor. Também são utilizados sistemas de controle eletrônico de vazão de bombeamento, para o caso de circulação forçada, com o objetivo de otimizar a vazão em função das temperaturas de operação do sistema.

Merecem também menção, sistemas de aquecimento solar que utilizam tubos de calor inseridos em tubos de vidro evacuados acoplados à placa coletora. Os tubos de calor são

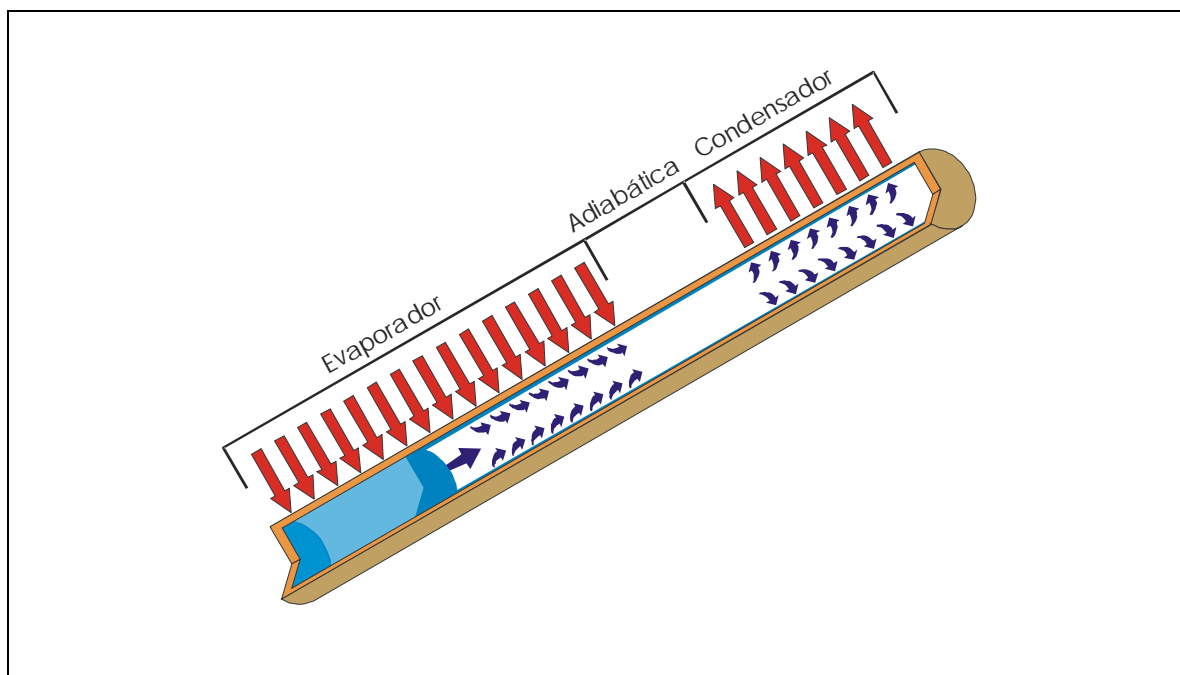


Figura 4. Esquema de operação de um tubo de calor de termossifão bifásico.

equipamentos caracterizados pela alta eficiência de condução de energia térmica, e por conseguinte, exibem uma curva de eficiência melhor que as curvas correspondentes aos coletores convencionais. Contudo, a maior temperatura de trabalho desse tipo de coletor faz com que as perdas térmicas da placa aumentem. Por esse motivo, os tubos de calor são geralmente inseridos em tubos de vidro, em vácuo, com o objetivo de minimizar as perdas térmicas por convecção. Os tubos de calor são basicamente tubos fechados com uma determinada quantidade de fluido de trabalho em seu interior, onde a energia é transportada de uma extremidade até a outra através do escoamento do fluido de trabalho na forma de vapor. A região onde a energia térmica é absorvida é denominada de evaporador, pois o calor absorvido muda a fase do fluido de trabalho de seu estado líquido para vapor. A seguir, o vapor escoar pela região central do tubo até a outra extremidade, denominada de condensador, onde o vapor é condensado e o calor é então rejeitado. O fluxo de líquido do condensador para o evaporador pode ocorrer através da diferença de pressão proporcionada por uma estrutura capilar interna ou por alguma força externa, como por exemplo a força da gravidade ou a força centrífuga. No caso de não se utilizar uma estrutura capilar interna, os tubos de calor são denominados de termossifões bifásicos. Entre as regiões do evaporador e do condensador pode existir uma região onde não ocorrem trocas térmicas com o ambiente, chamada região adiabática. A Figura 4 apresenta um esquema simplificado de operação de um tubo de calor classificado como termossifão bifásico. Em um coletor solar de tubos de calor, o

evaporador corresponde à região da placa absorvedora de irradiação solar e o condensador é conectado a um trocador de calor ou inserido no reservatório térmico. Os coletores com tubos de calor têm um custo de fabricação normalmente maior que os coletores convencionais devido à tecnologia de vácuo em escala industrial.

A proposta básica do presente trabalho foi avaliar os benefícios de uma configuração de sistema de aquecimento solar compacto, com tubos de calor integrados ao reservatório, para operação conjugada ao chuveiro elétrico. Para esse fim, optou-se por utilizar termossifões bifásicos, por serem estes de construção mais simples e exibirem características compatíveis com a finalidade desejada. Nos termos dessa proposta as seguintes etapas foram necessárias:

- elaborar um modelo matemático para simulação do funcionamento do sistema;
- projetar um coletor solar integrado com um reservatório de água de pequeno porte;
- construir um protótipo do sistema proposto;
- validar o programa de simulação e avaliar o desempenho térmico do sistema;
- fazer uma análise econômica do sistema.

1.4 Organização do texto

Para uma melhor compreensão do texto, este foi dividido segundo os seguintes capítulos: revisão bibliográfica e modelagem matemática do sistema de aquecimento solar, metodologia experimental, discussão dos resultados, simulação e análise econômica do sistema e conclusões.

No Capítulo 2 é realizada uma revisão bibliográfica de correlações para a determinação das resistências térmicas equivalentes do termossifão bifásico e também uma revisão bibliográfica de coletores solares utilizando tubos de calor. A partir dessas revisões é apresentado um modelo matemático para o sistema de aquecimento solar objeto de investigação do presente trabalho. Ao final do capítulo é descrito o programa computacional desenvolvido para simular a operação do sistema de aquecimento solar.

O Capítulo 3 descreve os dois aparatos experimentais utilizados. O primeiro deles foi construído para o experimento no interior do laboratório, a partir do qual foram coletados dados para a análise de sensibilidade das características operacionais dos termossifões bifásicos em relação aos parâmetros de projeto. O outro aparato é o protótipo do sistema de aquecimento solar, devidamente monitorado, a partir do qual foi possível coletar dados para

calcular o desempenho do sistema nas condições reais de operação, validar o programa de simulação e também, comparar os resultados obtidos com os resultados coletados de um sistema de aquecimento solar convencional com a mesma capacidade. Esse último sistema foi testado paralelamente ao protótipo mencionado.

O Capítulo 4 mostra os resultados obtidos no experimento realizado no interior do laboratório. Esse capítulo apresenta uma discussão sobre a metodologia utilizada para cálculo da resistência térmica equivalente do termossifão bifásico. No Capítulo 5 são discutidos os resultados obtidos experimentalmente com o protótipo do sistema.

No Capítulo 6 é apresentada a validação do programa de simulação com dados experimentais e também, os dados de desempenho do sistema de aquecimento solar para o período de um ano. A partir dos resultados simulados, é realizada uma análise econômica, com base no custo de capital estimado para o sistema e informações de natureza econômica sobre o mercado. Através da simulação, diferentes alternativas de investimento, para diferentes cenários econômicos escolhidos são avaliadas.

As conclusões são apresentadas no Capítulo 7. São apresentadas também sugestões sobre as modificações e melhorias que poderiam ser implementadas, na direção de aumentar a eficiência do sistema de aquecimento solar proposto.

No Apêndice A é apresentada uma revisão sobre irradiação solar e posição relativa do sol, que permitirá uma rápida consulta sobre alguns conceitos que são utilizados durante o desenvolvimento do trabalho. As relações entre a posição do Sol e da Terra e entre o Sol e uma superfície qualquer arbitrariamente orientada são descritas nesse apêndice. O objetivo principal dessa revisão é fornecer uma metodologia para estimar a irradiação solar incidente na superfície do coletor solar. Nesse apêndice também são apresentadas as metodologias utilizadas para construção de arquivos de dados climatológicos utilizados para simulação de sistemas térmicos solares.

2 MODELAMENTO DO COLETOR SOLAR ACOPLADO AO RESERVATÓRIO

2.1 Descrição do sistema de aquecimento solar e revisão da literatura técnica de coletores solares de tubos de calor

A idéia básica do presente trabalho é desenvolver um sistema de aquecimento solar compacto utilizando termossifões bifásicos para transportar o calor da placa absorvedora para o reservatório térmico. A diferença de operação entre os coletores convencionais e os coletores que utilizam tubos de calor reside no fato de que no sistema convencional o transporte da energia térmica absorvida é feito pelo fluido de trabalho na fase líquida, que circula entre o reservatório térmico e a placa absorvedora, enquanto que nos de tubos de calor, a energia térmica absorvida faz com que o fluido de trabalho evapore e o calor seja transportado na fase vapor. Tubos de calor do tipo termossifão bifásico apresentam menor complexidade construtiva, visto que não possuem nenhuma estrutura capilar interna para o transporte do fluido de trabalho condensado. Esse transporte é feito através da própria força gravitacional, o que faz com que os termossifões bifásicos tenham que ser montados na vertical ou inclinados. No caso de coletores solares, eles são em geral montados inclinados para maximizar a irradiação solar incidente na placa, o que favorece a utilização de termossifões bifásicos para esse tipo de aplicação.

A utilização de termossifões bifásicos na configuração proposta apresenta as seguintes vantagens em relação ao uso de coletores solares convencionais:

- melhor eficiência, possibilitando a diminuição da área de placa coletora necessária para a mesma demanda por água aquecida, no caso de coletores em que os tubos de calor são montados no interior de tubos de vácuo;
- operação dos termossifões bifásicos como diodos térmicos, ou seja, o calor é transportado apenas em um sentido, evitando perdas térmicas pela placa coletora durante a noite;
- não existe problema de congelamento da placa coletora em regiões que ocorram temperaturas de placa abaixo de zero grau Celsius;

- construção compacta, diminuindo o espaço necessário e simplificando a instalação do sistema;
- não existem perdas térmicas na tubulação entre o coletor e o reservatório térmico pois o condensador do termossifão bifásico é acoplado diretamente ao reservatório térmico;
- não requer um trocador de calor intermediário, pois o trocador é a própria parede do reservatório térmico;
- redução da estratificação da temperatura no reservatório térmico, porém essa redução provoca a diminuição do coeficiente de transferência de calor por convecção no interior do reservatório térmico.

A Figura 5 apresenta um desenho esquemático da configuração proposta. Cada termossifão bifásico possui uma placa coletora sobre a região correspondente ao evaporador, formando um módulo individual placa-tubo. Vários módulos podem ser montados lado a lado de forma a obter área total de placa coletora desejada. Os módulos são brasados externamente ao reservatório térmico na região do condensador. O condensador possui geometria curvilínea, de maneira a acompanhar a geometria do reservatório. Dessa forma a parede do reservatório funciona como uma aleta, aumentando a área efetiva de troca de calor e conseqüentemente melhorando a transferência de calor entre o termossifão bifásico e o reservatório. Todo o conjunto é isolado termicamente de maneira a minimizar as perdas para o ambiente. O acoplamento entre os tubos e o reservatório térmico e entre os tubos e a placa coletora pode ser observado na Figura 6 e na Figura 7.

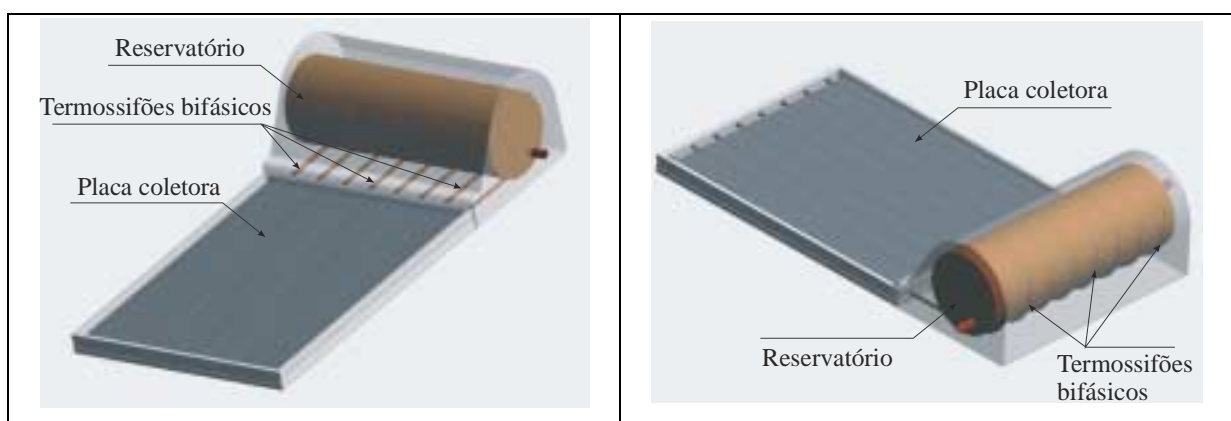


Figura 5. Sistema de aquecimento solar compacto proposto.

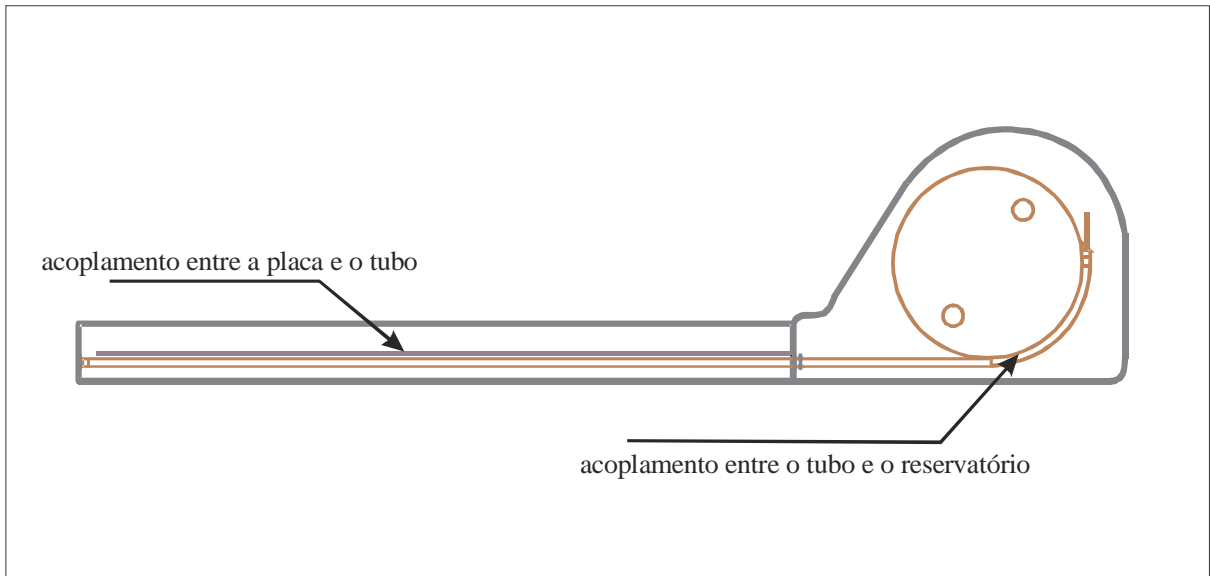


Figura 6. Acoplamento entre o termossifão bifásico, placa coletora e reservatório térmico.

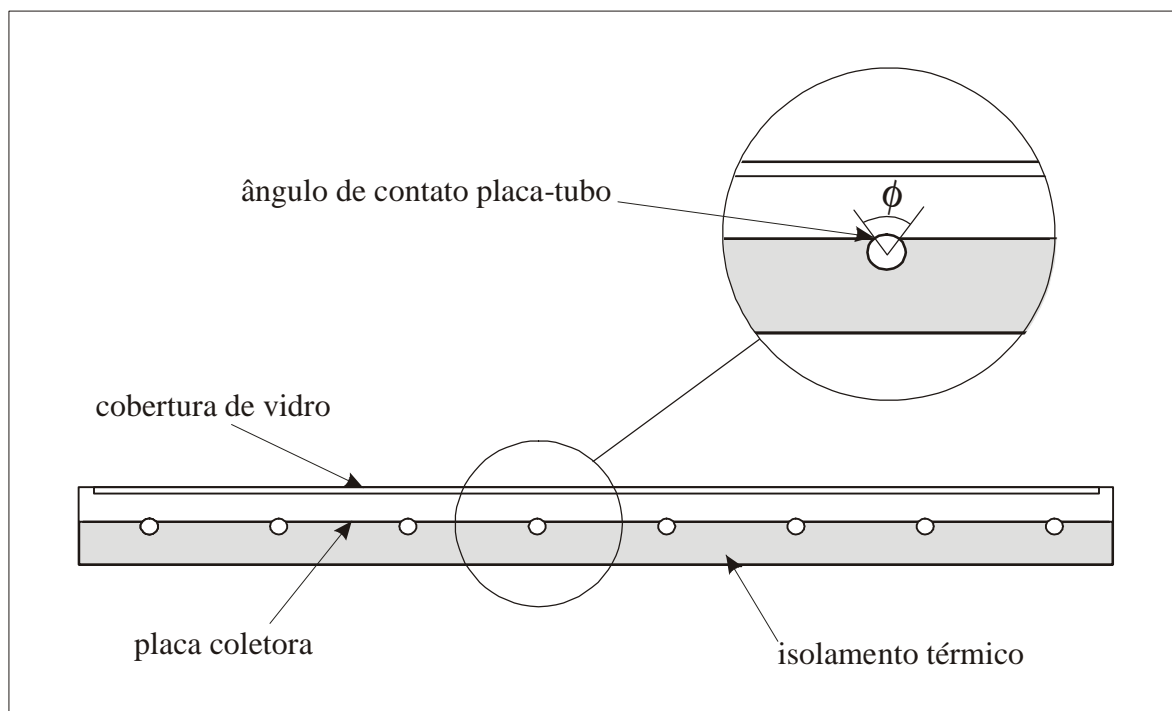


Figura 7. Corte transversal da placa coletora.

Como a inclinação da placa coletora é mais baixa em regiões de latitude mais baixa, a instalação desses sistemas em locais de baixa latitude afeta negativamente o desempenho do sistema de termossifões bifásicos. Apesar desse efeito ocorrer também nos sistemas de termossifão de uma fase, ele é mais intenso nos termossifões bifásicos, por causa do aumento das resistências térmicas internas com a diminuição da inclinação. Levando isso em

consideração, o aumento da inclinação da região do condensador para acompanhar a parede do reservatório também pode contribuir para melhorar o desempenho do mesmo.

Outros trabalhos sobre coletores solares com tubos de calor apresentam configurações diferentes daquela proposta no presente trabalho. Oliveti e Arcuri (1996) apresentaram uma expressão para o fator de remoção de calor de um coletor solar com termossifões bifásicos onde o condensador consiste de um tubo reto mergulhado em um cabeçote de resfriamento cuja vazão de água é conhecida. Nesse trabalho foram utilizados tubos carregados com água e foram determinadas experimentalmente as resistências térmicas equivalentes e eficiência do coletor para vários fluxos de calor.

Ismail e Abogderah (1992, 1998) testaram um coletor solar com tubos de calor com estrutura capilar interna na região do evaporador e com um tubo liso na região do condensador. O condensador fica mergulhado em um cabeçote de resfriamento semelhante ao do trabalho de Oliveti e Arcuri. Uma alteração introduzida nesse trabalho foi a utilização do condensador mais inclinado que o evaporador e o fluido de trabalho escolhido foi o metanol. Constatou-se através desse trabalho que, comparativamente aos coletores solares tradicionais, a eficiência do coletor solar com tubos de calor é menor no início e no final do dia, quando a intensidade da irradiação solar é menor.

Chun et al. (1999) estudaram o comportamento de cinco módulos compostos por apenas um tubo de calor inserido dentro do reservatório térmico. A influência de diferentes parâmetros de projeto foi avaliada nesse trabalho. Foram testados tubos com e sem estrutura capilar interna, diferentes fluidos de trabalho (água, metanol, acetona e etanol), dois tamanhos de reservatório e, com pintura seletiva ou cobertura de cromo preto (*“black chrome”*). Foi verificado que a eficiência dos coletores solares com tubos de calor foi em média 7 % superior à de coletores solares tradicionais e que a influência do fluido de trabalho escolhido sobre o desempenho do sistema foi pequena.

Hussein et al. (1999a) apresentaram uma análise paramétrica teórica do comportamento de um coletor solar de termossifões bifásicos em relação à temperatura de entrada da água no condensador, material e espessura da placa coletora, diâmetro do tubo, intensidade de irradiação solar e comprimento do condensador. Hussein et al. (1999b) compararam o modelo teórico proposto com resultados experimentais com coletores solares de termossifões bifásicos de tubo reto preenchidos com água, mostrando boa concordância nos resultados. A configuração proposta coincide com as de Oliveti e Arcuri e Ismail e Abogderah, com placa independente do reservatório e um cabeçote trocador de calor. Um detalhe que diferencia esse trabalho dos demais foi a baixa razão de preenchimento utilizada,

dada pela relação entre o volume de líquido e volume do evaporador. Enquanto que Groll (1991) recomenda que para coletores solares a razão de preenchimento em relação ao volume do evaporador, deva situar-se entre 0,6 e 0,8, Hussein utiliza uma razão de preenchimento de apenas 0,2.

Todos os trabalhos citados apresentam uma geometria semelhante à do coletor proposto no presente trabalho na região do evaporador, porém nenhum deles adota a mesma geometria no condensador aqui proposta e testada. Portanto foi necessário desenvolver um modelo matemático para simular o sistema de aquecimento solar investigado. A escolha do cobre para a confecção dos termosifões bifásicos e da água como fluido de trabalho é uma combinação apropriada, cuja viabilidade técnica de utilização já foi comprovada em outros trabalhos disponíveis na literatura (Groll e Rösler, 1992).

O modelamento matemático do sistema de aquecimento solar aqui apresentado, baseia-se na metodologia desenvolvida por Bliss (1959) Hottel e Whillier (1958) e Whillier (1977) (apud Duffie e Beckman, 1991) para coletores solares de placa plana. Devido ao fato da geometria do sistema de aquecimento solar presentemente analisado ser diferente das convencionais e de se ter utilizado tubos de calor, foram necessárias algumas hipóteses adicionais e adaptações à metodologia de Duffie e Beckman. As principais hipóteses admitidas no modelamento são as seguintes:

- regime permanente
- não existe absorção de energia solar na cobertura do coletor;
- o fluxo pela cobertura é unidimensional;
- o gradiente de temperatura na cobertura é desprezível;
- a cobertura é opaca à radiação infravermelha;
- o fluxo de calor pelo isolamento é unidimensional;
- os tubos estão todos à mesma temperatura em posições equivalentes;
- as propriedades dos materiais do coletor não variam com a temperatura;
- os efeitos de impurezas sobre a cobertura são ignorados;
- a temperatura ambiente é a mesma na frente e atrás do coletor;
- o sombreamento causado pelas bordas e tubos sobre a placa absorvedora é desconsiderado;
- a placa coletora e a parede do reservatório funcionam como aletas unidimensionais;
- a temperatura é uniforme no condensador e evaporador;
- a temperatura é uniforme no reservatório, isto é, não há estratificação no reservatório.

O modelamento matemático do sistema proposto é dividido em três partes. Inicialmente é feita uma revisão dos modelos para estimativa das resistências térmicas equivalentes do termossifão bifásico, que são utilizadas na determinação do fator de remoção de calor do sistema de aquecimento. Em seguida, é apresentada a metodologia para determinação da quantidade energia efetivamente utilizada para aquecimento da água no interior do reservatório térmico. Por último é apresentada uma discussão sobre os limites operacionais do sistema, detalhando como são previstas as condições em que o sistema efetivamente funciona.

2.2 Modelamento de um termossifão bifásico utilizando o método das resistências equivalentes

Uma maneira simplificada de modelar um tubo de calor do tipo termossifão bifásico é representá-lo na forma proposta por Groll e Rösler (1992) através de um circuito elétrico equivalente como mostra a Figura 8. Este modelo é utilizado para regime permanente, o que não acontece com a irradiação solar que varia continuamente. Para efeito de simulação, será considerado que o desempenho do termossifão durante o período de uma hora com a irradiação variando continuamente, é equivalente ao regime permanente durante o mesmo período utilizando-se a irradiação média absorvida no mesmo intervalo de tempo. Tal procedimento é correntemente utilizado na simulação de sistemas de aquecimento solar e, no presente caso foi a solução encontrada para a utilização das correlações de resistências térmicas equivalentes. Essa hipótese pode ser restritiva nas circunstâncias em que ocorrerem variações bruscas da irradiação solar incidente na placa coletora, como no caso de dias em que o sol é encoberto por nuvens durante alguns períodos.

O modelo de resistências térmicas equivalentes é bastante simplificado. Ele considera um balanço global de energia em cada componente do termossifão e desconsidera a variação de temperatura que ocorre em cada um deles. Os principais fenômenos físicos que ocorrem em um termossifão bifásico levados em consideração no modelamento são: condução de calor através das paredes do tubo, ebulição em piscina (pool boiling), evaporação em um filme fino de líquido, escoamento bifásico contracorrente e condensação em filme (Groll e Rösler, 1992).

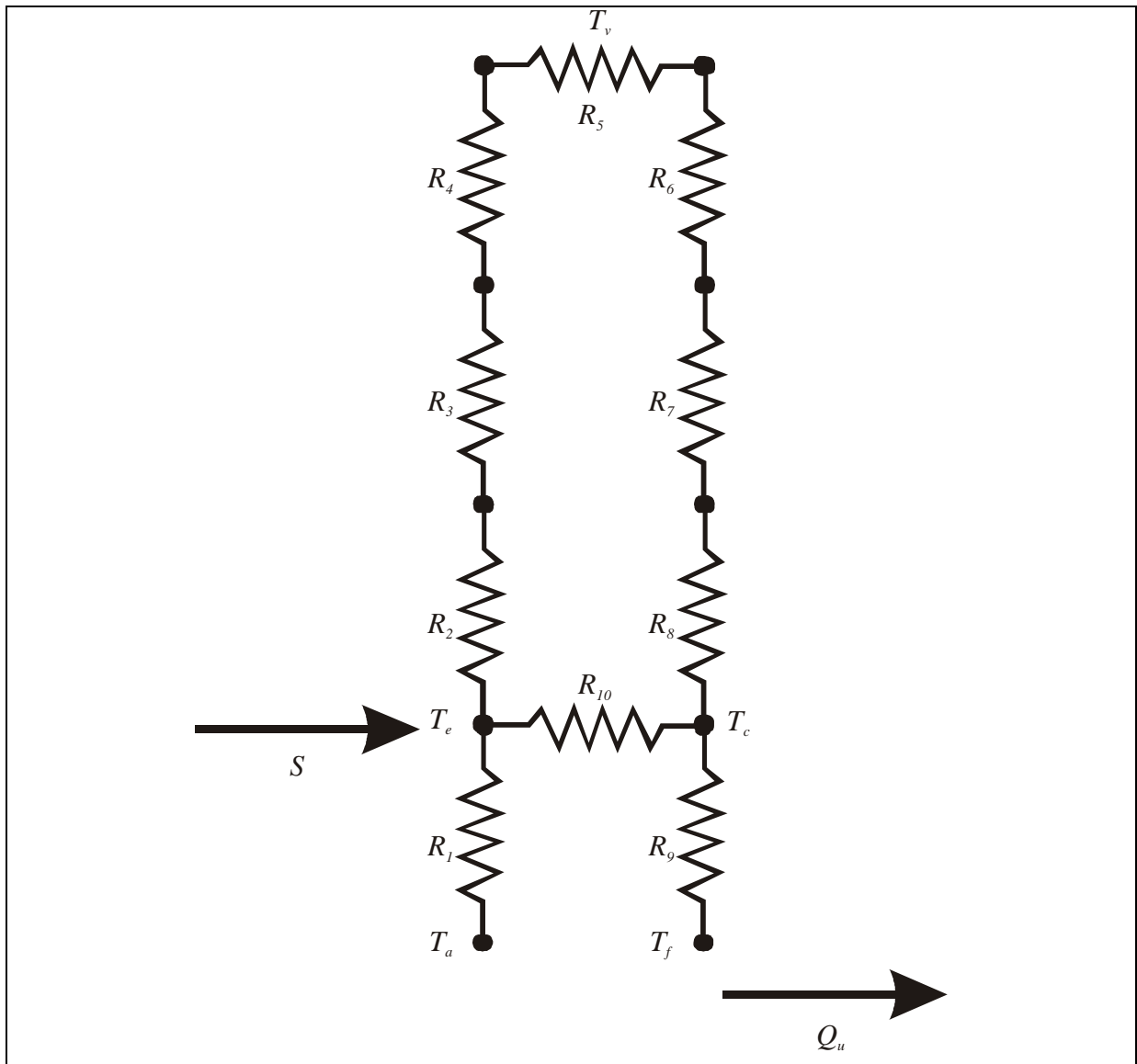


Figura 8. Circuito elétrico equivalente de um termostato bifásico pelo método das resistências térmicas equivalentes.

A resistência térmica R_1 engloba as perdas térmicas da placa coletora para o ambiente e o aumento da área efetiva de absorção de energia solar graças ao efeito de aleta da placa coletora. Maiores detalhes sobre sua formulação serão apresentados nos itens 2.3.2 e 2.3.3.

A resistência térmica R_2 representa a resistência ao fluxo de calor através do material que une a placa coletora ao tubo e o fluxo de calor radial através da parede do tubo na região onde a placa foi brasada ao tubo e é expressa como segue:

$$R_2 = \frac{\gamma}{L_{ev} k_b L_b} + \frac{D - D_i}{L_{ev} k_{tubo} (D \text{sen}(\phi/2))} \quad (1)$$

onde γ é a espessura média da união entre a placa e o tubo [m], L_{ev} é o comprimento do evaporador [m], k_b é a condutividade térmica do material da união [W/mK], L_b é a largura do contato entre a placa coletora e o tubo [m], D e D_i são respectivamente os diâmetros interno e externo do tubo [m], k_{tubo} é a condutividade térmica do tubo [W/mK] e, ϕ é o ângulo de contato entre a placa coletora e o tubo.

O coeficiente de transferência de calor através do filme de condensado que escorre ao longo da parede interna do tubo e na piscina de líquido, ambos na região do evaporador, é representado pela resistência térmica R_3 expressa por:

$$R_3 = \frac{1}{\bar{h}_{ev} A_{ev}} \quad (2)$$

onde \bar{h}_{ev} é o coeficiente de transferência de calor por evaporação médio no interior do tubo [W/m²K] e A_{ev} é a área da superfície do evaporador [m²].

A literatura técnica de termossifões bifásicos mostra ser muito difícil obter analiticamente modelos para determinar o coeficiente de transferência de calor por evaporação médio, sendo que a maioria dos trabalhos sobre esse assunto são experimentais. Alguns dos trabalhos analisados (Groll e Rösler, 1992; Gross, 1992a; Kaminaga et al., 1997; El-Genk e Saber, 1998; Mantelli et al., 1999) apresentam correlações para o cálculo dessa resistência em termossifões bifásicos verticais. No artigo de Groll e Rösler (1992), a resistência térmica de evaporação é uma combinação da resistência térmica de evaporação do filme de condensado que escorre pela parede interna do tubo e da resistência térmica da piscina de líquido, considerando-se que em seu interior está acontecendo o fenômeno de ebulição em piscina (pool boiling). Gross (1992a) utiliza um coeficiente de transferência de calor derivado da teoria de Nusselt, porém propõe a inclusão de um fator que leva em consideração o efeito da variação do diâmetro do tubo sobre o coeficiente de evaporação. Dados experimentais de diversos autores são utilizados para validar a correlação proposta para o coeficiente de evaporação e uma das conclusões do trabalho de Gross é que essas correlações derivadas a partir de dados experimentais podem ser consideradas apenas preliminares. Para a obtenção de correlações definitivas seria necessário um número maior de experimentos. No trabalho de Kaminaga et al. (1997) duas correlações disponíveis na literatura (Imura et al, 1988 e Stephan e Abdelsalam, 1980) são analisadas, em ambos casos

os modelos subestimaram o coeficiente de transferência de calor para altas pressões, enquanto que para baixas pressões a correlação de Imura et al. é mais recomendada. El-Genk e Saber (1998) desenvolveram um modelo analítico para estimar a resistência térmica do evaporador e obtiveram boas estimativas para termossifões bifásicos carregados com água, etanol e R113. Utilizando-se o modelo desenvolvido foi observado que os aumentos do fluxo de calor na parede, do comprimento do evaporador e da temperatura de vapor, diminuem a resistência térmica de evaporação; enquanto que o aumento da razão de preenchimento aumenta a resistência térmica de evaporação. Mantelli et al. (1999) testaram vários modelos para coeficientes de evaporação e os resultados encontrados para as diversas correlações apresentaram uma diferença muito grande, sendo que o modelo de El-Genk e Saber foi o que apresentou melhor concordância com os resultados experimentais para o caso analisado.

Para termossifões bifásicos inclinados, apenas no trabalho desenvolvido por Dobson e Kröger (1999) foi encontrada uma correlação para o coeficiente de transferência de calor por evaporação. Essa correlação foi obtida a partir dos dados experimentais obtidos com tubos carregados com amônia e leva em consideração o fluxo de calor, a pressão de vapor, a razão de preenchimento e a inclinação do tubo. Essa correlação é expressa da seguinte forma:

$$\bar{h}_{ev} = a_0 (q_u'')^{a_1} (P_v)^{a_2} (f)^{a_3} (\sin \beta)^{a_4} \quad (3)$$

onde é q_u'' o fluxo de calor por unidade de área através da parede do tubo, P_v é a pressão de vapor no interior do tubo, β é a inclinação do evaporador e f é a razão de preenchimento do tubo calculada como segue:

$$f = V_l / V_{ev} \quad (4)$$

onde V_l e V_{ev} são respectivamente o volume de líquido e o volume total do evaporador [m^3]. As constantes a_i foram obtidas a partir de dados experimentais e estão listadas na Tabela 1.

Tabela 1. Coeficientes da correlação para coeficiente de transferência de calor por evaporação proposta por Dobson e Kröger (1999).

a_0	a_1	a_2	a_3	a_4
0,413	0,980	-0,455	0,305	0,351

As resistências térmicas R_4 e R_6 correspondem à interface líquido-vapor no evaporador e no condensador respectivamente. Essas resistências são sempre pequenas em relação às demais (Groll e Rösler, 1992) e portanto serão desprezadas.

A resistência térmica R_5 corresponde a perda de pressão de vapor no trajeto entre o evaporador e o condensador. Para o caso em estudo, a distância efetivamente percorrida pelo vapor é pequena, e portanto a perda de carga também, por conseguinte essa resistência pode ser desconsiderada (Groll e Rösler, 1992).

Nisgoski (2002) mostra que em tubos com dimensões semelhantes e utilizando água como fluido de trabalho as ordens de grandeza das resistências térmicas R_4 , R_5 e R_6 são iguais a 10^{-6} , que é desprezível em relação às demais resistências térmicas como será apresentado no item 4.2.2.2.

Outra resistência térmica difícil de ser precisamente estimada é a resistência térmica de condensação R_7 , que ocorre no interior do tubo na região do condensador. Essa resistência é determinada a partir do coeficiente de transferência de calor por condensação médio, de maneira semelhante ao que acontece no evaporador como mostra a Eq. (5).

$$R_7 = \frac{1}{\bar{h}_{co} A_{co}} \quad (5)$$

onde \bar{h}_{co} é o coeficiente de transferência de calor por condensação médio no interior do tubo [W/m²K] e A_{co} é a área da superfície do condensador [m²].

Existem vários trabalhos que apresentam correlações para estimar o coeficiente de transferência de calor por condensação em termossifões bifásicos verticais como os de Groll e Rösler (1992), Kaminaga et al. (1997) e, Mantelli et al. (1999). Para termossifões bifásicos inclinados, Faghri (1995) apresenta uma revisão de correlações para calcular esse coeficiente. São destacados os trabalhos de Gross e Hahne (1985 e 1986), Uehara et al. (1983), Gross (1992b) e Wang e Ma (1991). Essas correlações baseiam-se na adaptação de modelos criados para o tubo na posição vertical, utilizando para isso dados experimentais.

Os números de Nusselt modificado e de Reynolds do filme de líquido no interior do tubo são expressos por:

$$Nu_{co}^* = \frac{\bar{h}_{co}}{k_l} \left[\frac{v_l^2}{g} \left(\frac{\rho_l}{\rho_l - \rho_v} \right) \right]^{1/3}, \quad (6)$$

onde v_l é a viscosidade cinemática do líquido [m^2/s], ρ_l e ρ_v são as massas específicas de líquido e vapor [kg/m^3] e g é a aceleração da gravidade [m/s^2], e por

$$Re_l = \frac{Q_u}{\pi D_i \mu_l h_{lv}}, \quad (7)$$

onde D_i é o diâmetro interno do tubo, μ_l é a viscosidade dinâmica do líquido e h_{lv} é o calor latente de vaporização.

Para considerar a variação do coeficiente de transferência de calor causada pela inclinação do tubo, Gross e Hahne (1985 e 1986) introduziram uma modificação no número de Reynolds como segue:

$$Re_\beta = Re_l f_\beta \quad (8)$$

onde f_β é o fator de inclinação dado por $f_\beta = 1$ para $\beta = 90^\circ$ e $f_\beta = 2,87 [D_i / (L_{co} \cos \beta)]$ para tubos inclinados e L_{co} é o comprimento do condensador.

Como a geometria do termosifão bifásico no presente trabalho é diferente, visto que na região do condensador o tubo faz uma curva para adaptar-se ao reservatório, a solução encontrada foi utilizar o modelo proposto por Gross, utilizando um valor médio da inclinação do tubo. Esse valor é dado por $\bar{\beta} = (\beta_1 + \beta_2) / 2$, onde $\beta_1 = \beta$ é o ângulo de inclinação do coletor em relação à horizontal e β_2 é igual a β mais o ângulo de contato do condensador na parede do reservatório térmico, como mostra a Figura 9.

Uehara et al. (1983) desenvolveram correlações para o número de Nusselt considerando diferentes comportamentos para os regimes laminar e turbulento. Gross (1992b) desenvolveu uma correlação que se baseia nas apresentadas por Gross e Hahne (1985 e 1986) e por Uehara et al. (1983) e é expressa como segue:

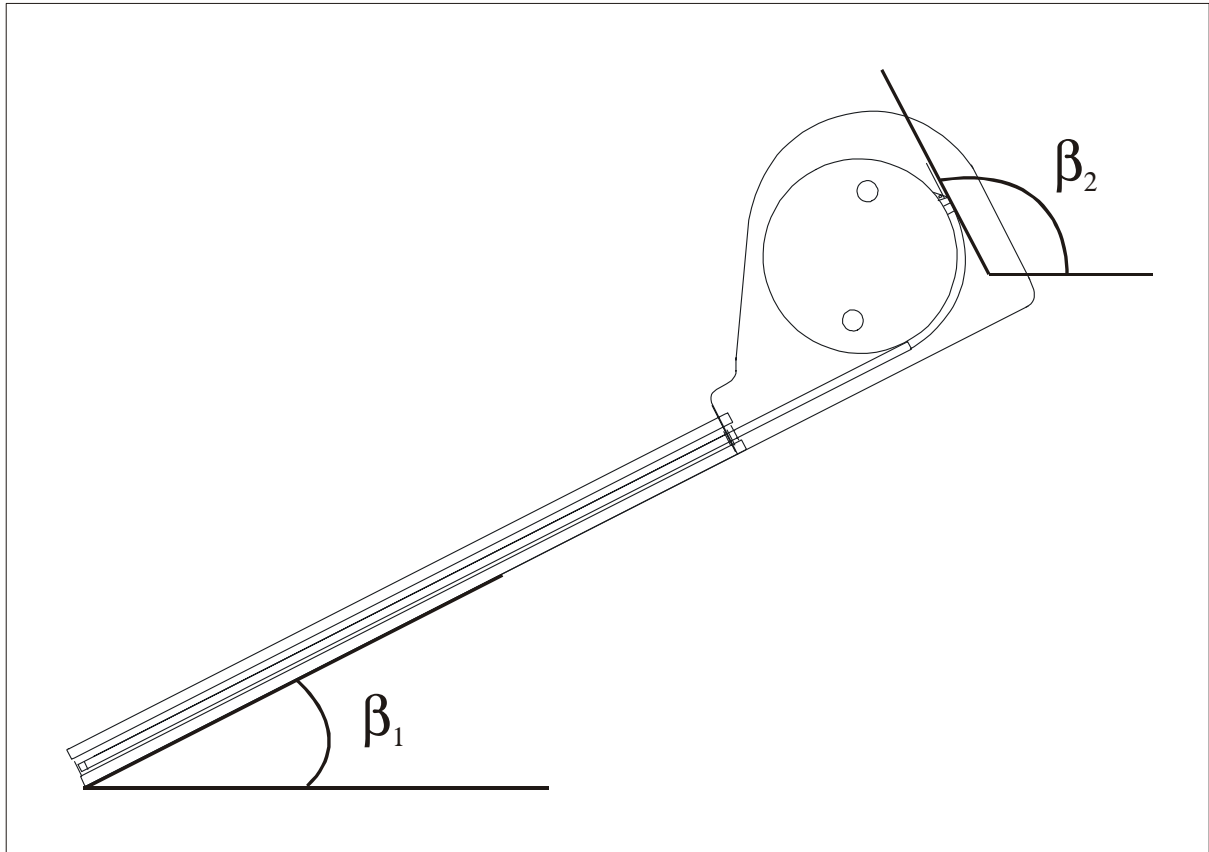


Figura 9. Corte lateral do sistema de aquecimento solar compacto mostrando os ângulos de inclinação inicial (β_1) e final (β_2) do condensador.

$$Nu_{co}^* = \sqrt{\left(0,925 f_p Re_{\beta}^{-1/3}\right)^2 + \left(0,044 Pr_l^{2/5} Re_{\beta}^{1/6}\right)^2} \quad (9)$$

onde f_p é um fator que leva em consideração o aumento da condensação a altas pressões dado por:

$$f_p = \left[1 - 0,63(p^*)^{3,3}\right]^{-1} \quad (10)$$

com p^* igual à relação entre a pressão de trabalho no interior do termosifão e a pressão crítica do fluido de trabalho. O número de Prandtl do liquido Pr_l é dado por:

$$Pr_l = \frac{\mu_l C_{p,l}}{k_l} \quad (11)$$

onde $C_{p,l}$ é o calor específico do líquido [J/kgK] e k_l é a condutividade térmica do líquido [W/mK].

A correlação de Gross é a que apresenta melhores resultados quando comparada com as outras disponíveis utilizando uma base de dados experimentais de diversos autores utilizando diferentes configurações construtivas, fluidos de trabalho e condições operacionais. A diferença entre os valores medidos e estimados do coeficiente de condensação é menor que $\pm 30\%$ em 87,1 % de um total de 2889 valores analisados. Porém, a dispersão dos dados experimentais é grande em todos os casos e é percebida com maior intensidade nos experimentos realizados com água como fluido de trabalho.

A partir da Eq. (6) é possível estimar o valor de coeficiente de condensação utilizando o valor de Nu_{co}^* calculado com a Eq. (9). Após a determinação do valor do coeficiente de condensação a resistência equivalente de condensação R_7 pode ser calculada utilizando a Eq. (5).

Outra correlação proposta para calcular o coeficiente de transferência de calor por condensação no interior de um termosifão bifásico é a proposta por Hussein et al. (1999b):

$$\bar{h}_{co} = [0,997 - 0,334(\cos \beta)^{0,108}] \left[\frac{k_l^3 \rho_l^2 g h_{lv}}{\mu_l L_{co} (T_v - T_{co})} \right]^{0,25} [L_{co} / D_i]^{0,254(\cos \beta)^{0,385}} \quad (12)$$

onde T_{co} é a temperatura média na parede do condensador [K].

Como a geometria do condensador no presente trabalho, por ser curvilínea, difere daquela utilizada por Hussein, e a correlação proposta na Eq. (12) é válida para tubos retos, procedeu-se da mesma forma que foi feito com a correlação proposta por Gross. O ângulo de inclinação utilizado foi o ângulo médio de inclinação do condensador.

O cálculo da resistência térmica através da parede do tubo na região do condensador é similar ao cálculo da resistência térmica da parede do tubo na região do evaporador, considerando-se condução de calor unidimensional através da parede do tubo.

$$R_8 = \frac{\gamma}{L_{co} k_b L_b} + \frac{D - D_i}{L_{co} k_{tubo} (D \sin(\phi / 2))} \quad (13)$$

A transferência de calor do termossifão bifásico para o reservatório térmico do coletor solar proposto é representada através da resistência térmica R_9 . Essa resistência engloba a convecção natural no interior do reservatório térmico e o efeito de aleta provocado pela parede do reservatório. A metodologia utilizada para determinar essa resistência será descrita em detalhes no item 2.3.3.

A última resistência térmica a ser determinada corresponde à condução de calor através da parede do tubo no sentido axial. Essa resistência térmica é calculada considerando-se condução de calor unidimensional como segue:

$$R_{10} = \frac{L_{eff}}{A_w k_w} \quad (14)$$

onde $L_{eff} = L_{ad} + 0,5(L_{ev} + L_{co})$, A_w é a área da seção transversal da parede do tubo e k_w é a condutividade térmica do material do tubo.

Na maioria dos casos, a resistência térmica da parede do tubo no sentido axial é significativamente maior com relação às demais. O seguinte critério para avaliar a ordem de grandeza de R_{10} no cálculo da resistência térmica global do termossifão bifásico é (Brost, 1996):

$$\frac{R_{10}}{R_2 + R_3 + R_7 + R_8} > 20 \quad (15)$$

Como as resistências térmicas R_1 e R_9 serão determinadas posteriormente, levando-se em consideração as características particulares da geometria proposta, a resistência térmica equivalente do termossifão bifásico é calculada através da Eq. (16).

$$R = [(R_2 + R_3 + R_7 + R_8)^{-1} + R_{10}^{-1}]^{-1} \quad (16)$$

2.3 Cálculo da energia útil

O balanço de energia em um coletor solar considera a diferença entre a energia absorvida pela placa e as perdas para o ambiente, como segue:

$$Q_u = A_c [S - U_L (T_{pm} - T_a)] \quad (17)$$

onde Q_u é a potência efetivamente utilizada para aquecimento [W], A_c é a área de placa coletora [m^2], S é a energia absorvida pela placa [W/m^2], U_L é o coeficiente de perdas térmicas da placa coletora [W/m^2K], T_{pm} é a temperatura média na placa coletora [K] e T_a é a temperatura ambiente [K].

O valor da energia efetivamente utilizada para aquecimento representa uma taxa de energia transferida que no SI (sistema internacional de unidades) é expressa em W, porém os dados de estações solarimétricas são em geral fornecidos em valores horários, como é discutido no Apêndice A. Logo a energia absorvida pela placa coletora é fornecida em valores horários em J/m^2 e, é necessário compatibilizar a unidade do coeficiente de perdas térmicas da placa coletora multiplicando-o por 3600 J/Wh para o obter em J/m^2K por hora. Dessa forma o valor da energia útil horária será expresso em Joules.

2.3.1 Energia absorvida pela placa coletora

Do total de energia solar que chega na superfície do coletor, apenas uma parcela é efetivamente absorvida pela placa coletora. A irradiação solar deve atravessar a cobertura de vidro antes de alcançar a placa coletora e então ser absorvida e parcialmente refletida. Por isso é necessário conhecer as propriedades de transmissividade da cobertura e a de absorvidade da placa coletora. Porém, como existe uma parcela que é refletida, essa irradiação retorna na direção da cobertura, onde novamente parte atravessa e parte é refletida de volta para a placa. Devido a essa interação entre as propriedades radiativas da cobertura e placa absorvedora, é recomendável tratar o produto da transmissividade da cobertura pela absorvidade da placa como uma propriedade única, que engloba as múltiplas reflexões. Fazendo-se essa consideração para um coletor de uma cobertura, esse produto pode ser determinado da seguinte forma:

$$(\tau\alpha) = \frac{\tau\alpha}{1 - (1 - \alpha)\rho} \quad (18)$$

onde τ é a transmissividade da cobertura, α é a absorvidade da placa e ρ é a refletividade da cobertura. Para os materiais normalmente utilizados para a confecção de coletores solares

planos pode-se considerar $(\tau\alpha) = 1,01 \tau\alpha$.

A parcela de energia absorvida pela placa coletora é expressa portanto como segue:

$$S = (\tau\alpha)_{av} I_T \quad (19)$$

onde S representa a energia absorvida pela placa na base horária [J/m^2], I_T é a irradiação na superfície coletora na base horária [J/m^2] e o subscrito av representa a média do produto $(\tau\alpha)$ com relação as parcelas direta, difusa e refletida da irradiação solar.

2.3.2 Coeficiente global de perdas térmicas

O coeficiente global de perdas térmicas da placa coletora representa a parcela da energia perdida pela placa coletora para o ambiente. As perdas térmicas do coletor ocorrem tanto na parte frontal, através da cobertura, quanto na parte do fundo, através do isolamento térmico. Essas perdas são representadas através de um esquema de resistências elétricas equivalentes como mostra a Figura 10.

O esquema de resistências térmicas da placa coletora 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.

O coeficiente de transferência de calor por convecção entre a cobertura e o ambiente é calculado utilizando a expressão desenvolvida por Mitchell (1976):

$$h_w = \max\left[5, \frac{8,6V^{0,6}}{L^{0,4}}\right] \quad (20)$$

onde V é a velocidade do ar [m/s] e L é o comprimento da placa coletora [m].

O coeficiente de transferência de calor por radiação é calculado como segue:

$$h_{r,c-a} = \frac{\sigma \epsilon_c (T_c + T_s)(T_c^2 + T_s^2)(T_c - T_s)}{(T_c - T_a)} \quad (21)$$

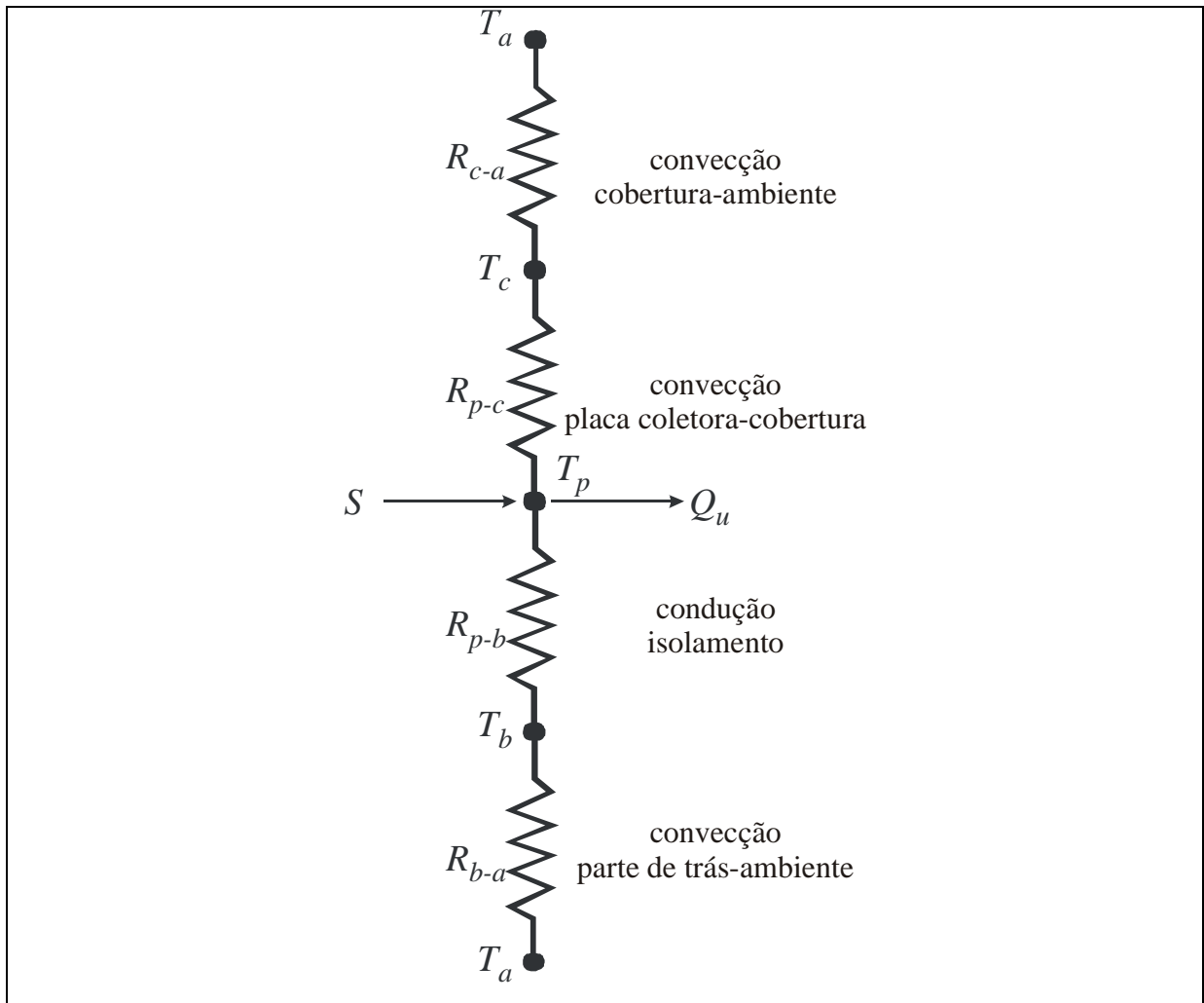


Figura 10. Esquema de resistências térmicas de uma placa coletora.

onde σ é a constante de Stefan-Boltzmann [$5,67 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2\text{K}^4$], ε_c é a emissividade da cobertura, T_c é a temperatura da cobertura [K], T_s é a temperatura de céu [K] e T_a é a temperatura ambiente [K]. A temperatura de céu é estimada utilizando o programa de simulação transiente TRNSYS que por sua vez utiliza os modelos desenvolvidos por Kasten e Czeplak (1980) e Martin e Berdahl (1984).

Entre a cobertura e a placa coletora o coeficiente de transferência de calor por convecção é determinado a partir do número de Nusselt.

$$h_{c,p-c} = Nu k_{ar} / l \quad (22)$$

onde k_{ar} é a condutividade térmica do ar [W/mK], l é o espaçamento entre a placa coletora e a cobertura [m]. O número de Nusselt para convecção natural entre placas planas paralelas é

calculado utilizando a seguinte correlação desenvolvida por Hollands et al. (1976):

$$Nu = 1 + 1,44 \left[1 - \frac{1708(\sin 1,8\beta)^{1,6}}{Ra \cos \beta} \right] \left[1 - \frac{1708}{Ra \cos \beta} \right]^+ + \left[\left(\frac{Ra \cos \beta}{5830} \right)^{1/3} - 1 \right]^+ \quad (23)$$

o expoente + na Eq. (23) denota que devem ser utilizados apenas valores positivos nos termos entre colchetes, valores negativos devem ser substituídos por zero. O número de Rayleigh na Eq. (23) é dado por:

$$Ra = \frac{g\beta_{ar}' \Delta T l^3}{\nu_{ar} \alpha_{ar}} \quad (24)$$

onde β_{ar}' é o coeficiente de expansão volumétrica [1/K], ΔT é a diferença de temperatura [K] entre as placas, ν_{ar} é a viscosidade cinemática [m²/s] e α_{ar} é a difusividade térmica [m²/s].

O coeficiente de transferência de calor por radiação entre a placa coletora e a cobertura é dado por:

$$h_{r,p-c} = \frac{\sigma(T_{pm} + T_c)(T_{pm}^2 + T_c^2)}{1/\varepsilon_p + 1/\varepsilon_c - 1} \quad (25)$$

onde T_{pm} é a temperatura média da placa [K] e ε_p é a emissividade da placa.

Considerando-se que o isolamento da placa coletora foi dimensionado de forma que a temperatura externa seja muito próxima a temperatura ambiente, a resistência térmica equivalente às trocas térmicas por convecção e por radiação na parte de trás do coletor pode ser desprezada em comparação com a resistência térmica equivalente ao isolamento (L_{isol} / k_{isol}).

Fazendo-se a associação das resistências do circuito elétrico equivalente chega-se a seguinte expressão para o coeficiente global de perdas térmicas:

$$U_L = \frac{k_{isol}}{L_{isol}} + \left(\frac{1}{h_w + h_{r,c-a}} + \frac{1}{h_{c,p-c} + h_{r,p-c}} \right)^{-1} \quad (26)$$

2.3.3 Determinação do fator de remoção de calor do sistema de aquecimento solar

O fator de remoção de calor do sistema de aquecimento solar é definido pela relação entre a quantidade de calor transferido pelo coletor e o máximo possível de calor transferido. Para calcular a energia útil em um sistema de aquecimento solar é de interesse prático reescrever a Eq. (17) de forma a expressar a energia útil em termos da temperatura do reservatório em vez da temperatura média da placa coletora como segue:

$$Q_u = A_c F_R [S - U_L (T_f - T_a)] \quad (27)$$

onde F_R é o “fator de remoção de calor” do sistema de aquecimento solar e T_f é a temperatura da água no interior do reservatório [K].

A formulação proposta no presente trabalho difere da proposta por Duffie e Beckman (1991), porque a placa coletora é integrada ao reservatório térmico. Por isso, em vez de se utilizar a temperatura de entrada do fluido na placa coletora, utiliza-se diretamente a temperatura do reservatório térmico.

Para calcular o fator de remoção de calor do sistema de aquecimento solar, é necessário determinar qual a parcela da energia absorvida pela placa coletora que será efetivamente transferida para a região onde está instalado o termossifão bifásico. Considerando-se que o material da placa é de boa condutividade térmica e que a espessura da mesma é pequena, pode-se desprezar o gradiente de temperatura no sentido da espessura. Desconsiderando-se também o gradiente de temperatura na placa no sentido longitudinal (evaporador-condensador), o problema é reduzido a um problema de condução de calor em uma aleta unidimensional, cuja geometria é ilustrada na Figura 11.

Fazendo-se o balanço de energia na região elementar “ Δx ” da aleta obtém-se a seguinte equação:

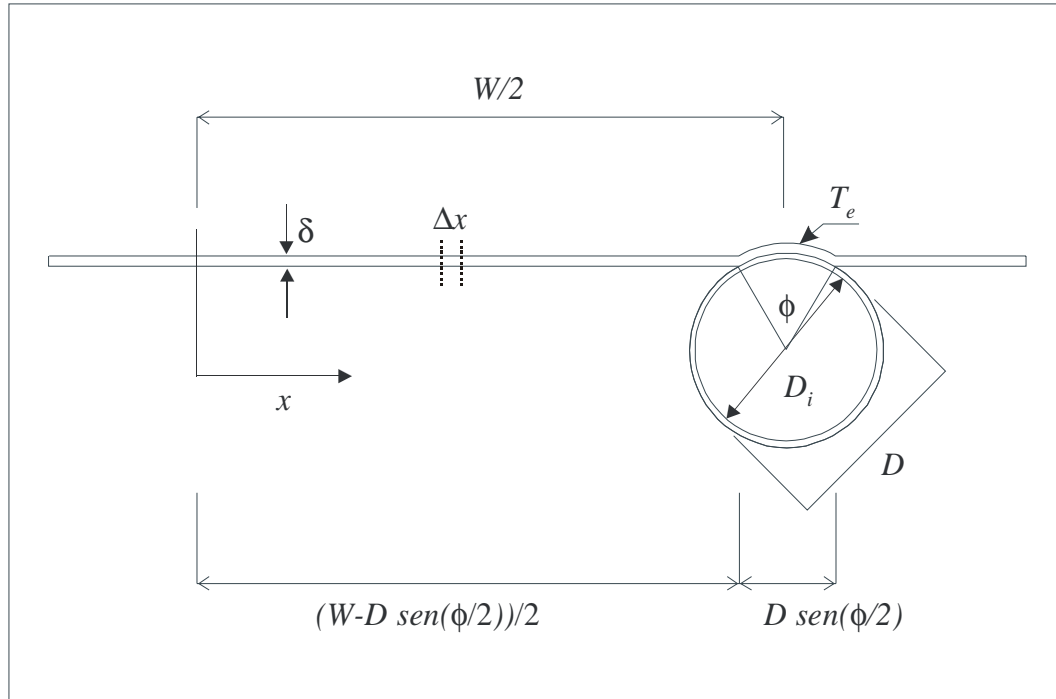


Figura 11. Corte transversal do conjunto placa-tubo na região do evaporador.

$$(S - U_L(T - T_a))\Delta x + \left(-k_{aleta} \delta_{aleta} \frac{dT}{dx} \right) \Big|_x - \left(-k_{aleta} \delta_{aleta} \frac{dT}{dx} \right) \Big|_{x+\Delta x} = 0 \quad (28)$$

onde k_{aleta} é a condutividade térmica do material da aleta [W/mK] e δ_{aleta} é a espessura da aleta [m].

Dividindo-se a equação (28) por Δx e calculando-se o limite para Δx tendendo a zero, obtém-se a seguinte equação diferencial:

$$\frac{d^2 T}{dx^2} = \frac{1}{k_{aleta} \delta_{aleta}} (U_L(T - T_a) - S) \quad (29)$$

cujas condições de contorno são de fluxo de calor nulo no centro do espaçamento entre dois tubos e temperatura prescrita na base da aleta junto ao tubo como segue.

$$\frac{dT}{dx} \Big|_{x=0} = 0 \quad (30)$$

$$T \Big|_{x=(W-D\text{sen}(\phi/2))/2} = T_{e,ev} \quad (31)$$

onde $T_{e,ev}$ é a temperatura externa do tubo na região do evaporador do termosifão bifásico [K], W é a distância entre os centros de dois tubos paralelos [m], D é o diâmetro externo do tubo [m] e ϕ é o ângulo de contato entre o tubo e a placa em graus. Resolvendo-se a equação diferencial (Eq. (29)) para as condições de contorno do presente problema, obtém-se a seguinte expressão para a distribuição de temperatura na aleta:

$$\frac{T - T_a - S/U_L}{T_{e,ev} - T_a - S/U_L} = \frac{\cosh(m_{aleta}x)}{\cosh[m_{aleta}(W - D\text{sen}(\phi/2))/2]} \quad (32)$$

onde $m_{aleta} = \sqrt{U_L/k_{aleta}\delta_{aleta}}$.

O fluxo de calor através da aleta por unidade de comprimento que chega à região do tubo é obtido a partir da Eq. (32) utilizando a lei de Fourier. O fluxo de calor nessa equação foi multiplicado por dois para considerar os dois lados da aleta.

$$q_{aleta} = -2k_{aleta}\delta_{aleta} \frac{dT}{dx} \Big|_{x=(W-D\text{sen}(\phi/2))/2} = (W - D\text{sen}(\phi/2))[S - U_L(T_{e,ev} - T_a)]F_{aleta} \quad (33)$$

onde q_{aleta} é dado em [W/m] e F_{aleta} é o fator de eficiência de aleta, dado por:

$$F_{aleta} = \frac{\tanh[m_{aleta}(W - D\text{sen}(\phi/2))/2]}{m_{aleta}(W - D\text{sen}(\phi/2))/2} \quad (34)$$

Parte da irradiação solar é absorvida diretamente na região onde está brasado o tubo. A parcela de fluxo de calor por unidade de comprimento ganha nessa região é calculada da seguinte forma:

$$q_{tubo,ev} = D\text{sen}(\phi/2)[S - U_L(T_{e,ev} - T_a)] \quad (35)$$

A energia total por unidade de comprimento que chega à parte externa do termosifão bifásico na região do evaporador é dado pela soma das Eqs. (33) e (35).

$$q_{u,ev} = [(W - D \text{sen}(\phi/2))F_{aleta} + D \text{sen}(\phi/2)][S - U_L(T_{e,ev} - T_a)] \quad (36)$$

Considerando-se que a temperatura na região do evaporador é uniforme ao longo de toda a sua extensão, a energia útil para cada um dos tubos pode ser expressa da seguinte forma:

$$Q_{u,ev} = [(W - D \text{sen}(\phi/2))F_{aleta} + D \text{sen}(\phi/2)][S - U_L(T_{e,ev} - T_a)]L_{ev} \quad (37)$$

onde L_{ev} é o comprimento do evaporador [m].

Por outro lado, a energia disponível no evaporador também pode ser expressa por:

$$Q_{u,ev} = \frac{T_{e,ev} - T_v}{R_2 + R_3} \quad (38)$$

onde T_v é a temperatura de vapor no interior do termossifão bifásico.

Isolando-se $T_{e,ev}$ em (38) e substituindo em (37) tem-se a seguinte expressão para a energia transferida para o fluido em cada um dos tubos na região do evaporador:

$$Q_{u,ev} = L_{ev} W F'_{col} [S - U_L(T_v - T_a)] \quad (39)$$

onde F'_{col} é o fator de eficiência de remoção de calor da placa coletora, dado por:

$$F'_{col} = \frac{1/U_L}{L_{ev} W \left[\frac{1}{L_{ev} U_L [D \text{sen}(\phi/2) + (W - D \text{sen}(\phi/2))F]} + R_2 + R_3 \right]} \quad (40)$$

Na região do condensador deve-se proceder de forma semelhante. Considerando-se que o condensador tem uma temperatura uniforme, que o material da parede do reservatório é bom condutor de calor e tem uma pequena espessura de parede, tem-se novamente um problema de aleta unidimensional semelhante ao da Figura 11, cuja equação diferencial e condições de contorno são as seguintes:

$$\frac{d^2T}{dx^2} = \frac{1}{k_{res} \delta_{res}} (h_{res} (T - T_f)) \quad (41)$$

$$\left. \frac{dT}{dx} \right|_{x=0} = 0 \quad (42)$$

$$T \Big|_{x=(W-D \text{sen}(\phi/2))/2} = T_{e,co} \quad (43)$$

onde k_{res} é a condutividade térmica da parede do reservatório [W/mK], δ_{res} é a espessura da parede do reservatório [m], h_{res} é o coeficiente de convecção interno no reservatório [W/m²K] e $T_{e,co}$ é a temperatura externa do tubo na região do condensador do termostato bifásico. Resolvendo-se a equação diferencial (Eq. (29)) e substituindo as condições de contorno, chega-se a seguinte expressão para a distribuição de temperatura na parede do reservatório:

$$\frac{T - T_f}{T_{e,co} - T_f} = \frac{\cosh(m_{res} x)}{\cosh[m_{res} (W - D \text{sen}(\phi/2))/2]} \quad (44)$$

onde $m_{res} = \sqrt{h_{res} / k_{res} \delta_{res}}$.

Aplicando-se a lei de Fourier para determinar o fluxo de calor através da parede do reservatório por unidade de comprimento na região onde o tubo é brasado, resulta na seguinte expressão:

$$q_{res} = 2k_{res} \delta_{res} \left. \frac{dT}{dx} \right|_{x=(W-D \text{sen}(\phi/2))/2} = (W - D \text{sen}(\phi/2)) h_{res} (T_{e,co} - T_f) F_{res} \quad (45)$$

onde F_{res} é determinado utilizando-se a seguinte equação:

$$F_{res} = \frac{\tanh[m_{res} (W - D \text{sen}(\phi/2))/2]}{m_{res} (W - D \text{sen}(\phi/2))/2} \quad (46)$$

Assim como na região do evaporador, existe uma parcela de energia térmica

transferida para o reservatório diretamente na região onde o tubo está soldado que é expressa por:

$$q_{tubo,co} = D \text{sen}(\phi/2) h_{res} (T_{e,co} - T_f) \quad (47)$$

Somando-se termo a termo as Eqs. (45) e (47), resulta o fluxo de calor por unidade de comprimento transferido para o reservatório na região do condensador do termosifão bifásico como segue:

$$q_{u,co} = [(W - D \text{sen}(\phi/2)) F_{res} + D \text{sen}(\phi/2)] [h_{res} (T_{e,co} - T_f)] \quad (48)$$

Como a temperatura na região do condensador foi considerada uniforme ao longo de toda a sua extensão, a energia útil transferida de cada um dos tubos para o reservatório é calculada da seguinte forma:

$$Q_{u,co} = [(W - D \text{sen}(\phi/2)) F_{res} + D \text{sen}(\phi/2)] [h_{res} (T_{e,co} - T_f)] L_{co} \quad (49)$$

onde L_{co} é o comprimento do condensador [m].

Procedendo de maneira similar ao que foi feito na região do evaporador, o calor transferido também pode ser calculado como segue:

$$Q_{u,c} = \frac{T_v - T_{e,co}}{R_7 + R_8} \quad (50)$$

Isolando-se $T_{e,co}$ em (50) e substituindo em (49) obtém-se:

$$Q_{u,co} = L_{co} W F'_{res} [h_{res} (T_v - T_f)] \quad (51)$$

onde F'_{res} é o fator de eficiência de remoção de calor do reservatório, dado por:

$$F'_{res} = \frac{1/h_{res}}{L_{co}W \left[\frac{1}{L_{co}h_{res} [D \text{sen}(\phi/2) + (W - D \text{sen}(\phi/2))F]} + R_7 + R_8 \right]} \quad (52)$$

Como as energias úteis nas regiões do evaporador e condensador são as mesmas, as Eqs. (51) e (39) podem ser combinadas de forma a eliminar a temperatura de vapor. Isolando-se T_v na Eq. (51) e substituindo-se na Eq. (39) chega-se a seguinte expressão para a energia útil transportada por cada tubo:

$$Q_u = L_{ev}WF_R [S - U_L(T_f - T_a)] \quad (53)$$

onde F_R é fator de remoção de calor do coletor acoplado ao reservatório, dado por:

$$F_R = \frac{F'_{col}}{\left[1 + \frac{U_L L_{ev}}{h_{res} L_{co}} \left(\frac{F'_{col}}{F'_{res}} \right) \right]} \quad (54)$$

A Eq. (54) é de fundamental importância para a análise do funcionamento do sistema de aquecimento solar proposto, pois considera todas as características construtivas do mesmo e possibilita uma análise de sensibilidade do desempenho do sistema em relação a qualquer parâmetro de projeto.

Considerando-se que o reservatório possui uma temperatura uniforme T_f , o calor total transferido é a soma do calor transferido individualmente por cada tubo um dos tubos da placa coletora. Como $A_c = nL_{ev}W$, a expressão para a energia útil total do coletor é por conseguinte,

$$Q_u = A_c F_R [S - U_L(T_f - T_a)] \quad (55)$$

A Eq. (55) é idêntica à Eq. (27) e também pode ser escrita da seguinte forma:

$$Q_u = A_c [F_R(\tau\alpha)I_T - F_R U_L(T_f - T_a)] \quad (56)$$

A Eq. (56) pode ser utilizada para simular a operação do sistema de aquecimento

solar quando são conhecidos os coeficientes $F_R(\tau\alpha)$ e $F_R U_L$ da curva de eficiência do coletor. No presente trabalho esses coeficientes são determinados experimentalmente.

2.3.4 Temperatura do reservatório térmico

O reservatório térmico é composto por um cilindro de cobre montado na horizontal com capacidade para armazenar 100 litros de água. Esse tipo de posicionamento do reservatório e o seu pequeno volume diminuem a estratificação da temperatura no seu interior, fazendo que a hipótese de temperatura uniforme (“*fully mixed*”) possa ser utilizada.

A variação da temperatura no reservatório térmico ao longo do tempo é determinada pelo balanço de energia no reservatório como mostra a Figura 12:

Da primeira lei da termodinâmica resulta:

$$m_{res} c_p \frac{dT_f}{dt} = Q_u - m_{fria} c_p (T_f - T_{fria}) - UA_{res} (T_f - T_a) \quad (57)$$

onde m_{res} é a massa total de água contida no interior do reservatório [kg], m_{fria} é a massa de água utilizada e repostada durante o intervalo de tempo em questão [kg], T_{fria} é a temperatura de reposição [K] e UA_{res} é o coeficiente global de troca de calor do reservatório com o ambiente [W/K].

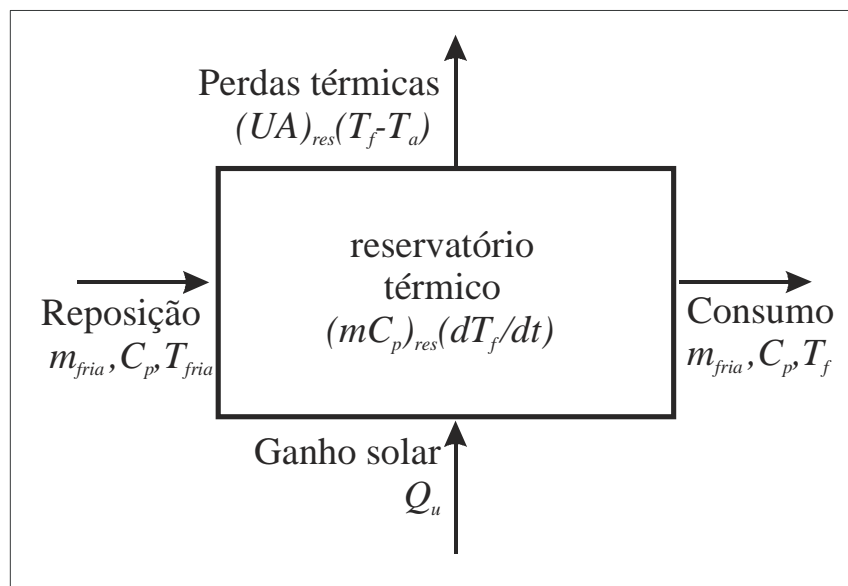


Figura 12. Balanço de energia no reservatório térmico.

Utilizando-se o método de integração de Euler para resolver a equação diferencial ordinária da Eq. (57), discretizando-a no tempo, resulta:

$$\frac{dT_f}{dt} = \frac{T_f^+ - T_f}{\Delta t} \quad (58)$$

onde T_f^+ é a temperatura ao final do intervalo de tempo Δt .

A solução para a temperatura ao final do intervalo de tempo Δt é a seguinte:

$$T_f^+ = T_f + \frac{\Delta t}{m_{res} c_p} [Q_u - m_{fria} c_p (T_f - T_{fria}) - UA_{res} (T_f - T_a)] \quad (59)$$

Utilizando-se a Eq. (55) para calcular a energia útil e a Eq. (59) para calcular a temperatura no reservatório térmico, é possível simular a operação do sistema de aquecimento solar ao longo do tempo.

2.4 Limites de operação do termossifão bifásico

O correto funcionamento de um termossifão bifásico pode ser afetado, caso o fluxo de calor transportado ultrapasse o limite operacional. Os limites de operação encontrados para termossifões bifásicos são os seguintes: de pressão de vapor, sônico, de ebulição, de fluxo contra-corrente e de secagem. Esses limites dependem das características construtivas do termossifão bifásico e condições de operação as quais o mesmo é submetido.

Os limites de pressão de vapor e sônico não acontecem freqüentemente em termossifões bifásicos. O limite de pressão de vapor pode ocorrer durante a operação a baixas pressões de vapor. Caso a perda de pressão de vapor causada pelas forças de atrito no interior do tubo seja maior que a pressão de vapor no evaporador, não haverá movimentação do vapor em direção ao condensador.

O limite sônico também ocorre à baixa temperatura e pressão de trabalho, em geral durante a partida de termossifões bifásicos dimensionados para operarem a temperaturas e pressões bem mais altas. Esse limite é atingido quando o número de Mach da corrente de vapor no interior do tubo aproxima-se de 1 (um).

O limite de ebulição, também conhecido como limite de queima (“*burn out*”), acontece para fluxos de calor radiais muito elevados, quando as condições de fluxo de calor e temperatura ultrapassam os limites de ebulição nucleada e inicia-se a ebulição em filme. Nesse caso ocorre um aumento da resistência térmica de evaporação provocando uma elevação brusca da temperatura do evaporador. Como o fluxo de calor radial é baixo nos termosifões bifásicos objeto da presente análise, esse limite não ocorre.

O limite de fluxo contra-corrente ou arrasto (“*entrainment*”) ocorre geralmente quando o termosifão transporta uma carga térmica elevada e a relação entre o comprimento e o diâmetro do tubo é alta. Nesse caso acontecem velocidades de vapor altas, fazendo com que as forças cisalhantes de atrito existentes na interface líquido-vapor arrastem o líquido para a região do condensador, secando por conseguinte a região do evaporador. No presente trabalho o comprimento do tubo em relação ao seu diâmetro é relativamente pequeno, fazendo com que esse limite não ocorra.

O limite de secagem (“*dry-out*”) ocorre quando o filme de condensado evapora por completo durante o retorno para a região do evaporador, causando o aparecimento de regiões secas. Esse limite é evitado adicionando mais fluido de trabalho ao tubo. Devido a essa limitação, recomendam-se razões de preenchimento entre 0,4 e 0,6 para tubos verticais e 0,6 a 0,8 para tubos inclinados (Groll, 1991). No caso de coletores solares esse limite torna-se o mais importante, visto que é desejável ter a mínima quantidade possível de fluido de trabalho.

Da mesma forma que no caso das resistências térmicas equivalentes, a maioria das correlações para determinação dos limites operacionais de termosifões bifásicos foram desenvolvidas para tubos verticais. A determinação dos limites de operação para tubos inclinados tem sido motivo de recentes pesquisas, a maioria delas experimentais. Shiraishi et al. (1992), utilizando um termosifão construído de vidro e carregado com Freon 113 observou que quando o tubo aproxima-se da posição horizontal, sempre ocorrem regiões secas no evaporador. Utilizando o mesmo aparato experimental, Shiraishi et al. (1997) desenvolveram um modelo físico para prever o fluxo de calor crítico de operação do termosifão em função da inclinação. O modelo desenvolvido não apresentou boa concordância aos resultados experimentais, contudo comprovou a existência de uma inclinação onde fluxo de calor crítico atinge um ponto de máximo. Uma das conclusões desse trabalho é que à medida que diminui a inclinação do tubo, o fluxo de calor crítico inicialmente aumenta, para em seguida diminuir até zero quando o ângulo de inclinação se anula.

Dobson e Kröger (1997) realizaram um experimento semelhante ao anterior, utilizando um termosifão de vidro carregado com água. Novamente foi detectado um ponto de máximo

para o fluxo de calor crítico, que ocorre com o tubo montado com 45° de inclinação. Durante os experimentos foram testadas razões de preenchimento de 10, 20 e 50 %, sendo que para razões de preenchimento de 20 e 50 % os resultados obtidos foram semelhantes. Para a razão de preenchimento de 10 % os resultados não foram satisfatórios porque o termossifão bifásico não operou corretamente.

Um trabalho sobre limites de operação, no qual a aplicação dos termossifões bifásicos é mais semelhante à aplicação objeto do presente trabalho, foi o desenvolvido por Cucumo e Marinelli (1983). Nesse trabalho são estudados os limites para coletores solares com termossifões bifásicos que utilizam água como fluido de trabalho. Além do limite de secagem, foram detectados dois outros limites de operação denominados: colapso de evaporação e colapso de condensação.

O colapso de evaporação é alcançado quando as temperaturas no reservatório e de vapor se elevam a ponto de tornar as perdas térmicas iguais à energia solar absorvida. O colapso de condensação ocorre quando a temperatura de vapor aproxima-se da temperatura crítica, diminuindo dessa forma a taxa de condensação. Como consequência, o condensador pode ser bloqueado pelo vapor não condensado.

Cucumo e Marinelli, no mesmo trabalho, desenvolveram uma expressão para a determinação do limite de secagem, baseada na teoria de condensação em filme de Nusselt. Considera-se que o limite de secagem ocorre a partir do momento em que a piscina de líquido no início do evaporador deixa de existir, ou seja, todo fluido de trabalho ou se encontra na forma de vapor, ou formará o filme de condensado que escorre pela parede do tubo. Esse limite é determinado pela equação que segue,

$$Q_{\max} = 0,01076 \frac{[m - (\pi D_i^4 / 4) L \rho_v]^3}{D_i^3 (\rho_l - \rho_v)^3 L_{ev} [L_{ad} + 0,75(L_{co} + L_{ev})]^3} \left(\frac{h_v g \rho_l^2 \text{sen} \beta}{\mu_l} \right) \quad (60)$$

onde m é a massa total de líquido no interior do tubo [kg] e L é o comprimento total do tubo [m].

Para o sistema de aquecimento solar de termossifão bifásico presentemente investigado, considerou-se que a faixa de temperaturas de operação seria entre 293 e 393 K para o cálculo do fluxo crítico utilizando a Eq. (60). Considerou-se também, que o máximo fluxo de calor possível ocorreria para uma situação em que a irradiação solar apresentasse um

valor igual ao da constante solar¹ e toda ela fosse transferida para o fluido de trabalho. Comparando o fluxo crítico com o fluxo máximo possível observou-se que os valores do fluxo crítico foram muito superiores e esse limite não irá acontecer.

2.5 Simulação do sistema de aquecimento solar compacto

Para determinar o desempenho do sistema de aquecimento solar e permitir uma análise de sensibilidade da sua operação em relação à variação de alguns parâmetros de projeto, foi realizada a simulação do mesmo. O fluxograma simplificado do algoritmo de simulação é apresentado na Figura 13.

O algoritmo de funcionamento do programa de simulação do sistema de aquecimento segue a seqüência de cálculo apresentada nos ítems 2.2 e 2.3.

Inicialmente são lidos os parâmetros construtivos do sistema de aquecimento solar que são utilizados na simulação. A lista completa desses parâmetros é apresentada no Apêndice B.

Em seguida é feita a leitura dos dados de irradiação solar na superfície horizontal, temperatura ambiente e massa de água aquecida consumida a cada hora. Os dados de irradiação solar na superfície inclinada da placa coletora são estimados utilizando a metodologia apresentada no Apêndice A.

Dois processos iterativos são necessários durante a simulação, que são a determinação da temperatura média da placa coletora e a determinação dos valores horários da energia utilizada para aquecimento da água no reservatório térmico.

O processo iterativo da determinação da temperatura média da placa é necessário porque o coeficiente global de perdas térmicas da placa é função dessa temperatura. Portanto, uma temperatura inicial é arbitrada e, em passos seguintes, novas temperaturas médias de placa são calculados a partir dos resultados obtidos na simulação. Isso é feito combinando-se as Eqs. (17) e (55), o que resulta na seguinte equação:

$$T_{pm} = T_f + \frac{Q_u / A_c}{F_R U_L} (1 - F_R) \quad (61)$$

¹ $\dot{I}_{sc} = 1367 \text{ W/m}^2$ (Iqbal, 1983)

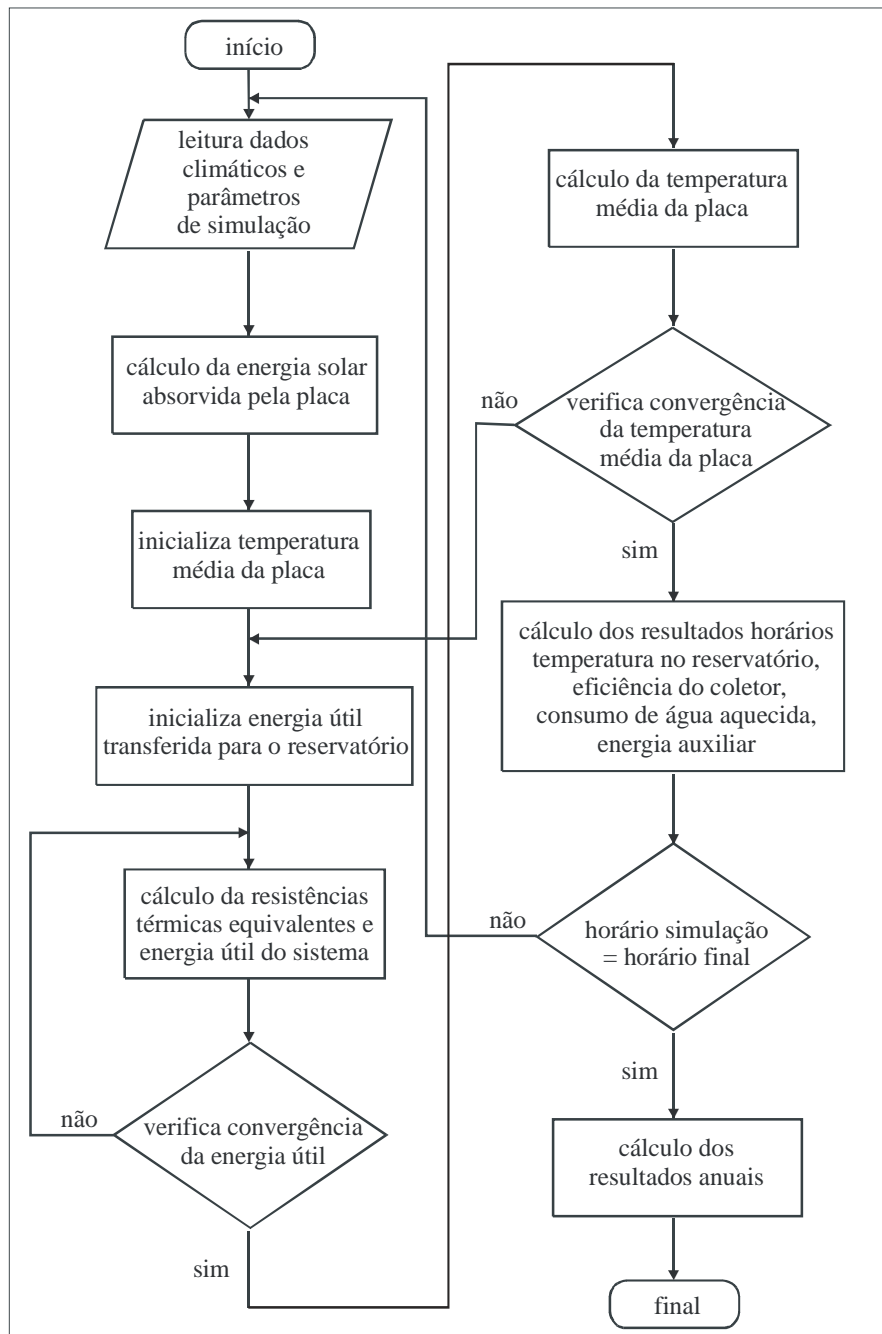


Figura 13. Fluxograma de funcionamento do algoritmo de simulação.

O segundo processo iterativo consiste da determinação da energia efetivamente utilizada para aquecimento no reservatório térmico. Também neste caso é necessário partir de um valor arbitrado, pois algumas das resistências internas do termossifão bifásico são funções da energia transportada. Primeiramente, calcula-se a resistência térmica equivalente do termossifão bifásico. Isso é feito arbitrando-se a energia útil e utilizando as propriedades termodinâmicas do fluido de trabalho a uma temperatura de vapor que é calculada a partir da temperatura do líquido. A seguinte equação é utilizada com esse objetivo:

$$T_v = T_f + Q_u \left(\frac{1}{A_c F'_{res} h_{res}} \right) \quad (62)$$

Para cada novo valor da energia útil transportada, o valor da temperatura de saturação também é atualizado, bem como todas as demais propriedades termodinâmicas do fluido de trabalho. Esse processo repete-se até que a convergência da energia útil seja alcançada.

Como a temperatura do fluido de trabalho varia em função da energia útil transportada durante o processo iterativo, foram introduzidas rotinas para o cálculo das diferentes propriedades termodinâmicas da água. As rotinas foram obtidas a partir de uma biblioteca de propriedades termodinâmicas da água saturada, que utiliza correlações propostas por Garland e Hoskins (1988).

Uma vez determinada a energia útil, é feito o cálculo da temperatura no reservatório ao final do intervalo de tempo de uma hora utilizando a Eq. (59). Nessa etapa são calculados todos os resultados horários do desempenho do coletor que são armazenados para posterior análise.

A seqüência de cálculo para determinação da energia útil e da temperatura no reservatório é repetida para todas as horas do ano meteorológico típico. Ao final do período de simulação são calculados os dados referentes ao desempenho anual do sistema, que são utilizados posteriormente na análise econômica.

Um algoritmo simplificado de simulação foi criado para possibilitar a utilização da curva de eficiência do sistema determinada experimentalmente. Essa versão da simulação não permite a alteração dos parâmetros construtivos do sistema de aquecimento solar, pois o fator de remoção de calor não é determinado analiticamente utilizando o modelo do item 2.3.3. A Figura 14 mostra o fluxograma de funcionamento da simulação simplificada.

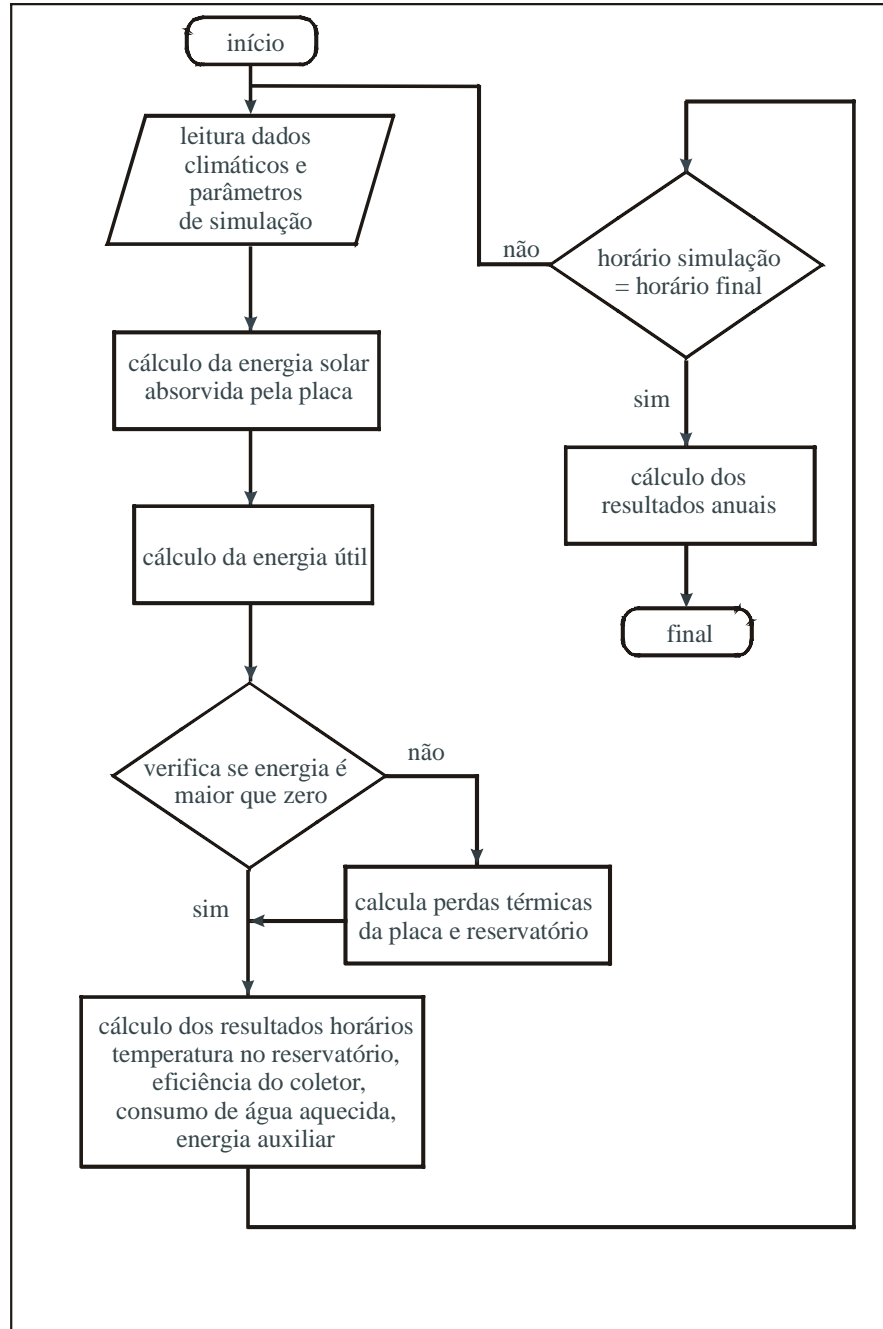


Figura 14. Fluxograma de funcionamento do algoritmo de simulação simplificado.

3 PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

A fase experimental do trabalho foi dividida em duas etapas distintas. A primeira foi a montagem de uma bancada experimental no laboratório para testar individualmente diferentes configurações de termossifões bifásicos. Nessa etapa foram realizados testes para investigar a operação dos termossifões bifásicos com a geometria proposta em várias condições operacionais diferentes. Na segunda etapa foi construído um sistema de aquecimento solar de termossifão bifásico para poder avaliar a sua operação em condições reais. Os resultados obtidos foram utilizados para validar o programa de simulação e comparar o desempenho com as alternativas de aquecimento solar existentes.

3.1 Confeção e carga dos termossifões bifásicos

Os termossifões bifásicos foram construídos utilizando tubos de cobre com 15 mm de diâmetro externo e espessura de parede igual a 0,7 mm. A pressão máxima admissível desses tubos é de 60 kgf/cm^2 (5,9 MPa), a qual não é atingida nas condições de trabalho propostas. A construção dos termossifões bifásicos é dividida nas seguintes etapas: construção dos tubos, limpeza dos tubos, teste de vazamento e procedimento de carga com fluido de trabalho.

3.1.1 Construção dos tubos

Os tubos de cobre utilizados para construção dos termossifões bifásicos são fornecidos extrudados na forma reta. Para fazer a curva correspondente à região do condensador foi necessário conformar a frio o tubo utilizando uma matriz de curvamento de tubos manual. Como o tubo possui a parede fina, foi necessário preenchê-lo com areia para evitar o dobramento do mesmo.

Após a curvatura, as duas extremidades do tubo são fechadas com tampões de cobre brasados ao tubo utilizando solda prata. Na extremidade do tubo no lado do condensador é brasado um pedaço de tubo de diâmetro menor, através do qual são feitos o teste de vazamento e o procedimento de carga, utilizando para isso uma válvula especial para vácuo.

A aleta coletora é conformada utilizando uma prensa manual, que a partir de um rolo

de chapa de cobre laminada faz os segmentos de aleta com o encaixe para os tubos. A brasagem da placa coletora ao tubo foi realizada utilizando uma bancada construída especialmente para esse fim. Nessa bancada o tubo é pressionado contra a aleta e aquecido até uma temperatura acima do ponto de fusão do estanho. Quando a temperatura desejada é atingida, o estanho é aplicado e, a própria capilaridade do encontro entre o tubo e a placa faz com que o estanho líquido ocupe todo o espaço livre, garantindo a qualidade do contato térmico.

3.1.2 Limpeza dos tubos

Após a confecção do tubo, é feita uma limpeza interna para remover oxidações e impurezas provenientes do processo de soldagem que possam prejudicar a operação dos termossifões bifásicos. Três alternativas para a limpeza foram encontradas (Faghri, 1995 e Pioro, 1997):

- Exposição a vapor de tricloroetileno - Neste processo o vapor do solvente tricloroetileno condensa nas regiões frias das peças dissolvendo as impurezas, que são retiradas posteriormente através da lavagem das peças.
- Banho ultra-sônico – Os tubos são preenchidos com tricloroetileno e mergulhados em um banho ultra-sônico. O ultrassom provoca uma vibração do solvente em contato com a peça, facilitando assim a retirada das impurezas.
- Banho em tricloroetileno - As peças ficam mergulhadas em tricloroetileno durante duas horas, depois são limpas com uma escova de cerdas macias e lavadas com o solvente.

Após qualquer um desses processos de limpeza deve-se embalar com plástico todos os componentes e mantê-los em um ambiente com uma atmosfera inerte para evitar a oxidação. A alternativa de limpeza escolhida foi o banho ultra-sônico, pois o laboratório possui equipamento apropriado para realizar essa tarefa. O problema da oxidação é mais grave quando o termossifão bifásico é submetido a um longo tempo de vida útil, como nesta primeira etapa do projeto os termossifões foram submetidos apenas a uma bateria de testes e não serão mais utilizados, optou-se em não realizar a desoxidação.

3.1.3 Teste de vazamento

Depois que todos os termossifões foram limpos, realizaram-se os testes de vazamento em cada tubo. Estes testes foram realizados no próprio laboratório utilizando um equipamento especial para detectar vazamentos (Leak Detector Spectron 5000 Edwards). Os tubos são conectados ao detector de vazamentos e é feito vácuo até que a pressão interna atinja

aproximadamente 10^{-6} bar (0,1 Pa). Se essa pressão não for alcançada significa que existe vazamento em algum ponto de solda e o tubo deve então ser novamente brasado e limpo para um novo teste. Caso não existam vazamentos no tubo, ele é encaminhado para o processo de carga.

3.1.4 Procedimento de carga com fluido de trabalho

O passo seguinte é fazer o carregamento do tubo com a quantidade desejada de fluido de trabalho. Foram utilizados dois processos diferentes para o carregamento dos tubos, o primeiro utilizando uma bomba de vácuo e o segundo através do aquecimento do tubo. Maiores detalhes sobre esses processos podem ser obtidos em Pioro (1997) e Faghri (1995).

O primeiro método consiste em conectar o tubo a uma bomba de vácuo para a remoção do ar do interior do tubo. Assim que a qualidade desejada do vácuo interno é alcançada, a válvula que conecta o tubo à bomba de vácuo é fechada. Em seguida a válvula que conecta o tubo a um recipiente graduado contendo água destilada é aberta até que a quantidade de fluido desejada entre no interior do tubo. Essa etapa deve ser feita com muito cuidado para evitar a entrada de ar no termossifão, o que prejudica a operação do mesmo. Ao final desse processo, o pedaço de tubo de diâmetro menor é amassado com uma ferramenta especial e em seguida fechado com solda prata. A Figura 15 mostra esquematicamente os equipamentos utilizados para a carga do termossifão bifásico utilizando essa metodologia.

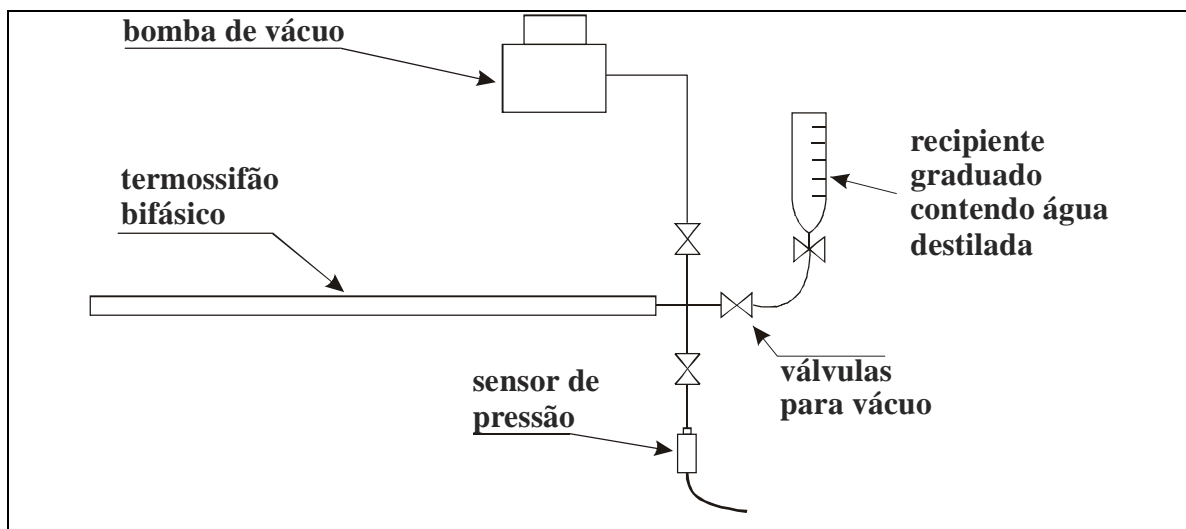


Figura 15. Esquema de carga dos termossifões bifásicos utilizando uma bomba de vácuo.

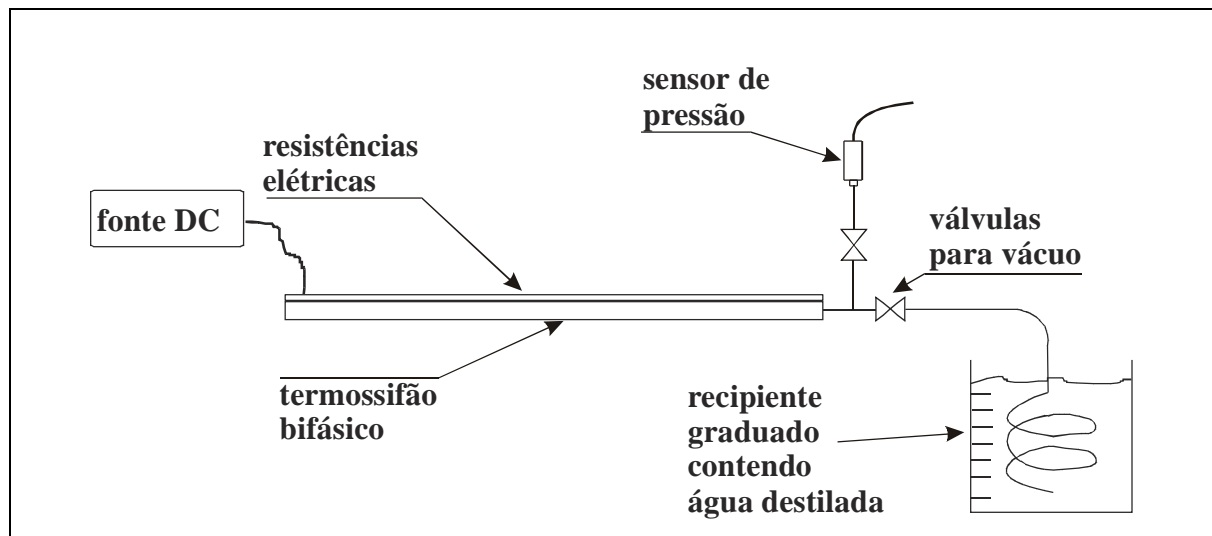


Figura 16. Esquema de carga dos termossifões bifásicos aquecendo os tubos.

Durante o trabalho foi desenvolvido um novo procedimento de carga dos tubos utilizando as resistências elétricas de aquecimento, como ilustrado na Figura 16. O processo de carga consiste em preencher os tubos totalmente com água destilada utilizando uma válvula para vácuo conectada à extremidade do tubo. Uma mangueira é conectada à válvula de maneira que todo o vapor e líquido que saia do tubo seja coletado e armazenado em um recipiente graduado. O tubo então é aquecido até que se inicie o processo de ebulição e o líquido comece a sair pela mangueira para o recipiente graduado. Quando a quantidade de líquido retirada do tubo for igual à quantidade prevista, a válvula montada na extremidade do tubo é fechada. Esse processo é repetido três vezes para garantir a retirada completa do ar que estiver dissolvido na água. O fechamento final do tubo é feito da mesma forma utilizada no processo anterior, utilizando uma ferramenta para amassar o tubo e lacrando o mesmo com solda prata.

A pressão interna após o procedimento de carga dos tubos é medida utilizando um sensor de pressão. Quanto mais próxima a pressão interna estiver da pressão de saturação do fluido de trabalho à temperatura ambiente, melhor é a carga do termossifão bifásico. Os resultados obtidos utilizando o segundo método de carga foram um pouco melhores no presente caso, pois a pressão interna dos termossifões à temperatura ambiente apresentou valores menores, o que indica uma redução da presença de gases não condensáveis no interior do tubo. Outra vantagem do segundo método é que os equipamentos utilizados são mais simples e de menor custo. Por outro lado, o processo de carga é um pouco mais lento devido à necessidade de repetição do processo, para garantia da retirada da máxima quantidade de ar possível do interior do tubo.

3.2 Bancada de testes para experimentos no interior do laboratório

Os experimentos no laboratório foram realizados para simular condições características de operação externa. Dessa forma, testes com diferentes configurações construtivas de placa coletora e termossifão bifásico podem ser realizadas independente das condições de tempo e portanto mais rapidamente.

O aparato experimental construído é composto basicamente por: microcomputador, sistema de aquisição de sinais, fonte de alimentação, banho termostático, termossifões bifásicos brasados às aletas de cobre, resistências elétricas de aquecimento e bancada para montagem do termossifão bifásico com variação do ângulo de inclinação. A Figura 17 mostra o aparato experimental.

No aparato experimental, uma fonte de corrente contínua fornece energia para as resistências elétricas de aquecimento em forma de filme (“*skin heaters*”). Essas resistências são colocadas sobre a aleta situada na região do evaporador, utilizando pasta térmica para melhorar o contato térmico. A potência dissipada nas resistências é fornecida por uma fonte de corrente contínua, cuja corrente fornecida é controlada de maneira a simular diferentes

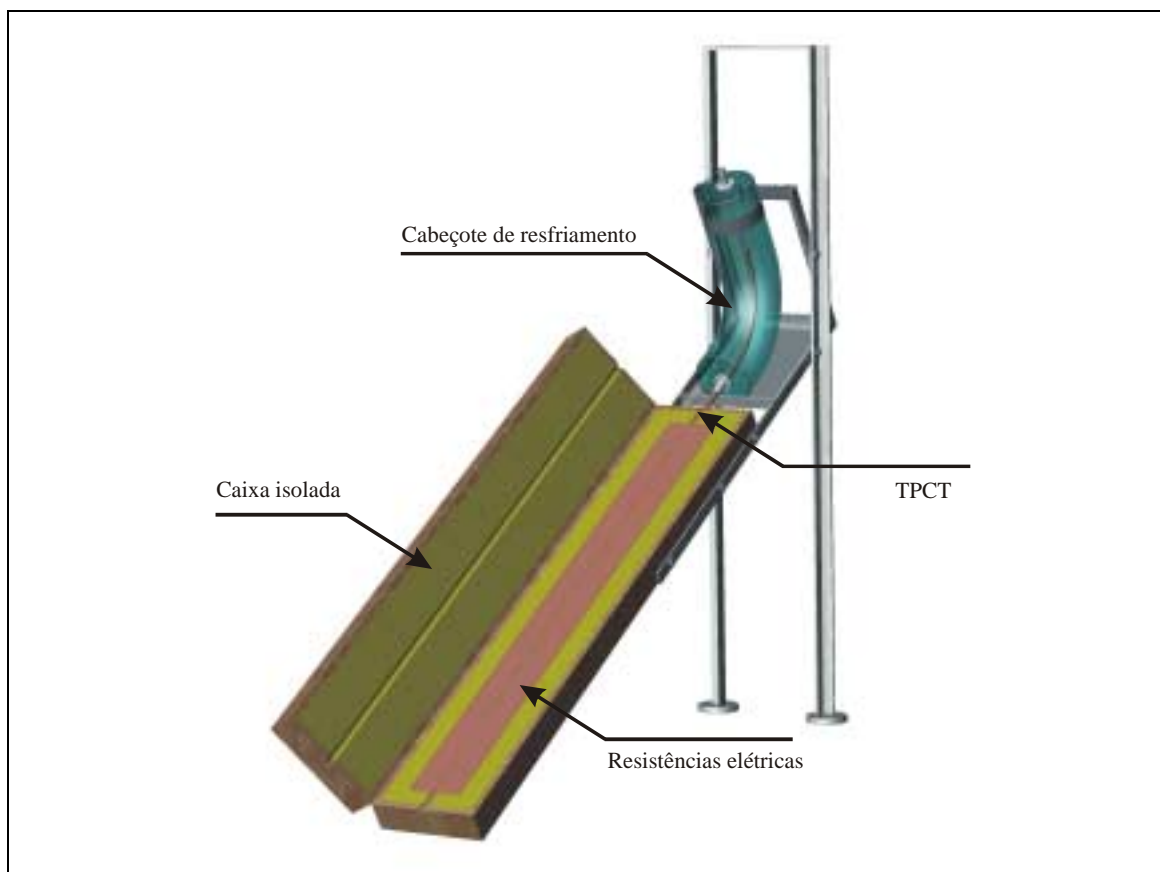


Figura 17. Bancada para teste de termossifões bifásicos acoplados a placas coletoras.

fluxos de calor na aleta. Um sistema de aquisição de sinais realiza a medição das temperaturas, fornecidas por termopares instalados em pontos de interesse ao longo do termossifão bifásico. A região do termossifão bifásico correspondente ao condensador fica imersa em uma corrente de água, cuja temperatura é controlada por um banho termostático. A região do evaporador do termossifão bifásico é montada dentro de uma caixa isolada termicamente, que fica presa a uma estrutura móvel que permite que diferentes inclinações sejam testadas. Nesse experimento os termopares são instalados no tubo de maneira a possibilitar a determinação, a partir de dados experimentais, das resistências térmicas de evaporação e condensação do termossifão bifásico.

Alguns parâmetros experimentais foram variados para possibilitar a verificação das características de operação do termossifão bifásico para diferentes configurações construtivas e em diversas condições de operação. O comprimento do evaporador, a razão de preenchimento, a inclinação do tubo, a temperatura da corrente de resfriamento no condensador e o fluxo de calor na aleta foram variados nos níveis mostrados na Tabela 2. Todas as combinações entre os níveis escolhidos para a análise dos parâmetros foram testadas, resultando em um total de 120 (cento e vinte) experimentos. Para realizar os experimentos foi necessário fabricar seis termossifões bifásicos, com três comprimentos de aleta e duas razões de preenchimento diferentes. As demais combinações entre os níveis analisados foram obtidas modificando-se a configuração da bancada experimental.

Tabela 2. Níveis de análise dos parâmetros experimentais.

Parâmetro	Nível 1	Nível 2	Nível 3	Nível 4	Nível 5
Comprimento evaporador [m]	1,00	1,35	1,50		
Inclinação [°]	30	45			
Fluxo de calor na aleta [W/m ²]	400	600	800	1000	1200
Razão de preenchimento	0,6	0,8			
Temperatura de resfriamento [°C]	20	40			

A Figura 18 mostra o esquema de instalação dos termopares no termossifão bifásico. No evaporador foram distribuídos cinco termopares com igual espaçamento, sendo o primeiro a 50 mm do início e o último a 50 mm do final. Na região adiabática foi instalado apenas um termopar a 30 mm do final do evaporador. No condensador foram instalados seis termopares, um a cada 18 graus de curvatura, a partir do início do condensador.

Inicialmente, foi instalado um termopar no interior dos termosifões bifásicos para a medição da temperatura de vapor. Esse termopar foi instalado na extremidade do condensador, porém o ponto escolhido para medição mostrou-se inadequado durante a análise dos resultados, pois todo o vapor é condensado antes de atingir o final do condensador devido ao elevado coeficiente de troca de calor por convecção externamente ao tubo. Por isso foi utilizado o valor da temperatura na região adiabática como valor representativo de referência da temperatura de vapor, como recomendado por Qi e Lang (1997) e El-Genk e Saber (1998). Durante os experimentos foram utilizados termopares do tipo T (cobre-constantan). A Figura 19 mostra uma foto da bancada construída para os experimentos realizados no interior do laboratório, mostrando a disposição dos principais equipamentos utilizados. No Apêndice C encontra-se uma lista das características técnicas dos principais equipamentos utilizados.

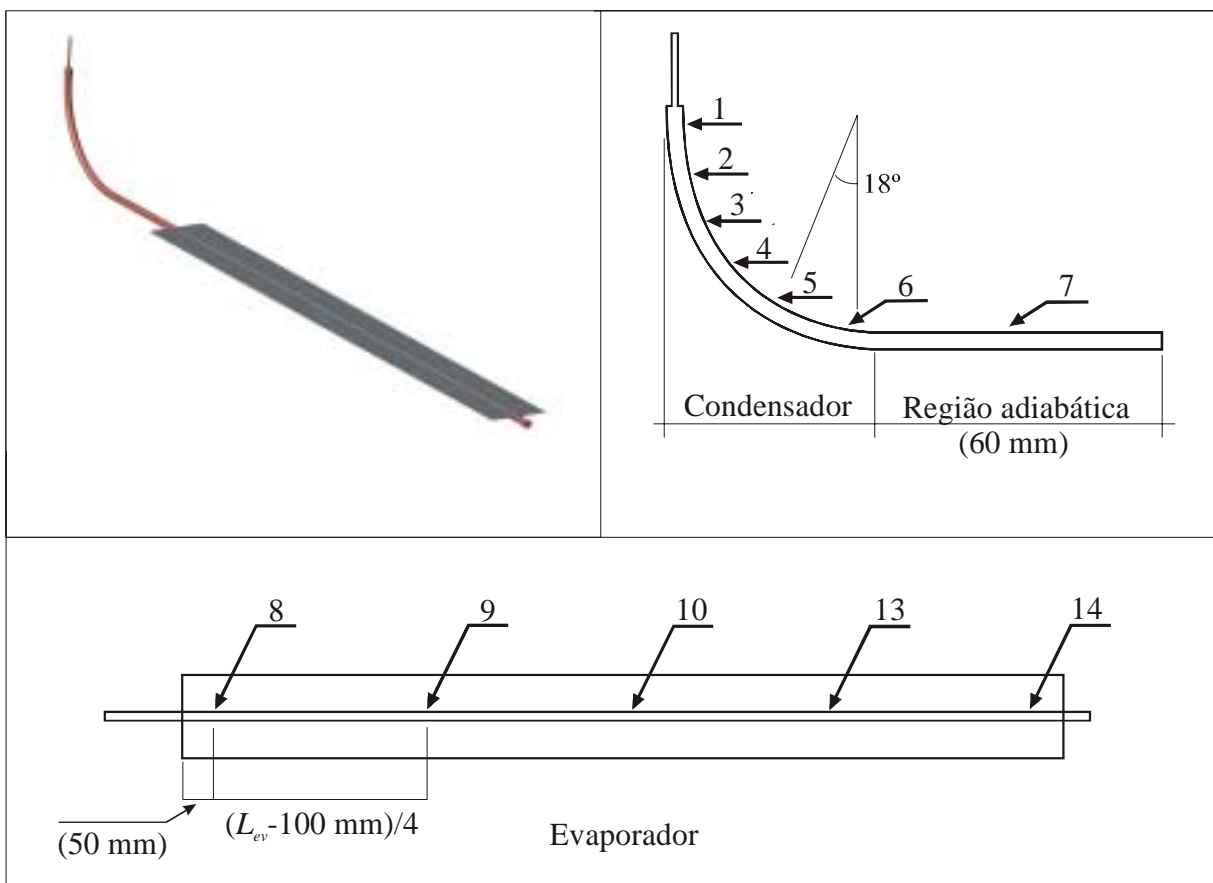


Figura 18. Posição dos termopares instalados nos conjuntos individuais compostos por placa coletora e termosifão bifásico.



Figura 19. Foto da bancada experimental no interior do laboratório.

3.3 Bancada de testes do sistema de aquecimento solar

Foi construído um protótipo do sistema de aquecimento solar para permitir uma avaliação do desempenho em condições reais de operação. As dimensões do sistema de aquecimento solar com termossifões bifásicos foram escolhidas de forma a possibilitar a comparação do seu desempenho com um sistema de aquecimento solar convencional com as mesmas dimensões e mesmo nível de consumo. O sistema de aquecimento solar construído é composto basicamente por oito termossifões bifásicos brasados a aletas de cobre na região do evaporador e brasado na parede externa do reservatório térmico na região do condensador. Cada uma das oito aletas possui uma largura de 0,125 m e um comprimento de 1,35 m, o que resulta em uma área total de 1,35 m². O reservatório também foi construído de cobre e possui um volume total de 0,1 m³ (100 litros). A placa coletora foi pintada utilizando uma tinta de absorvidade na faixa espectral solar igual a 0,95 conforme especificação do fabricante (Solarlack – Transfer Electric, GmbH). A placa foi montada no interior de uma caixa feita de perfis de alumínio, fechada na parte superior com uma cobertura de vidro e na parte inferior com uma chapa de alumínio. Na parte inferior da placa coletora e ao redor do reservatório térmico é colocada uma camada de 50 mm de isolamento térmico de lã de vidro, que é recoberta externamente por uma camada de isolamento de polietileno expandido de 5 mm. Os tubos são isolados na região adiabática utilizando polietileno expandido com 10 mm de espessura.

A Figura 20 ilustra as etapas de construção do protótipo do sistema de aquecimento solar. Na Figura 20(a) é mostrada a montagem dos tubos lado a lado para a confecção da placa coletora. Em seguida, o reservatório térmico é brasado aos tubos na região do condensador e a placa é colocada em uma caixa feita com perfis de alumínio como mostra a Figura 20(b). Observa-se também que o reservatório é preso à estrutura do coletor utilizando tiras de alumínio para evitar que ele se movimente depois de cheio de água. A Figura 20(c) mostra o isolamento da região adiabática do tubo utilizando polietileno expandido. Os termopares são introduzidos no interior do reservatório utilizando conectores soldados à parede do mesmo como pode ser visto em detalhe na Figura 20(d). Antes da montagem final do sistema, foi necessário uma pré-montagem para definição dos recortes finais necessários na cobertura de fibra de vidro utilizada para proteção do reservatório térmico (Figura 20(e)). A Figura 20(f) mostra o protótipo pronto já com a cobertura definitiva montada e a cobertura de vidro instalada.

Para medir as temperaturas na placa coletora foram instalados cinco termopares. Três termopares estão localizados em uma posição central do evaporador dos tubos localizados nas extremidades e no centro da placa. Os outros dois termopares foram instalados no tubo do centro, um no início e outro no final do evaporador. No interior do reservatório térmico foram instalados oito termopares na região periférica a cada 45° e um termopar no centro do reservatório. Também foram instalados termopares na entrada e saída do reservatório térmico. A Figura 21 mostra como estão distribuídos estes termopares.

Ao lado do sistema objeto de investigação, foi instalado um outro sistema de aquecimento solar, com uma placa coletora convencional de mesma área útil, que opera com termossifão monofásico. Os dois coletores foram instalados voltados para o norte e com uma inclinação em relação a horizontal igual a 37° . Foi instalado também um piranômetro no mesmo plano dos coletores para a medição da irradiação solar incidente sobre os planos de abertura dos coletores.



Figura 20. Etapas de fabricação do sistema de aquecimento solar.

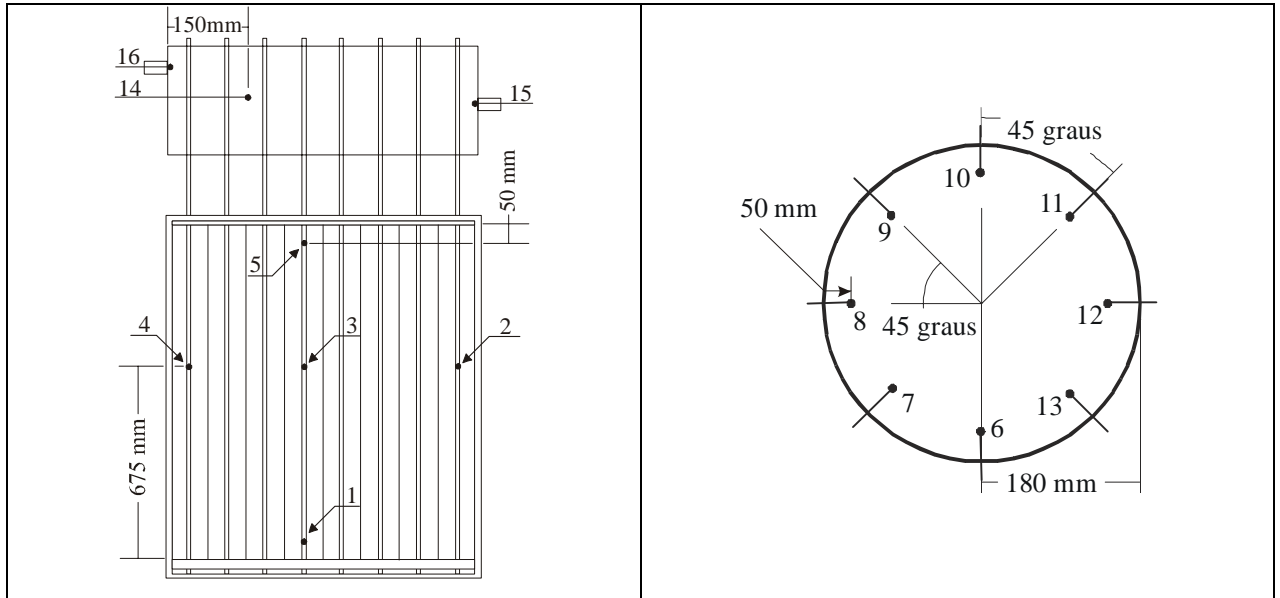


Figura 21. Distribuição dos termopares na placa coletora e reservatório térmico.

Na saída para consumo de água aquecida de ambos os coletores foi instalada uma válvula misturadora termostática. No caso em que a temperatura no reservatório for maior que a temperatura controlada pela válvula, a água aquecida é misturada com água fria para atingir a temperatura desejada. No caso da temperatura do reservatório ser menor que a temperatura desejada, toda a água consumida é fornecida pelo reservatório térmico. Na saída das válvulas misturadoras também foram instalados termopares. Como a temperatura de descarga do reservatório, a temperatura depois do misturador termostático, a temperatura de fornecimento e a vazão total no misturador são medidas, pode-se determinar qual a quantidade de energia efetivamente fornecida pelo sistema de aquecimento solar e qual a quantidade de energia auxiliar para aquecimento necessária para um determinado consumo de água.

A lista completa dos principais equipamentos utilizados nesse experimento pode ser vista no Apêndice C.

A Figura 22 mostra uma foto dos coletores instalados na área externa do laboratório. Durante os testes programados os seguintes parâmetros foram medidos em intervalos de dez segundos: temperaturas na placa coletora, temperaturas no reservatório térmico, temperatura ambiente, irradiação solar na superfície do coletor e velocidade do vento.



Figura 22. Bancada de testes dos sistemas de aquecimento solar.

4 RESULTADOS DOS EXPERIMENTOS REALIZADOS COM OS TERMOSSIFÕES BIFÁSICOS

Inicialmente são apresentados os resultados obtidos dos experimentos realizados no interior do laboratório que são utilizados para caracterizar a operação das diferentes configurações propostas e, por conseguinte, analisar a influência dos parâmetros de projeto estudados sobre o comportamento do termossifão bifásico. Os experimentos serão analisados operando no regime transiente e no regime permanente.

4.1 Resultados obtidos durante o regime transiente

Os resultados referentes ao regime transiente são utilizados para avaliar o comportamento do termossifão bifásico a partir do momento em que a energia começa a ser dissipada na placa coletora e durante a passagem de um nível de potência para outro. Os diferentes regimes de transferência de calor que ocorrem no interior do tubo são descritos e analisados a partir das temperaturas medidas na parede externa dos tubos.

Na Figura 23 (a)-(d) são mostrados os resultados obtidos durante os testes realizados com o termossifão bifásico com comprimento do evaporador igual a 1,0 metro, razão de preenchimento igual a 0,8 e inclinação igual a 45°. Nas figuras (a) e (c) é mostrada a temperatura na posição central do evaporador (termopar 10 na Figura 18) enquanto que nas figuras (b) e (d) é mostrada a temperatura no início do condensador (termopar 6 na Figura 18).

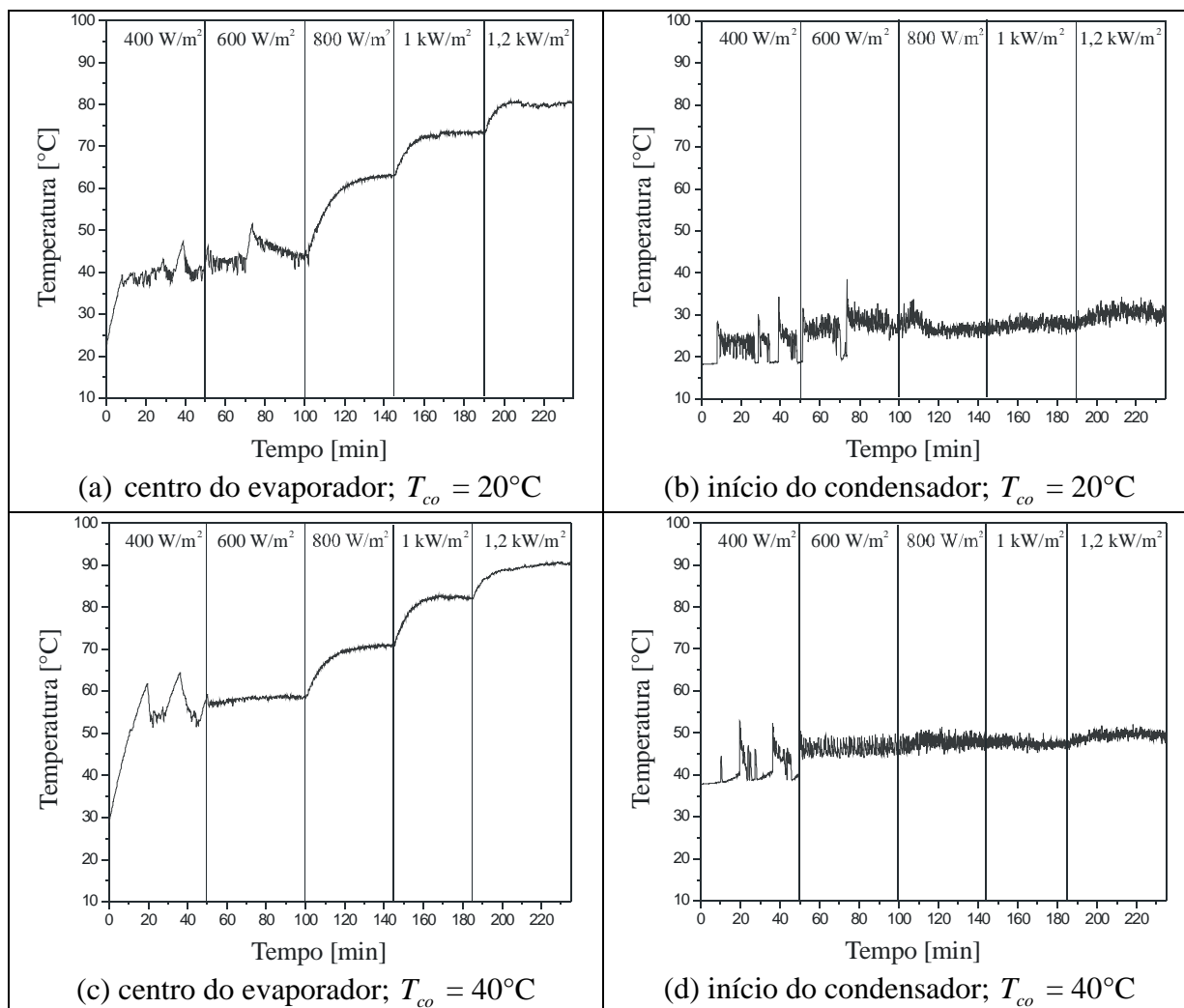


Figura 23. Temperatura externa na parede do termossifão bifásico em função do tempo para $L_{ev}=1\text{ m}$; $f=0,8$; $\beta = 30^{\circ}$.

Pode-se observar que inicialmente ocorre um aquecimento do fluido no interior do tubo, durante o qual ocorre apenas convecção natural na piscina de líquido localizada no evaporador. O processo de ebulição tem o seu início a partir do momento em que a temperatura de saturação é ultrapassada e em que exista um superaquecimento suficiente para a nucleação de bolhas de vapor. Inicialmente o regime de ebulição é caracterizado por picos de temperatura seguidos de quedas bruscas no evaporador, efeito que se repete no condensador. Essa fase é conhecida como ebulição em gêiser (“*geyser boiling*” - Faghri, 1995) e é ilustrada na Figura 24 (a)-(f). O fenômeno “*geyser boiling*” tem início com a nucleação de uma bolha individualmente na região do evaporador (Figura 24 (a)). A bolha cresce rapidamente, ocupando toda a seção transversal do tubo (Figura 24 (b)) e deslocando o líquido na direção da região do condensador (Figura 24 (c)). A coluna de líquido se choca com o final do tubo (Figura 24 (d)) causando um ruído característico e em seguida escorre pela parede do tubo (Figura 24 (e)) até retornar à piscina de líquido (Figura 24 (f)). A

ocorrência desse fenômeno não prejudica a operação do termossifão bifásico, porém pode diminuir a durabilidade do equipamento por causa do impacto do líquido contra o final do tubo.

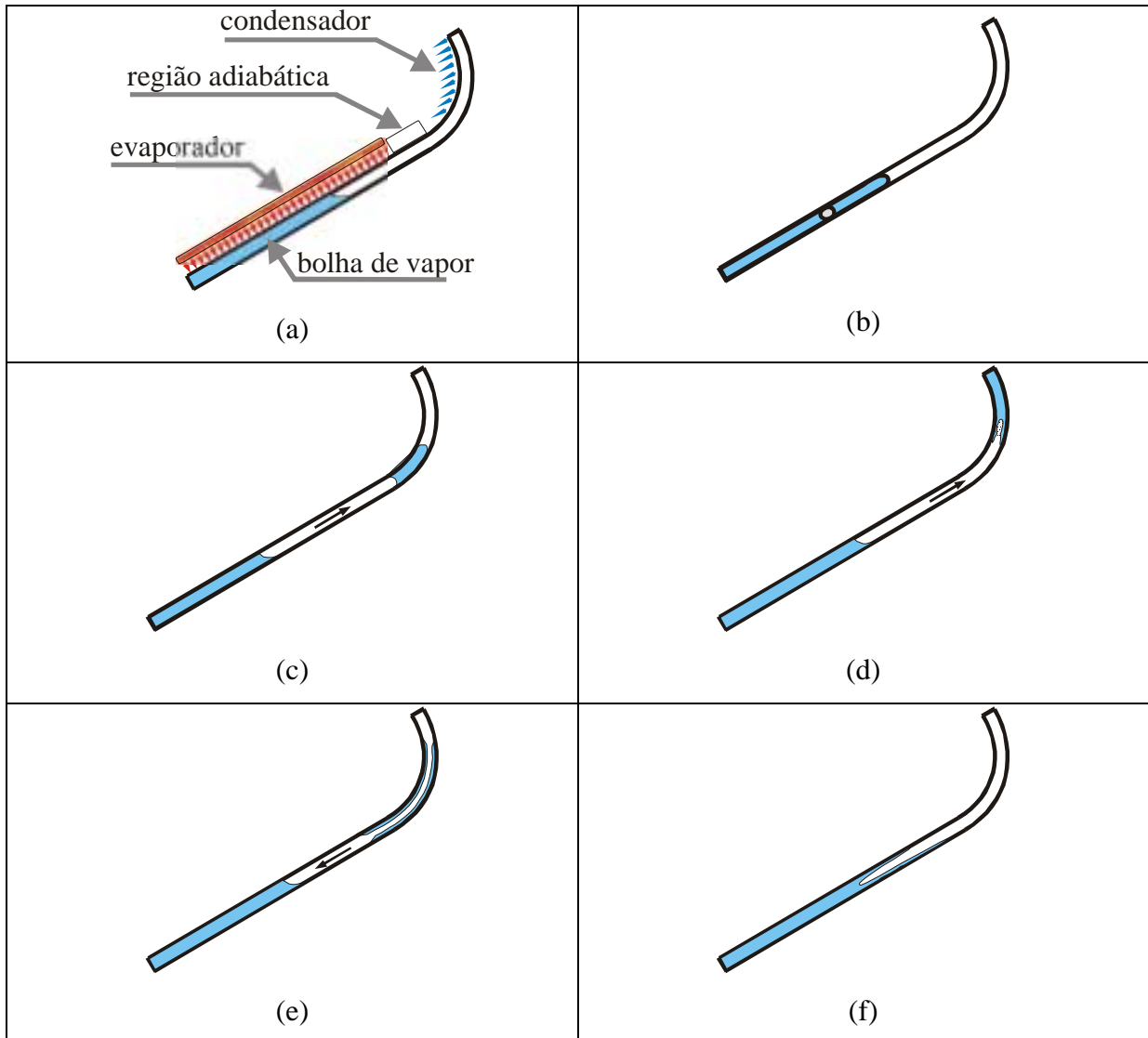


Figura 24. Ilustração do efeito “geyser boiling” no interior do termossifão bifásico.

As principais condições que favorecem o surgimento do fenômeno de “geyser boiling” são o baixo fluxo de calor e a excessiva diferença entre a pressão da bolha de vapor formada e a pressão de vapor no condensador.

À medida que o fluxo de calor aumenta na Figura 23, as oscilações de temperatura diminuem, caracterizando um regime de ebulição nucleada. Durante esse período o fluxo de vapor em direção ao condensador e o fluxo de condensado retornando para o evaporador se estabilizam.

Nos casos em que a temperatura de resfriamento foi menor, a pressão de vapor na região do condensador também foi menor, favorecendo o aparecimento do efeito “*geyser boiling*”. Isso pode ser comprovado comparando-se a Figura 23 (a) e (b) com (c) e (d).

A Figura 25 (a)-(d) mostra os resultados obtidos para o mesmo termossifão bifásico da Figura 23 (a)-(d), porém com uma inclinação igual a 45 graus. Pode-se observar que, nos casos correspondentes em que a inclinação do tubo foi maior, as oscilações na temperatura causadas pelo efeito de “*geyser boiling*” mantêm-se para fluxos de calor maiores. Isso acontece porque a diferença de pressão entre o fundo da piscina de líquido e a interface líquido-vapor é maior devido a maior altura da coluna de líquido.

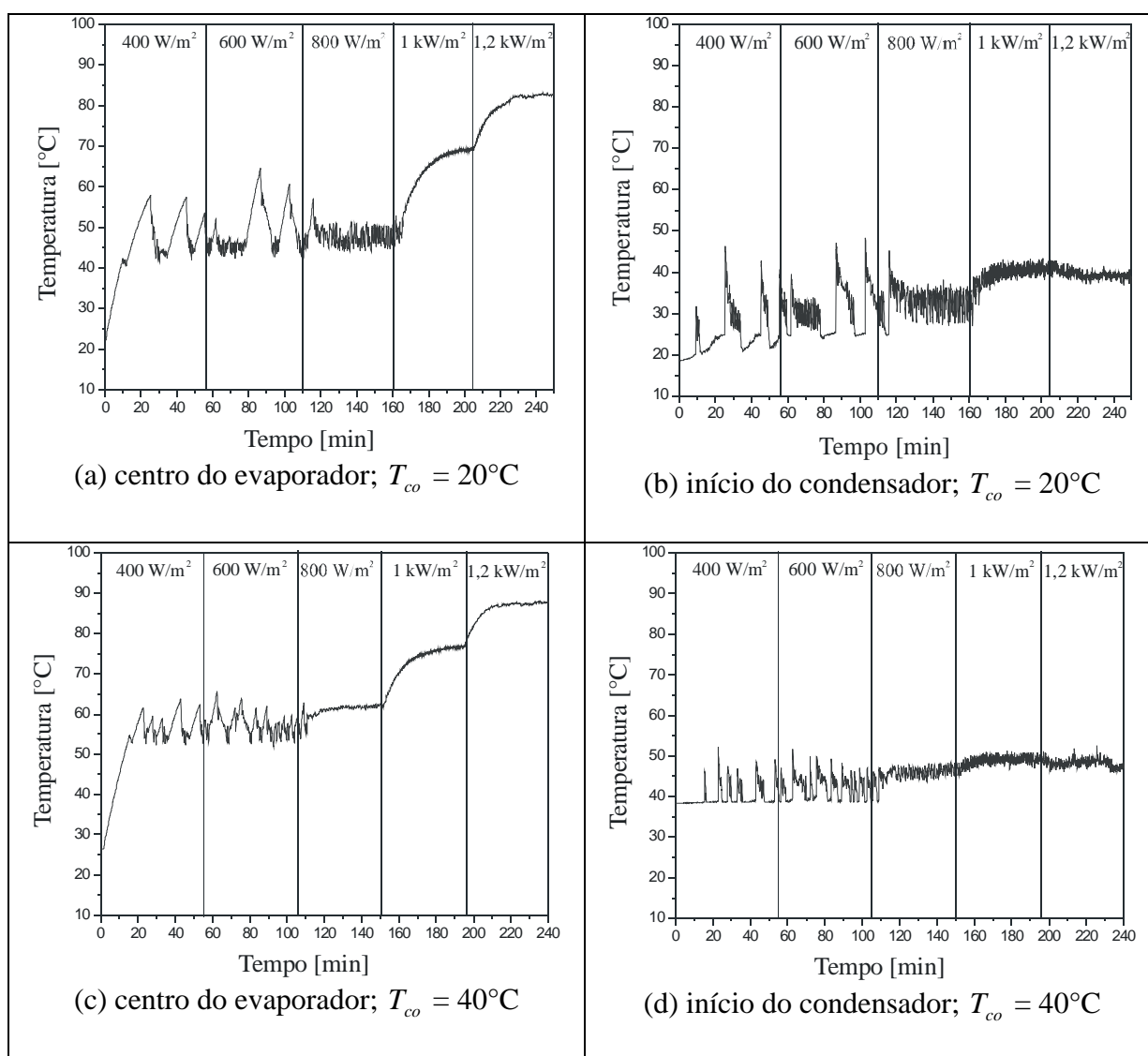


Figura 25. Temperatura externa na parede do termossifão bifásico em função do tempo

para $L_{ev}=1\text{ m}$; $f=0,8$; $\beta = 45^{\circ}$.

A Figura 26 (a)-(d) mostra os resultados obtidos durante os testes realizados para o caso do termossifão bifásico com comprimento do evaporador igual a 1,0 metro, razão de preenchimento igual a 0,6 e inclinação igual a 30 graus.

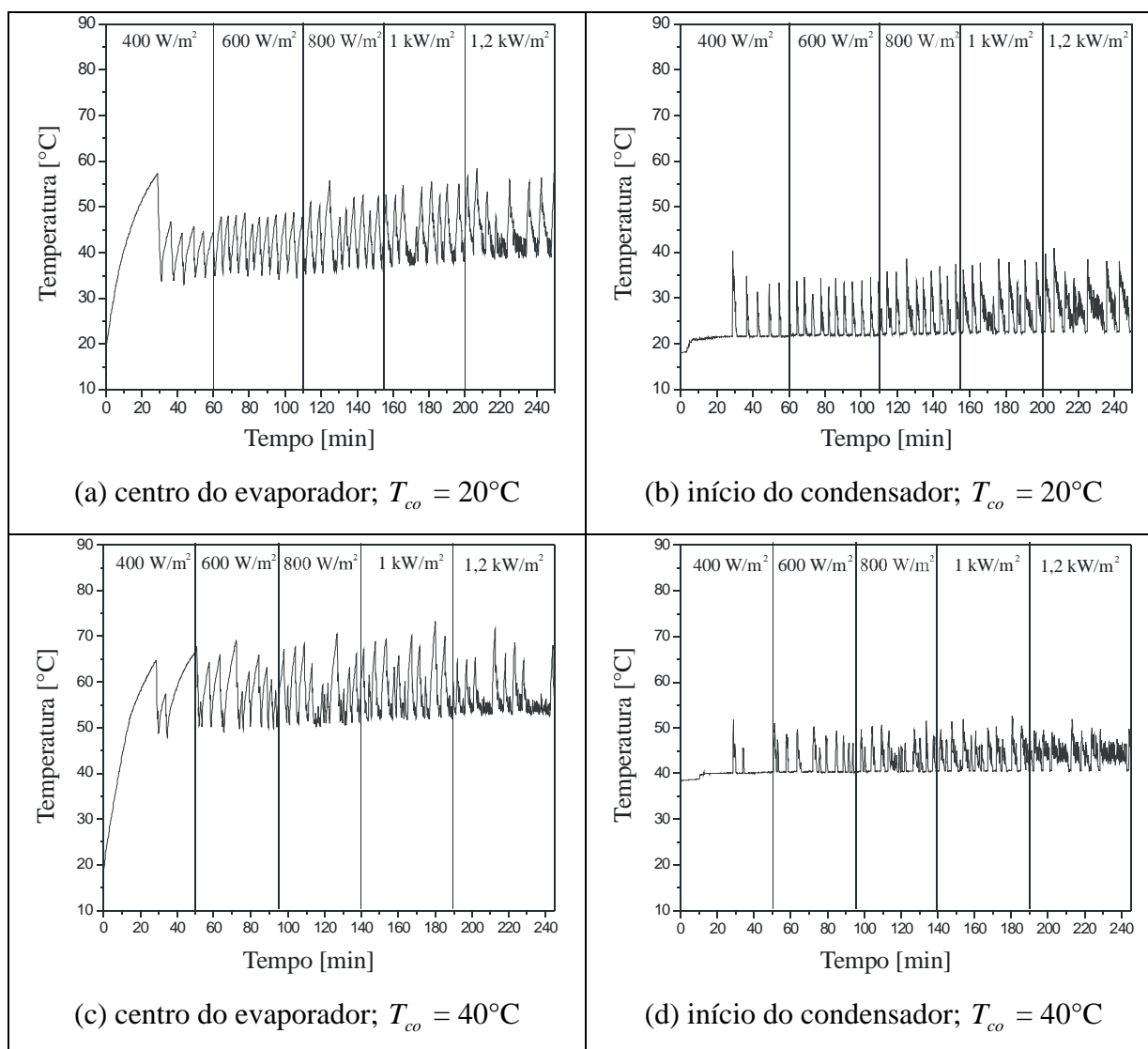


Figura 26. Temperatura externa na parede do termossifão bifásico em função do tempo para $L_{ev}=1\text{ m}$; $f=0,6$; $\beta = 30^{\circ}$.

Comparando-se a Figura 26 com a Figura 23 pode-se observar a influência da razão de preenchimento no comportamento do termossifão bifásico. Para o caso em que a razão de preenchimento é maior (Figura 23), a temperatura de operação aumenta para as mesmas condições experimentais. Isso ocorre porque a pressão no fundo da piscina de líquido aumenta devido ao aumento da altura da coluna de líquido. Portanto é necessário um aquecimento maior para que o fluido de trabalho chegue à temperatura de saturação nos casos em que a

razão de preenchimento é maior. Observa-se também que o efeito de “*geyser boiling*” continua acontecendo mesmo nos níveis mais altos de potência quando a razão de preenchimento é menor. A explicação para esse efeito é que a menor pressão interna de operação não favorece a nucleação de bolhas.

A Figura 27 (a)-(f) mostra os gráficos das temperaturas para termossifões bifásicos com diferentes comprimentos de evaporador. Esses gráficos referem-se aos experimentos onde os demais parâmetros de análise foram fixados nos seguintes níveis: razão de preenchimento igual a 0,6, inclinação igual a 45° e temperatura de resfriamento igual a 20°C. O aumento do comprimento do evaporador implica também no aumento da potência transportada pelo tubo e no aumento da altura da coluna de líquido. Na Figura 27 observa-se que a medida que o comprimento do evaporador aumenta, o fenômeno de “*geyser boiling*” deixa de acontecer para o caso de fluxos de calor menores.

4.2 Resultados obtidos para o regime permanente

4.2.1 Temperaturas ao longo do termossifão bifásico

Durante o experimento, o fluxo de calor na superfície da aleta é imposto aplicando-se a potência correspondente, utilizando para isso as resistências e a fonte de corrente contínua. A potência é mantida em cada um dos níveis escolhidos por um tempo mínimo de 45 minutos, até que o regime permanente seja alcançado. A partir desse momento a potência é aumentada para o nível imediatamente superior. Como mesmo depois de alcançado o regime permanente ocorriam algumas oscilações na temperatura, foi necessário fazer uma análise estatística dos dados coletados para estabelecer qual seria a temperatura de regime permanente. Partindo-se da última temperatura medida, calculou-se a média e o desvio padrão para diferentes tamanhos de amostras. Considerou-se a média que resultasse no menor desvio padrão como sendo a temperatura de regime permanente de cada experimento realizado. Nas situações que em que a operação do termossifão bifásico se estabiliza com a ocorrência do “*geyser boiling*”, o procedimento adotado para determinação das temperaturas de regime permanente não é adequado. Nessas situações, foi determinado caso a caso qual deve ser o tamanho de amostra para o cálculo da temperatura média.

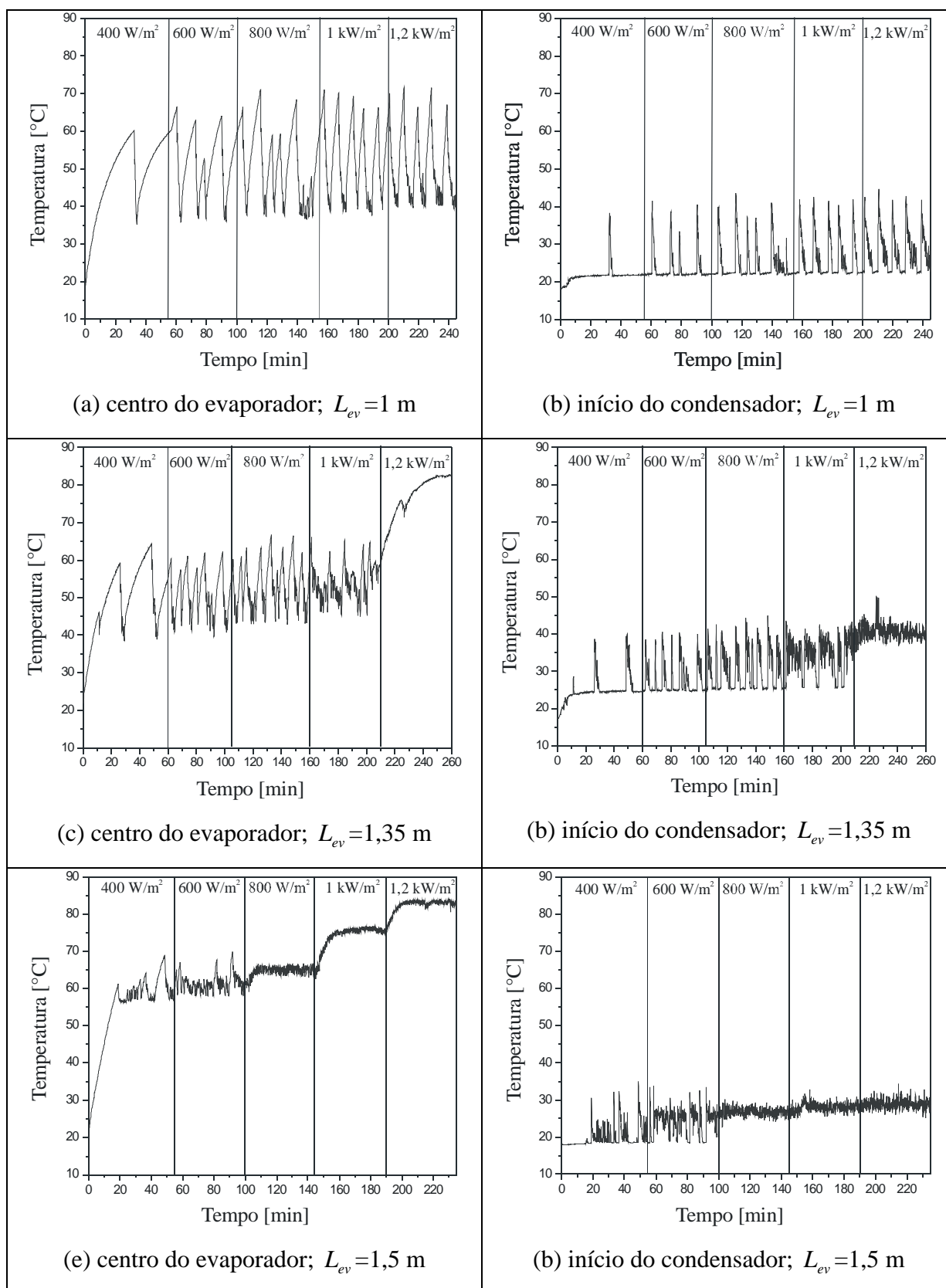


Figura 27. Temperatura externa na parede do termossifão bifásico em função do tempo para $f=0,6$; $\beta = 45^\circ$ e $T_{co} = 20^\circ\text{C}$.

Na Figura 28 (a)-(d) são mostradas as temperaturas de regime permanente ao longo do termossifão bifásico com comprimento do evaporador igual a 1,0 metro e razão de preenchimento igual a 0,8.

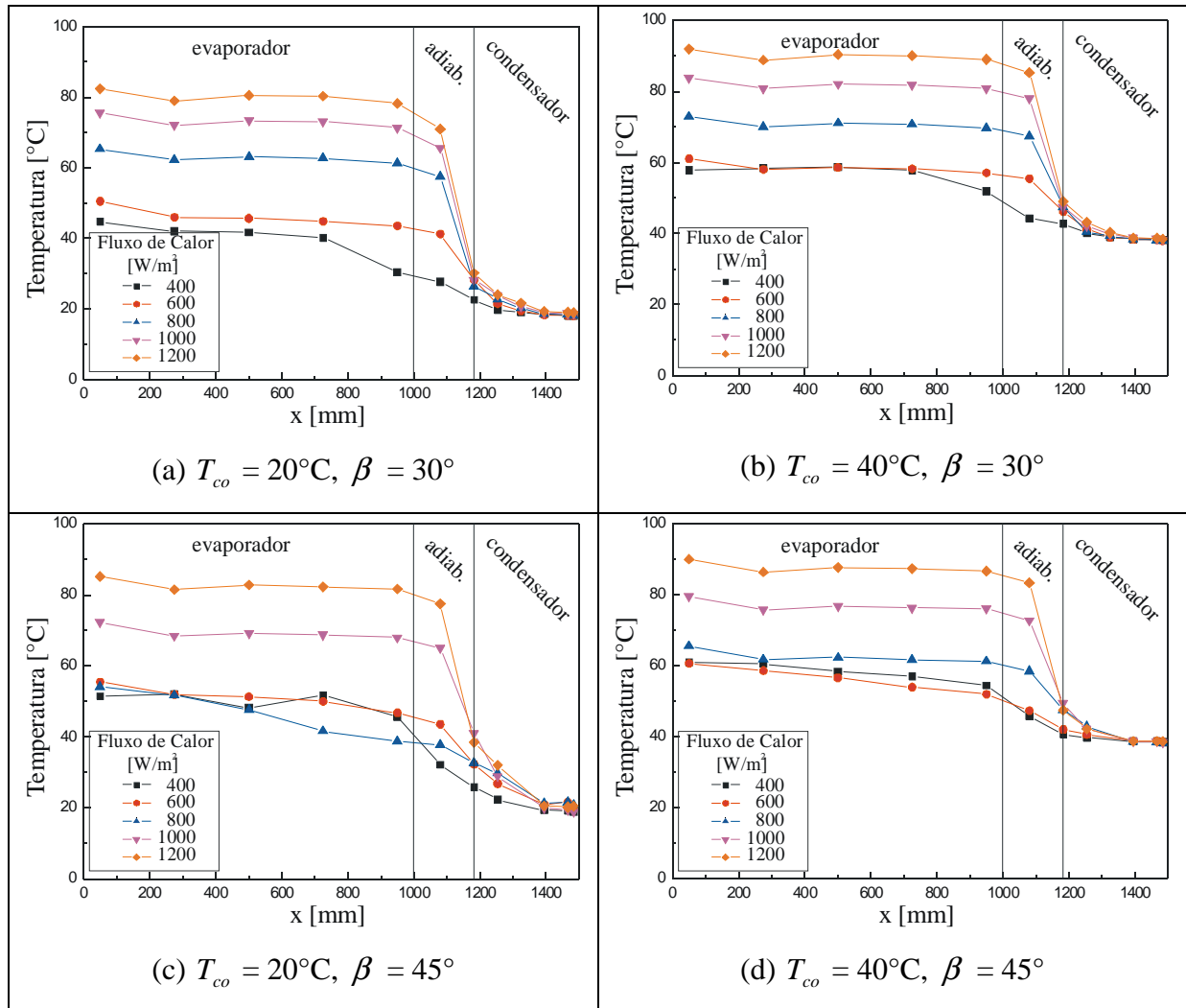


Figura 28. Temperatura externa na parede do termossifão bifásico em função da distância do início do evaporador ($L_{ev} = 1,00 \text{ m}$, $f = 0,8$)

Pode-se observar através da Figura 28 (a)-(d) que em geral a temperatura no evaporador é praticamente uniforme, diminuindo na direção do condensador. Isso ocorre porque durante a operação normal do termossifão bifásico, toda a piscina de líquido encontra-se no estado de saturação e como a pressão no fundo da piscina de líquido é um pouco maior que no topo, sua temperatura de saturação também será maior. Para potências mais baixas observa-se que a temperatura ao longo do evaporador inicialmente cresce para depois diminuir. Isso ocorre devido ao fato do fluxo de calor não ser suficientemente alto para

provocar o superaquecimento necessário para a nucleação de bolhas no fundo da piscina, fazendo com que ocorra uma estratificação da temperatura, típica do estado de líquido comprimido (subresfriado). Imediatamente acima desta região, o regime de ebulição é caracterizado pelo “*geyser boiling*” e observa-se que a temperatura pode ser maior do que em casos em que o fluxo de calor é maior (Figura 28 (c), fluxo de calor igual a 400 W/m^2). Isso ocorre porque o superaquecimento necessário para formação de bolhas durante o “*geyser boiling*” é maior do que durante o regime de ebulição em piscina.

A temperatura ao longo do condensador cai até o valor da temperatura de resfriamento. Kaminaga et al. (1997) observaram o mesmo comportamento em termossifões bifásicos com água como fluido de trabalho, porém o mesmo não acontecia com R113 como fluido de trabalho. Eles atribuíram o fenômeno à presença de gases não condensáveis no interior do tubo. Para comprovar essa hipótese, foi injetado ar nos tubos carregados com água e com R113. Os tubos carregados com água tiveram o mesmo comportamento antes e depois da injeção de ar, enquanto que os tubos carregados com R113 passaram a se comportar de forma semelhante aos tubos carregados com água após a injeção de ar.

Comparando-se a Figura 28 (a) e (c) com a Figura 28 (b) e (d) observa-se que a diferença entre as temperaturas médias do evaporador e condensador diminuem, o que se explica por uma pequena diminuição da resistência térmica interna do tubo com o aumento da temperatura externa do condensador.

O efeito da inclinação sobre o comportamento do termossifão bifásico pode ser caracterizado pela comparação da Figura 28 (a) e (b) com a Figura 28 (c) e (d). Observando-se esses gráficos aparentemente a resistência térmica global irá diminuir com o aumento da inclinação, porém esse comportamento não foi observado em todas as condições operacionais.

As Figura 29 (a) e (b) ilustram os resultados para o termossifão bifásico com comprimento do evaporador igual a 1,50 metros no experimento, onde a temperatura de resfriamento foi igual a 40°C e a inclinação do tubo foi igual a 30° , para as razões de preenchimento de 0,8 e 0,6. Pode-se observar através dessa figura que a resistência térmica diminui consideravelmente para a razão de preenchimento menor.

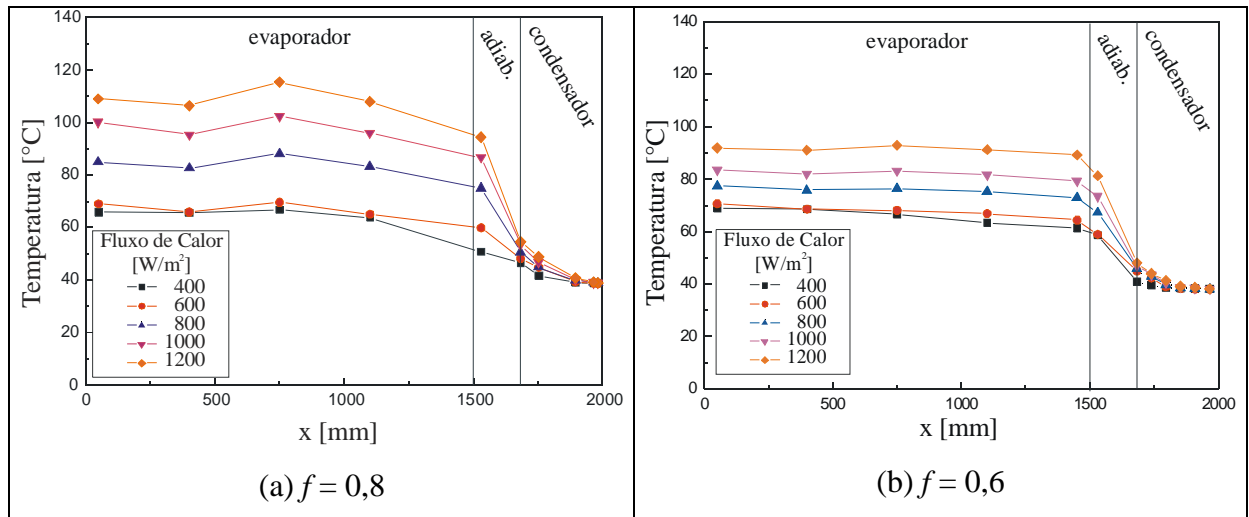


Figura 29. Temperatura externa na parede do termossifão bifásico em função da distância do início do evaporador ($L_{ev} = 1,50$ m, $T_{co} = 40^{\circ}$ C, $\beta = 30^{\circ}$)

A Figura 30 apresenta os resultados comparativos entre termossifões bifásicos com diferentes comprimentos de evaporador. Nesse caso optou-se por adimensionalizar o comprimento em relação ao comprimento total do evaporador para possibilitar uma comparação entre os três valores analisados. O termossifão bifásico com menor comprimento de evaporador é o que possui a menor diferença entre as temperaturas no evaporador e condensador. Porém, como a energia transportada por cada termossifão bifásico para um mesmo fluxo do calor aplicado na aleta é diferente, não se pode afirmar que a resistência térmica seja menor observando apenas esse gráfico.

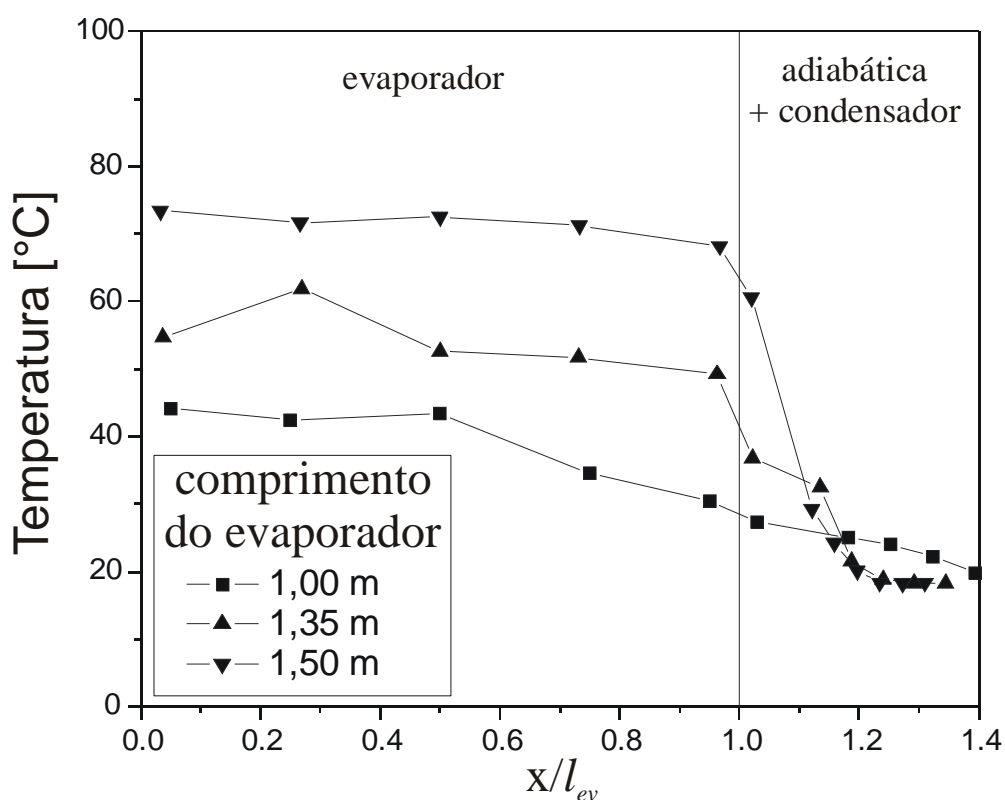


Figura 30. Temperatura externa na parede do termossifão bifásico em função da distância do início do evaporador para diferentes comprimentos do evaporador ($f = 0,6$, $T_{co} = 40^{\circ}\text{C}$, $\beta = 30^{\circ}$, $S = 800 \text{ W/m}^2$).

4.2.2 Resistências térmicas equivalentes experimentais

4.2.2.1 Incertezas experimentais no cálculo da resistência térmica equivalente

As incertezas experimentais estão associadas às incertezas dos sensores de temperatura, do sistema de aquisição de sinais e da fonte de corrente contínua que fornece energia para o aparato experimental.

Os sensores de temperatura utilizados são termopares do tipo T (cobre-constantan), cuja incerteza de medição fornecida pelo fabricante é de 1°C . Para confirmar esse valor foi feita uma aferição dos termopares utilizando água destilada à temperatura de 0°C . Dessa forma, foi possível determinar a incerteza de medição dos termopares e do sistema de aquisição de sinais em conjunto. Foi encontrado um erro sistemático igual $-1,76^{\circ}\text{C}$ e um erro máximo igual a $0,44^{\circ}\text{C}$. Como o erro máximo encontrado foi menor que o especificado, optou-se por utilizar o valor fornecido pelo fabricante.

Com relação ao fornecimento de energia para simulação do fluxo de calor, devem-se

estimar as incertezas de medição associadas à potência dissipada no evaporador pela fonte de corrente contínua utilizada. Como não existia a disposição um equipamento de referência para aferição das incertezas da fonte de corrente contínua utilizada, assumiu-se como a incerteza sendo igual à menor divisão de escala dos mostradores da corrente e da tensão da fonte. Logo o erro cometido na medição da corrente é igual a 0,01 A e na medição da tensão igual a 0,1 V.

A potência dissipada é dada pelo produto da tensão pela corrente como mostrado a seguir:

$$Q = U i \quad (63)$$

A incerteza na estimativa da potência, considerando-se que as grandezas medidas são estatisticamente independentes, é dada por:

$$u(Q) = \left[\left(\frac{\partial Q}{\partial U} u(U) \right)^2 + \left(\frac{\partial Q}{\partial i} u(i) \right)^2 \right]^{1/2} \quad (64)$$

Dividindo por Q para obter a incerteza relativa a essa variável e substituindo as derivadas parciais tem-se:

$$u(Q)/Q = \left[(u(U)/U)^2 + (u(i)/i)^2 \right]^{1/2} \quad (65)$$

onde u representa as incertezas associadas a cada uma das variáveis medidas.

A resistência térmica global experimental é dada pela razão entre a diferença das temperaturas médias no condensador e evaporador do termossifão bifásico e a potência transportada pelo mesmo. Considerando-se que as perdas térmicas na região do evaporador ocorrem apenas através do isolamento e, que o resto da energia é transferida para o fluido na região do condensador, pode-se estimar a resistência térmica global experimental da seguinte forma:

$$R_{eq} = \frac{\bar{T}_{e,ev} - \bar{T}_{e,co}}{Q_u} \quad (66)$$

A incerteza de medição da resistência térmica equivalente experimental é calculada da

mesma forma que a da potência como mostra a equação a seguir:

$$u(R_{eq}) = \left[\left(\frac{\partial R_{eq}}{\partial \bar{T}_{ev}} u(\bar{T}_{ev}) \right)^2 + \left(\frac{\partial R_{eq}}{\partial \bar{T}_{co}} u(\bar{T}_{co}) \right)^2 + \left(\frac{\partial R_{eq}}{\partial Q} u(Q) \right)^2 \right]^{1/2} \quad (67)$$

Dividindo a Eq. (67) por R_{eq} para obter a incerteza relativa a essa variável, e considerando-se que a incerteza de medição das temperaturas é igual, tem-se:

$$u(R_{eq})/R_{eq} = \left[(2u(T)/(\bar{T}_{ev} - \bar{T}_{co}))^2 + (u(Q)/Q)^2 \right]^{1/2} \quad (68)$$

Na Tabela 3 estão listadas as incertezas das variáveis medidas.

Tabela 3. Incertezas experimentais

variável	símbolo	Incerteza
temperatura	$u(T)$	1 °C
tensão	$u(U)$	0,1 V
corrente	$u(i)$	0,01 A

A Figura 31 mostra um gráfico da resistência térmica equivalente para diferentes potências transportadas pelo termossifão bifásico com barras indicando as incertezas experimentais. Foi escolhido para exemplificar o caso em que $L_{ev} = 1,5\text{m}$, $f = 0,6$, $T_{co} = 20^\circ\text{C}$ e $\beta = 30^\circ$. Os demais testes apresentaram incertezas experimentais semelhantes.

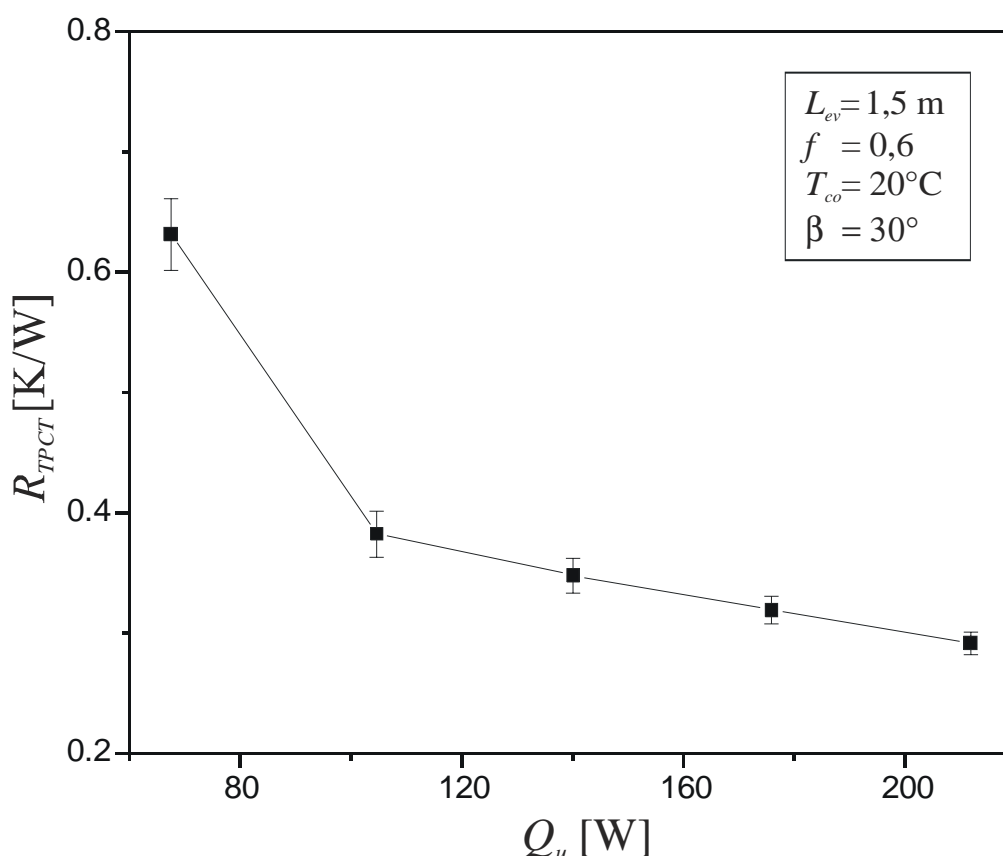


Figura 31. Resistência térmica equivalente do termossifão bifásico para: $L_{ev} = 1,5\text{m}$, $f = 0,6$, $T_{co} = 20^\circ\text{C}$ e $\beta = 30^\circ$; e as correspondentes incertezas experimentais nas barras.

4.2.2.2 Influência dos parâmetros analisados sobre as resistências térmicas estimadas do termossifão bifásico

O principal problema para determinar a resistência térmica global de um termossifão bifásico é a determinação das resistências térmicas de evaporação (R_3) e de condensação (R_7). As correlações descritas no item 2.2 são utilizadas inicialmente para determinar a influência dos parâmetros analisados sobre essas resistências térmicas.

A Figura 32 (a)-(d) mostra os gráficos da influência da potência, comprimento do evaporador, razão de preenchimento e inclinação, sobre a resistência térmica de evaporação. A resistência térmica de evaporação foi calculada utilizando as correlações desenvolvidas por Dobson e Kröger (1999, Eq. (3)), por Groll e Rösler (1992) e Imura et al. (1979). As correlações de Groll e Rösler e Imura et al. foram desenvolvidas para termossifões verticais e são utilizadas para efeito de comparação entre os resultados obtidos. Em todos os casos, as propriedades do fluido de trabalho foram determinadas a partir da temperatura de vapor medida experimentalmente.

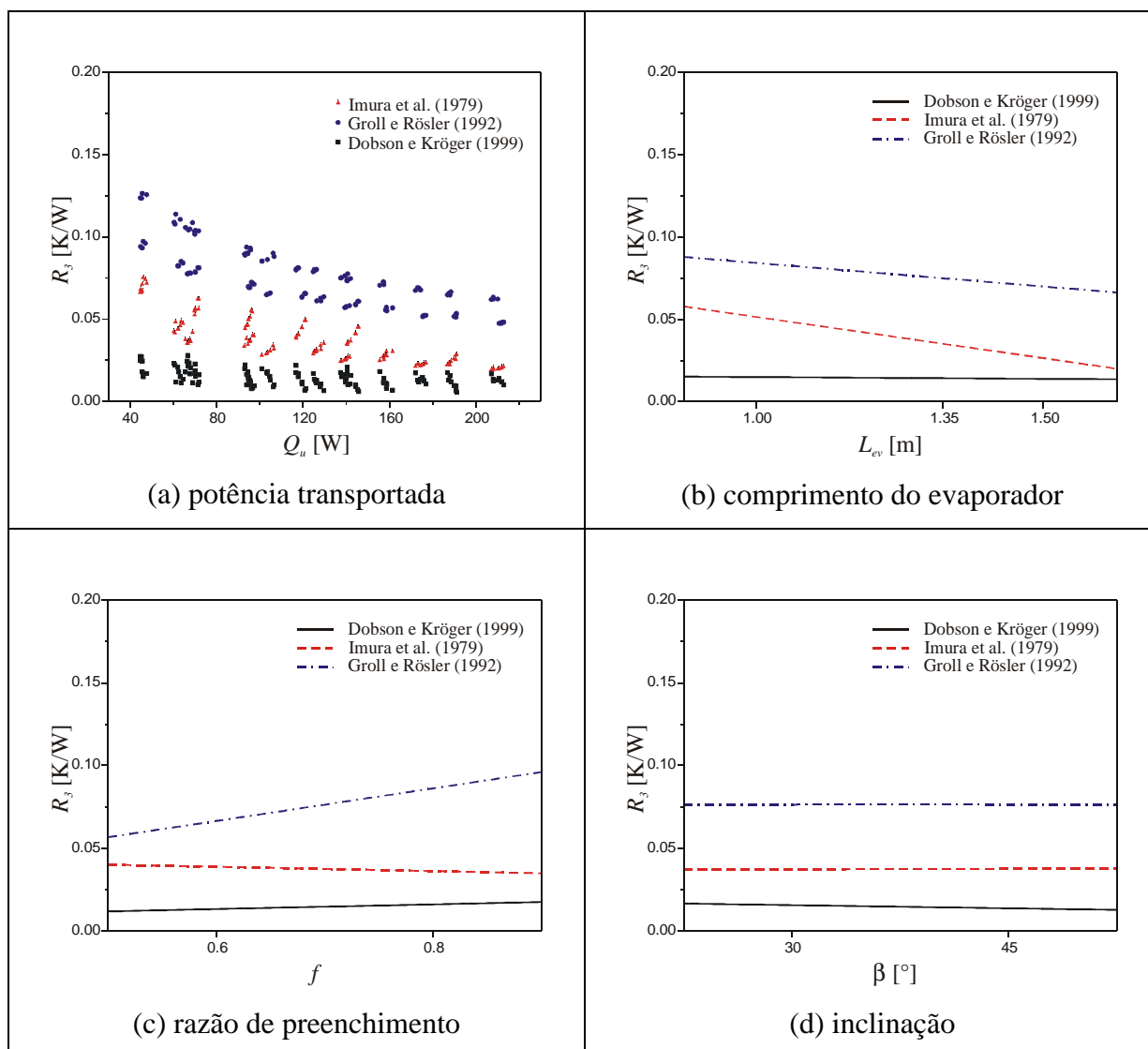


Figura 32. Influência dos parâmetros testados sobre as resistências térmicas de evaporação utilizando as correlações de Dobson e Kröger, Groll e Rösler e Imura et al..

Observa-se através dos gráficos da Figura 32, que a resistência térmica estimada utilizando a correlação para termossifões bifásicos inclinados apresentou valores menores do que a resistência térmica para termossifões verticais. A principal justificativa para esse fato é que a correlação de Dobson e Kröger foi desenvolvida utilizando a amônia como fluido de trabalho. As tendências de variação da resistência térmica em relação aos parâmetros testados mantiveram-se para as três correlações, com exceção da razão de preenchimento, que teve um comportamento diferente no caso da correlação de Imura et al. O gráfico da Figura 32 (a) mostra que a resistência térmica de evaporação apresenta uma tendência a diminuir com o aumento da potência transportada pelo termossifão bifásico. O gráfico da Figura 32 (b) mostra

também a mesma tendência, porém nesse caso, em relação ao aumento do comprimento do evaporador. Quanto ao efeito da razão de preenchimento, os modelos propostos por Groll e Rösler e Dobson e Kröger apresentam uma tendência ao aumento da resistência térmica com o aumento da razão de preenchimento como pode-se observar na Figura 32 (c). A Figura 32 (d) mostra uma pequena queda na resistência térmica com o aumento da inclinação, porém esse parâmetro foi o que teve menor influência sobre a resistência térmica de evaporação.

A Figura 33 (a)-(d) mostra as resistências térmicas de condensação calculadas utilizando as correlações de Gross (1992b), Hussein (1999b) e Groll e Rösler (1992). As propriedades do fluido de trabalho utilizadas correspondem à temperatura de vapor medida experimentalmente.

Analisando os gráficos da Figura 33, verifica-se que os valores estimados da resistência de condensação, calculados utilizando a correlação para tubos verticais, são menores que os valores obtidos com a correlação de Hussein e maiores que os valores obtidos com a correlação de Gross. Essa diferença entre o comportamento das correlações mostra que elas foram desenvolvidas para casos específicos, que podem não corresponder ao presentemente analisado.

Quanto às tendências observadas, verifica-se que no condensador, ao contrário do evaporador, as resistências térmicas aumentam com o aumento da potência, o que é constatado também com relação ao aumento do comprimento do evaporador e ao aumento da inclinação da placa. No caso da variação da razão de preenchimento, o modelo proposto por Hussein comportou-se de maneira diversa dos demais. Ocorreu nesse caso um aumento na resistência térmica com o aumento da razão de preenchimento.

Comparando-se as estimativas das resistências térmicas de evaporação e de condensação, pode-se afirmar que as correlações utilizadas apresentam resultados diferentes. Por outro lado, as tendências de comportamento das resistências térmicas em relação aos parâmetros analisados foram equivalentes na maioria das situações. A única exceção foi a variação da resistência de condensação em relação a razão de preenchimento, nesse caso a correlação de Hussein apresentou um comportamento diferente das demais correlações analisadas. A Tabela 4 mostra os efeitos de cada parâmetro sobre as resistências térmicas.

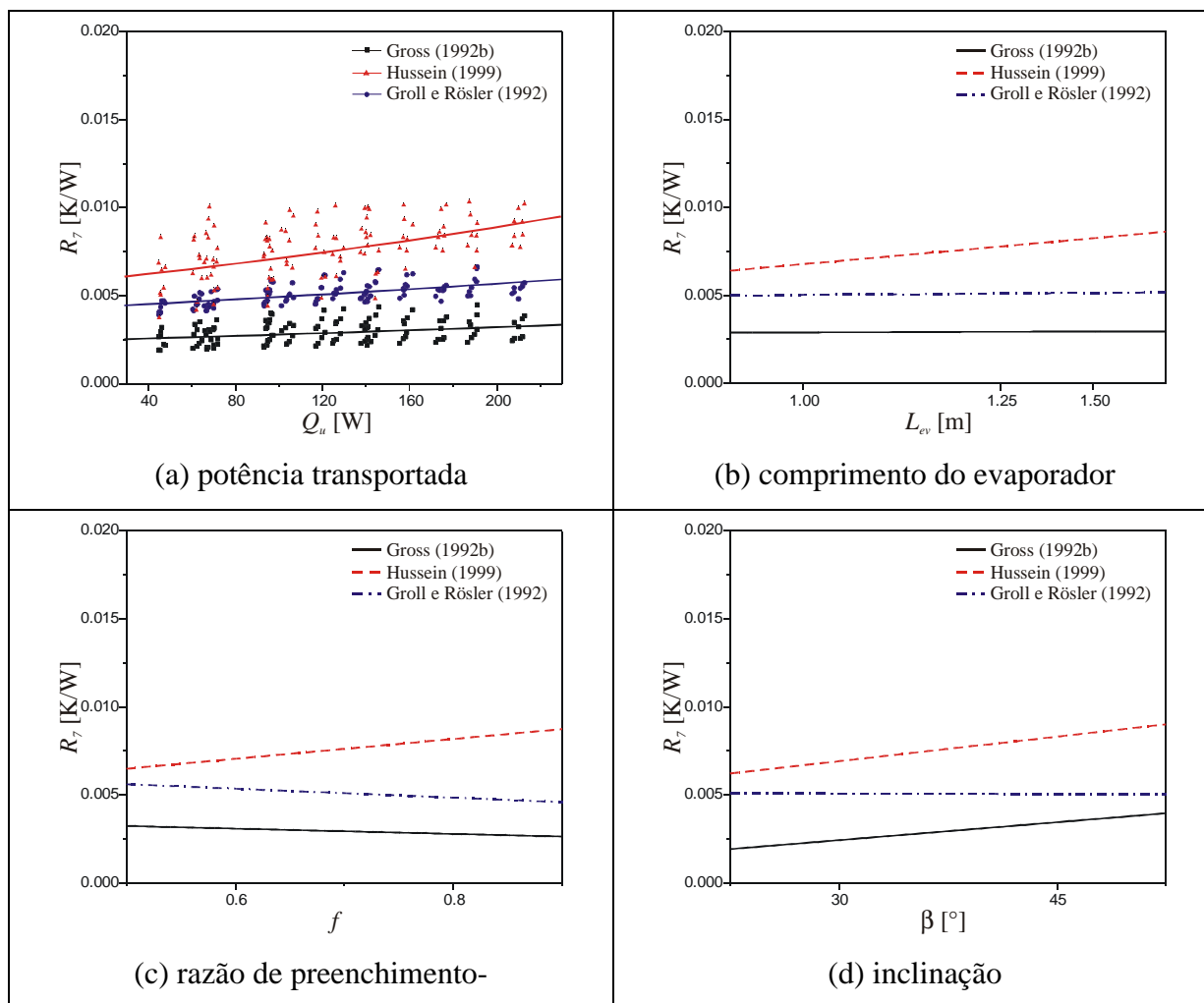


Figura 33. Influência dos parâmetros testados sobre as resistências térmicas de condensação utilizando os modelos de Gross, Hussein e Groll e Rösler

Tabela 4. Efeitos dos parâmetros de análise sobre as resistências térmicas (legenda: ↑ - aumenta; ↓ - diminui; ↔ não modifica)

	R_{ev}	R_{co}
↑ Q_u	↓	↑
↑ L_{ev}	↔	↑
↑ f	↑	↓
↑ β	↔	↑

4.2.2.3 Determinação da resistência térmica total experimental

Os valores experimentais das resistências térmicas dos termossifões bifásicos apresentaram uma grande discordância em relação aos resultados obtidos dos modelos encontrados na literatura mostrados no item anterior. As diferenças encontradas são decorrentes do fato das correlações utilizadas serem inadequadas para estimar a resistência térmica dos termossifões bifásicos na configuração e condições operacionais propostas.

Na Figura 34 (a)-(f) são apresentados os gráficos da resistência térmica equivalente de cada um dos termossifões bifásicos testados para o fluxo de calor aplicado nas aletas, para todas as condições analisadas. Pode-se observar através da Figura 34 (a)-(f), que a resistência térmica equivalente é maior para baixos fluxos de calor e diminui à medida que o fluxo de calor aumenta. Porém, em grande parte das situações a resistência térmica após uma queda inicial, torna a subir para depois cair de novo. Observando os respectivos gráficos transientes de cada um dos testes, concluiu-se que a queda inicial ocorre à medida que o fenômeno de “*geyser boiling*” se intensifica. Quando o regime de ebulição muda para a ebulição em piscina, inicialmente a resistência térmica aumenta para em seguida diminuir com o aumento da potência. Essa diferença de comportamento dificulta a criação de um modelo único, pois ocorrem dois regimes diferentes de operação.

A Figura 35 e a Figura 36 mostra o número de Nusselt (eq. (6)) em função do número de Reynolds (eq. (8)) para o escoamento bifásico na região do evaporador e do condensador para os diferentes regimes de operação. A identificação de qual regime de ebulição acontece no interior do tubo em regime permanente foi feita a partir das temperaturas medidas na parede externa e, portanto, está sujeita a erros de interpretação, principalmente nas situações de regime de ebulição misto.

Observando os gráficos da Figura 35 e da Figura 36 conclui-se que o tipo de regime de ebulição é diretamente relacionado aos números de Reynolds e de Nusselt no interior do termossifão bifásico. Porém, devido ao comportamento imprevisível que ocorre nos fenômenos bifásicos, em algumas situações acontecem diferentes regimes de ebulição para valores semelhantes dos números de Reynolds e de Nusselt. Observou-se que em torno de 85% das situações em que ocorreu “*geyser boiling*” o número de Reynolds foi menor que 2,1, e para aproximadamente 80% das situações em que ocorreu regime de ebulição desenvolvido, o número de Reynolds foi maior que 2,1.

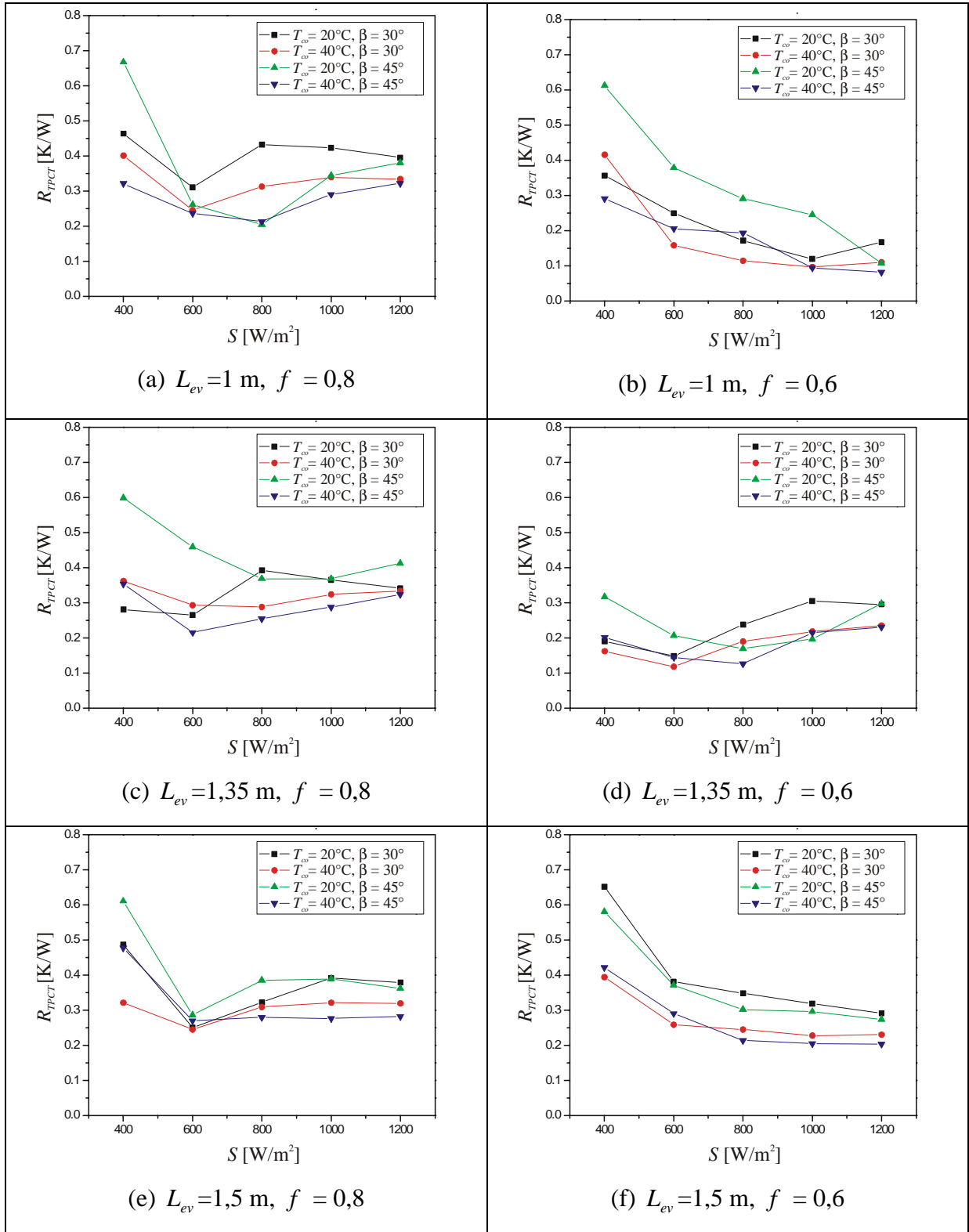


Figura 34. Resistências térmicas experimentais dos termossifões bifásicos em função do fluxo de calor aplicado nas aletas.

Os resultados ilustrados nos gráficos da Figura 35 e da Figura 36 são semelhantes aos encontrados por Mantelli et al. (1999). Os valores de Nusselt no caso do evaporador foram

menores, o que é justificado pela utilização de termossifões inclinados. No condensador, os valores do número de Nusselt foram maiores, principalmente para as situações com baixo número de Reynolds. Essas situações coincidem com o regime de “*geyser boiling*”, ou seja, a presença desse fenômeno contribui para o aumento do coeficiente de troca de calor por condensação nas situações onde o fluxo de calor é baixo. Em ambos os casos a dispersão dos dados foi maior, o que se deve à maior quantidade de condições operacionais testadas. Faghri (1995) mostra que resultados semelhantes foram obtidos por diversos autores, sendo que a dispersão dos dados foi maior nos casos onde a água foi utilizada como fluido de trabalho dos termossifões bifásicos.

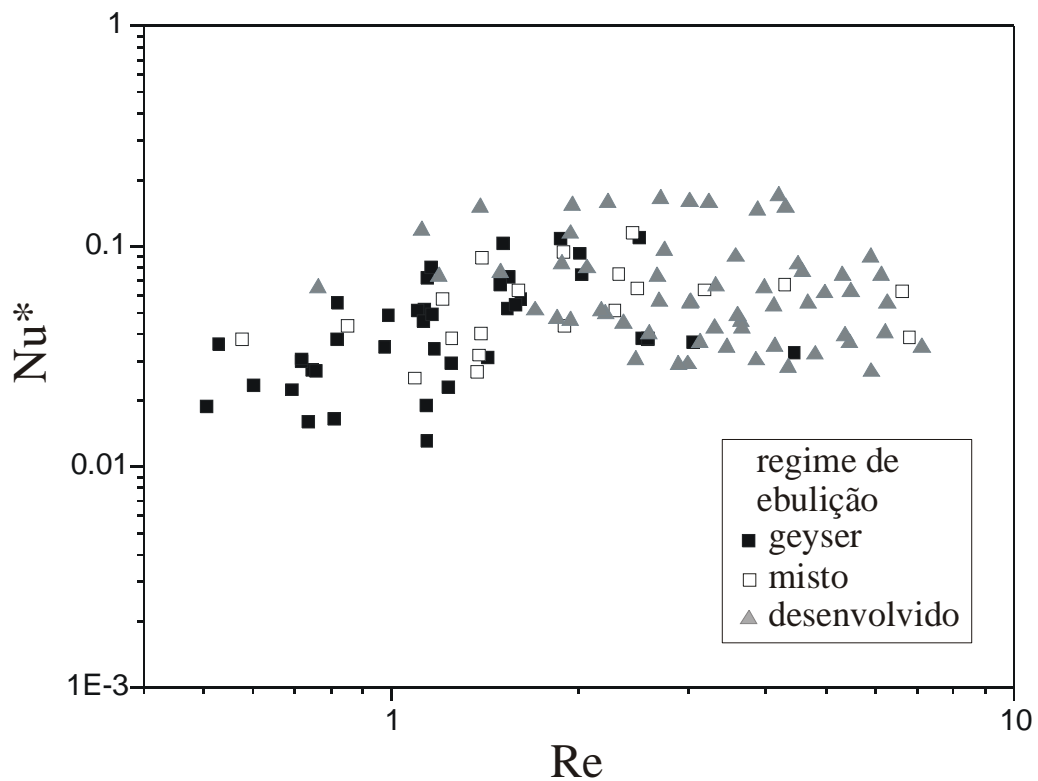


Figura 35. Número de Nusselt em função do número de Reynolds para os diferentes tipos de regime de ebulição no interior dos termossifões bifásicos na região do evaporador.

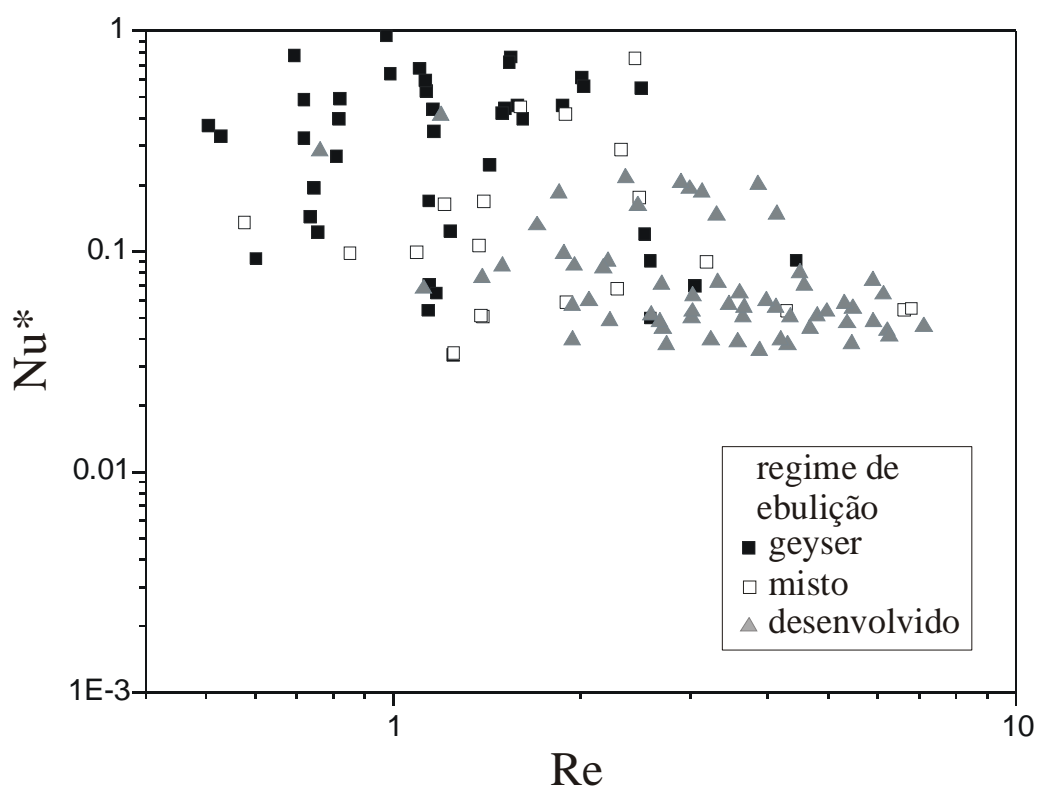


Figura 36. Número de Nusselt em função do número de Reynolds para os diferentes tipos de regime de ebulição no interior dos termossifões bifásicos na região do condensador.

4.2.2.4 Influência dos parâmetros analisados sobre as resistências térmicas experimentais

No item (b) os valores estimados com as correlações para cálculo da resistência térmica equivalente foram analisados em relação aos parâmetros investigados. No presente item, a mesma análise será realizada, porém utilizando as resistências térmicas determinadas experimentalmente. Na Tabela 5 são apresentados os resultados dessa análise. Comparando-se os resultados da Tabela 4 com os da Tabela 5, observa-se que os efeitos sobre as resistências térmicas são equivalentes na maioria dos casos. A maior discrepância encontrada foi a resistência de condensação em relação ao ângulo de inclinação. Como as correlações utilizadas são para geometria inclinada do condensador, enquanto que no caso investigado a geometria é semicircular, talvez seja essa a origem da diferença nos resultados encontrados. Porém o efeito da inclinação foi pouco significativo na resistência térmica global. Os efeitos mais significativos foram o da energia útil transportada e da razão de preenchimento. O efeito da temperatura no cabeçote de resfriamento não é contemplado pelas correlações utilizadas,

porém observou-se que à medida que a temperatura aumenta no reservatório, a resistência térmica do tubo diminui.

Tabela 5. Efeitos dos parâmetros de análise sobre as resistências térmicas (legenda: \uparrow - aumenta; \downarrow - diminui; \leftrightarrow não modifica).

	R_{ev}	R_{co}	R
$\uparrow Q_u$	\downarrow	\uparrow	\downarrow
$\uparrow L_{ev}$	\leftrightarrow	\uparrow	$\leftrightarrow \uparrow$
$\uparrow f$	\uparrow	\downarrow	\uparrow
$\uparrow \beta$	\leftrightarrow	\downarrow	\leftrightarrow
$\uparrow T_{co}$	\downarrow	\downarrow	\downarrow

4.2.2.5 Correlações para os coeficientes de transferência de calor de evaporação e de condensação para utilização na simulação do sistema de aquecimento solar

Como as correlações disponíveis não foram adequadas para a estimativa das resistências equivalentes de evaporação e ebulição, optou-se por derivar correlações a partir dos dados experimentais para serem utilizadas nas simulações.

O procedimento adotado foi selecionar apenas os dados relativos ao termossifão bifásico com as mesmas características construtivas dos que são utilizados no sistema de aquecimento solar e, a partir desses valores, derivar correlações para os coeficientes de transferência de calor por evaporação e por condensação.

A Figura 37 mostra os resultados obtidos com o termossifão bifásico com comprimento do evaporador igual a 1,35 m e razão de preenchimento igual a 0,6. Os valores dos coeficientes de transferência de calor de evaporação e condensação consideram também a resistência térmica de condução pela parede do tubo porque as temperaturas foram medidas na parede externa do tubo durante os experimentos.

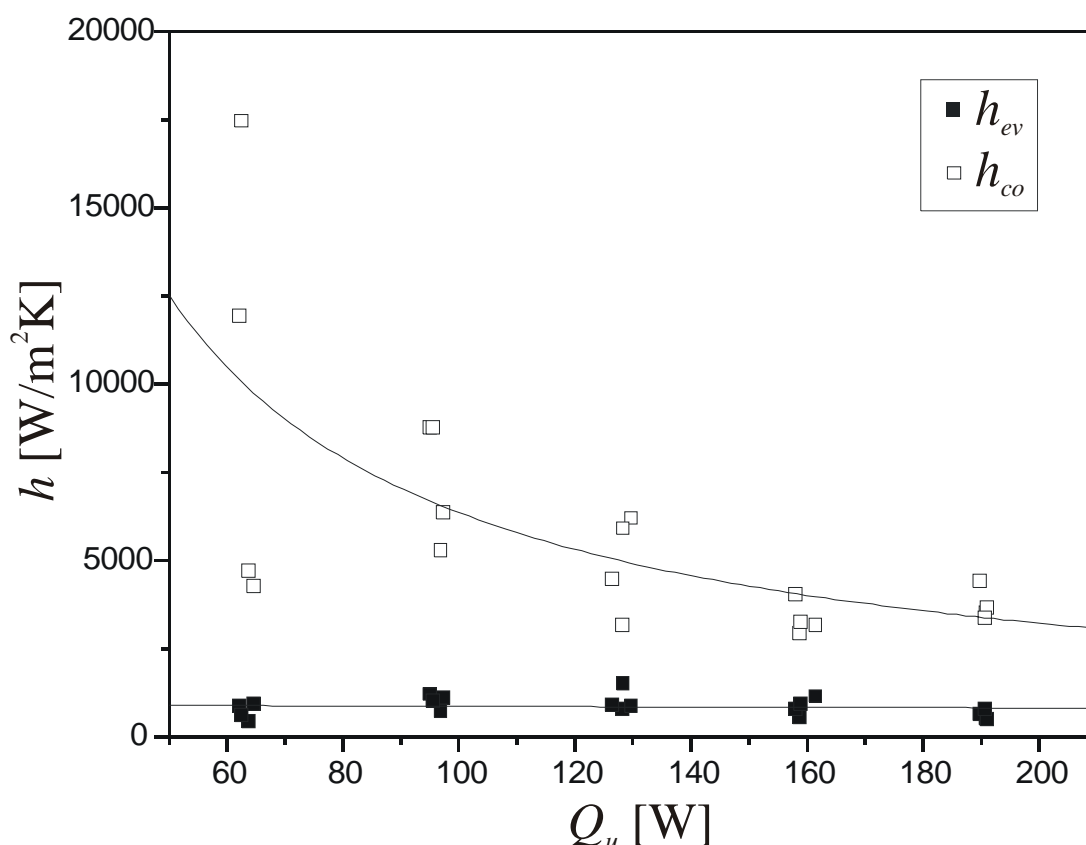


Figura 37. Coeficientes de transferência de calor obtidos experimentalmente para $L_{ev}=1,35$ m, $f = 0,6$.

Observa-se, através da Figura 37, que mesmo na situação em que foram utilizados dados dos experimentos realizados com apenas um dos tubos, a dispersão dos dados foi grande. Isso ocorre porque quatro condições operacionais diferentes estão sendo testadas. Caso as correlações determinadas dessa forma sejam suficientes para a simulação do sistema, pode-se utilizar o mesmo procedimento para outras configurações construtivas.

Ohadi et al. (1996), afirmam que os coeficientes de transferência de calor por ebulição podem ser determinados de maneira aproximada derivando-os empiricamente como função apenas do fluxo de calor transportado da seguinte forma:

$$h_{ev} = a_0 Q_u^{a_1} \quad (69)$$

Onde a_0 e a_1 são os coeficientes empíricos determinados a partir dos dados experimentais.

Procedendo dessa forma apenas para os dados relativos ao experimento com os tubos que foram utilizados para o protótipo do sistema encontraram-se as seguintes correlações para

os coeficientes de transferência de calor por evaporação e por condensação:

$$h_{ev} = 1182,585Q_u^{-0,06508522} \quad (70)$$

$$h_{co} = 572283,5Q_u^{-0,976856} \quad (71)$$

Visto que poucos dados experimentais foram utilizados para derivar essas correlações, elas podem ser consideradas válidas apenas para o presente caso.

4.2.2.6 Comparação entre os valores medidos e estimados da resistência térmica global

Nos itens anteriores foi mostrada a dificuldade de estimar o valor das resistências térmicas de evaporação e condensação para as condições operacionais da presente análise. Por outro lado, observa-se que a convecção externa ao condensador no interior do cabeçote de resfriamento pode possuir um efeito dominante sobre as demais resistências.

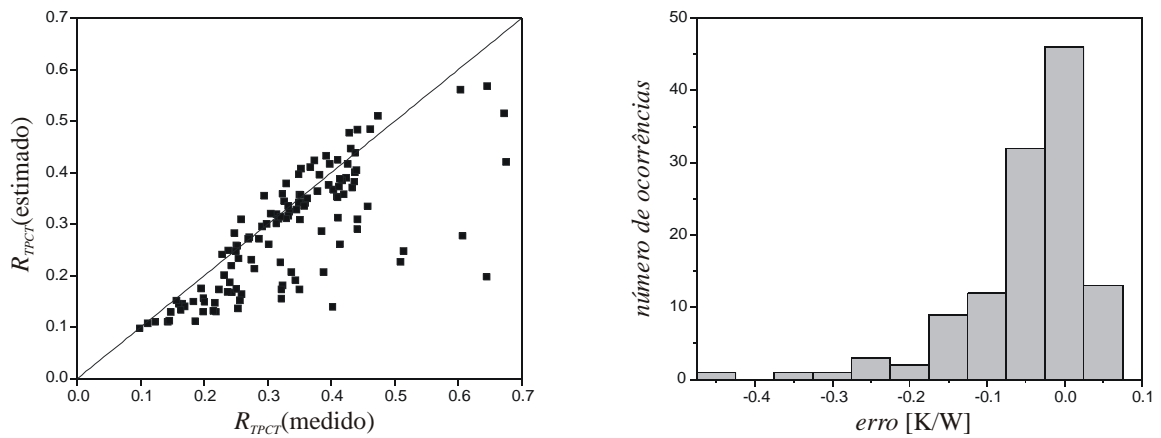
Calculando-se a resistência térmica equivalente de convecção no cabeçote de resfriamento e somando às demais resistências para obter a resistência térmica global do termossifão bifásico, chega-se aos resultados apresentados na Figura 38 (a). Observa-se que apesar de existir um espalhamento razoável dos pontos, a maioria concentra-se próximo a reta de ajuste ideal (estimados = medidos). Porém, alguns pontos se afastam bastante, principalmente nas situações onde ocorreram resistências térmicas equivalentes elevadas. A Figura 38 (b) mostra o histograma de frequência de erros, onde observa-se que os erros concentram-se ao redor de zero. Observa-se também que existe uma tendência de ocorrerem com maior frequência casos onde os valores da resistência são subestimados. O erro médio quadrático - $RMSE^2$ encontrado foi de 0,095 K/W e o erro do desvio médio - MBE^3 encontrado foi de -0,047 K/W. O coeficiente de correlação R^4 encontrado foi igual a 0,74,

² Root Mean Square Error - $RMSE = (\sum (x_{est,i} - x_{med,i})^2 / n)^{1/2}$

³ Mean Bias Erros - $MBE = \sum (x_{est,i} - x_{med,i}) / n$

⁴ $R = \frac{\sum [(x_{est,i} - \bar{x}_{est})(x_{med,i} - \bar{x}_{med})]}{\{[\sum (x_{est,i} - \bar{x}_{est})^2][\sum (x_{med,i} - \bar{x}_{med})^2]\}^{1/2}}$

que não é muito elevado, porém foi bastante influenciado pelos pontos em que as estimativas foram ruins.



(a) comparação entre dados teóricos e experimentais.

(b) histograma de frequência de erros.

Figura 38. Resultados comparativos entre a resistência térmica global experimental e a resistência térmica global estimada utilizando as correlações para evaporação e condensação propostas por Groll e Rösler (1992).

Conclui-se a partir dessa análise que apesar das estimativas das resistências térmicas de condensação e evaporação não serem precisas para o caso analisado, sua influência sobre a resistência térmica global será minimizada pelas outras resistências térmicas envolvidas.

5 RESULTADOS EXPERIMENTAIS DO SISTEMA DE AQUECIMENTO SOLAR

Os objetivos do experimento com o sistema de aquecimento solar de termosifões bifásicos foram: analisar o desempenho em condições reais, validar as simulações e, comparar o desempenho com um sistema de aquecimento solar convencional com dimensões semelhantes.

5.1 Variação da temperatura ao longo do dia no coletor e reservatório térmico

As figuras a serem apresentadas a seguir mostram a variação ao longo do dia das temperaturas da placa coletora, da temperatura no reservatório térmico e da irradiação solar na superfície da placa coletora. A temperatura na placa coletora é medida conforme descrito no item 3.3.

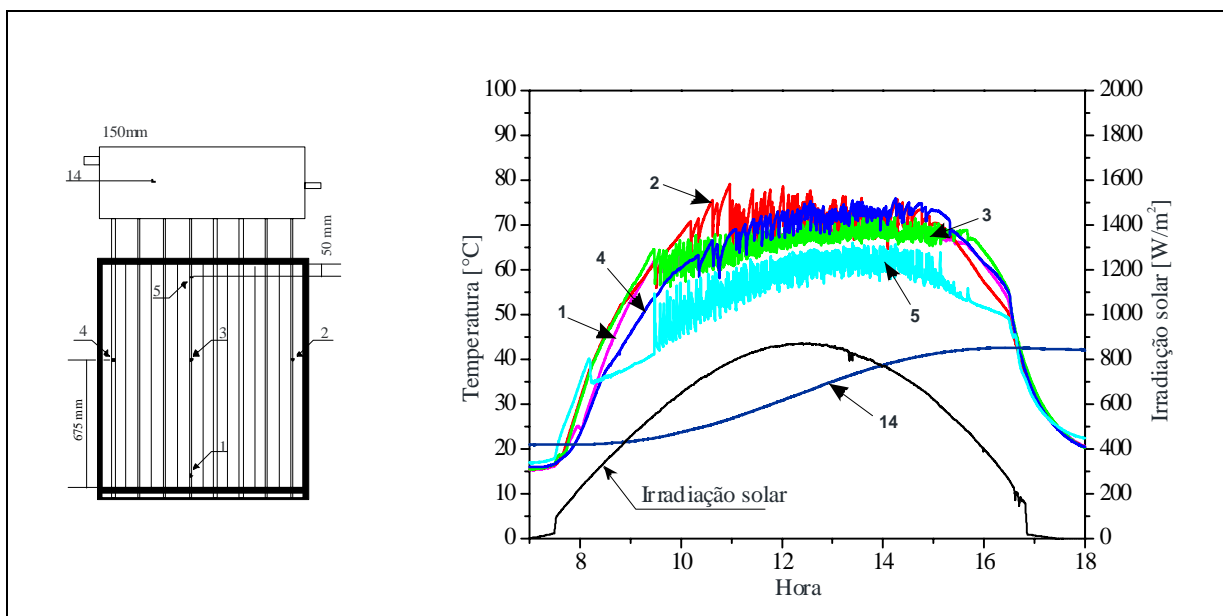


Figura 39. Temperaturas no sistema de aquecimento solar e irradiação solar em um dia de céu claro (04/06/2002).

Na Figura 39 pode-se observar a resposta de operação do sistema objeto de investigação durante um dia de céu claro (04/06/2002). Os gráficos das temperaturas medidas

na placa coletora mostram que durante o início do dia, a maior parte do calor absorvido pela placa coletora é utilizado para o aquecimento do fluido de trabalho até a temperatura de saturação. Por conseguinte, apenas uma pequena quantidade do calor é transportada para o reservatório térmico. A utilização de tubos com diâmetro menor reduziria a energia necessária para elevar a temperatura dos termossifões bifásicos até a condição de operação, pois reduziria a quantidade de líquido a ser aquecido.

Fazendo uma comparação entre as temperaturas no ponto central do evaporador de diferentes termossifões bifásicos na Figura 39 (termopares 2, 3 e 4), pode-se observar que estas têm comportamento semelhante. Contudo, no início do dia, a temperatura do termopar 4 é menor que a temperatura nos termopares 2 e 3, enquanto que no final do dia o mesmo acontece em relação ao termopar 2. Isso ocorre devido ao sombreamento provocado pelas laterais da caixa do coletor sobre a placa coletora no início e no final do dia.

Observando as temperaturas ao longo de um mesmo termossifão bifásico na Figura 39 (termopares 1, 3 e 5), verifica-se que o comportamento é semelhante ao obtido nos testes realizados dentro do laboratório. A temperatura é maior no início do evaporador, diminuindo na direção do condensador. Outra observação importante é que as temperaturas oscilam bastante indicando a presença de um regime de ebulição misto ou presença do efeito de “*geyser boiling*”.

No centro do reservatório térmico a temperatura varia de acordo com a operação dos termossifões bifásicos. Inicialmente o aumento de temperatura é lento, começando a se tornar mais rápido a partir do momento que os termossifões bifásicos entram em regime normal de operação. À medida que a intensidade da irradiação solar diminui, o ganho térmico no reservatório também diminui até o momento em que a intensidade da irradiação solar seja menor que o nível crítico para o transporte de energia para o reservatório térmico.

Na Figura 40 pode-se observar a resposta de operação do sistema objeto de investigação durante um dia céu com intensidade de irradiação solar alta, porém com a presença de nebulosidade (06/06/2002). Nesse caso o sistema operou de maneira semelhante ao dia de céu claro, porém seu desempenho foi pior, devido a menor intensidade de irradiação solar disponível. Esse fato é comprovado pois a temperatura no reservatório ao final do dia foi menor que no dia de céu claro.

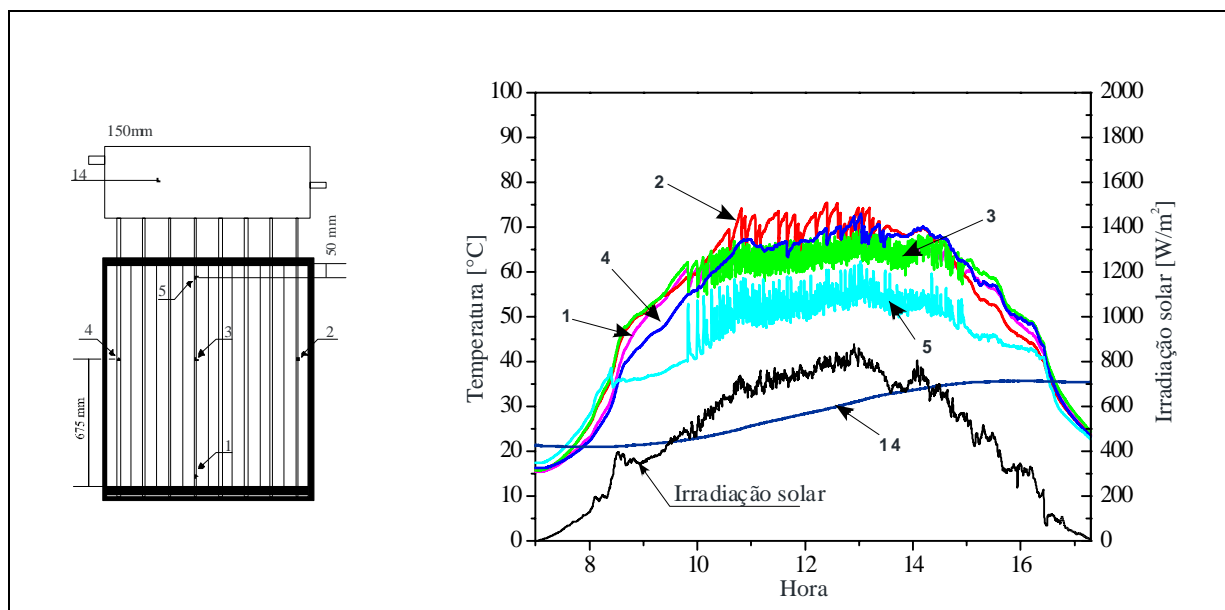


Figura 40. Temperaturas no sistema de aquecimento solar e irradiação solar em um dia com nebulosidade (06/06/2002).

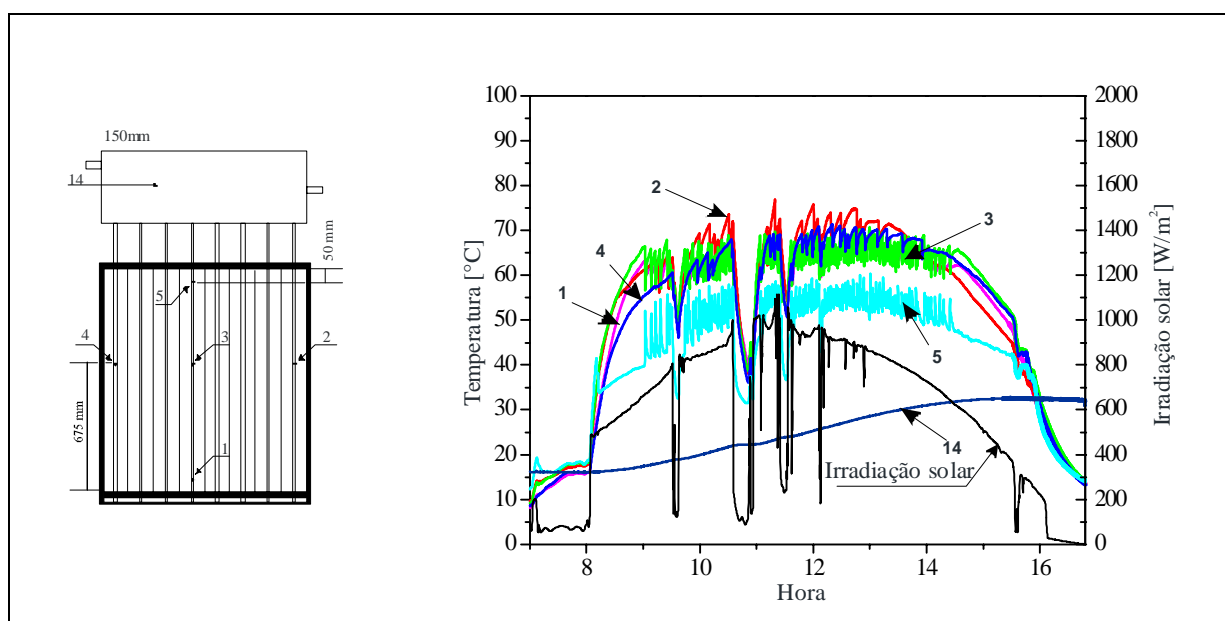


Figura 41. Temperatura no sistema de aquecimento solar e irradiação solar em um dia com céu parcialmente encoberto (09/06/2002).

A Figura 41 mostra o gráfico de operação do sistema durante um dia de céu claro durante alguns períodos e com cobertura de nuvens durante outros (09/06/2002). Observa-se através desse gráfico que a energia útil do sistema diminui nos momentos em que a intensidade de irradiação solar cai bruscamente. Nos períodos de sol encoberto a temperatura na placa cai rapidamente e a energia térmica deixa de ser transportada para o reservatório

térmico. O tempo de retorno até a condição de operação em regime dependerá do tempo em que o sol ficar encoberto. Intervalos longos com cobertura de nuvens implicarão em um resfriamento maior dos termossifões bifásicos e conseqüentemente em uma quantidade de energia maior para fazer o coletor retornar ao regime de operação.

5.2 Temperatura média no reservatório térmico

A partir dos valores de temperatura medidos nos pontos de controle no interior do reservatório térmico, observou-se que a estratificação da temperatura do reservatório não é significativa. Nos sistemas de aquecimento solar convencionais, essa estratificação ocorre com maior intensidade porque a água que irá circular pela placa coletora é retirada da parte inferior do reservatório e retorna, após o aquecimento, pela parte superior do mesmo. No sistema analisado, o contato térmico entre o termossifão bifásico e a parede externa do reservatório acontece pela parte inferior do mesmo. Dessa forma, a água é aquecida pela parte inferior do reservatório, favorecendo a convecção natural. Verificou-se experimentalmente que os gradientes internos de temperatura foram baixos. O desvio padrão da temperatura nos diferentes pontos de controle no interior do reservatório foi sempre inferior a 1°C (máximo verificado 0,57°C) durante o período em que os termossifões bifásicos estavam operando. Optou-se então por utilizar na análise do desempenho do sistema a temperatura média do reservatório (“*fully mixed model*”). A temperatura média é calculada considerando-se que cada temperatura medida é representativa de uma determinada região do reservatório conforme mostrado na Figura 42.

A temperatura média é calculada fazendo a média ponderada das temperaturas em relação à área da seção transversal na forma que segue:

$$\bar{T}_f = \frac{\sum T_{f,i} A_i}{A} \quad (72)$$

onde $T_{f,i}$ são as temperaturas medidas em cada um dos pontos de controle internos do reservatório [K], A_i são as áreas individuais [m²] e A é a área da seção transversal do reservatório [m²].

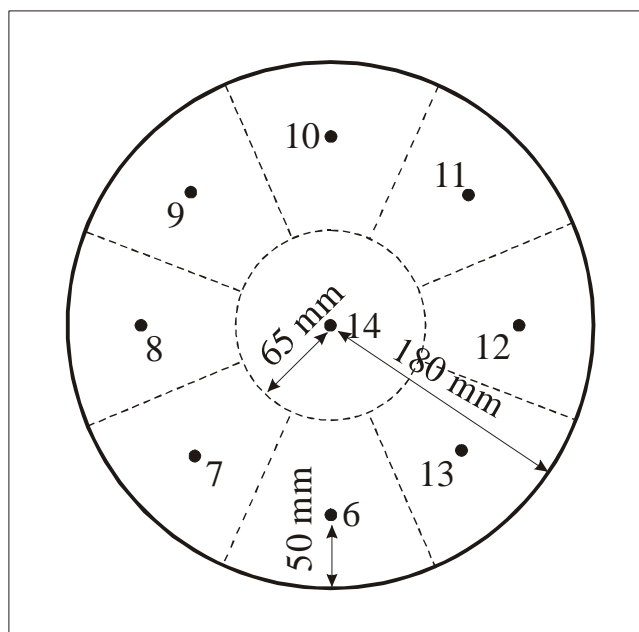


Figura 42. Divisão do reservatório em setores cálculo da temperatura média.

5.3 Cálculo da eficiência do sistema de aquecimento solar

A eficiência de um coletor solar de placa plana é dada pela relação entre a energia transferida para o fluido de trabalho durante a passagem pela placa coletora (energia útil) e a energia solar incidente sobre o plano do coletor durante o mesmo período. Essa eficiência dependerá das condições operacionais do coletor como temperatura de trabalho, temperatura ambiente e irradiação solar. Por isso, a eficiência é expressa através da curva de eficiência, que pode ser determinada experimentalmente ou analiticamente utilizando a metodologia para determinar o fator de remoção de calor “ F_R ” descrita no item 2.3.3.

No caso do sistema de aquecimento solar com termossifões bifásicos pode-se definir a eficiência de forma semelhante. Considera-se como energia útil a energia responsável pela elevação da temperatura no reservatório térmico. Optou-se por utilizar um intervalo de tempo de 5 minutos para o cálculo da energia útil. A utilização de intervalos maiores implicaria em uma variação muito grande de irradiação solar e, conseqüentemente, na variação do comportamento dos termossifões bifásicos. Por outro lado, a utilização de intervalos menores poderia não apresentar resultados satisfatórios devido à pequena variação da temperatura média no interior do reservatório. Considerando-se uma condição de regime permanente, a eficiência é expressa por:

$$\eta = \frac{Q_u}{A_c \bar{I}_T} = \frac{m_{res} C_p (T_{f,i+1} - T_{f,i})}{A_c \bar{I}_T \Delta t} \quad (73)$$

Onde $i+1$ e i indicam a temperatura no início e final do intervalo de tempo considerado, \bar{I}_T é a irradiação média no mesmo intervalo de tempo [W/m^2] e Δt é o intervalo de tempo [s].

Substituindo Q_u pela expressão apresentada na Eq. (56), pode-se escrever a eficiência instantânea da seguinte forma:

$$\eta = \frac{A_c [F_R (\tau\alpha) \bar{I}_T - F_R U_L (T_f - T_a)]}{A_c \bar{I}_T} = F_R (\tau\alpha) - F_R U_L (T_f - T_a) / \bar{I}_T \quad (74)$$

Essa curva na maioria dos coletores aproxima-se de uma reta onde os valores de $F_R (\tau\alpha)$ e $F_R U_L$ são respectivamente os coeficientes lineares e angulares. A diferença básica entre a curva de eficiência do sistema de aquecimento solar de termossifões bifásicos e o coletor de placa plana convencional é que, no primeiro caso, todas as perdas térmicas do sistema já estão incluídas. Portanto, uma comparação direta entre as eficiências do sistema e de uma placa coletora não pode ser realizada.

Na metodologia de ensaio apresentada na norma NBR10184 para determinação da curva de eficiência de coletores solares planos, algumas condições operacionais são exigidas para a validade do teste. A maioria delas diz respeito apenas a coletores solares convencionais, como por exemplo, os valores mínimos de variação da vazão e temperatura na entrada da placa. Outras condições operacionais referem-se às condições meteorológicas necessárias para garantir a condição de regime permanente. No caso em questão, foram desconsiderados os casos em que a variação da irradiação solar fosse superior a $50 \text{ W}/\text{m}^2$, velocidade do vento superior a $4,5 \text{ m}/\text{s}$ e irradiação solar inferior a $600 \text{ W}/\text{m}^2$.

Na Figura 43 são mostradas as curvas de eficiência térmica do sistema de aquecimento solar para diversos dias onde as condições meteorológicas para teste foram satisfeitas. Pode-se observar que de um dia para outro as curvas de eficiência diferem um pouco entre si. Isso se deve a variações nas condições meteorológicas nos diferentes dias em que foram realizados os testes. Utilizando todos os dados medidos para o levantamento de uma única curva de eficiência chega-se aos valores apresentados na Tabela 6 que também são mostrados na Figura 44.

Tabela 6. Curva característica de eficiência do sistema de aquecimento solar de termossifões bifásicos.

$F_R(\tau\alpha)$	0,525
$F_R U_L$ [W/m ² K]	8,35
Coeficiente de correlação - R	0,92851
Desvio padrão	0,02633

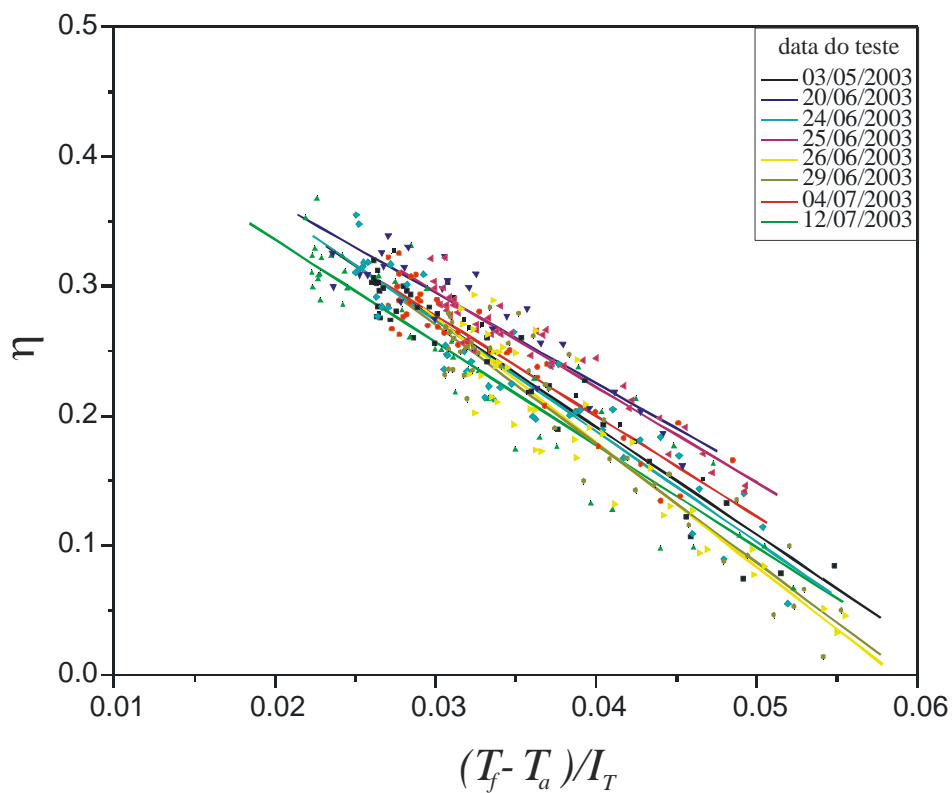


Figura 43. Curvas de eficiência do sistema de aquecimento solar de termossifões bifásicos para diversos dias.

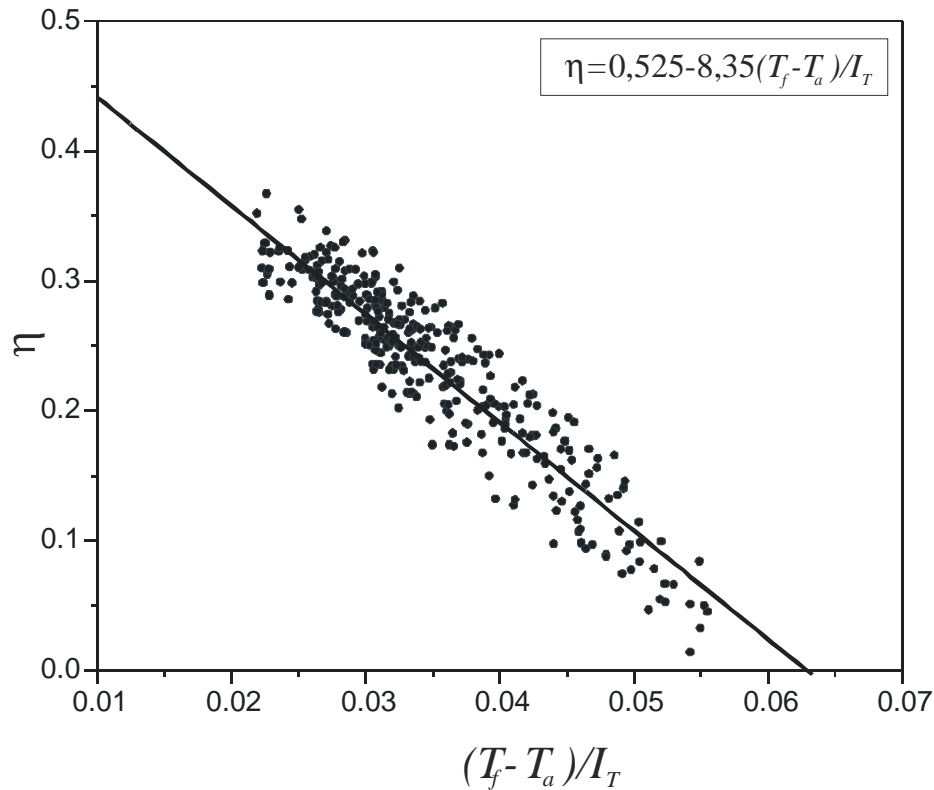


Figura 44. Curva característica da eficiência do sistema de aquecimento solar de termossifões bifásicos.

A Figura 45 mostra comparativamente os resultados obtidos utilizando o sistema de aquecimento solar com termossifões bifásicos e um sistema de aquecimento solar com placa coletora convencional. Comparando-se as duas curvas observa-se que o desempenho do sistema convencional é melhor que o desempenho do sistema com termossifões bifásicos. Essa diferença deve-se às seguintes razões:

- a temperatura de operação da placa coletora com termossifões bifásicos é maior, aumentando as perdas térmicas;
- a energia necessária para a elevação dos termossifões bifásicos até a temperatura que eles efetivamente funcionam é maior que no sistema convencional, ou seja, a inércia térmica e o nível de irradiação crítico para a operação do sistema são maiores.

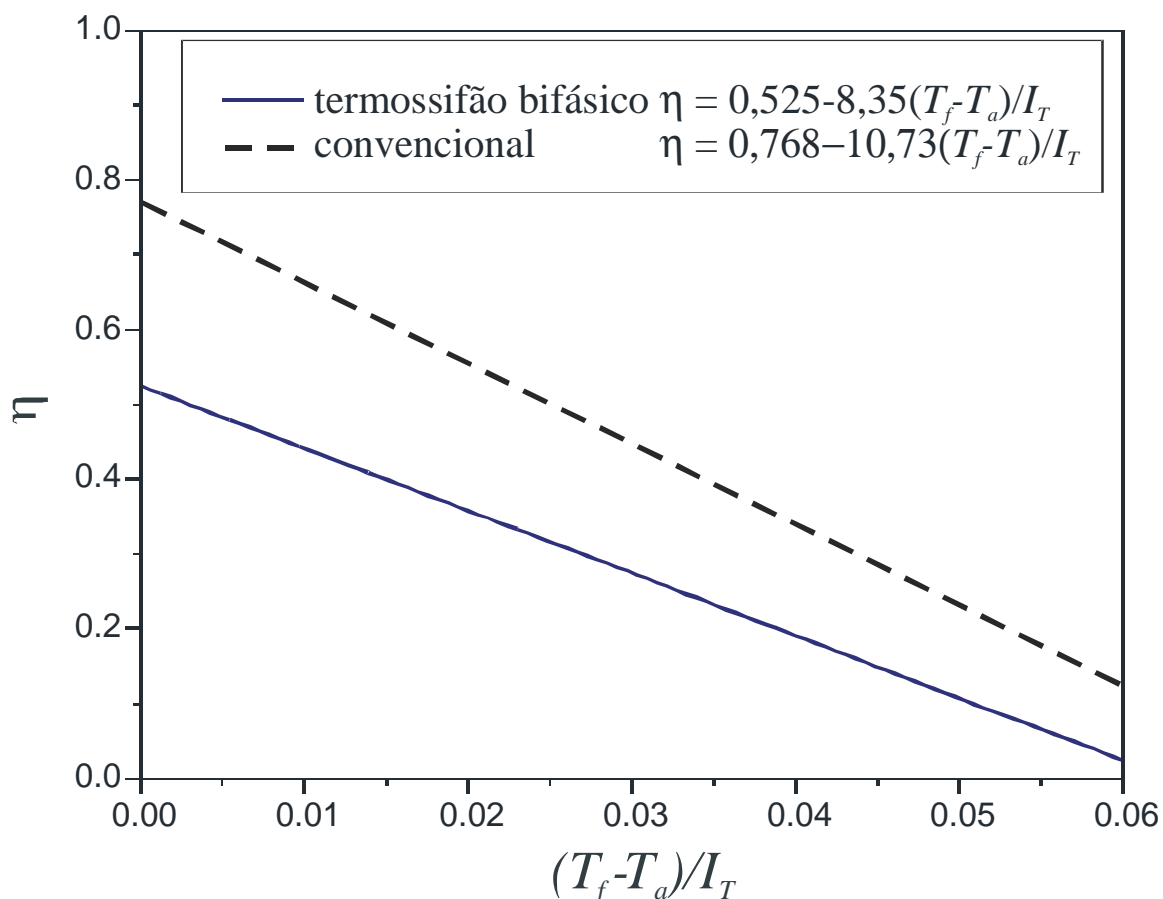


Figura 45. Curva de eficiência do sistema de aquecimento solar de termossifão bifásico e de um sistema convencional com as mesmas características.

A Figura 46 compara a curva de eficiência do sistema investigado no presente trabalho com curvas de eficiência de coletores solares planos com tubos de calor. O coletor solar desenvolvido por Hussein et al. (1999b) foi o que apresentou o melhor desempenho. A maior diferença desse coletor em relação aos outros analisados foi a menor razão de preenchimento.

O coletor solar investigado por Ismail e Abogderah (1992) teve um desempenho pouco melhor que o sistema desenvolvido no presente trabalho. Porém, caso sejam consideradas as perdas térmicas nas tubulações entre o reservatório e placa coletora, os dois sistemas podem ter desempenhos equivalentes. Ismail e Abogderah também observaram que para um valor fixo de $(T_f - T_a)/I_T$, a eficiência do coletor aumenta à medida que o fluxo de massa no cabeçote de resfriamento aumenta, até atingir um patamar máximo. Essa variação da eficiência em relação ao fluxo de massa está diretamente ligada ao coeficiente de transferência de calor externo no condensador. No sistema investigado no presente trabalho, a transferência de calor entre o condensador e o reservatório térmico acontece por convecção

natural e, conseqüentemente, o coeficiente de transferência de calor é mais baixo. Isso justifica em parte a menor eficiência desse sistema.

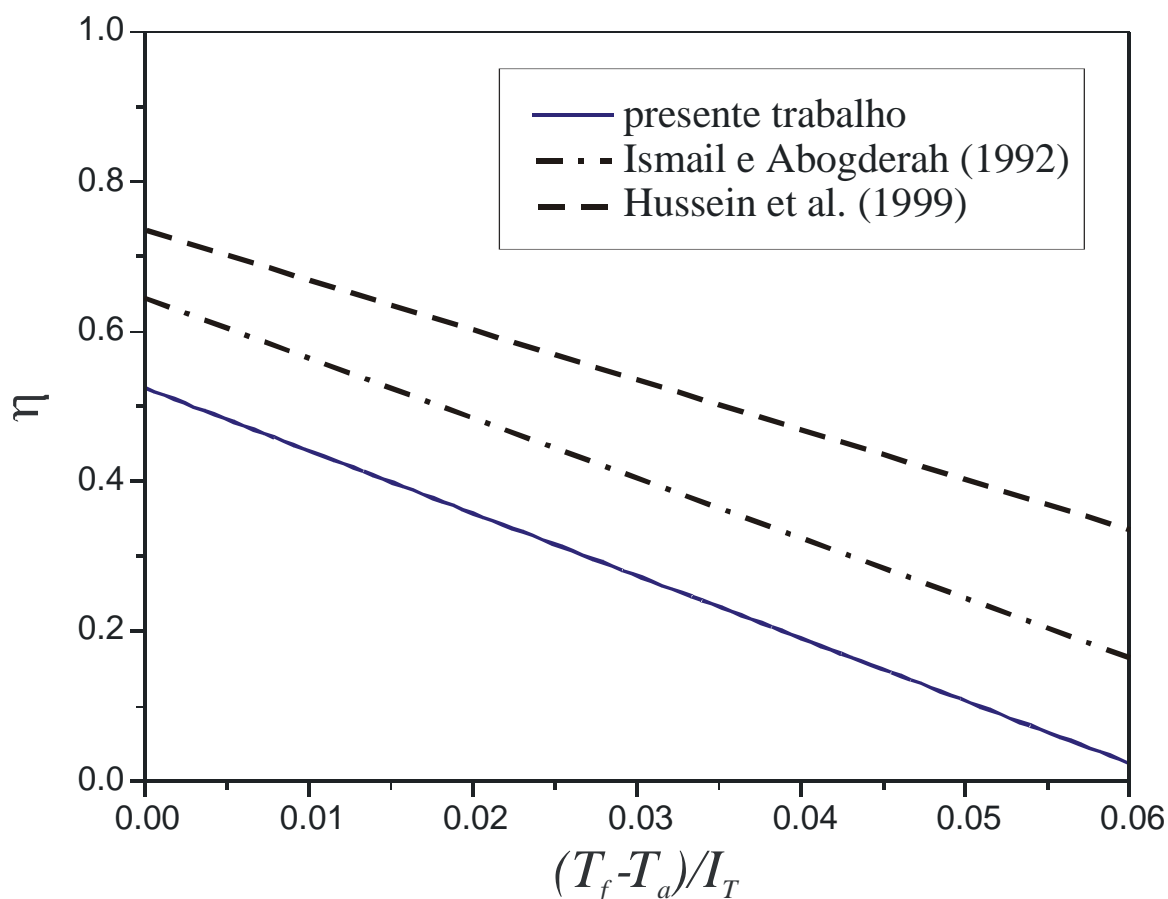


Figura 46. Curva de eficiência do sistema de aquecimento solar de termossifão bifásico e placas coletoras de tubos de calor.

5.4 Nível crítico de radiação e temperatura de estagnação

Nível crítico de radiação é a intensidade mínima de irradiação solar, abaixo da qual não existe ganho de energia no sistema. O valor da radiação crítica é calculado igualando a energia útil a zero na equação (56):

$$I_{Tc} = \frac{F_R U_L (T_f - T_a)}{F_R (\tau\alpha)} \quad (75)$$

Na equação (75) observa-se que o nível crítico de radiação dependerá das

características construtivas do sistema e será proporcional à diferença entre a temperatura do reservatório e a temperatura ambiente.

A temperatura de estagnação do sistema de aquecimento solar é a máxima temperatura que o sistema pode alcançar, acima da qual não existe mais ganho de energia pelo sistema e a eficiência passa a ser zero. Isso ocorre porque à medida que a temperatura aumenta, as perdas térmicas do sistema também aumentam, até o momento em que toda a energia ganha é perdida para o ambiente. A temperatura de estagnação pode ser determinada a partir da curva de eficiência de maneira semelhante ao que foi feito para o nível crítico de radiação.

$$T_{f,est} = \frac{F_R(\tau\alpha)I_T}{F_R U_L} + T_a \quad (76)$$

Pode-se observar que assim como o nível crítico de irradiação, a temperatura de estagnação também depende das características construtivas e condições operacionais do sistema.

5.5 Simulação de consumo de água aquecida

A simulação de consumo de água aquecida ao final do dia é realizada utilizando recipientes de volume conhecido. A água aquecida é misturada com água fria até atingir a temperatura desejada utilizando uma válvula termostática. O tempo necessário para encher os recipientes é medido e a partir desse valor é possível calcular as vazões médias de consumo. Durante o período de descarga são medidas continuamente as temperaturas de consumo, de fornecimento e de saída do reservatório térmico. Utilizando a vazão total média e as temperaturas medidas, é possível determinar as vazões do reservatório térmico e do reservatório de água fria fazendo-se o balanço de massa e energia, o que resulta no sistema de equações a seguir:

$$\begin{aligned} \dot{m}_{con} &= \dot{m}_f + \dot{m}_{fria} \\ \dot{m}_{con} &= (\dot{m}_f T_f - \dot{m}_{fria} T_{fria}) / T_{con} \end{aligned} \quad (77)$$

onde \dot{m}_{con} é vazão total de água [kg/s], \dot{m}_f é a vazão de água do reservatório térmico [kg/s],

\dot{m}_{fria} é a vazão de água do reservatório de água fria [kg/s], T_{con} é a temperatura de consumo [K], T_f é a temperatura no reservatório térmico [K] e, T_{fria} é a temperatura do reservatório de água fria [K].

Caso a temperatura da água no reservatório térmico estiver abaixo da temperatura de consumo, toda a água consumida é retirada do reservatório térmico. Nesse caso será necessária uma determinada quantidade de energia auxiliar para garantir a temperatura adequada para o banho calculada da seguinte forma:

$$Q_{aquec} = \dot{m}_{con} C_p (T_{con} - T_f) \quad (78)$$

A máxima energia necessária para aquecimento acontece quando o ganho solar é nulo e a temperatura do reservatório térmico é a mesma do reservatório de água fria, logo:

$$Q_{aquec,max} = \dot{m}_{con} C_p (T_{con} - T_{fria}) \quad (79)$$

A fração solar medida experimentalmente é dada por:

$$f = Q_{aquec} / Q_{aquec,max} = \min\{(T_{con} - T_f) / (T_{con} - T_{fria}), 1\} \quad (80)$$

Nos dias 4, 6 e 9 de Junho de 2002 foram feitas descargas de água para verificar o comportamento do sistema durante o consumo. A temperatura da válvula misturadora termostática foi fixada em 38°C e um total de 160 litros (0,16 m³) de água foram retirados para simular o consumo diário previsto. Através dos valores experimentais mostrados na Figura 47, observou-se que à medida que a temperatura da água no reservatório diminui, a parcela de água consumida do reservatório de água quente aumenta. No caso apresentado, a temperatura do reservatório está abaixo da temperatura que a válvula termostática foi fixada e verificou-se que ainda existe consumo de água do reservatório de água fria. Esse fato não deveria acontecer pois é prejudicial ao aproveitamento da energia térmica acumulada no reservatório.

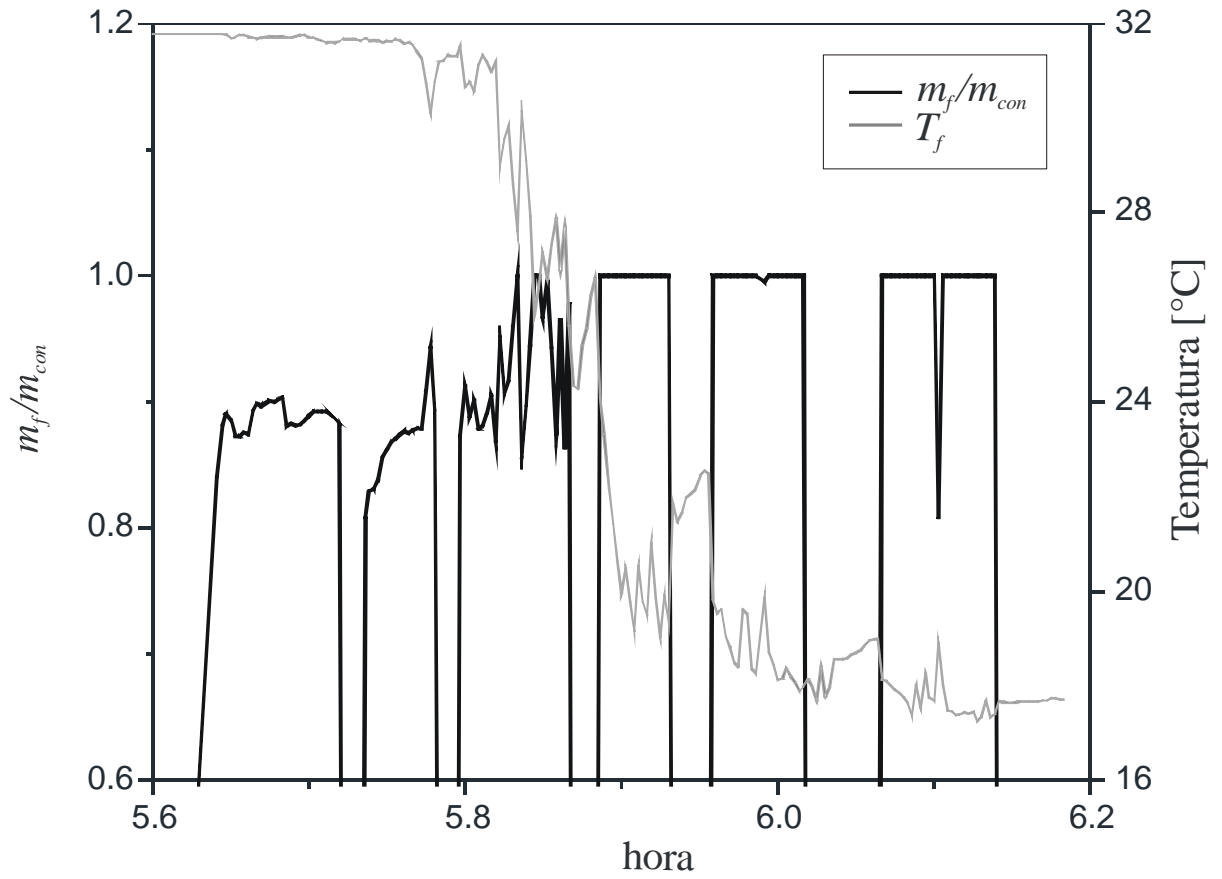


Figura 47. Temperatura do reservatório e consumo relativo de água do reservatório para o dia 09/06/2002.

6 SIMULAÇÃO DO SISTEMA PROPOSTO E ANÁLISE ECONÔMICA

6.1 Validação das simulações do sistema

As simulações do sistema de aquecimento solar foram realizadas utilizando duas metodologias diferentes. A primeira delas utilizando a curva de eficiência obtida experimentalmente e a segunda utilizando a metodologia apresentada no item 2.3, substituindo as resistências térmicas de ebulição e condensação pelas correlações obtidas com os dados experimentais.

6.1.1 Simulação utilizando a curva de eficiência determinada experimentalmente

A Figura 48 (a)-(d) mostra os resultados comparativos das temperaturas no reservatório térmico obtidos para três seqüências de três dias cada. Os valores medidos são comparados com os estimados utilizando o programa de simulação que calcula o desempenho do sistema a partir da curva de eficiência experimental.

Na Figura 48 (a) são apresentados resultados obtidos em uma seqüência de dias claros, praticamente sem a presença de nuvens. Pode-se observar que a concordância entre os resultados teóricos e experimentais em ambos os casos é boa, embora os valores tenham sido medidos em diferentes épocas do ano. Ou seja, existe boa concordância entre os resultados mesmo em situações com diferentes intensidades de irradiação solar e de temperatura ambiente. No caso onde houve dias em que o sol foi parcialmente encoberto por nuvens (Figura 48 (b)), a diferença entre os valores medidos e estimados foi maior, mostrando uma tendência da simulação em subestimar a energia fornecida pelo sistema nessas condições. A Figura 49 mostra a comparação entre os resultados medidos e estimados. Observa-se que os resultados são satisfatórios, pois os erros encontrados são baixos. O erro médio quadrático - *RMSE* encontrado foi de $1,07^{\circ}\text{C}$ e o erro do desvio médio - *MBE* encontrado foi de $-0,52^{\circ}\text{C}$. O coeficiente de correlação *R* encontrado foi igual a 0,98.

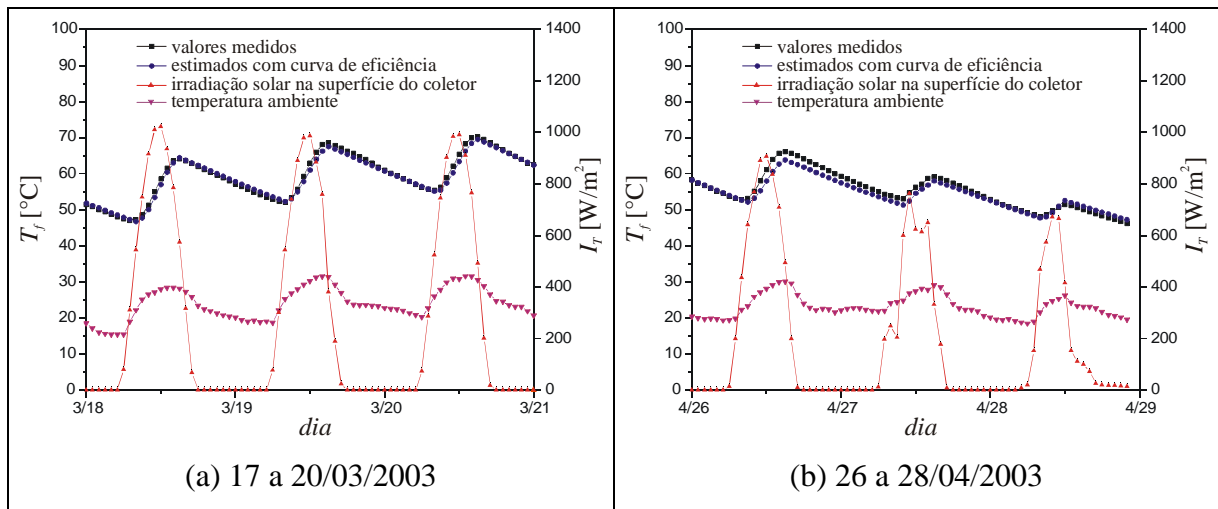


Figura 48. Comparação entre a temperatura média do reservatório medida e estimada utilizando a curva de eficiência experimental.

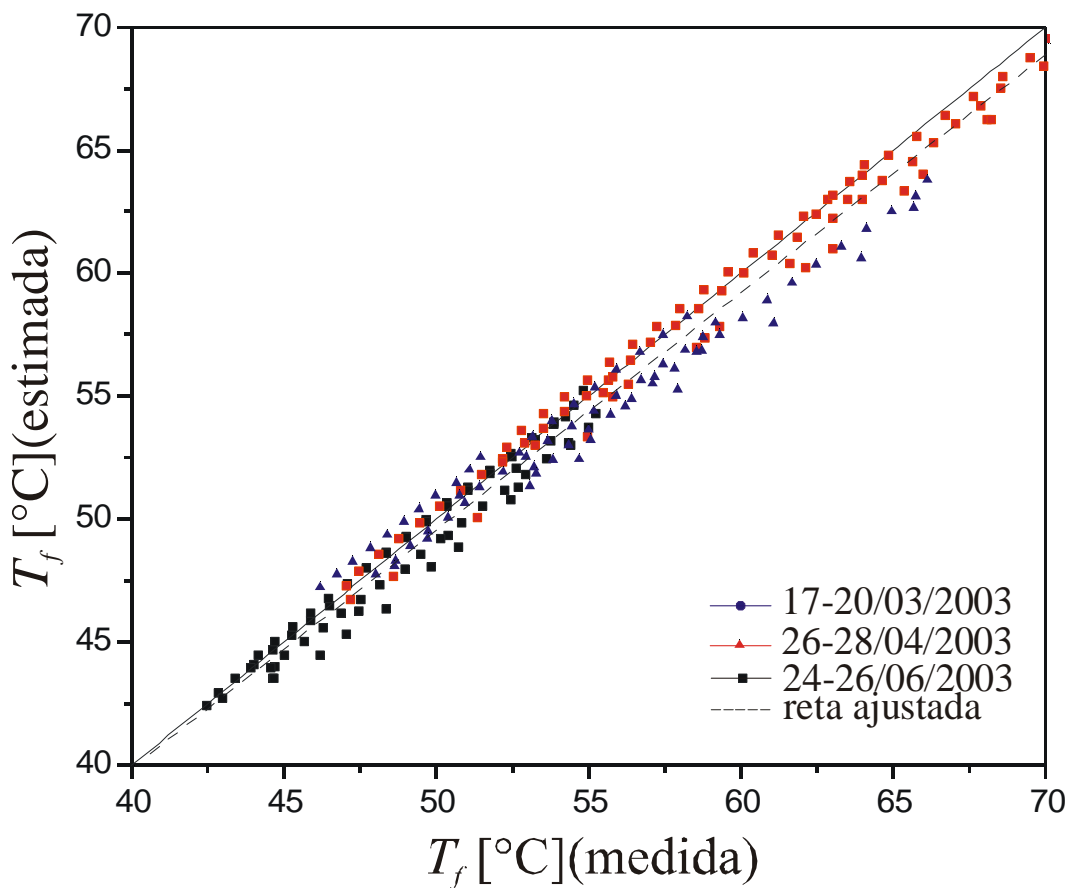


Figura 49. Comparação entre a temperatura média do reservatório medida e estimada utilizando a curva de eficiência experimental.

6.1.2 Simulação utilizando o Fator de Remoção de Calor “ F_R ”

A utilização do modelo analítico para determinação do Fator de Remoção de Calor “ F_R ” tem como principal vantagem em relação à utilização da curva de eficiência experimental a possibilidade de variar os parâmetros de projeto do sistema. As correlações para estimar as resistências térmicas de evaporação e de condensação foram determinadas a partir de valores experimentais, apresentadas no item 4.2.2.

A Figura 50 (a) e (b) mostra os resultados obtidos através da simulação. Observa-se que para a seqüência de dias de céu claro (Figura 50 (a)), a concordância entre os resultados teóricos e experimentais foi comparável aos resultados obtidos com a curva de eficiência experimental. No caso da seqüência em que ocorreram dias de céu encoberto foi observada uma tendência do modelo em superestimar a energia útil do sistema. Pode-se concluir a partir dessa observação, que as correlações de evaporação e de condensação derivadas a partir dos valores experimentais não fornecem boas estimativas para fluxos de calor baixos.

A comparação entre os valores estimados e medidos apresentada na Figura 51 mostra que os resultados foram piores que os encontrados utilizando a curva de eficiência experimental. Mesmo assim os valores dos erros foram baixos e a correlação entre os dados teóricos e experimentais foi alta. O $RMSE$ foi igual a $1,38^{\circ}\text{C}$, o MBE foi igual a $0,55^{\circ}\text{C}$ e R foi igual a $0,98$.

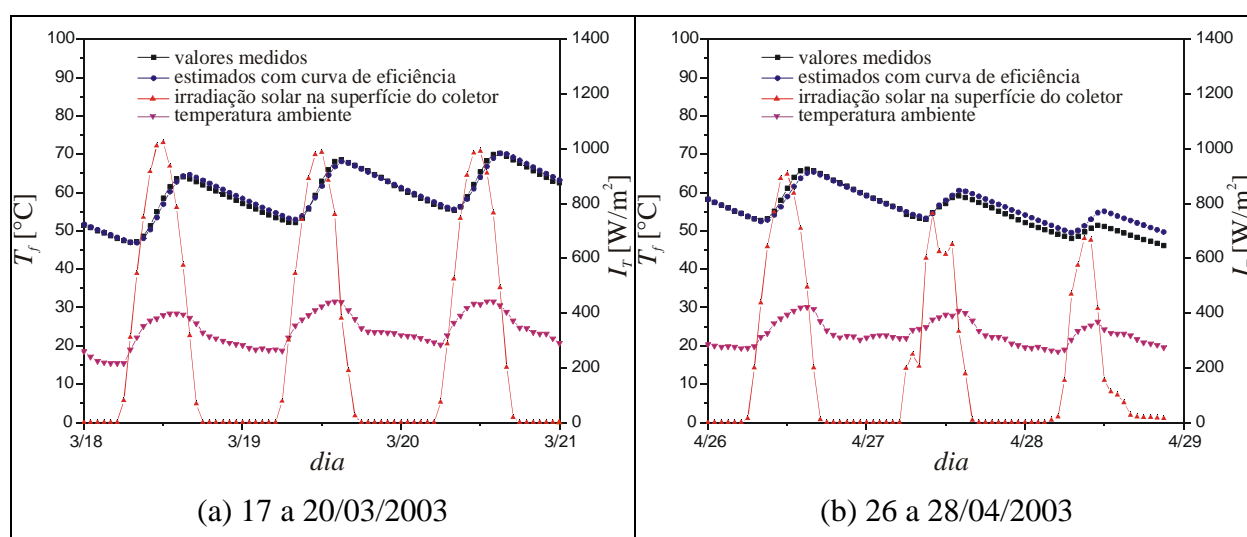


Figura 50. Comparação entre a temperatura média do reservatório medida e estimada utilizando a o modelo teórico de simulação.

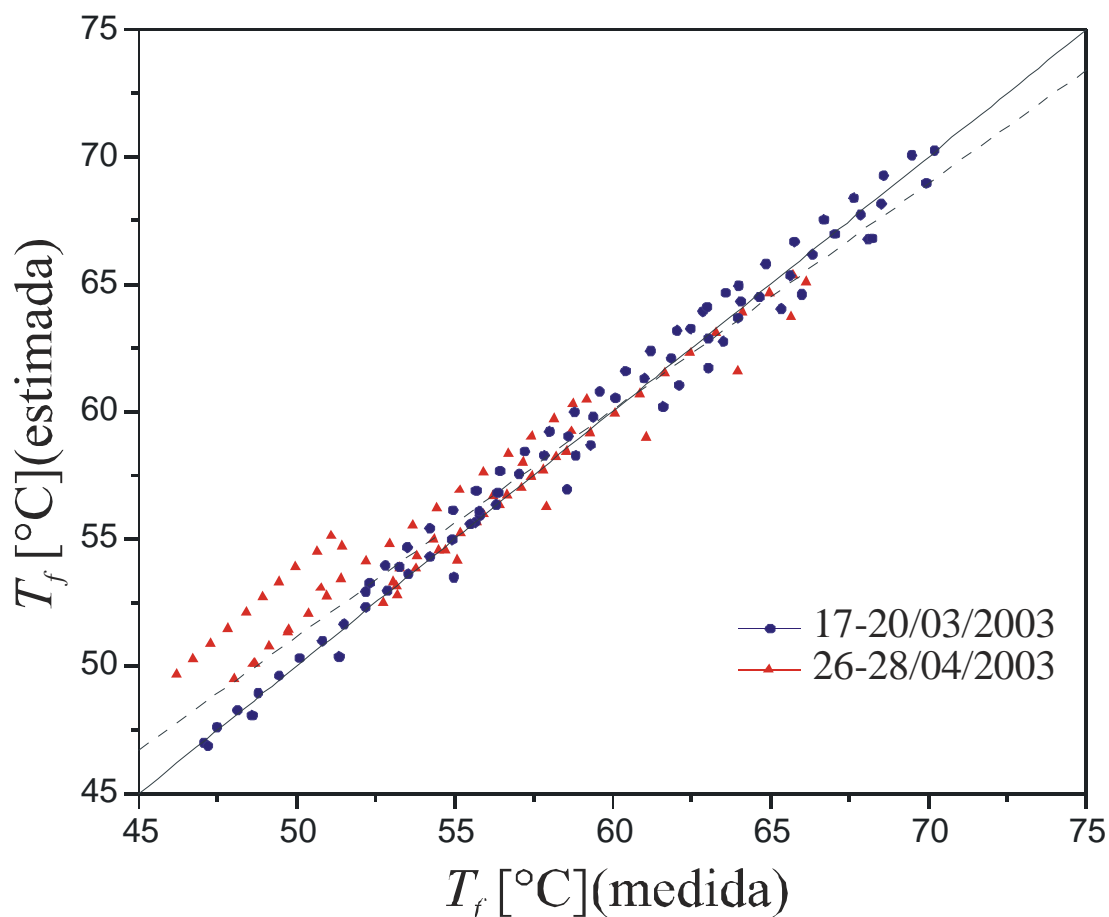


Figura 51. Comparação entre a temperatura média do reservatório medida e estimada utilizando a o modelo teórico de simulação.

6.2 Simulação do sistema para a cidade de Florianópolis

O desempenho do sistema de aquecimento solar foi simulado ao longo do ano para a cidade de Florianópolis – SC (27,6°S / 48,5°O), utilizando diversos perfis de consumo diferentes. A cidade de Florianópolis situa-se na região Sul do Brasil e, tem o clima caracterizado por estações bem definidas. O verão é quente e o inverno é ameno com alguns dias frios. Para realizar as simulações foi necessário construir um ano típico para a cidade de Florianópolis, que é constituído pelos valores horários de irradiação solar e temperatura ambiente. O ano típico é formado pelos meses que melhor representaram a média histórica do período de 1990 a 1999 (Abreu et al, 2000). A temperatura de consumo foi considerada constante ao longo do ano e igual a 40°C, o mesmo ocorrendo com a temperatura de fornecimento de água fria que foi considerada igual a 20°C. As simulações foram realizadas

utilizando a curva de eficiência experimental porque ela apresentava melhores resultados. Serão mostrados também os resultados do modelo de simulação teórico apenas para um dos perfis de consumo, para possibilitar a comparação das duas metodologias utilizadas.

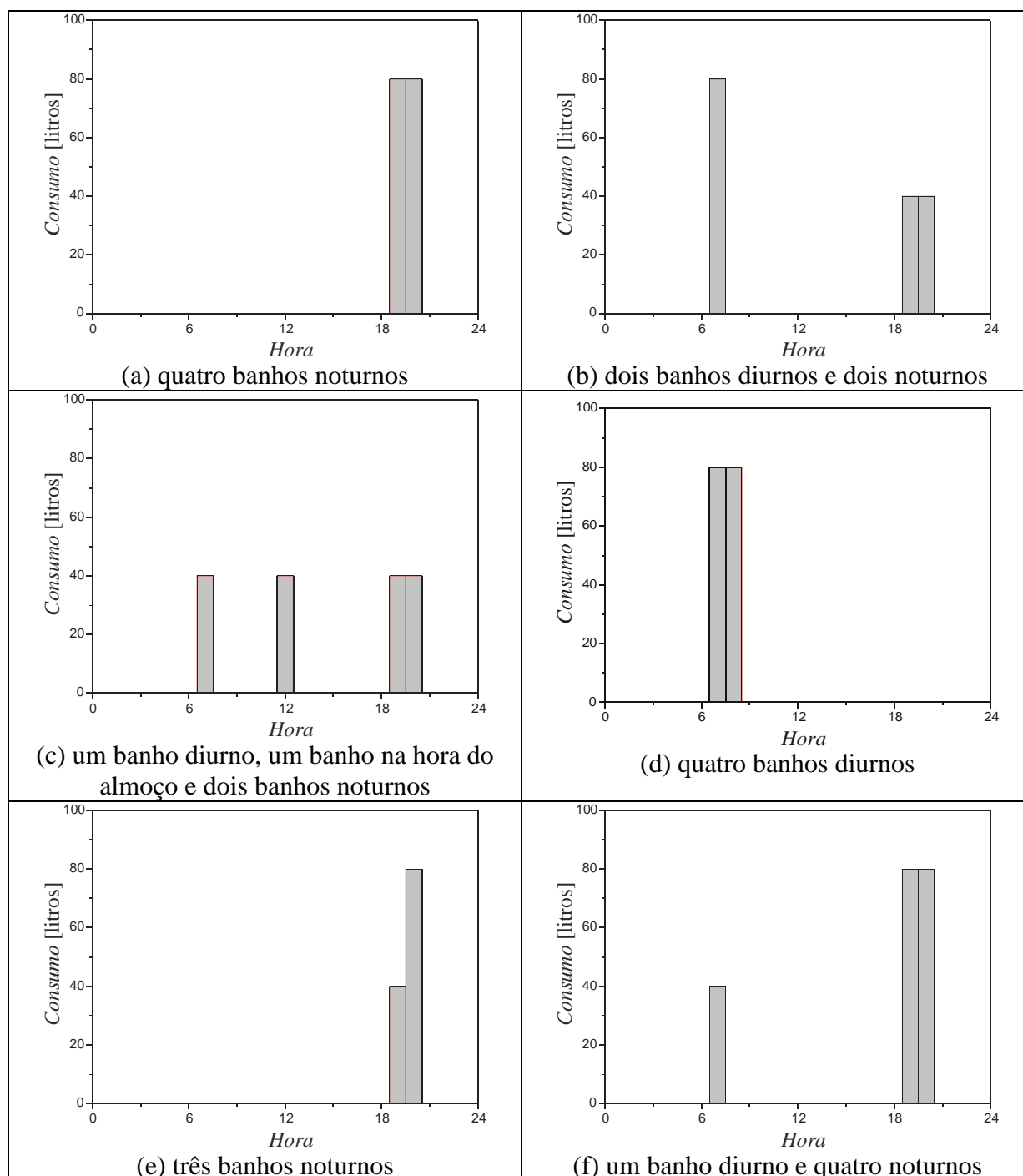


Figura 52. Perfis de consumo utilizados nas simulações.

A Figura 52 mostra os diferentes perfis de consumo utilizados nas simulações. Os perfis de consumo utilizados visam caracterizar diferentes tipos de consumidores e quais as

implicações dessas diferenças sobre a operação do sistema. O consumo estimado é de 40 litros de água por banho, portanto os perfis de consumo utilizados são suficientes para quatro banhos diários. No perfil ilustrado na Figura 52 (a) os banhos estão concentrados no período noturno. Essa é a situação ideal para a operação do sistema, pois todo o consumo de água aquecida ocorre imediatamente após o ganho de energia solar, minimizando as perdas térmicas no reservatório. Nos perfis de consumo da Figura 52 (b) e (c) os banhos estão distribuídos ao longo do dia. No perfil de consumo mostrado na Figura 52 (d) todos os quatro banhos concentram-se durante a manhã. Essa é a situação mais desfavorável ao desempenho do sistema, pois ocorrem perdas térmicas no reservatório durante todo o período noturno. A Figura 52 (e) apresenta uma situação onde o consumo é de apenas três banhos por dia, enquanto que na Figura 52 (f) ocorre uma situação inversa, com um número total de cinco banhos diários.

O esquema de operação do sistema é composto pelo sistema de aquecimento solar de termossifão bifásico, válvula misturadora termostática, chuveiro com regulagem eletrônica de potência e reservatório de água fria, como mostra a Figura 53. O reservatório de água fria fornece água para o sistema de aquecimento solar e para a válvula misturadora termostática. A temperatura da válvula misturadora é regulada de maneira a fornecer água aquecida a uma temperatura igual ou inferior a temperatura de banho. A energia adicional necessária para garantir a temperatura de banho nas situações em que a energia solar não é suficiente, é fornecida diretamente no ponto de consumo. Como a temperatura no reservatório térmico pode variar, utiliza-se um chuveiro com regulagem eletrônica de potência para garantir que apenas a energia necessária para aquecimento seja utilizada.

A configuração utilizada é a mais econômica em termos de consumo total de energia elétrica, porém não resolve totalmente o problema do consumo no horário de pico. Nas ocasiões em que o ganho solar for baixo o chuveiro eletrônico funcionará com a potência elevada para garantir a temperatura de banho. Por outro lado, as situações críticas de demanda excessiva ocorrem geralmente em dias de temperatura elevada, onde sistemas de ar condicionado também contribuem para o aumento da demanda. Nesses dias, em geral, o ganho solar é alto e, portanto, existe uma complementaridade entre os sistemas de aquecimento solar e ar condicionado que pode garantir uma redução no pico de demanda.

Uma alternativa para a garantia da redução do pico de demanda é pré-aquecer a água no reservatório térmico e conseqüentemente diminuir a potência necessária no chuveiro eletrônico. Essa alternativa implica em um consumo maior de energia elétrica, mas pode representar uma diminuição no custo operacional do sistema caso seja adotada uma

diferenciação no custo da energia elétrica ao longo do dia. Essa diferenciação já existe para grandes consumidores e pode vir a ser adotada também para consumidores residenciais para penalizar o consumo nos horários de ponta.

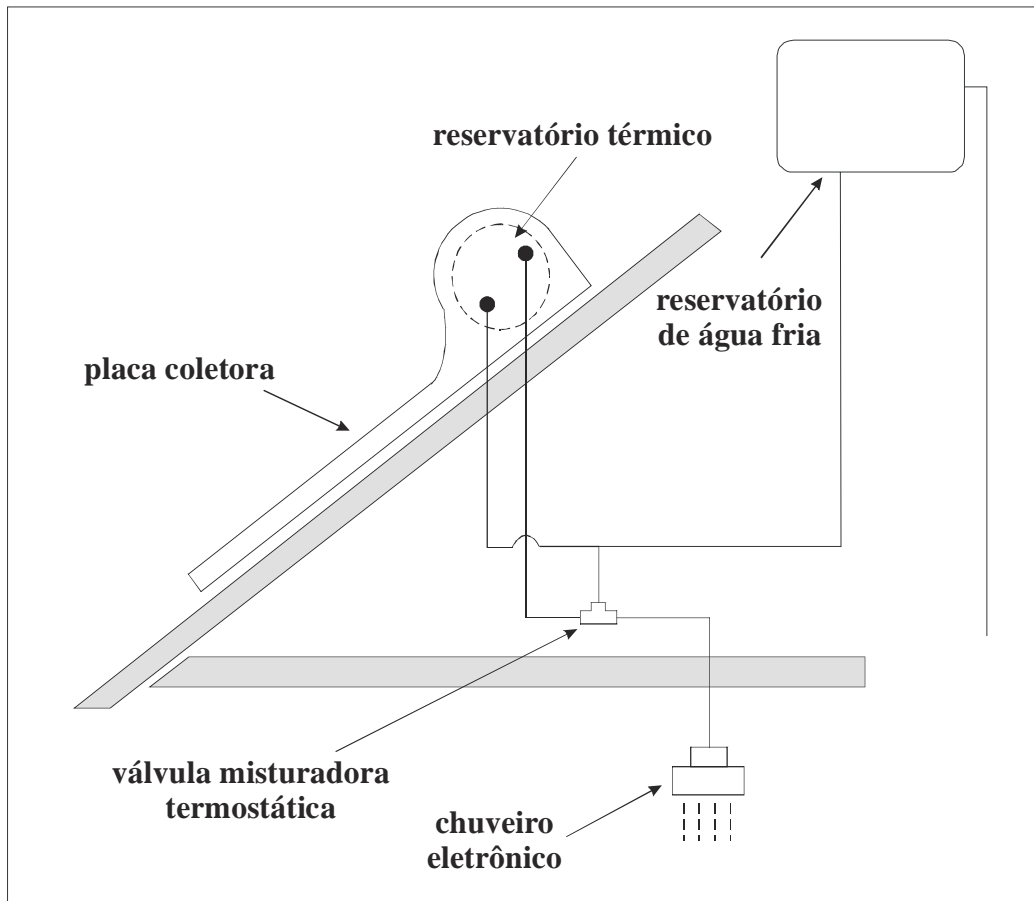


Figura 53. Esquema de operação do sistema proposto.

Outro problema desse tipo de configuração é que os chuveiros com controle eletrônico de potência introduzem distorções na energia elétrica fornecida. Isso provoca uma perda de qualidade da energia e pode resultar no mau funcionamento de equipamentos eletroeletrônicos. Esse problema já está sendo eliminado utilizando circuitos eletrônicos de controle que evitam o aparecimento dessas distorções Moraes (2000).

6.3 Cálculo da fração solar

A fração solar é a relação entre a energia fornecida pelo sistema de aquecimento solar

e a energia total necessária para aquecimento. A Figura 54 (a)-(f) mostra os resultados calculados da fração solar mensal e anual para cada um dos perfis de consumo simulados.

Observa-se que para os perfis de consumo (a), (b), (c) e (d), onde ocorreu o mesmo consumo diário de água, à medida que os banhos concentram-se no período da manhã a fração solar diminui. Esse comportamento deve-se ao aumento das perdas térmicas do reservatório durante o período noturno.

A Figura 54 (e) mostra que no caso em que o número de banhos foi reduzido para três por dia, a fração solar aumenta, chegando a mais de 80% durante alguns meses. O contrário ocorre com o caso da Figura 54 (f), onde o número de banhos foi aumentado para cinco por dia. Comparando-se os casos da Figura 54 (d) e (f) observa-se que a fração solar é menor no caso do perfil de consumo (d), ou seja, a concentração dos banhos no período da manhã é mais prejudicial à economia de energia do que a inclusão de um banho matinal no perfil de consumo quatro banhos noturnos. A Figura 55 mostra os resultados comparativos da fração solar mensal e anual para as simulações utilizando a curva de eficiência experimental e o modelo teórico de fator de remoção de calor. Observa-se que apesar do modelo superestimar os resultados nos meses de menor intensidade de irradiação solar, ele subestima os resultados nos meses de maior irradiação solar. Isso faz com que a fração solar ao longo do ano seja praticamente a mesma. A diferença entre a fração solar estimada utilizando os dois métodos foi inferior a 5 % durante todos os meses do ano.

A Tabela 7 e a Figura 56 mostram apenas os resultados anuais para facilitar a comparação entre os resultados obtidos para cada um dos perfis de consumo simulados.

Tabela 7. Fração solar anual para cada um dos perfis de consumo.

Perfil de consumo	manhã	12 horas	noite	Fração Solar
(a)	-	-	160 litros	0,58
(b)	80 litros	-	80 litros	0,53
(c)	40 litros	40 litros	80 litros	0,54
(d)	160 litros	-	-	0,45
(e)	-	-	120 litros	0,72
(f)	-	-	200 litros	0,47

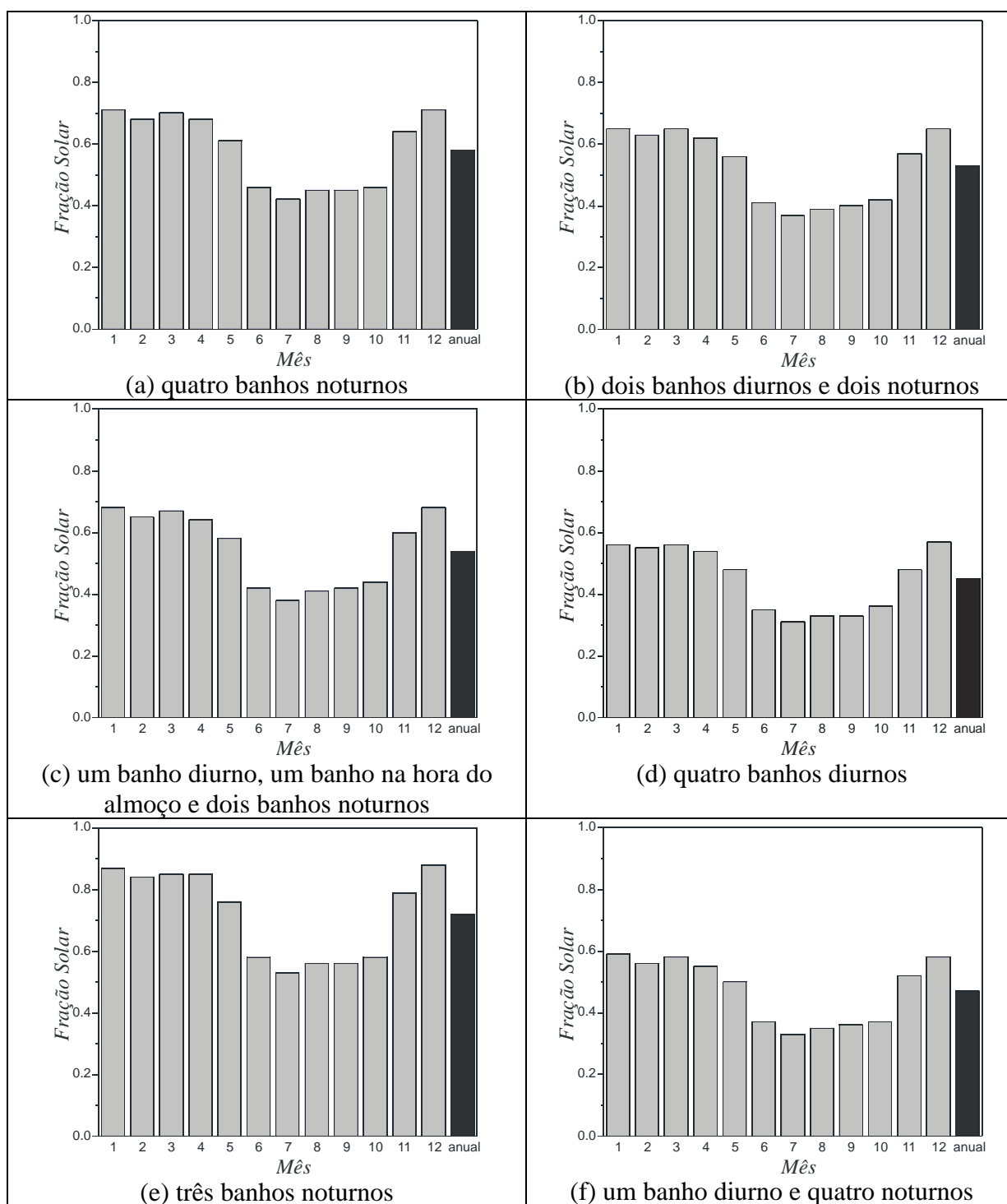


Figura 54. Fração solar mensal e anual para cada um dos perfis de consumo.

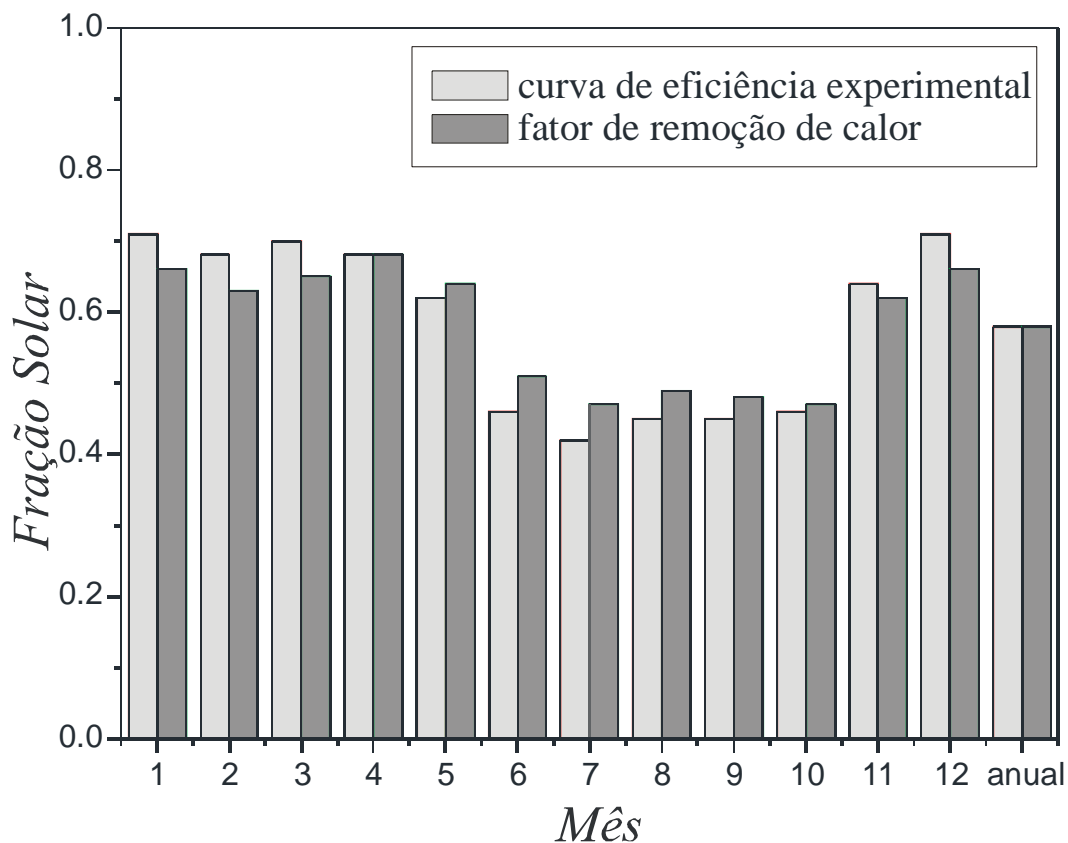


Figura 55. Fração solar mensal e anual utilizando curva de eficiência experimental e o fator de remoção de calor para perfil de consumo (a).

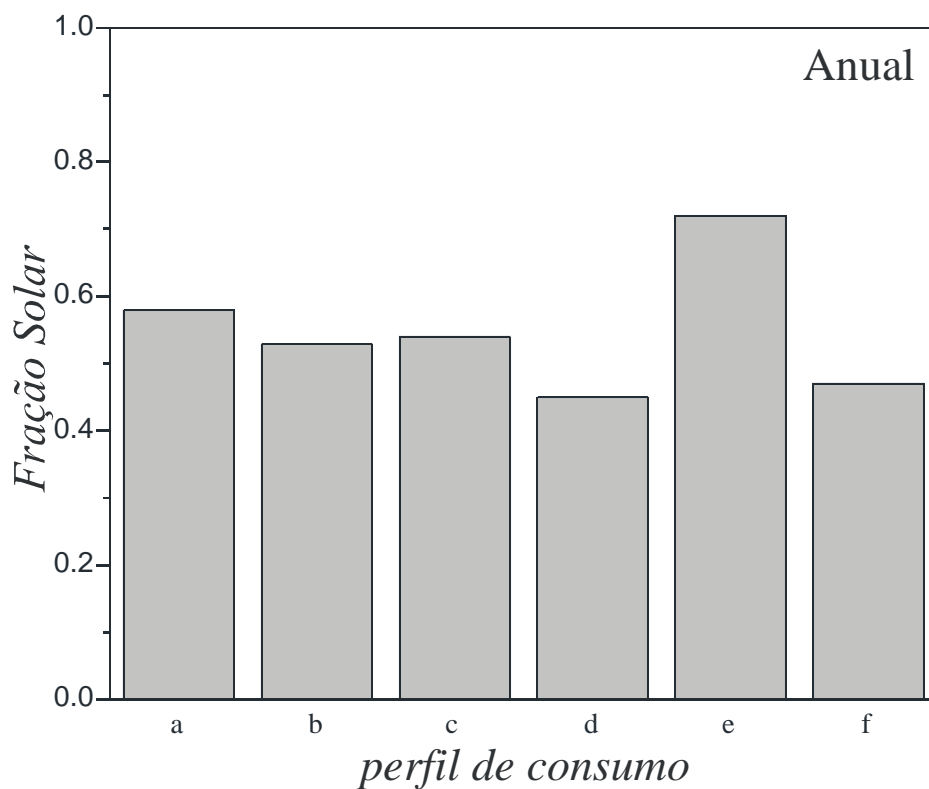


Figura 56. Fração solar anual para cada um dos perfis de consumo.

Durante o ano, a fração solar diária varia continuamente em decorrência da disponibilidade de energia solar. As Figura 57 (a) e (b) mostram o número de ocorrências e a frequência cumulativa da fração solar para todos os dias do ano típico. Observa-se na Figura 57 (a) que os valores que mais ocorrem foram aqueles em que a fração solar situa-se entre 0,5 e 0,7. A frequência cumulativa mostrada Figura 57 (b) fornece a quantidade total de ocorrências abaixo do valor analisado. Verificando-se o gráfico da frequência cumulativa pode-se afirmar, por exemplo, que entre 50 e 60 % dos dias do ano a fração solar ficou abaixo de 0,6. As Figura 58 (a) e (b) apresentam os mesmos resultados, porém expressos em termos da economia diária de energia.

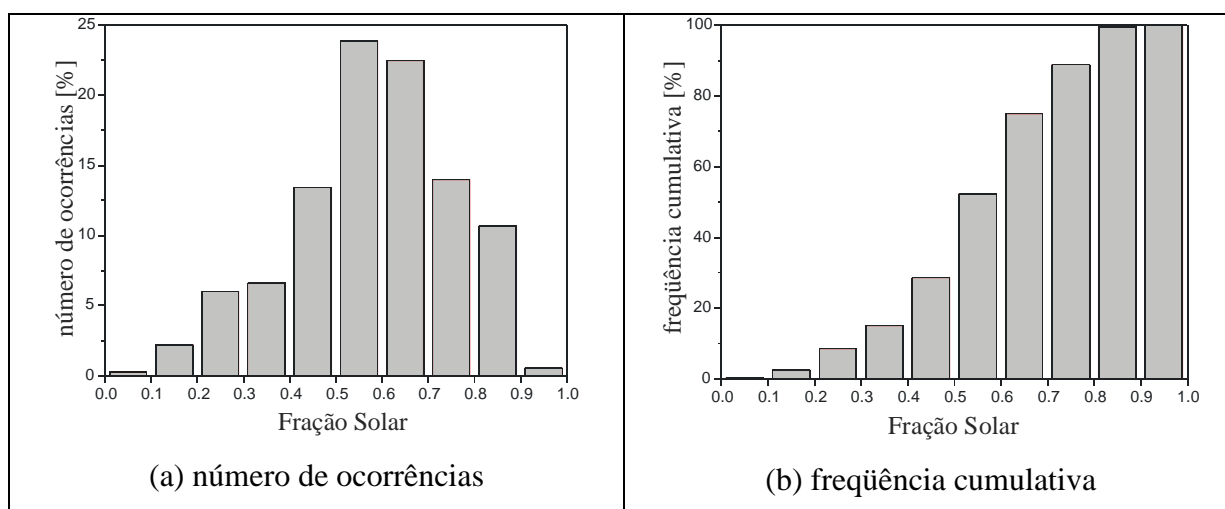


Figura 57. Frequência de ocorrências da fração solar diária ao longo do ano típico.

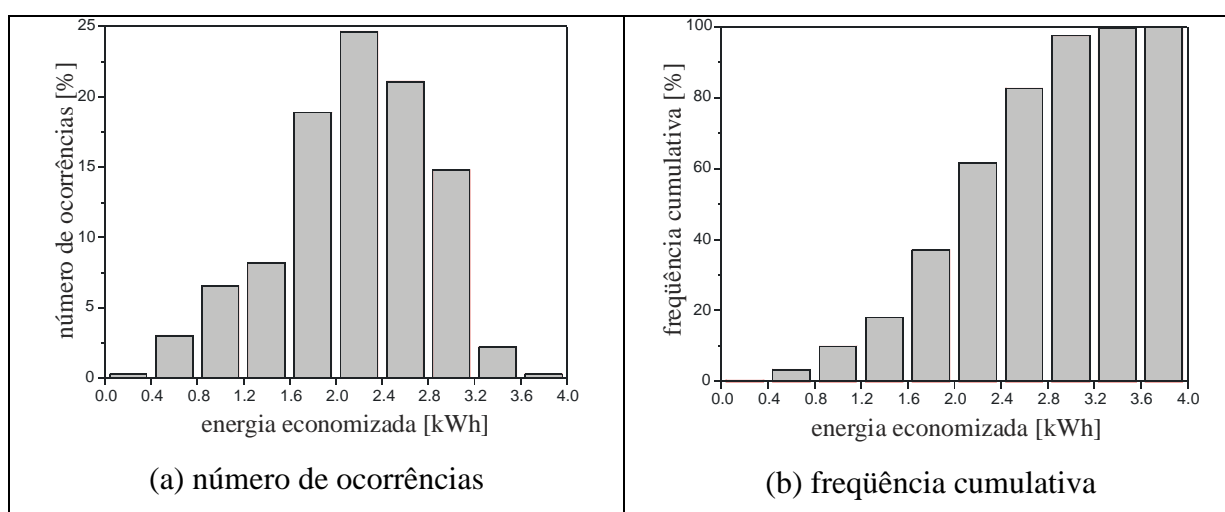


Figura 58. Frequência de ocorrências da energia total economizada [kWh] ao longo do ano típico.

6.4 Análise econômica

A partir da fração solar anual de energia economizada é possível fazer uma análise econômica do sistema de aquecimento solar proposto. Vários parâmetros econômicos podem ser analisados, porém os mais utilizados são o valor presente líquido durante a vida útil (*LCS* - *Life Cycle Savings*) e o tempo de retorno do investimento (*payback*).

Para calcular o *LCS* utiliza-se o método $P_1 - P_2$, descrito por Duffie e Beckman (1991). Nesse método, P_1 representa a relação entre a economia durante a vida útil do sistema e a economia proporcionada pelo mesmo durante o primeiro ano da análise econômica. O valor de P_2 é a relação entre as despesas adicionais decorrentes do investimento no sistema com o investimento inicial.

Em uma análise econômica simplificada, considera-se que todo o investimento é feito pelo proprietário do sistema sem a necessidade de recorrer a financiamentos e, que ele dispõe de uma alternativa de investimento que lhe garante uma determinada rentabilidade anual. Os efeitos da inflação sobre o preço da energia auxiliar também são levados em consideração nessa análise. Os valores de P_1 e P_2 para esse caso são os seguintes:

$$P_1 = \frac{1}{(d-i)} \left[1 - \left(\frac{1+i}{1+d} \right)^n \right] \text{ para } i \neq d \text{ ou, } P_1 = \frac{n}{(1+i)} \text{ para } i = d \quad (81)$$

$$P_2 = 1 \quad (82)$$

onde d é a taxa de desconto caso o dinheiro fosse aplicado em outro investimento, i é a taxa de inflação do combustível e n é o número de períodos (anos) da análise econômica.

O retorno do investimento durante a vida útil é calculado a partir dos valores de P_1 e P_2 da seguinte forma:

$$LCS = P_1 \Im Q_{\text{anual}} C_{E1} - P_2 C_T \quad (83)$$

onde \Im é a fração solar anual, Q_{anual} é o total anual de energia necessário para aquecimento [J], C_{E1} é o custo da energia auxiliar no primeiro ano da análise econômica [R\$/J] e C_T é o custo total do sistema de aquecimento solar [R\$].

A Figura 59 mostra o valor de LCS em função do custo do sistema para diferentes aumentos da tarifa de energia elétrica. Considerou-se nessa análise perfil de consumo da alternativa (a) do item 6.2, ou seja, quatro banhos noturnos. O custo para a energia elétrica residencial foi igual a 72,2 R\$/GJ (tarifa até 150 kWh/mês Centrais Elétricas de Santa Catarina – CELESC válida para 07/2003). A taxa de desconto foi considerada igual a 5% ao ano e o período da análise econômica foi de 20 anos. Todos os custos foram estimados com base nos preços praticados em Julho de 2003.

Os resultados da Figura 59 mostram que o sistema é viável economicamente até um custo total de aproximadamente R\$2.500,00 na situação mais crítica, onde a taxa de inflação da energia elétrica no período de análise foi igual a zero. À medida que o variação da tarifa de energia elétrica cresce, o sistema se viabiliza a custos mais altos e proporciona retornos de investimento maiores durante a vida útil. O valor da taxa de desconto utilizado para essa análise é semelhante à caderneta de poupança, que oferece uma taxa de pouco mais de 6% ao ano.

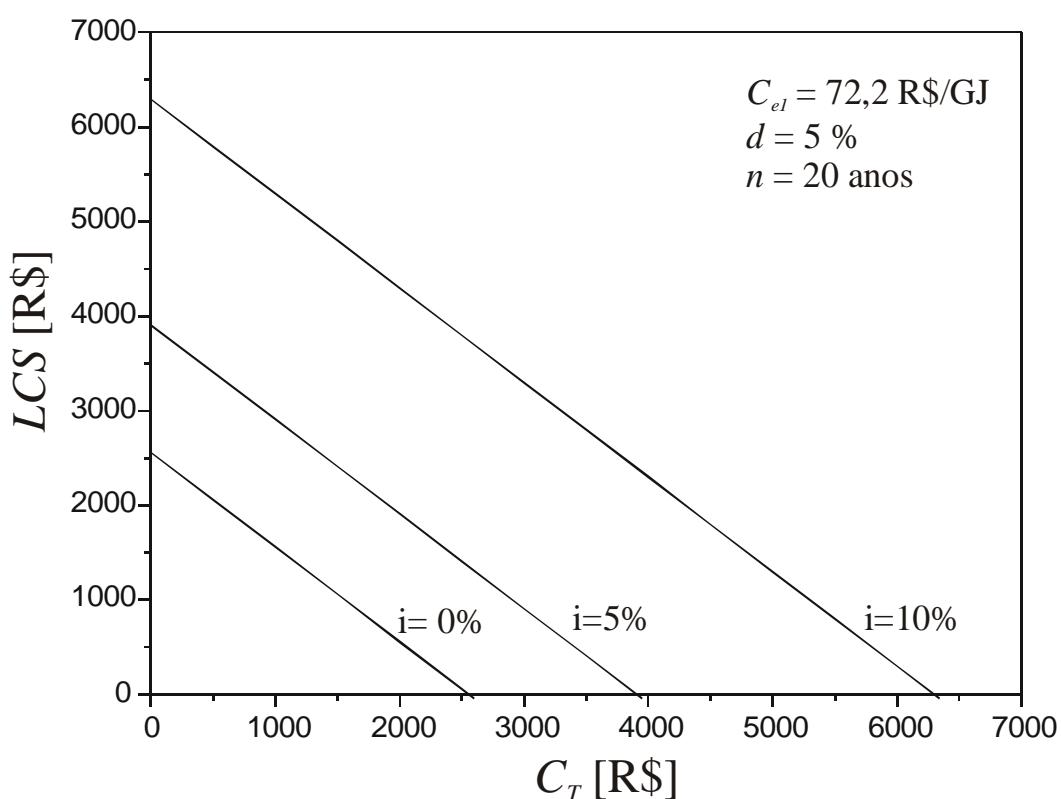


Figura 59. LCS em função do custo total do sistema para diferentes taxas de inflação da energia elétrica.

Na Figura 60 o LCS é apresentado novamente em função do custo total, porém para diferentes taxas de desconto. Aumento da tarifa de energia elétrica foi considerado igual a 5 % ao ano e os demais parâmetros foram mantidos. Considerando-se uma taxa de desconto maior e efeitos de inflação na energia elétrica, o sistema analisado ainda é economicamente viável para custos até aproximadamente R\$2.500,00, como no caso anterior.

Caso seja desconsiderado o aumento da energia elétrica, chega-se aos resultados apresentados na Figura 61. Nesse caso, o preço máximo para tornar o investimento viável cai bastante na situação crítica ($d = 10\%$), ficando próximo dos R\$1.750,00. Essa situação já é bastante conservativa, visto que nos últimos anos foi observado um aumento da energia elétrica em relação aos demais preços. A taxa de desconto de 10% é alta em comparação com as alternativas de investimento para valores nesse montante. O tipo de investimento mais comum na classe de renda familiar para a qual o sistema foi dimensionado é a caderneta de poupança. Portanto, mesmo na situação mais crítica, o sistema de aquecimento solar seria viável economicamente desde que custasse abaixo de R\$1.750,00.

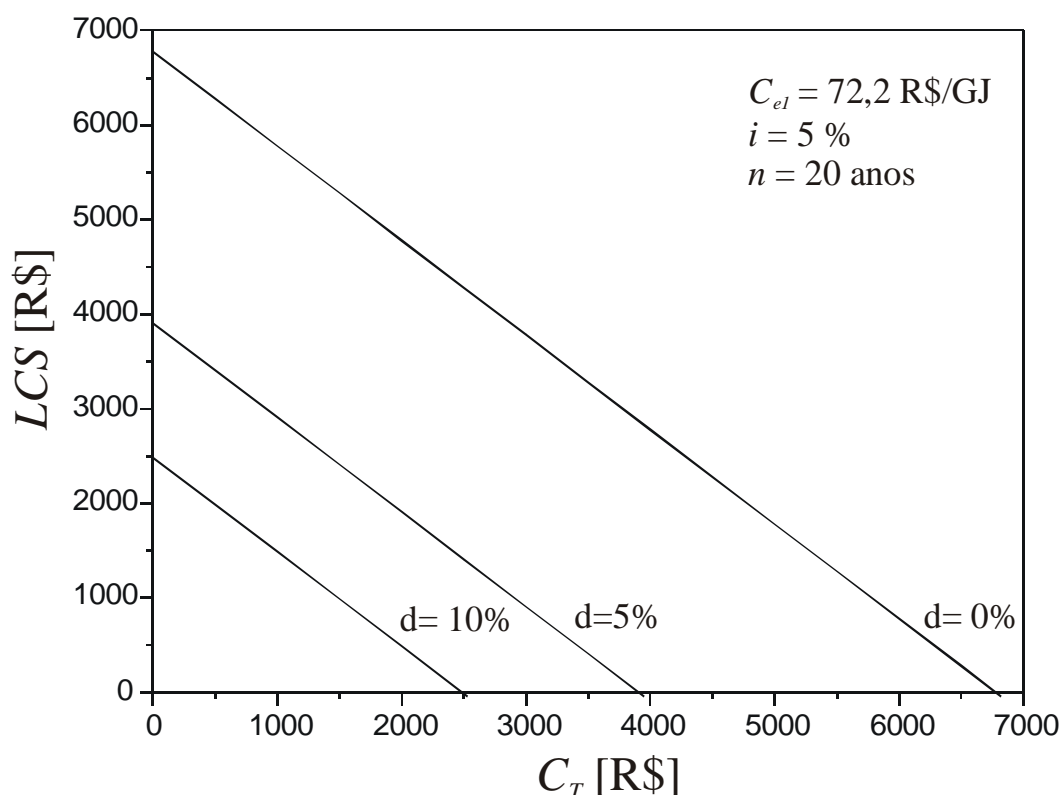


Figura 60. LCS em função do custo total do sistema para diferentes taxas de desconto.

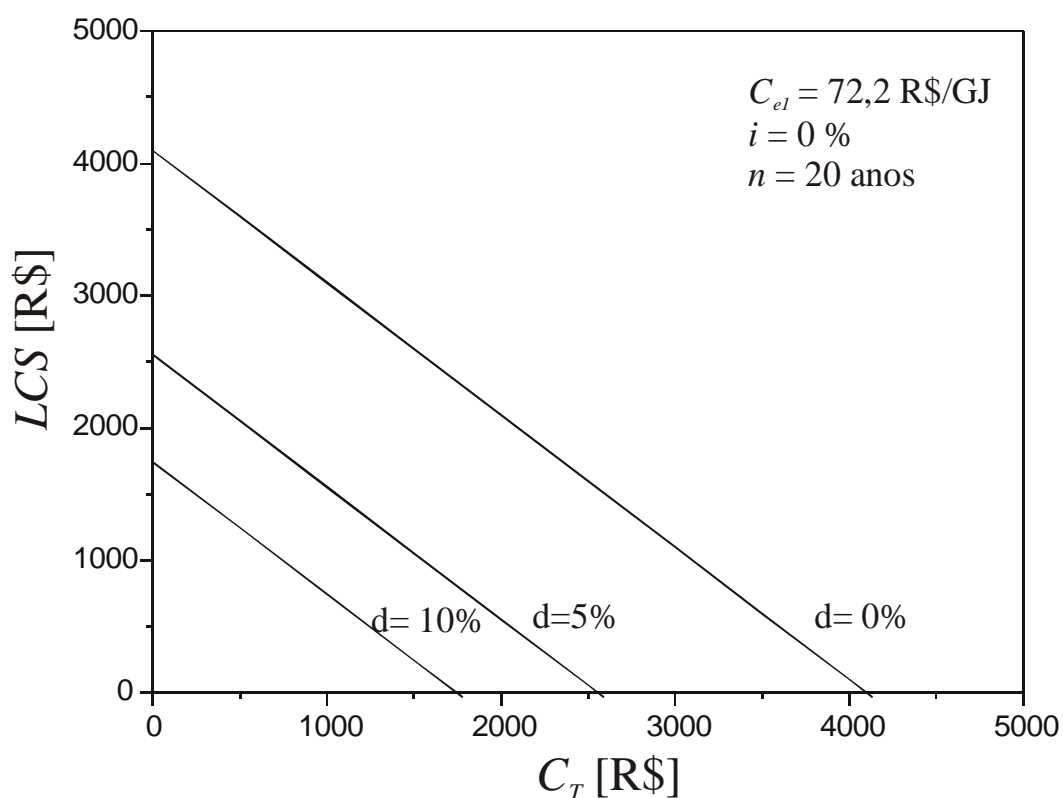


Figura 61. LCS em função do custo total do sistema para diferentes taxas de desconto, desconsiderando a inflação da energia elétrica.

Por outro lado, em muitos casos o interesse maior do investidor pode não ser o retorno do investimento durante a vida útil. Em certas situações, a análise econômica é realizada para determinar o tempo necessário para recuperar o capital investido no sistema. Nesse caso o tempo de retorno do investimento - “*payback*” é um indicador econômico mais apropriado. A equação a seguir é utilizada para o cálculo do “*payback*”.

$$n_p = \frac{\ln(C_T i / \mathfrak{I} Q_{aquec} C_{E1} + 1)}{\ln(1+i)} \text{ para } i > 0, \text{ ou} \quad (84)$$

$$n_p = C_T i / \mathfrak{I} Q_{aquec} C_{E1} \text{ para } i = 0$$

Utilizando-se os mesmos parâmetros econômicos da Figura 59 chega-se aos resultados apresentados na Figura 62. Considerando-se um custo para o sistema em torno de R\$ 2.000,00, observa-se que o tempo de “*payback*” situou-se entre 6 e 10 anos, dependendo do taxa de inflação da energia elétrica considerada.

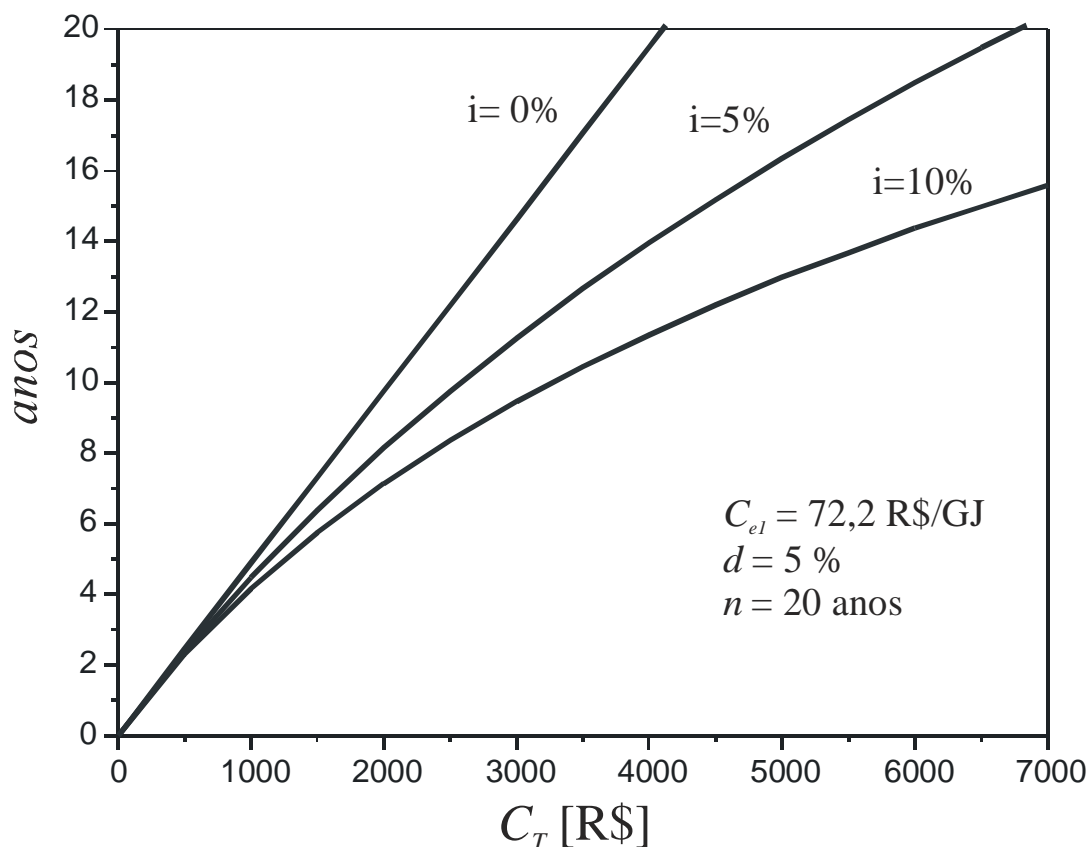


Figura 62. Tempo de retorno do investimento – “payback” em função do custo total do sistema para diferentes taxas de inflação da energia elétrica.

Na análise econômica apresentada, considerou-se que o investimento no sistema de aquecimento solar deveria ser feito pelo proprietário do imóvel, porém ele não é o único beneficiado com a redução do consumo de energia elétrica e do pico de demanda. As empresas do setor elétrico também têm interesse em diminuir o consumo de energia elétrica nos chuveiros para evitar a necessidade da ampliação da capacidade de geração instalada. A diminuição do pico de demanda também é de interesse dessas empresas, pois todo o sistema tem que ser superdimensionado para garantir o suprimento de energia elétrica no horário de pico. Portanto, parcerias com o governo, através de políticas de incentivo e com as empresas do setor elétrico que poderiam financiar parte dos custos, podem contribuir para a redução dos custos para aquisição e instalação de sistemas de aquecimento solar.

6.5 Comparação entre o custo do sistema de aquecimento solar compacto de termossifões bifásicos e um sistema convencional.

No item anterior foi discutida a viabilidade econômica do sistema de aquecimento solar de termossifões bifásicos. Porém, como ele não se trata de um sistema atualmente produzido em escala industrial, não é possível afirmar quanto ele custaria para ser fabricado. Fazendo uma comparação entre os custos envolvidos na construção do sistema de termossifões bifásicos com os custos de um sistema convencional, pode-se ter uma idéia da diferença de preço entre ambos.

6.5.1 Reservatório térmico:

Os dois reservatórios térmicos têm a mesma capacidade, porém são feitos de materiais diferentes. Enquanto o sistema convencional utiliza um reservatório de aço, o sistema com termossifões bifásicos utiliza um reservatório de cobre por causa da necessidade da parede ser boa condutora de calor. Os reservatórios de cobre são mais caros que os de aço comum ao carbono, porém apresentam preço equivalente aos de aço inoxidável. Dependendo da qualidade da água utilizada, os problemas de oxidação fazem com que seja necessário utilizar reservatórios de cobre e os custos para os dois tipos de sistema passam a ser os mesmos. No sistema convencional existe a necessidade de instalar duas conexões hidráulicas adicionais, que são utilizadas para instalar a tubulação que liga a placa coletora ao reservatório térmico. Em relação ao isolamento térmico, os dois sistemas são idênticos.

6.5.2 Material para placa coletora e tubos

As aletas que compõem a placa coletora são idênticas para os dois sistemas. Os tubos também são os mesmos, porém no sistema com termossifões bifásicos eles são mais longos para chegarem até o reservatório térmico. Em contrapartida, no sistema convencional são necessários dois tubos adicionais de diâmetro maior para a construção dos cabeçotes inferior e superior do coletor e, outros dois tubos para conectar a entrada e saída do coletor ao reservatório térmico. Quanto ao material necessário para a construção da caixa que acomoda a placa, os perfis de alumínio, isolamento térmico e cobertura de vidro são os mesmos.

6.5.3 Processo de fabricação

A primeira diferença no processo de fabricação é a necessidade de curvar o tubo na região do condensador no caso dos termossifões bifásicos. Essa etapa é bastante simples e rápida e, requer como equipamento adicional apenas uma ferramenta para curvar tubos. Em seguida, existe a necessidade de brasar os tampões nas extremidades dos tubos no caso dos termossifões bifásicos e nos cabeçotes no caso da placa convencional. Essas etapas são equivalentes em termos de custo, porém no caso do coletor convencional existe a necessidade de perfurar os cabeçotes utilizando uma ferramenta especial para facilitar o encaixe dos mesmos. Após isso, ocorre a brasagem da placa aos tubos, que é feita da mesma forma para os dois tipos de sistema. No caso dos termossifões bifásicos existe a necessidade adicional de brasar os tubos à parede externa do reservatório. A pintura e montagem final das placas dentro da caixa e da proteção externa do reservatório térmico são equivalentes para ambos os casos. A construção do sistema de termossifões bifásicos necessita de uma etapa adicional, que é o processo de limpeza e carga dos tubos.

6.5.4 Instalação

O procedimento de instalação dos dois tipos de sistema é o mesmo, visto que as únicas necessidades são a fixação no telhado e conexão da entrada de água fria para reposição e saída de água quente para consumo. No caso do sistema convencional existe a necessidade de uma válvula de segurança anticongelamento e deve ser evitada a possibilidade de circulação reversa durante a noite.

Pode-se concluir a partir do que foi exposto, que o sistema convencional custa um pouco mais em termos de material utilizado, enquanto que o sistema com termossifões bifásicos tem um custo maior no processo de fabricação. O custo de fabricação dos dois tipos de sistema será portanto semelhante. O custo atual de um sistema convencional com as características analisadas é de aproximadamente R\$1.100,00 (Salazar et al. 2003).

7 CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES

7.1 Conclusões

O objetivo principal do presente trabalho foi analisar o desempenho de um sistema de aquecimento solar compacto utilizando-se termossifões bifásicos, com uma configuração diferenciada de outros sistemas convencionais, da qual não resulte em custos elevados de fabricação. Esse objetivo foi atingido, pois a utilização de termossifões bifásicos mostrou-se viável técnica e economicamente como tecnologia para sistemas de aquecimento solar de água compactos. O desempenho do protótipo construído foi inferior ao de sistemas do tipo termossifão monofásico, sendo porém resistente ao congelamento em climas frios. Os resultados dos experimentos realizados fornecem informações que poderão ser úteis para a compreensão das limitações de desempenho verificadas.

A modelação formulada para simular o sistema é baseada no método das resistências térmicas equivalentes. Essa formulação simplificada, permite determinar de maneira simples o desempenho dos termossifões bifásicos e também, o fator de remoção de calor de coletores solares de placa plana. Esse fator é expresso de forma compacta e análoga ao fator correspondente aos coletores de placa plana convencionais.

Na determinação das resistências térmicas equivalentes, a maior dificuldade encontrada foi a escassez de correlações para estimar as resistências térmicas de evaporação e condensação. Como a geometria do condensador no presente trabalho difere das geometrias consideradas em outros trabalhos publicados sobre o assunto, não se pode realizar uma comparação na mesma base conceitual. Essa constatação aponta para a necessidade de um estudo mais detalhado da operação de termossifões bifásicos com a geometria proposta e submetidos às mesmas condições operacionais. A limitação quanto aos modelos de resistência térmica dificulta o dimensionamento dos termossifões bifásicos para a aplicação proposta. Por outro lado, a ordem de grandeza dessas resistências térmicas em comparação às demais mostra que a utilização das mesmas não impede que sejam encontrados bons resultados para a resistência térmica equivalente total do termossifão bifásico.

A influência sobre as resistências térmicas equivalentes, da potência transportada,

razão de preenchimento, comprimento do evaporador, inclinação do evaporador e temperatura no cabeçote de resfriamento foi analisado através das correlações e dos dados experimentais. Os resultados experimentais levaram às seguintes conclusões, segundo os níveis dos parâmetros analisados:

- o comprimento do evaporador e o ângulo de inclinação tiveram pouco efeito sobre a resistência térmica global;
- o aumento da razão de preenchimento aumenta a resistência térmica global;
- o aumento da temperatura externa do condensador diminui a resistência térmica global;
- a potência transportada pelo termossifão bifásico é o fator que mais influencia na resistência térmica. O aumento dessa potência diminui a resistência térmica, contudo, dependendo do regime de evaporação no interior do tubo, podem ocorrer resultados diferentes.

Através da análise dos resultados obtidos no experimento no interior do laboratório, observou-se que o regime de evaporação no interior dos tubos pode ser dividido em três tipos:

- “*geyser boiling*” – regime caracterizado pelo aparecimento de bolhas de vapor individuais que crescem ocupando toda a seção transversal do tubo e empurrando líquido na direção do condensador. Esse regime ocorre a baixos fluxos de calor e ocorre mais facilmente quando a diferença entre a pressão do vapor formado na bolha e no condensador é grande;
- desenvolvido – caracterizado pelos fenômenos de ebulição em piscina e evaporação no filme de condensado que desce pela parede do tubo. As temperaturas apresentam pequenas oscilações causadas pelo superaquecimento necessário para nuclear bolhas de vapor, seguido por uma pequena queda assim que a bolha de vapor parte em direção ao condensador.
- misto – caracteriza-se pela existência de ambos os fenômenos anteriores ao mesmo tempo. O comportamento da temperatura na parede oscila entre picos característicos do “*geyser boiling*” e oscilações menores de regime desenvolvido.

Os resultados obtidos com o protótipo de campo possibilitaram a determinação da curva de eficiência do sistema de aquecimento solar compacto. Essa curva de eficiência foi utilizada em um programa de simulação a partir do qual foi possível determinar as características de desempenho do sistema ao longo do ano. Os resultados obtidos com esse programa foram comparados com dados experimentais, onde se obteve boa concordância entre eles. Comparando-se a curva de eficiência do sistema proposto com a curva de um sistema convencional, que foi testado em paralelo, verificou-se que o desempenho do sistema convencional foi superior, chegando a ser 24,3 % maior no ponto de maior eficiência do

sistema.

Para possibilitar a utilização do modelo analítico de simulação do sistema de aquecimento solar, foram derivadas a partir dos dados do experimento no interior do laboratório, duas correlações, uma para a resistência térmica no evaporador e outra para o condensador. O modelo de simulação mostrou-se válido, conforme se pode concluir da comparação dos dados teóricos com os dados coletados nos experimentos realizados em campo. Diferentemente do programa que utiliza a curva de eficiência, o modelo analítico permite que as características construtivas que influenciam o comportamento do fator de remoção de calor do sistema sejam simuladas sem a necessidade de construção de protótipos. A validade da utilização de correlações simples, apenas para uma configuração de termosifão bifásico, também é de interesse prático. Caso não sejam obtidas correlações genéricas para esse tipo de termosifão bifásico, novas correlações para simular o comportamento do sistema podem ser obtidas em laboratório, fazendo testes apenas para a nova configuração proposta.

A simulação da operação do sistema para diferentes perfis de consumo apresentou como resultado frações solares anuais que variaram entre 45 e 72 %, sendo que, para o perfil de consumo para o qual o sistema foi projetado, a fração solar anual foi de 58 %. Fazendo-se a análise econômica do sistema, verificou-se que mesmo no pior cenário econômico possível (sem aumento da tarifa de energia elétrica e taxa de desconto igual a 10% ao ano) o sistema proposto é viável economicamente, desde que este tenha um custo inferior a R\$1.750,00. Para um cenário econômico onde a taxa de inflação da energia elétrica fosse igual a 5% ao ano e a taxa de desconto tivesse esse mesmo valor, caso o sistema custasse R\$1.500,00, o *LCS* seria de aproximadamente R\$2.400,00 e o investimento seria pago através da economia de energia em aproximadamente 6,5 anos.

Apesar do protótipo desenvolvido no presente trabalho ter desempenho inferior aos sistemas convencionais, seu uso é aconselhado para regiões de frio intenso, onde existe o risco de congelamento das placas convencionais. Nesse caso, enquanto o coletor convencional pode ser danificado, o sistema proposto não apresenta nenhum problema. Utilizando a metodologia proposta e utilizada neste trabalho é possível otimizar o desempenho em relação ao protótipo ensaiado, ou mesmo projetar outros protótipos, adequados a novos cenários econômicos ou diferentes tipos de clima.

7.2 Recomendações

A principal carência verificada durante o desenvolvimento do trabalho foi a falta de correlações adequadas para a estimativa das resistências térmicas equivalentes para termossifões bifásicos com as características propostas. A bancada experimental construída para o experimento no interior do laboratório poderia ser utilizada com esse objetivo, porém é recomendável possuir um controle maior sobre as trocas térmicas no condensador através da medição da temperatura em um maior número de pontos e medidas precisas da vazão e da temperatura do fluxo de água de resfriamento. Além disso, a instalação de um sensor de temperatura ou de pressão no interior do tubo possibilitaria uma medição mais precisa da temperatura de vapor.

O estudo do comportamento de termossifões bifásicos com tubos de diâmetro menores e com razões de preenchimento menores poderia fornecer subsídios para a melhoria da eficiência do sistema, caso fosse constatada a diminuição das resistências térmicas nesses casos. A diminuição do comprimento do condensador também é uma alternativa a ser estudada, pois como o fluxo de calor é baixo talvez não seja necessária uma área de troca tão grande. Porém a transferência de calor por convecção no interior do reservatório deverá ser melhor analisada antes de uma conclusão definitiva sobre isso.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- ABNT; **NBR 10184**, Coletores Solares Planos para Líquidos: Determinação do Rendimento Térmico, Rio de Janeiro, 1988.
- ABREU, S. L., COLLE, S., ALMEIDA, A. P. e MANTELLI NETO, S. L.; Qualificação e recuperação de dados de radiação solar medidos em superfície em Florianópolis – SC, **ENCIT 2000 – 8th Brazilian Congress of Thermal Engineering and Sciences**, Porto Alegre, 3 a 6 de Outubro de 2000.
- ARGIROU, A., LYKOUDIS, S., KONTOYIANNIDIS, S., BALARAS, C. A., ASIMAKOPOULOS, D., PETRAKIS, M. e KASSOMENOS, P, Comparison of methodologies for TMY generation using 20 years data for Athens, Greece, **Solar Energy**, vol. 66, n. 1, pp. 33-45, 1999.
- BLISS, R. W., The derivations of several “plate efficiency factors” useful in the design of flat-plate solar collectors, **Solar Energy**, vol. 9, n. 4, pp 55-64, 1959.
- BROST, O., **Closed two-phase thermosyphons**, notas de aula curso proferido LABSOLAR/NCTS/UFSC, Florianópolis – SC, 1996, Notas de aula.
- CHUN, W.; KANG, Y. H., KWAK, H. Y. e LEE, Y. S.; An experimental study of the utilization of heat pipes for solar water heaters, **Applied Thermal Engineering**, vol. 19, pp. 807-817, 1999.
- COLLE, S, ABREU, S. L. DE e RÜTHER, R.; Uncertainty in economical analysis of solar water heating and photovoltaic systems, ISES – **International Solar Energy Society 1999 Solar World Congress**, 4 a 9 de Julho, Jerusalem, Israel, 1999.
- COLLE, S, ABREU, S. L. DE e RÜTHER, R.; Uncertainty in economical analysis of solar water heating and photovoltaic systems, **Solar Energy**, vol. 70, n. 2, pp 131-142, 2001.
- COLLE, S. e PEREIRA, E. B., **Atlas Irradiação Solar do Brasil**, Laboratório de Energia Solar – LABSOLAR/EMC/UFSC, Instituto Nacional de Pesquisas Espaciais – INPE e Instituto Nacional de Meteorologia – INMET, Brasília – DF, Outubro de 1998.
- CUCOMO, M. e MARINELLI, V.; Thermal analysis and working limits of heat pipe solar collectors, **European Two Phase Flow Group Meeting**, Roma, Itália, 1983
- DOBSON, R. T. e KRÖGER, D. G.; Effect of evaporator surface on the maximum heat

- transfer rate of an inclined two-phase closed thermosyphon, **10th International Heat Pipe Conference**, Stuttgart, Alemanha, 1997.
- DOBSON, R. T. e KRÖGER, D. G.; Evaporator heat transfer coefficient and maximum heat transfer rate of an Ammonia-charged inclined two-phase closed thermosyphon, **11th International Heat Pipe Conference**, pp. 34-39, Tóquio, Japão, 12 a 14 de Setembro de 1999.
- DOE – United States of America Department of Energy; **Energy Efficient Water Heating**, <http://www.eren.doe.gov/erec/factsheets/eewtrhr.html>.
- DUFFIE, J. A. e BECKMAN, W. A., **Solar Engineering of Thermal Processes**. 2^a edição, Nova Iorque, EUA: John Willey & Sons, Inc., 1991.
- EL-GENK, M. S. e SABER, H. H., Thermal conductance of the evaporator section of closed two-phase thermosyphons (CTPTs), **AIAA/ASME Joint Thermophysics and Heat Transfer Conference**, vol. 3, pp. 99-106, 1998.
- ESDU, **Heat pipes – performance of two-phase closed thermosyphons**, Engineering Sciences Data Unit 81038, Londres, Reino Unido, 1981.
- FAGHRI, A.; **Heat Pipe Science and Technology**. 1^a edição, Washington, EUA: Taylor & Francis, 1995
- FESTA, R. e RATTO, C. F., Proposal of a numerical procedure to select Reference Years, **Solar Energy**, vol. 50, n. 1, pp. 9-17, 1993.
- GARLAND, W. J. e HOSKINS, J. D.; Approximate functions for the fast calculation of light water properties at saturation, **International Journal of Multiphase Flow**, vol. 14, n. 3, pp 333-348, 1988.
- GROLL, M., Design and performance of heat pipes and closed two-phase thermosyphons: an overview, **XI Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica**, São Paulo – SP, 11 a 13 de Dezembro de 1991.
- GROLL, M. e RÖSLER, S.; Operation principles and performance of heat pipes and closed two-phase thermosyphons, **Journal of Non-Equilibrium Thermodynamics**, vol. 17, n. 2, pp 91-151, 1992.
- GROSS, U.; Falling film evaporation inside a closed thermosyphon, **8th International Heat Pipe Conference**, Beijing, China, 1992a.
- GROSS, U.; Reflux condensation heat transfer inside a closed thermosyphon, **International Journal Heat Mass Transfer**, vol. 35, n. 2, pp. 279-294, 1992b.
- GROSS, U. e HAHNE, E.; Heat transfer in a two-phase thermosyphon with a fluid in the near critic state, **International Journal Heat Mass Transfer**, vol 28, pp. 589-601, 1985.

- GROSS, U. e HAHNE, E.; Reflux condensation inside a two-phase thermosyphon at pressures up to the critical, **Proc. 8th International Heat Transfer Conference**, pp. 1613-1620, San Francisco, EUA, 1986.
- HALL, I. J., PRAIRIE, R. R., ANDERSON, H. E. e BOES, E. C.; Generation of a typical meteorological year, **Proc. of 1978 Annual Meeting, American section of ISES**, Denver, EUA, 2 (2), pp. 669, 1978.
- HOTTEL, H.C. e WHILLIER, A., Evaluation of flat-plate collector performance, **Trans. of the Conference on the Use of Solar Energy**, Arizona, EUA, 2, p. 1, 1958
- HAY, J. E. e DAVIES, J. A.; Calculation of solar radiation incident on an inclined surface, **Proc. First Canadian Solar Radiation Data Workshop**, Canada, 1980.
- HEGNER, H., MÜLLER, G., NESPOR, V., OHMURA, A., STEIGRAD, R. e GILGEN, H.; **World Climate Research Programme – Baseline Surface Radiation Network – Technical Plan for BSRN Data Management – 1998 Update**, World Meteorological Organization – WMO/TD-No. 882, Zurique, Suíça, 1998.
- HOLLANDS, K. G. T., UNNY, T. E., RAITHBY, G. D. e KONICEK, L.; Free convection heat transfer across inclined air layers, **Trans. ASME, J. Heat Transfer**, vol. 98, pp 189-193, 1976.
- HUSSEIN, H. M. S., MOHAMAD, M. A. e EL-ASFURI, A. S.; Optimization of a wickless heat pipe flat plate collector, **Energy Conversion and Management**, vol. 40, pp. 1949-1961, 1999a.
- HUSSEIN, H. M. S., MOHAMAD, M. A. e EL-ASFURI, A. S.; Transient investigation of a thermosyphon flat-plate solar collector, **Applied Thermal Engineering**, vol. 19, pp. 789-800, 1999b.
- IMURA, H., KUSADA, H., OYATA, J., MIYAZAKI, T. e SAKAMOTO, N., Heat transfer in the two-phase closed thermosyphon, **Trans. JSME**, vol. 45, pp. 712-722, 1979.
- IQBAL, M.; **An Introduction to Solar Radiation**. 1^a ed., Nova Iorque, EUA: Academic Press, , 1983.
- ISMAIL, K. A. R. e ABOGDERAH, M. M.; Residential solar collector with heat pipes, **Proc. 8th International Heat Pipe Conference**, Beijing, China, 1992.
- ISMAIL, K. A. R. e ABOGDERAH, M. M.; Performance of a heat pipe solar collector, **Journal of Solar Energy Engineering**, vol. 120, pp 51-59, 1998.
- ISO; **ISO9806**, Thermal performance test for solar collectors, 1994.
- JIALUN, H., TONGZE, M. e ZHENGFANG, Z.; Heat transfer characteristics in evaporator section of a two-phase closed thermosyphon, **Proc. 8th International Heat Pipe**

- Conference**, Beijing, China, 1992.
- KAMINAGA, F., HASHIMOTO, H., FERROZ MD, C., GOTO, K. e MATSUMURA, K.; Heat transfer characteristics of evaporation and condensation in a two-phase closed thermosyphon, **10th International Heat Pipe Conference**, Stuttgart, Alemanha, 1997.
- KASTEN, F. e CZEPLAK, G.; Solar and terrestrial radiation dependent on the amount and type of cloud, **Solar Energy**, vol. 24, pp. 177-189, 1980.
- KLUCHER, T. M.; Evaluation model to predict insolation on tilted surfaces, **Solar Energy**, vol. 23, pp. 111, 1979
- LIGHT Serviços de Eletricidade S. A., **Uso eficiente de energia – dicas: consumo doméstico**, <http://www.lightrio.com.br/>
- LUND, H., **The Design Reference Year User's Manual**, Thermal Insulation Laboratory, Technical University of Denmark, Report 274, Dinamarca, 1995.
- MANTELLI, M. B. H., CARVALHO, R. D. M., COLLE, S. e MORAES, D. U. C.; Study of two-phase thermosyphons for bakery oven applications, **Proc. 33rd National Heat Transfer Conference**, Albuquerque, EUA, 15 a 17 de Agosto de 1999
- MARION, W. e URBAN, K., **User's Manual for TMY2s**, NREL/SP-463-7668, National Renewable Energy Laboratory, Golden, CO, USA, 1995.
- MARTIN, M. e BERDAHL, P.; Characteristics of infrared sky in the United States, **Solar Energy**, vol. 33, pp. 321-336, 1984.
- MITCHELL, J. W.; Heat transfer from spheres and other animal forms, **Biophysical Journal**, vol. 16, 561, 1976.
- MME – Ministério de Minas e Energia; **Balanco Energético Nacional**, Brasília – DF, 2000
- MORAES, P. M. S. D., **Análise de um circuito de termossifão bifásico**. 2002. 131 f.. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis - SC.
- MOSALAM SHALTOU, M. A., e TADROS, M. T. Y, Typical Solar Radiation Year for Egypt, **Renewable Energy**, vol. 4, pp. 387-393, 1994.
- NISGOSKI, A., **Controle eletrônico da temperatura de chuveiros elétricos**. 2000. 70 f.. Relatório de Iniciação Científica – Departamento de Engenharia Elétrica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis - SC.
- OHADI, M. M., LI, S. S., RADERMACHER, R. e DESSIATOUN, S.; Critical review of available correlations for two-phase flow heat transfer of Ammonia, **International Journal of Refrigeration**, vol 19, n. 4, pp 272-284, 1996.
- OLIVA, G. A., BORGES, T. P. F. e MARTINS, G., Desenvolvimento de tecnologia de pré-

- aquecedor solar de água para chuveiros elétricos de potência reduzida, **Anais SENDI 94 – XII Seminário Nacional de Distribuição de Energia Elétrica**, Recife – PE, 16 a 21 de Outubro de 1994.
- OLIVA, G. A. e BORGES, T. P. F., Teste de campo piloto com pré-aquecedor de água para chuveiros elétricos de potência reduzida, **Anais VII Congresso Brasileiro de Energia e II Seminário Latino-Americano de Energia**, Rio de Janeiro – RJ, 22 a 25 de Outubro de 1996.
- OLIVETI, G. e ARCURI, N.; Solar radiation utilisability method in heat pipe panels, **Solar Energy**, vol 57, n. 5, pp 345-360, 1996.
- ONS – Operador Nacional do Sistema Elétrico; **Boletim diário de operação**, <http://www.ons.org.br/>.
- PIORO, L. S. e PIORO, I. L., **Industrial Two Phase Thermosyphon**, 1^a ed., Nova Iorque, EUA: Begell House, Inc., 1997.
- PRADO, R. T. A. e GONÇALVES, O. M., Water heating through electric shower and energy demand, **Energy and Buildings**, vol. 29, pp. 77-82, 1998
- QI e LANG; Heat transfer characteristics of a closed two-phase thermosyphon working with a binary mixture at different incline angles, **11th International Heat Pipe Conference**, pp. 110-115, Tóquio, Japão, 12 a 14 de Setembro de 1999.
- QUASCHNING, V., ORTAMANN, W., KISTNER, R. e GEYER, M.; Solar thermal power – The hybrid option, **Renewable Energy World**, vol. 4, n. 4, pp. 240-245, 2001
- REINDL, D. T., BECKMAN, W. A. e DUFFIE, J. A., Evaluation of hourly tilted surface radiation models, **Solar Energy**, vol. 45, n. 1, pp. 9-17, 1990.
- RÜTHER, R., Panorama atual da utilização da energia solar fotovoltaica e o trabalho do LABSOLAR nesta área. In: MONTENEGRO, A. A., **Fontes Não-convencionais de Energia – As Tecnologias Solar, Eólica e de Biomassa**. 3^a edição, Florianópolis, 2000.
- SALAZAR, L. C. J. P., ABREU S. L., BORGES, T. P. F., COLLE, S. e REGUSE W., Optimization of a compact solar domestic hot water system for low-income families with peak demand and total cost constraints, **Proceedings of the ISES – International Solar Energy Society 2003 Solar World Congress**, Göteborg, Suécia, 2003
- SHIRAIISHI, M., TERDTON, P. e MURAKAMI, M.; Effects of inclination angle on flow patterns in a two-phase closed thermosyphon, **8th International Heat Pipe Conference**, Beijing, China, 1992.

- SHIRAISHI, M., NAKANO, A., PRADIT, T. e MURAKAMI, M.; Performance limits of an inclined gravity-assisted heat pipe, **10th International Heat Pipe Conference**, Stuttgart, Alemanha, 1997.
- SCHWEITZER, S.; A possible “average” weather year on Israel’s coastal plain for solar system simulations, **Solar Energy**, vol. 21, pp. 511-515, 1978.
- STEPHAN, K. e ABDELSALAM, M.; heat-transfer correlations for natural-convection boiling, **International Journal of Heat and Mass Transfer**, vol. 23, pp. 73-87, 1980.
- UEHARA, H., KUSUDA, H., NAKAOKA, T. e YAMADA, M.; Filmwise condensation for turbulent flow on a vertical plate, **Heat Transfer – Jap. Res.**, vol. 12, n. 2, pp 85-96, Japão, 1983.
- WANG, J. C. Y., e MA, Y.; Condensation heat transfer inside vertical and inclined thermosyphons, **ASME Journal Heat Transfer**, vol. 113, pp. 777-780, 1991.
- WHILLIER, A.; Prediction of Performance of Solar Collectors. In **Applications of Solar Energy for Heating and Cooling Buildings**, ASHRAE, New York, 1977
- ZHIQIANG, W.; Developments of solar thermal systems in China, **ISES – International Solar Energy Society 2003 Solar World Congress**, Göteborg, Suécia, 2003.

APÊNDICE A – REVISÃO DE ENERGIA SOLAR

Um dos parâmetros essenciais na simulação de sistemas térmicos solares é a intensidade da irradiação solar que incide sobre o plano onde está montado o coletor solar. Esses valores porém não são fáceis de obter devido a pequena quantidade de dados medidos disponíveis e, mesmo quando existem esses dados, estão disponíveis apenas em médias mensais dos totais diários. Nos locais onde existem estações de medição de irradiação solar, esses valores estão disponíveis em geral na forma de totalizações horárias para a superfície horizontal. Como os coletores solares são montados em superfícies inclinadas para maximizar o aproveitamento da energia solar ao longo do ano é necessário estimar a irradiação solar disponível a partir dos valores medidos na superfície horizontal. Para isso é necessário conhecer a cada instante a posição do sol em relação à superfície da placa coletora e, além disso, fazer uso de modelos empíricos para que as diferentes parcelas da irradiação solar possam estimadas.

A descrição detalhada dos conceitos e das equações a serem apresentadas nos itens A.1, A.2 e A.3 pode ser encontrada em Iqbal (1983) e Duffie e Beckman (1991).

A.1 Posicionamento do Sol

É necessário conhecer algumas relações importantes antes de determinar as coordenadas de posicionamento do Sol na esfera celeste. Essas relações são o ângulo de referência do dia, excentricidade da órbita terrestre, equação do tempo e declinação terrestre.

O ângulo de referência do dia (Γ) representa qual a fração da trajetória ao redor do Sol que a Terra descreveu até o dia em questão e é calculada como segue:

$$\Gamma = 2\pi(d - 1)/365 \quad (A 1)$$

onde d é o dia juliano (número do dia no ano) e Γ é dado em radianos.

A Terra não apresenta uma trajetória circular ao redor do Sol, ela na verdade é elíptica

tendo o Sol como um dos focos. Isso faz com que a distância Terra-Sol seja variável ao longo do ano. Por isso, utiliza-se um fator de correção da excentricidade da órbita terrestre (E_0), que é igual a relação entre a distância Terra-Sol no dia em questão e a distância média durante o ano, dada por:

$$E_0 = 1,000110 + 0,034221 \cos \Gamma + 0,001280 \sin \Gamma + 0,000719 \cos 2\Gamma + 0,000077 \sin 2\Gamma \quad (\text{A } 2)$$

Além do movimento de translação ao redor do Sol, a Terra também apresenta um movimento de rotação em torno do seu eixo polar. Esse eixo é inclinado aproximadamente $23,5^\circ$ em relação a direção normal à trajetória ao redor do Sol, o que faz com que ocorram as variações sazonais na irradiação solar devido à variação da órbita do Sol em relação ao equador terrestre. O ângulo formado entre uma linha que liga o centro da Terra ao Sol e o plano do equador é chamado de declinação solar (δ) e é calculado da seguinte forma:

$$\delta = (0,006918 - 0,399912 \cos \Gamma + 0,070257 \sin \Gamma - 0,006758 \cos 2\Gamma + 0,000907 \sin 2\Gamma - 0,002697 \cos 3\Gamma + 0,00148 \sin 3\Gamma) \quad (\text{A } 3)$$

onde δ está em radianos.

Nos equinócios de primavera e outono a declinação solar é igual a zero e o Sol está posicionado sobre o plano do equador e nos solstícios a declinação solar é igual a $\pm 23,5^\circ$. Por convenção o solstício de verão, quando a declinação solar é igual a $+23,5^\circ$, coincide com o verão do hemisfério norte e o solstício de inverno, quando a declinação solar é $-23,5^\circ$, ocorre durante o o verão do hemisfério sul.

Devido ao fato da Terra descrever uma trajetória elíptica e com seu eixo de rotação inclinado em relação ao plano formado pela trajetória, a duração de um dia não é exatamente 24 horas, variando em até 16 minutos de acordo com o dia do ano. Essa diferença recebe o nome de “equação do tempo” (E_t) e é calculada como segue:

$$E_t = 0,000075 + 0,001868 \cos \Gamma - 0,032077 \sin \Gamma - 0,014615 \cos 2\Gamma - 0,04089 \sin 2\Gamma \quad (\text{A } 4)$$

onde E_t é expresso em minutos.

A posição do sol no hemisfério celeste e a posição relativa a uma superfície orientada arbitrariamente localizada em um ponto qualquer da superfície terrestre, podem ser descritas através de alguns de ângulos característicos. Esses ângulos são determinados para o horário solar ou aparente, enquanto as estações solarimétricas realizam suas medições no horário local padrão, ou em horário universal – GMT (hora de Brasília + 3). Portanto, é necessário corrigir a hora para horário solar antes de determinar a posição do Sol, o que é feito como mostra a equação a seguir:

$$LAT = LST + (L_s - L_e) / 15 + E_t / 60 \quad (A 5)$$

onde LAT é a hora aparente ou solar, LST é a hora local padrão, L_s é a longitude do meridiano equivalente da hora oficial [°] e L_e é a longitude do local analisado [°].

A Figura A.1 mostra os ângulos que definem o posicionamento do sol no céu relativamente a um observador fixo na superfície terrestre. A Figura A.2 mostra ângulos que descrevem a posição do Sol em relação a um plano de orientação arbitrária.

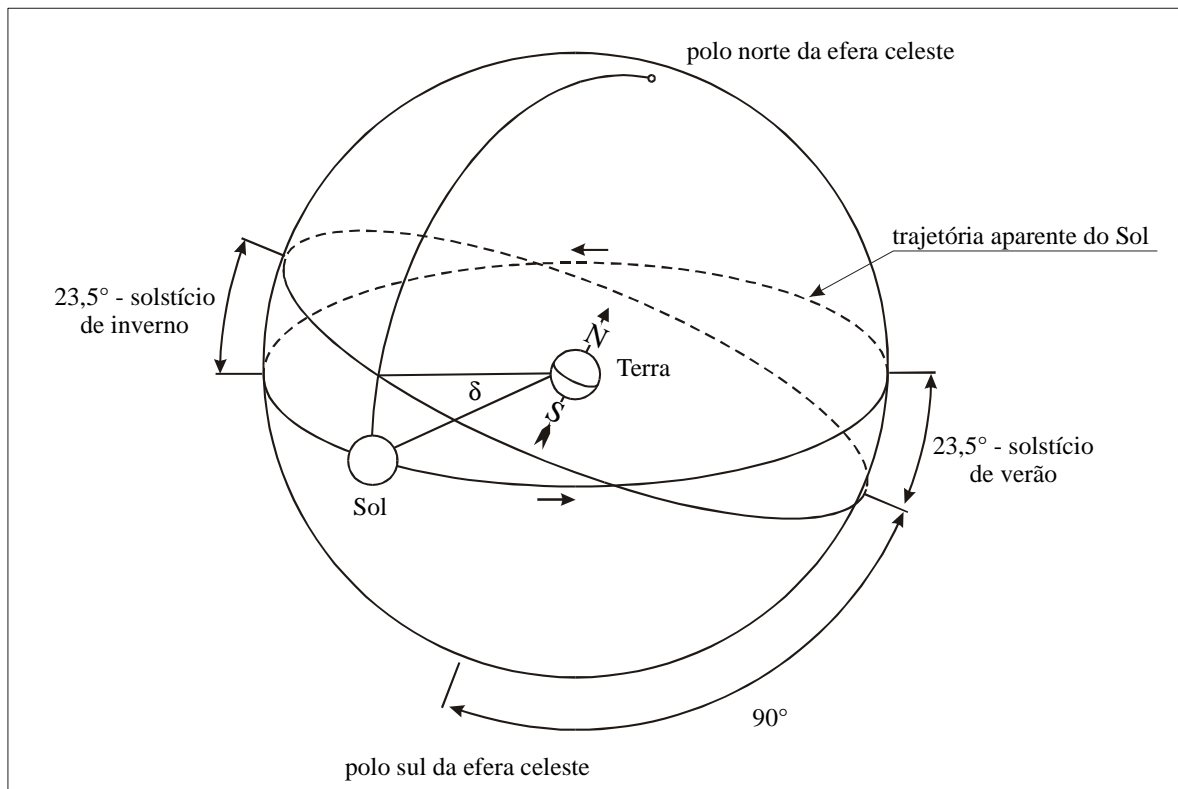


Figura A.1. Ângulos de posicionamento do Sol em relação a um observador fixo na superfície terrestre.

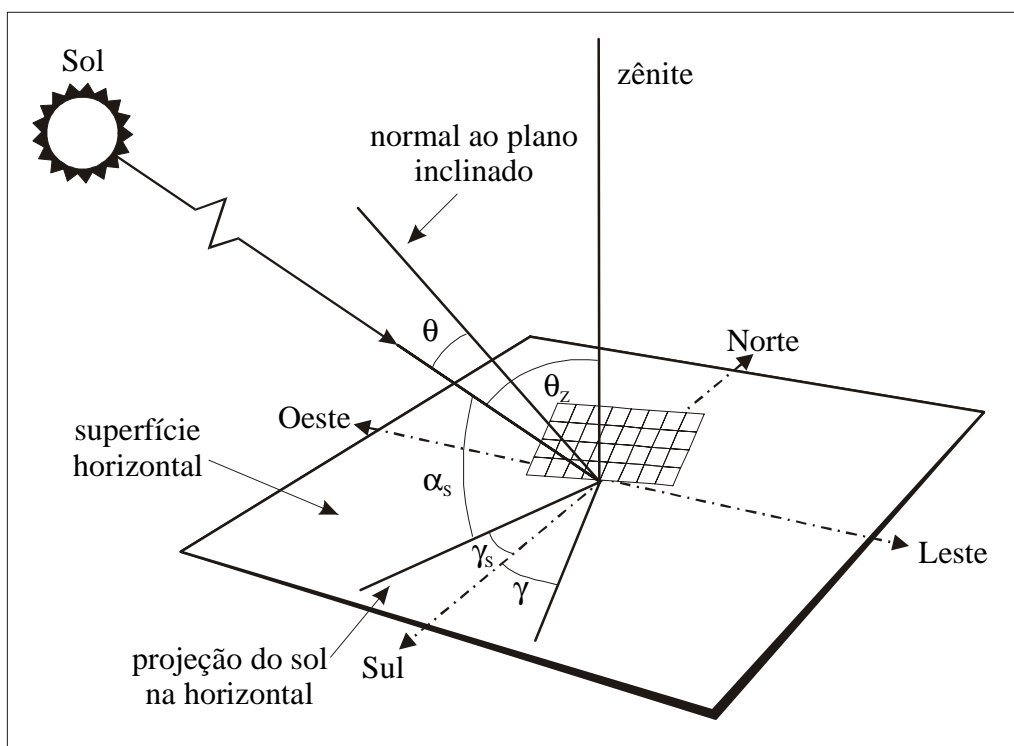


Figura A.2. Ângulos de posicionamento do Sol em relação a um plano de orientação arbitrária.

As diferentes coordenadas angulares que aparecem na Figura A.1 e na Figura A.2 são definidas da seguintes forma:

- ângulo horário (ω) – ângulo equivalente a hora aparente do dia. Ao meio-dia é igual a zero e é positivo durante a manhã ($-180/+180^\circ$);
- ângulo zenital (θ_z) – ângulo entre a posição do sol e o zênite do observador ($0/90^\circ$);
- elevação solar (α) – ângulo entre a posição do sol e sua projeção na horizontal ($0/90^\circ$), $\alpha = 90 - \theta_z$;
- azimute solar (γ_s) – ângulo formado entre a projeção da posição do Sol na horizontal e o sul do observador (zero). Leste é positivo e oeste negativo ($-180/+180^\circ$);
- ângulo de inclinação da superfície (β) – ($0/90^\circ$);
- azimute da superfície (γ) – ângulo entre a projeção da normal à superfície na horizontal e o sul, leste positivo ($-180/180^\circ$);
- ângulo de incidência (θ) – ângulo entre a normal a superfície arbitrariamente orientada e a direção Sol-Terra ($0/90^\circ$).

O ângulo horário é determinado como mostra segue:

$$\omega = 180 - 15LAT \quad (A 6)$$

Os ângulos de zênite e de elevação, podem ser determinados pela seguinte equação:

$$\cos \theta_z = \sin \delta \sin \phi + \cos \delta \cos \phi \cos \omega = \sin \alpha \quad (A 7)$$

onde ϕ é a latitude do local.

A equação a seguir é utilizada para calcular o ângulo de azimute solar:

$$\cos \gamma_s = (\sin \alpha \sin \phi - \sin \delta) / \cos \alpha \cos \phi \quad (A 8)$$

Outras relações de interesse prático são o ângulo horário ao nascer do sol em uma superfície (ω_s) e a duração do dia em horas (N_d), que são encontradas utilizando as seguintes equações:

$$\omega_s = \cos^{-1}(-\tan \phi \tan \delta) \quad (A 9)$$

$$N_d = 2 / 15 \cos^{-1}(-\tan \phi \tan \delta) \quad (A 10)$$

Em relação à superfície arbitrariamente orientada, outro ângulo de interesse é o ângulo de incidência, que é calculado da seguinte forma:

$$\begin{aligned} \cos \theta = & (\sin \phi \cos \beta - \cos \phi \sin \beta \cos \gamma) \sin \delta \\ & + (\cos \phi \cos \beta + \sin \phi \sin \beta \cos \gamma) \cos \delta \cos \omega \\ & + \cos \delta \sin \beta \sin \gamma \sin \omega \end{aligned} \quad (A 11)$$

Utilizando as relações apresentadas nas Eqs. (A 1) - (A 11) é possível determinar a posição do sol em qualquer instante.

A.2 Irradiação extraterrestre

A irradiação solar extraterrestre é a intensidade de irradiação solar que chega a Terra imediatamente acima de sua atmosfera. Ela possui uma característica de distribuição espectral semelhante a um corpo negro a 5777 K. Do total de irradiação do Sol que chega na Terra, 95% tem comprimentos de onda (λ) situados no intervalo de 0,3 a 3 μm , equivalente a radiação de onda curta. Essa faixa do espectro de radiação engloba toda a radiação visível ($0,39 < \lambda < 0,77 \mu\text{m}$) e parte da radiação ultravioleta ($\lambda < 0,39$) e da radiação infravermelha ($\lambda > 0,77$).

O total de irradiação solar que chega na Terra, no instante em que a distância entre ambos é equivalente ao valor médio durante o ano, é chamado de “constante solar” e equivale segundo medidas recentes a (Iqbal, 1983):

$$\dot{I}_{sc} = 1367 \text{ W/m}^2$$

Considerando-se a variação da distância Sol-Terra e a inclinação da superfície da Terra em relação à direção normal de incidência da irradiação solar direta tem-se:

$$\dot{I}_0 = \dot{I}_{sc} E_0 \cos \theta_z \quad (\text{A } 12)$$

onde \dot{I}_0 é a irradiância solar extraterrestre incidente em uma superfície horizontal no topo da atmosfera (W/m^2).

Na maioria dos casos, é necessário conhecer a irradiação extraterrestre em intervalos horários, que é calculada integrando-se a Eq. (A 12) nesse intervalo, o que resulta em:

$$I_0 = I_{sc} E_0 (\sin \delta \sin \phi + \cos \delta \cos \phi \cos \omega_i) \quad (\text{A } 13)$$

onde I_0 e I_{sc} são a irradiação extraterrestre e constante solar horárias (J/m^2) e ω_i é o ângulo horário no centro do intervalo de integração de uma hora. A constante solar horária é igual a 4921 kJ/m^2 .

A.3 Irradiação solar incidente na superfície do coletor

Durante o desenvolvimento do trabalho será necessário conhecer a irradiação incidente no plano do coletor em intervalos horários para realizar a simulação do desempenho do sistema de aquecimento solar. Os dados horários de irradiação utilizados foram medidos na estação solarimétrica do LABSOLAR/EMC/UFSC, situada em Florianópolis – SC (27°36'S/48°30'O) (Abreu et al., 2000). Detalhes sobre a obtenção desses dados serão descritos no item A.4.

A irradiação solar medida refere-se à superfície horizontal, portanto é necessário estimar a partir desses valores a irradiação na superfície do coletor, que poderá estar orientada arbitrariamente.

A irradiação solar na horizontal é dividida nas componentes direta e difusa. A irradiação solar direta é a parcela que chega diretamente do sol, enquanto que a irradiação solar difusa é a parcela proveniente de todo o hemisfério visível excetuando-se o disco solar. No caso da irradiação solar na superfície inclinada, é necessário estimar essas componentes individualmente e determinar ainda uma parcela adicional que é a irradiação refletida pelas superfícies adjacentes ao coletor. Existem vários modelos para estimar a irradiação solar em uma superfície arbitrariamente orientada, sendo que a diferença básica entre eles é o método utilizado para determinar a parcela difusa da irradiação solar na superfície inclinada.

A.3.1 Irradiação solar horária incidente na superfície do coletor

No caso da irradiação solar horária na superfície do coletor, optou-se por utilizar o modelo de Reindl et al. (1990), conhecido também como modelo HDKR pois engloba características dos modelos de Hay e Davies (1980), Klucher (1979) e Reindl. Esse modelo é o mais completo quanto ao cálculo da parcela difusa, pois engloba características de diferentes modelos para melhorar os resultados, levando em consideração a irradiação difusa isotrópica, a irradiação difusa vinda do horizonte em dias de céu claro e a irradiação difusa circumsolar.

A parcela direta da irradiação solar é calculada transportando através de relações trigonométricas o valor medido na horizontal para a superfície coletora, o que é feito utilizando-se a equação que segue:

$$I_{b,T} = I_b r_b \quad (\text{A } 14)$$

onde I_b é a irradiação direta horária na superfície horizontal (J/m^2), o subscrito T refere-se à superfície inclinada e r_b é a relação entre a irradiação extraterrestre horizontal e a irradiação extraterrestre na superfície inclinada, ou seja, $r_b = \cos \theta / \cos \theta_z$, onde $\cos \theta$ é calculado utilizando a Eq. (A 11) e $\cos \theta_z$ é calculado utilizando a Eq. (A 7) .

A parcela refletida da irradiação solar sobre a superfície inclinada é calculada considerando-se que a reflexão na superfície horizontal adjacente à inclinada é isotrópica.

$$I_{r,T} = \frac{I \cdot \rho \cdot (1 - \cos \beta)}{2} \quad (\text{A } 15)$$

onde I_r é irradiação horária refletida (J/m^2), I é a irradiação horária horizontal (J/m^2), ρ é o albedo da superfície horizontal (valor entre 0 (zero) e 1) e β é a inclinação da superfície em relação à horizontal em graus.

O modelo de Reindl et al. para o cálculo da parcela difusa da irradiação solar é o seguinte:

$$I_{d,T} = I_d \left[(1 - A_i) \left(\frac{1 + \cos \beta}{2} \right) \cdot (1 + f_d \text{sen}^3 (\beta/2)) + A_i r_b \right] \quad (\text{A } 16)$$

onde A_i é o índice de anisotropia dado por I_b/I_0 e f_d é o fator de correção da irradiação difusa vinda do horizonte, que ocorre em dias de céu claro, igual a $\sqrt{I_b/I}$.

O total de irradiação solar horária incidente na superfície do coletor é obtido somando-se as parcelas obtidas pelas Eqs. (A 14), (A 15) e (A 16) como mostra a Eq. (A 17) .

$$I_T = I_{b,T} + I_{r,T} + I_{d,T} \quad (\text{A } 17)$$

A.4 Arquivos meteorológicos para simulação de sistemas de aquecimento solar

Para simular sistemas de aquecimento solar são necessários dados climáticos confiáveis de irradiação solar e temperatura ambiente. Existe uma variação interanual dos valores de irradiação solar, ou seja, valores medidos em um determinado ano podem não ser representativos do clima de uma região. Portanto a utilização desses dados para simulação pode implicar em conclusões erradas quanto ao desempenho do sistema durante a sua vida útil. Com o objetivo de minimizar esse problema foram criados os TMYs – Typical Meteorological Years (Hall et al., 1978), que são arquivos que contém dados horários de irradiação solar e outras variáveis meteorológicas representando um ano meteorológico típico de um determinado local. O método de geração do TMY baseia-se na realização de uma análise de estatística sobre uma série longa de dados medidos, de maneira a selecionar meses que melhor representem um ano típico durante o período de medição.

Recentemente a metodologia de construção dos TMYs foi revisada por Marion e Urban (1995), resultando nos TMY2s, que foram gerados para 239 estações dos EUA utilizando uma base de dados de 30 anos. Diversos outros países também desenvolveram trabalhos nesse sentido, entre eles Itália (Festa e Ratto, 1993), Dinamarca (Lund, 1995), Grécia (Argiriou et al., 1999), Egito (Mosalam e Tadros, 1994) e Israel (Schweitzer, 1978). No Brasil não existem dados compilados dessa forma a partir de dados medidos e para possibilitar as simulações foi necessário criar um banco de dados de irradiação solar a partir de valores medidos na estação solarimétrica de Florianópolis – SC (latitude 27°36”S – longitude 48°30”O). Essa estação solarimétrica faz parte da BSRN – Baseline Surface Radiation Network, que é uma rede internacional de estações de superfície visando o monitoramento da irradiação solar incidente na superfície terrestre. Esta rede conta com o apoio da OMM – Organização Meteorológica Mundial e possui cerca de 25 estações localizadas em diversos países, representativas de diferentes regiões climáticas (Hegner et al., 1998).

O banco de dados construído possui valores das radiações solares global, direta, difusa e extraterrestre totalizados em intervalos de uma hora e, das médias horárias da temperatura ambiente e da umidade. Os dados utilizados foram medidos com sensores de alta confiabilidade e baixa incerteza de medição (primeira classe segundo norma da OMM) cujas informações são mostradas na Tabela A.1.

Tabela A.1. Variáveis medidas e sensores utilizados para criação do banco de dados para simulação.

Variável	Símbolo	Sensor	Modelo	Descrição
Radiação global	I	piranômetro	Kipp & Zonen CM11	
Radiação direta	I_b	pirheliômetro	Eppley NIP	Rastreador solar Eppley SMT3
Radiação difusa	I_d	piranômetro	Kipp & Zonen CM11	Anel de sombreamento CM121 Disco de sombreamento
TBS	TBS	termômetro	PT100	Psicrômetro Thies
TBU	TBU	termômetro	PT100	Psicrômetro Thies

A base de dados utilizada para a criação do banco de dados engloba o período de Janeiro de 1990 a Julho de 1999, sendo que durante esse período aconteceram algumas descontinuidades nas medições. A partir desses dados foram selecionados os meses que mais se aproximaram da média do período para construção do ano típico. A metodologia completa para geração do TMY não foi aplicada devido à base de dados utilizada ser relativamente curta se comparada às bases de dados utilizadas nos demais trabalhos citados. Maiores detalhes sobre a construção desse ano típico para Florianópolis podem ser encontrados em Abreu et al. (2000).

O ano típico construído a partir das hipóteses descritas neste item foi utilizado juntamente à metodologia descrita no item A.3.1, para a obtenção dos dados de irradiação solar incidente na superfície do coletor que serão utilizados durante as simulações.

APÊNDICE B – PARÂMETROS DE ENTRADA DO PROGRAMA DE SIMULAÇÃO

L_{ev} - comprimento do evaporador	1,35 m
L_{ad} - comprimento da região adiabática	0,23 m
L_{co} - comprimento do condensador	0,28 m
D - diâmetro externo do tubo	0,015 m
D_i - diâmetro interno do tubo	0,0136 m
L_{bo} - largura da união tubo/placa	0,0075 m
W - largura da aleta	0,125 m
δ_{aleta} - espessura da aleta	0,0003 m
δ_{res} - espessura da parede do reservatório	0,002 m
γ - espessura da união placa/tubo	0,0001 m
L_{isol} - espessura isolamento	0,05 m
k_{aleta} - condutividade térmica da aleta – cobre	385,0 W/mK
k_{tubo} - condutividade térmica do tubo – cobre	385,0 W/mK
k_{res} - condutividade térmica da parede do reservatório – cobre	385,0 W/mK
k_{bo} - condutividade térmica da união placa/tubo – cobre	W/mK
k_{isol} - condutividade térmica do isolante – lã de vidro	W/mK
ε_p - emissividade da placa	0,95
ε_g - emissividade do vidro	0,88
h_w - coeficiente de convecção externo	10 W/m ² K
n_c - número de coberturas	1
f - razão de preenchimento	0,6
U_{res} - coeficiente de perdas térmicas do reservatório	2,0 W/m ² K
A_{res} - área do reservatório	1,12 m ²

m_{res} - massa de água no reservatório	100 kg
β - ângulo de inclinação do coletor	37 °
n_{tubo} - número de termossifões bifásicos	8
T_{f0} - temperatura inicial do reservatório	313.15 K
T_{fria} - temperatura de reposição	293.15 K
T_{con} - temperatura de consumo	313.15 K

**APÊNDICE C – EQUIPAMENTOS UTILIZADOS NAS BANCADAS
EXPERIMENTAIS**

equipamento	marca	modelo	finalidade
sensor de pressão	Omega	PX 302-050	verificar a pressão interna dos termossifões bifásicos
fonte CC de alimentação de potência	Heizinger	PTN 125-10	fornecer potência para as resistências elétricas de aquecimento
banho termostático	Lauda	RK 20 KP	fornecer água a uma temperatura controlada
banho ultrassônico	Elma	Transsonic TP1000/H	limpeza dos tubos
sistema de aquisição de sinais	Hewlett Packard	HP 34970-A	medição e armazenamento das temperaturas
válvula misturadora termostática	Taconova	MC 52	controle da mistura de água quente na saída do reservatório térmico
piranômetro	Kipp Zonen	et CM 11	medição da irradiação solar no plano inclinado
anemometro	Thiess	Windgeber	medição da velocidade do vento