

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

SIMULAÇÃO DE DESEMPENHO DE UM SISTEMA SOLAR DE AQUE-
CIMENTO D'ÁGUA COM CIRCULAÇÃO NATURAL.

DISSERTAÇÃO SUBMETIDA A UNIVERSIDADE FE-
DERAL DE SANTA CATARINA PARA A OBTENÇÃO
DO GRAU DE MESTRE EM ENGENHARIA.

FABIO MANOEL DE ARAUJO WALTRICK

FLORIANÓPOLIS
MARÇO DE 1986

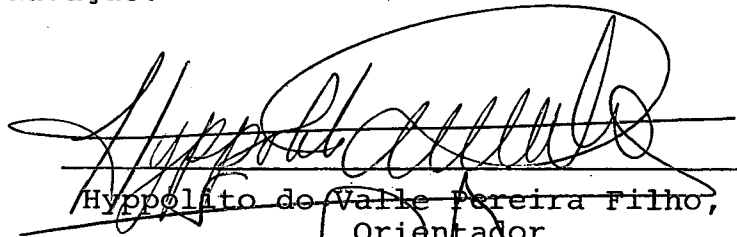
SIMULAÇÃO DE DESEMPENHO DE UM SISTEMA SOLAR DE AQUE-
CIMENTO D'ÁGUA COM CIRCULAÇÃO NATURAL.

FABIO MANOEL DE ARAUJO WALTRICK

Esta dissertação foi julgada adequada para a obtenção do título de

MESTRE EM MECÂNICA

Especialidade Engenharia Mecânica e aprovada em sua forma final pelo Programa de Pós-Graduação.

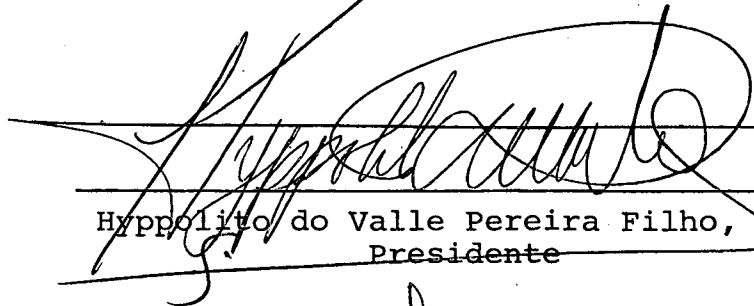


Hyppolito do Valle Pereira Filho, PhD
Orientador

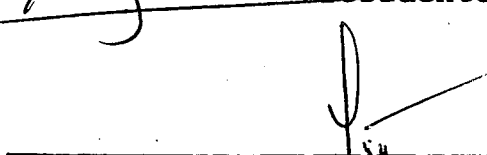


Clóvis Raimundo Maliska, PhD
Coordenador de curso de Pós-Graduação

BANCA EXAMINADORA:



Hyppolito do Valle Pereira Filho, PhD
Presidente



Paulo César Phillippi, D.Sc.



Carlos Alfredo Clezar, M.Sc.

À Lúcia, minha família
e meus amigos

AGRADECIMENTOS

- . Ao Pedro, por me ensinar a escrever.
- . Ao Professor Hyppolito, pelo apoio e orientação.
- . À Escola Técnica Tupy, pela possibilidade de conclusão.
- . À Universidade Federal de Santa Catarina, e especialmente, ao Departamento de Engenharia Mecânica, pela formação.
- . Ao Conselho Nacional de Energia Nuclear, pelo suporte financeiro.
- . E a todos que ajudaram na realização deste trabalho.

SUMÁRIO

Página

LISTA DE TABELAS	vii
LISTA DE FIGURAS	viii
SIMBOLOGIA	xi
RESUMO	xv
ABSTRACT	xvi
1. INTRODUÇÃO	1
1.1. Energia Solar - Uma Questão de Tempo e Crença	1
1.2. Sistemas Existentes de Simulação	5
1.3. Medição do Fluxo de Termosifão	11
1.4. Objetivos e Simplificações	12
2. SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL - FUNDAMENTOS	16
2.1. Generalidades	16
2.2. Posição Angular do Coletor	18
2.3. Radiação Solar	23
2.4. Transmissividade e Absortividade da Cobertura	26
2.5. Coletor Solar	33
2.5.1. Coeficiente Global de Perda de Calor	36
2.5.2. Fatores de Eficiência do Coletor	39
2.5.3. Fator de Remoção de Calor	45
2.6. Tanque de Armazenamento de Calor	49
2.6.1. Distribuição de Temperatura no Tanque	52
2.6.2. Troca de Calor com o Meio Ambiente	58
2.7. Canalização de Ligação do Coletor ao Tanque	62
2.8. Perda de Carga da Canalização	65
2.9. Vazão de Termosifão	71

3. SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL - PROCEDIMENTO	74
3.1. Generalidades	74
3.2. Funcionamento do Programa	79
3.3. Limitações do Sistema Computacional	92
4. APRESENTAÇÃO E ANÁLISE DOS RESULTADOS	96
4.1. Um Exemplo de Simulação com Demanda	96
4.2. Variação de Parâmetros	108
4.3. Superposição Gráfica	124
4.4. Comparação dos Resultados	126
5. CONCLUSÕES	139
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	142
ANEXOS	146
Anexo 1	147
Anexo 2	151

LISTA DE TABELAS

	Página
Tabela 1 - Parâmetros para estimar a intensidade da radiação solar	24
Tabela 2 - Constantes da equação 66, para tubos circulares com temperatura constante na parede, para determinação do número de Nusselt médio	44
Tabela 3 - Coeficientes de perda de carga turbulento	67
Tabela 4 - Valores básicos usados na variação de parâmetros	109
Tabela 5 - Superposição de efeitos da variação dos parâmetros: intensidade da radiação solar (CAR), espessura do isolante do tanque (EIS) e coeficiente de absortividade/emissividade da placa (PAE).	125

LISTA DE FIGURAS

	Página
Figura 1 - Posição angular do coletor	20
Figura 2 - Ângulos de incidência e refração	27
Figura 3 - Transmissividade de uma placa transparente não absorvedora	28
Figura 4 - Absorção da radiação solar pela placa absorvedora	33
Figura 5 - Distribuição de temperatura na placa absorvedora	35
Figura 6 - Balanço e energia em um elemento Δx da aleta ...	40
Figura 7 - Balanço de energia em um elemento Δy do tubo ...	45
Figura 8 - Balanço de energia em um elemento Δy do tanque..	53
Figura 9 - Distribuição de temperatura no tanque para a quantidade de calor fornecida pelo coletor	55
Figura 10 - Níveis de estratificação do tanque	57
Figura 11 - Trocas de calor do tanque com o meio ambiente ..	58
Figura 12 - Trocas de calor da canalização com o meio ambiente	63
Figura 13 - Distribuição interna das vazões no coletor	69
Figura 14 - Pressões parciais causadas pela densidade ao longo de todo circuito	72
Figura 15 - Fluxograma das sub-rotinas	75

Figura 16 - Consumo de água utilizada pela demanda	81
Figura 17 - Configuração do sistema solar	98
Figura 18 - Distribuição das radiação solares disponíveis (HTS), incidente (HTC) e absorvida (RAC) e; da quantidade de calor absorvida pelo coletor (QAC) como função do tempo civil local (CHC)	100
Figura 19 - Rendimentos horário (RHC) e global (RGI) e; o fator de remoção do calor (FRC)	102
Figura 20 - Distribuição das temperaturas de entrada (TEC), de saída (TSC) e da placa (TPL) no coletor	104
Figura 21 - Vazão de termosifão (VZC) e de demanda (VZD) ..	106
Figura 22 - Distribuição de temperatura no topo (TOP), e na base (TBS) do tanque para os dias 21 a 23 de dezembro de 1985	107
Figura 23 - Condutibilidade da placa (PLC)	112
Figura 24 - Quantidade de tubos no coletor (NTC)	113
Figura 25 - Constante de atenuação da radiação (CAR)	114
Figura 26 - Espessura do isolante do tanque (EIS)	116
Figura 27 - Volume do tanque (VOL)	117
Figura 28 - Ângulo de inclinação do coletor (AIC)	118
Figura 29 - Distância do tanque ao coletor (DCQ)	120
Figura 30 - Espessura do isolante na base e lateral do co- letor (EIB, EIL)	121

Figura 31 - Coeficiente de absorvidade/emissividade da placa (PAE)	122
Figura 32 - Estações do ano (MÊS)	123
Figura 34 - Configuração do sistema de aquecimento solar utilizada para comparação dos resultados	129
Figura 35 - Distribuições das radiações solares e das temperaturas ambientes	131
Figura 36 - Distribuição das vazões de demanda e de termosifão	133
Figura 37 - Distribuição de temperatura no coletor	134
Figura 38 - Distribuição de temperatura no tanque	136

SIMBOLOGIA

A	área, valores médios mensais da radiação extraterrestre	$m^2, W/m^2$
B	coeficiente de extinção do ar	
C	constante, razão entre a radiação direta e difusão, comprimento do coletor	m
C_b	condutância da solda	W/mK
C_i	constante da linearização	
C_p	calor específico	J/KgK
D	diâmetro	m
E	espessura do coletor, equação do tempo	m, min
F	fator de eficiência da aleta	
F'	fator de eficiência do coletor	
F''	fator de fluxo do coletor	
F_r	fator de remoção de calor	
G_r	número de Grashof	
H	radiação solar incidente sobre superfícies horizontais	W
I	radiação solar incidente sobre superfícies inclinadas	W
K	coeficiente de extinção do ar, coeficiente de perda de carga	
L	largura do coletor, ângulo de longitude, altura do tanque	m/graus
M	fator de desenvolvimento de perfil	
N	quantidade de tubos e números de coberturas	
N_u	número de Nusselt	
P	pressão	Pa
P_r	número de Prandt	

Q	quantidade de calor	J
R_e	número de Reynolds	
T	temperatura	$^{\circ}\text{C}$
U	coeficiente de perda de calor	$\text{W}/\text{m}^2\text{K}$
V	volume	m^3
W	distância entre tubos	m
a	altitude local	m
e	espessura, rugosidade relativa	m
f	fator de atrito	
g	constante gravitacional	m/s^2
h	coeficiente de convecção	$\text{W}/\text{m}^2\text{K}$
k	condutibilidade térmica	$\text{W}/\text{m K}$
l	comprimento unitário, comprimento característico	m
\dot{m}	fluxo de massa	Kg/s
n	número de dias, índice de refração	
q	quantidade de calor por unidade de área	J/m^2
r	coeficiente de reflexão	
t	tempo	s
v	velocidade	m/s

SÍMBOLOS GREGOS

α	absortividade, coeficiente cinética	
β	ângulo de inclinação do coletor, coeficiente de expansão volumétrica	graus, $1/\text{K}$
γ	ângulo de azimute	graus
ϵ	emissividade	
Δ	variação	

δ	ângulo de declinação terrestre	graus
θ	ângulo de zênite, ângulo de incidência, ângulo de refração	graus
μ	viscosidade dinâmica	Kg/ms
ρ	refletividade, densidade	Kg/m ³
σ	constante de Stefan-Boltzmann	W/m ² K ⁴
τ	transmissividade	
ϕ	latitude	graus
ω	ângulo horário	graus

SUBSCRITOS

a	ambiente, absorção, absorvida
b	direta, "bulk", solda
bs	base
c	coletor, civil, canalização
cr	crítico
d	difusa, densidade
e	externo, equivalente, entrada
f	fluido
g	global, solo
i	interno
l	lateral, local
n	normal, nascer do sol
p	pôr do sol, paralelo, placa
o	padrão, incidência normal
r	refletida, reflexão
s	solar, saída
t	tanque, topo, total

ts	termosifão
u	utilizada
v	vidro
w	vento
z	zênite

RESUMO

O principal objetivo deste trabalho é realizar a simulação de um sistema solar de aquecimento d'água doméstico.

A simulação é feita para um ciclo diário, podendo entretanto simular qualquer período, desde que haja tempo de computação disponível. A configuração da placa do coletor pode ser de qualquer tipo, devendo contudo ter forma plana e composta de tubos circulares retos. A circulação da água no sistema é feita por circulação natural.

Os resultados são apresentados sob a forma de diversos parâmetros. A variação destes parâmetros permite a análise da influência das variáveis construtivas e físicas no desempenho do sistema. Estes resultados são apresentados em forma de gráficos, através dos quais é possível obter-se alguns parâmetros práticos para projetos.

Finalmente os resultados desta simulação, foram comparados com dados experimentais obtidos em trabalhos anteriores e obteve-se boa concordância.

ABSTRACT

A numerical simulation of a domestic solar water heater system is the main goal of this work.

The simulation is performed daily, but it can be extended to any period, provided enough computer time is available. The collector configuration is a plate one, but it can be changed to another, however it must be composed of flat surfaces and straight circular tubes. The water moves in the system by natural convection.

The results are presented in the form of several parameters. The variation of these parameters will allow an analysis of the influence of the physical and constructive variables in the system performance. The results are presented in the form of graphical curves, through which will be possible to obtain some insight for design.

A comparison between the results of this simulation and experimental ones obtained from the literature, was done, and this shows a good agreement.

1: INTRODUÇÃO

1.1. "Energia Solar - uma Questão de Tempo e Crença" (28)

Com a crise energética causada pelos países exportadores de petróleo na década de 70 e o crescente consumo de energia há hoje um renovado interesse por pesquisas e desenvolvimentos de fontes alternativas de energia.

Mas, apesar do avanço tecnológico já alcançado, e sob impulso de ponderações ecológicas, o uso da energia solar ainda não se encontra bastante difundido, porque os elevados custos iniciais de instalação e, as dificuldades associadas com a disponibilidade descontínua de fornecimento de energia continuam a dificultar a sua utilização em grande escala.

É de consenso geral que isto é motivado porque a energia solar se apresenta de forma disseminada. A sua captação e aproveitamento, ao menos para potências elevadas, requerem instalações complexas e custosas, também porque a energia solar é disponível de forma descontínua, sujeita a alterações periódicas (dia e noite, inverno e verão) e grandemente influenciada pelas condições

atmosféricas, sendo indispensável acrescentar a instalação dispositivos de acumulação, com o aumento da complexidade e elevação dos custos.

O desenvolvimento e utilização das tecnologias solares, chocam-se deste modo com uma barreira de sofismas que floresceram de forma generalizada e que são transmitidos de uma publicação a outra e repetidos como evidências indiscutíveis⁽³⁾.

Vamos então examinar as principais críticas que correntemente são feitas à energia solar e mostrar a sua fragilidade.

a) A baixa densidade superficial da energia solar.

A superfície do nosso planeta pode captar, nas melhores condições 1.000 W/m^2 , o que é considerado demasiadamente "diluído". O que significa na prática, uma central elétrica solar com uma área aproximadamente cem vezes maior para poder substituir uma central elétrica convencional de mesma potência.

Olhando as coisas mais de perto, notaremos que a central solar recebe energia de forma constante e gratuita, diretamente do sol, enquanto que o funcionamento de uma central convencional necessita de minas ou poços, de usinas de preparação de combustível, vias férreas e/ou instalações portuárias, áreas de estocagem etc., que ocupam uma área não contabilizada na comparação grosseira feita acima.

E, para que concentrar a produção de uma energia que necessitará, em seguida, ser redistribuída? Ao contrário, a energia solar convida a descentralização, com todas as vantagens que isto encerra para uma política energética adaptada às necessidades locais.

b) A energia solar é descontínua e sujeita a variações climáticas.

O sol é a fonte de energia que melhor se adapta ao ritmo das atividades humanas, e esta modulação constitui um fator essencial ao equilíbrio biológico e psicológico. Assim, quando criticamos a energia solar por não ser possível obtê-la em forma contínua, nos esquecemos que a demanda é, em si mesma, modulada.

Este inconveniente pode então ser facilmente contornado, bastando adequarmos o consumo à modulação solar. De maneira que a utilização dos equipamentos solares seja feita nos horários de maior disponibilidade de energia da forma mais intensa possível.

c) A dificuldade de armazenamento da energia solar.

A dificuldade de armazenamento de energia não é exclusivo da energia solar. Convém lembrar que a forma de energia mais utilizada hoje em dia, a eletricidade, tem os mesmos problemas de estocagem, apesar de serem bem mais antigas as pesquisas feitas neste sentido. E ainda existem muitas possibilidades de armazenamento de energia que só agora começamos a entever, indo desde a decomposição térmica da água para produção de hidrogênio até a estocagem de calor no subsolo.

O problema de armazenamento de energia deve ser tratado e resolvido de forma conjunta, por exemplo, na utilização de equipamentos solares para aquecimento residencial - aplicação mais simples da energia solar. O armazenamento deste calor já esbarra no hábito da arquitetura moderna que constrói casas utilizando os mesmos materiais e formas em qualquer parte do mundo.

c) O custo da energia solar não é competitivo.

Todos aqueles que têm trabalhado para captar e utilizar energia solar sabem que ela não é gratuita, como pode parecer. Entre os raios solares e a sua utilização particular, é preciso que se interponham um ou mais aparelhos, o que significa um grande investimento inicial. Mas através de um projeto solar consciente, associado ao baixo custo operacional e de manutenção, pode-se, rapidamente amortizar este investimento, tornando a energia solar economicamente atraente.

E, a energia obtida a partir das fontes convencionais só não é considerada mais cara porque os legisladores e governantes preferem fechar os olhos para o seu custo real para a sociedade, pois não se contabiliza nestes cálculos o desequilíbrio e a degradação causados no meio ambiente, nem a dependência energética a outros países, que estas fontes causam.

O melhor modo para se defrontar com estes problemas é propagar a sua utilização, não negligenciando nem superestimando as vantagens e desvantagens dos equipamentos solares como fonte alternativa de energia.

As aplicações possíveis da energia solar vão desde a utilização de coletores solares planos para aquecimento de água para uso residencial, até a construção de futuras usinas solares, em órbita terrestre, que gerarão energia elétrica através de células fotovoltaicas, sendo então transmitidas à superfície por microondas ou raios laser.

A sofisticação tecnológica que resultará em aplicações mais complexas não deve-se à tecnologia solar, em si bastante simples,

mas sim às tecnologias paralelas que a ela devem ser acopladas. Tecnologias como, a pesquisa de materiais a serem usados nos equipamentos solares, até desenvolvimentos de sistemas economicamente competitivos de acompanhamento do sol por computadores, para aplicações de maior potência.

Portanto, a difusão e aprimoramento das tecnologias solares podem, a curto prazo, ser viabilizadas pela intensificação da utilização da energia solar no aquecimento de água para uso doméstico e industrial. Porque a captação de forma direta da energia solar, via coletores planos, através de sistemas de baixa temperatura, é claramente a utilização que apresenta a aplicação mais simples e imediata. Se bem que para se obter resultados economicamente apreciáveis, numa escala razoavelmente ampla, necessita-se de uma soma de conhecimentos e experiências nada desprezíveis.

Encarando inicialmente assim, a energia solar, como uma fonte de energia que atuará como elemento auxiliar para reduzir o consumo das energias convencionais, estas soluções cada vez mais conduzirão para soluções energéticas mais abrangentes, onde a energia solar não poluente e com o seu potencial energético inesgotável para escala humana consolidará seu papel como uma promissora esperança na solução dos problemas energéticos.

1.2. Sistemas Existentes de Simulação

O sistema de captação direta da energia solar radiante, via coletores planos, com circulação natural, é um dos equipamentos solares mais simples e econômicos. Os coletores planos além de

dispensarem a necessidade de utilização de equipamentos e controles para a circulação forçada, minimizam os custos de operação e manutenção e fornecem um custo inicial de instalação relativamente mais baixo.

A utilização de sistemas solares para aquecimento de águas por termosifão, principalmente de uso doméstico, é uma das aplicações mais atraentes da energia solar e constituem hoje a maioria das instalações solares. Apesar de várias pesquisas e estudos, intensificadas nos últimos 20 anos, que tentam criar uma formulação simples e precisa para determinação do desempenho térmico destes tipos de coletor. Um método simples e seguro para simulação de desempenho de coletores solares planos não é ainda disponível.

O desempenho térmico de sistemas solares com termosifão depende de funções complexas e não lineares que descrevam as trocas óticas de energia e trocas de calor no coletor. Também, é influenciado pela distribuição estratificada da temperatura no tanque e tem grande dependência da configuração do sistema, da demanda e, quando presente, do suporte elétrico.

Essas não linearidades requerem um modelo matemático complexo que gera erros e instabilidades durante a simulação, fazendo com que somente através de grandes programas computacionais se possa atualmente determinar o desempenho térmico, se bem que ainda com grandes restrições e simplificações.

Para projetar, otimizar ou simular um sistema de aquecimento solar torna-se útil se dispor de um modelo matemático simples e preciso, que preveja o desempenho térmico do coletor como função das condições de operação e utilização.

Um primeiro modelo matemático que introduzia o conceito de temperatura média no sistema e assumia uma distribuição linear no coletor e no tanque foi inicialmente proposto por Close⁽⁷⁾, que permitia determinar o desempenho de um coletor movido por termo-sifão para um único dia.

Mas a modelação proposta por Close apresentava uma série de inconvenientes. Primeiramente, os parâmetros básicos de desempenho do coletor - coeficiente de perda de calor, transmissividade da cobertura e a resistência ao escoamento - eram inteiramente baseados em formulações teóricas. Em segundo lugar, o método não considerava o fator de eficiência do absorvedor nem os efeitos da estratificação térmica do tanque.

Posteriormente, alguns aperfeiçoamentos neste método foram realizados por Gupta e Garg⁽¹³⁾ por incorporar o fator de eficiência da placa e considerar as variações da temperatura ambiente e da intensidade da radiação solar incidente.

Mais recentemente Ong⁽²⁵⁾ refinou o fator de eficiência da placa introduzido por Gupta e Garg, mas assumiu ainda uma distribuição linear de temperatura no coletor e no tanque, usando o método de diferenças finitas para solução das equações.

Outra modificação feita por Ong que, em vez de considerar uma distribuição linear de temperatura, Ong considerou todo sistema dividido em um número finito de partes e cada seção uma temperatura média uniforme⁽²⁶⁾. Empregando novamente o método de diferenças finitas para resolver o sistema de equações governantes.

Mas alguns problemas continuavam a persistir, tais como: o intervalo de tempo usado por Ong durante a simulação era de 0,6 minutos, o que torna impraticável uma simulação durante grandes

períodos e o fato de somente se prever o desempenho para um coletor específico e com dimensões já conhecidas. Não obstante, os resultados teóricos apresentados, tinham uma boa concordância com os valores experimentalmente medidos.

Morrison e Ranatunga propõem em ⁽²¹⁾ uma outra modificação no método básico de Close através de um aprimoramento na determinação da perda de carga. Introduzindo a parcela adicional devido ao desenvolvimento de perfil e a correção na energia cinética para fluxo laminar dos fatores de perda de carga localizada. Além disso levam em consideração a distribuição de temperatura na seção transversal do fluxo, em vez da temperatura média "bulk", para determinar a densidade média do fluido no coletor.

Deste modo, embora as equações de transferência de energia sejam governadas pela mudança na temperatura média "bulk" ao longo do coletor, a diferença de pressão causada pelo termosifão depende da média espacial da temperatura ⁽²¹⁾.

Morrison e Ranatunga apresentam também, em ⁽²²⁾, a comparação feita com as medições experimentais do fluxo de termosifão e obtêm boa concordância com os valores teóricos, exceto para o início e fim do dia - devido a não inclusão do fator que leva em conta a radiação solar refletida pela cobertura.

Grossman et al., tentando normalizar as equações governantes para obter uma solução por similaridade no absorvedor do tipo placa paralela ⁽¹²⁾, assumem que o coletor deve possuir um desempenho térmico de quase estabilidade, regido por uma função conhecida da distribuição líquida do fluxo de calor. Ignoram as trocas de calor e as perdas por atrito nas canalizações e no tanque. Os resultados obtidos por Grossman et al. dão apenas uma descrição grosseira do desempenho do coletor.

Buckles e Klein⁽⁵⁾ compararam o desempenho de vários coletores solares para aquecimento de água de uso doméstico usando também uma aproximação por similaridade. Os estudos efetuados incluem coletores com tanques simples e duplos e com ou sem trocador de calor. O método proposto por Buckles e Klein é uma modificação do método "f chart". Os resultados são comparados com os resultados básicos obtidos com o auxílio do programa "TRNSYS" e com valores experimentais obtidos pelo "U.S. National Bureau of Standards", obtendo uma razoável concordância com os valores teóricos.

O trabalho de Huang desenvolve uma teoria de similaridade mais geral através de um modelo que divide o coletor em três partes, a placa absorvedora, o tanque de armazenamento e as canalizações de ligação⁽¹⁴⁾. Desenvolvendo duas equações de energia, para o absorvedor e o tanque, e uma equação de quantidade de movimento para todo o fluxo do coletor. As equações governantes são então normalizadas através de dez grupos adimensionais que caracterizam a performance do sistema. A solução por similaridade fornece assim uma clara descrição do desempenho do coletor de qualquer tamanho e os resultados geram importantes regras de projeto.

Mas como o objetivo principal de Huang era analisar as relações entre a altura relativa do tanque e as perdas por atrito, para coletores do tipo placa paralela, despreza assim os efeitos provocados pela demanda e assume que as canalizações e o tanque não trocam calor com o meio ambiente.

Já bem mais recentemente Merlot et al.⁽¹⁹⁾ propuseram um detalhado modelo analítico para estudo do desempenho de coletores solares com circulação natural, mas com trocador de calor interno ao tanque. Uma série de complicadas equações unidimensionais

foram deduzidas para descrever os fenômenos de transporte de energia e quantidade de movimento nos tubos do coletor e canalizações.

O modelo formulado por Merlot et al. assumia uma distribuição de temperatura linear no tanque e as resistências ao escoamento eram confiadas a um complicado cálculo teórico. Além disso, o método proposto por Merlot et al. utilizava intervalos de tempo de simulação que variavam entre 1 e 40 segundos e tinha sérios problemas de estabilidade. Consumia assim um grande tempo de computação e tornava o processo computacional muito complexo, o que inviabilizava uma simulação para determinação do desempenho térmico de sistemas com qualquer configuração em grandes períodos.

O "TRNSYS", principal programa computacional existente para a simulação de coletores solares, desenvolvido por Klein et al. (29), é um programa bem mais geral, de forma modular, onde, através de simples operações, vários níveis de complexidade e várias configurações podem ser utilizadas. O "TRNSYS" simula a radiação solar e as condições ambientais, o sistema de circulação forçada, o coletor solar plano, o tanque com distribuição estratificada de temperatura, o trocador de calor e a fonte auxiliar de aquecimento.

Mas enquanto programas de simulação como o "TRNSYS" e também o "f chart" dão uma estimativa segura do desempenho de sistemas solares com circulação forçada, não fornecem grande exatidão na simulação de sistemas com circulação natural.

1.3. Medição do Fluxo de Termosifão

Poucos são os artigos publicados onde se realizaram medições experimentais do fluxo de termosifão, embora esses trabalhos cubram um período de mais de 30 anos. A razão óbvia para esta lacuna baseia-se no problema de se medir fluxos relativamente lentos sem introduzir uma adicional perda de carga que afetaria o desempenho hidrodinâmico do sistema. Como as pressões de termosifão são na ordem de 1 a 30 mm de coluna de água, não é possível colocar um medidor de fluxo, sem que esta resistência ao escoamento cause uma distorção incorrigível na medição das vazões, já que as perdas de carga não apresentam uma distribuição linear.

Uma das primeiras publicações feitas que relatam medições experimentais do fluxo para coletores com circulação natural foi feita por Ong⁽²⁵⁾, que mediu o fluxo de massa tingindo, na passagem da água, um fino traço de tinta.

Posteriormente Shitzer et al.⁽²⁷⁾ obtiveram valores experimentais, de um típico coletor israelita, medindo o fluxo de termosifão através de um rotâmetro especialmente construído baseado no princípio da decipação térmica e que apresentava uma resistência ao escoamento de 1 mm de coluna de água a 1200 cm³/min.

Mais recentemente Morrison e Ranatunga⁽²²⁾ sofisticaram as medições experimentais pela utilização de um "laser doppler anemometer" e simularam o coletor solar através de resistências elétricas, conseguindo assim medir as taxas de fluxos, com grande precisão, se bem que apenas em escala de laboratório. O perfil de velocidade era medido através de uma seção transparente e os resultados integrados para se obter o fluxo de massa. Em todos os casos apresentados, o fluxo era laminar.

Yong⁽³⁵⁾ utilizando um balanço de energia no tanque, propõe um método de se calcular o fluxo de massa. O método utilizado foi comparado experimentalmente, apresentando boa concordância, com um sistema de circulação forçada, onde as medições foram realizadas através de medidores de fluxo do tipo turbina.

1.4. Objetivos e Simplificações

Os sistemas solares de aquecimento de água para uso residencial captam a energia radiante através de coletores planos do tipo placa tubo com uma cobertura transparente - geralmente de vidro - isolados termicamente. Este tipo de coletor utiliza a circulação natural para transporte da energia absorvida através de canalizações de ligação do coletor para o tanque, onde a água aquecida é misturada diretamente com a quantidade armazenada.

Estes equipamentos constituem hoje a maioria das aplicações existentes e são os dispositivos solares de maior simplicidade e de menores custos iniciais de instalação, manutenção e operação.

Mas como foi citado, apesar da simplicidade construtiva, esses sistemas requerem uma modelação matemática complexa que, ainda hoje, é um tanto insipiente. Assim o objetivo básico deste trabalho é principalmente o de ingressar no campo da simulação numérica. Tentando com isso construir um processo computacional simples e geral com os conhecimentos e tecnologias existentes para determinar o desempenho térmico de coletores solares, a partir de dados de fácil obtenção.

Este processo de simulação será realizado para sistemas com qualquer configuração, já que a localização e o posicionamento, bem

como a capacidade, dimensões e materiais utilizados dependem do tipo de aplicação. A simulação será realizada para intervalos variáveis de tempo, para tornar possível uma simulação precisa utilizando-se pequenos incrementos de tempo e, possível de se realizar, para longos períodos de simulação, através da utilização de intervalos maiores.

A radiação solar incidente será também simulada para se evitar a necessidade de se fornecer esses valores através dos dados de entrada. O desempenho do coletor solar plano, será avaliado usando basicamente o procedimento proposto por Duffie-Beckmann⁽¹⁰⁾. Todos os parâmetros básicos de desempenho do coletor serão calculados, baseando-se em formulações teóricas e valores experimentais. O sistema de canalizações de ligação do coletor ao tanque, será simulado através do processo normal de cálculo de transferência de calor e massa utilizados em sistemas de circulação de água em tubulações isoladas.

O grande desafio deste processo computacional reside basicamente na realização de uma modelação simplificada que descreva o desempenho térmico e a distribuição estratificada de temperatura no tanque necessário para determinar a vazão de termosifão.

Como o objetivo principal da utilização destes sistemas solares em aplicações domésticas destina-se à produção de água quente para consumo, é recomendado assim a utilização, pela simplicidade construtiva e o baixo custo inicial de investimento, de sistemas de ciclo aberto, onde a água, que é aquecida no coletor, é misturada diretamente no tanque.

Tornando portanto necessário determinar uma equação simples que possa descrever o desempenho térmico do tanque, levando em

consideração na distribuição de temperatura, as trocas de calor com o meio ambiente e as quantidades de calor e massa retirados e acrescentados pela demanda e pelo coletor, bem como as trocas de calor internas ao tanque.

Já que o termosifão é grandemente influenciado pela perda de carga do circuito, se tentará aprimorar ainda mais o modelo proposto por Morrison e Ranatunga⁽²²⁾ pela inclusão das recomendações feitas por Chiou⁽⁸⁾ para o cálculo da perda de carga nas tubulações internas ao coletor.

Além disso é necessário definir um procedimento de cálculo que descreva a circulação por termosifão e que possa também ser substituído por circulação forçada para simulação de sistemas solares movimentado por bombas.

Se tentará realizar toda a simulação do sistema solar, com o mínimo de dados de entrada, para facilitar a utilização do programa, com todos os valores passíveis de cálculos determinados internamente, fornecendo ao usuário no final da simulação, um relatório que descreverá o desempenho térmico completo de toda instalação.

Com os resultados obtidos espera-se poder realizar uma análise de todos os parâmetros fornecidos como dados de entrada e determinar os valores relevantes para projeto, dimensionamento e otimização de sistemas solares de aquecimento de água. Bem como, partindo desta análise, testar a validade da teoria da superposição de efeitos destes parâmetros, para análise gráfica do desempenho térmico de sistemas solares similares. E se isso se comprovar, tentar determinar também alguns números adimensionais, para este tipo de sistema, de aquecimento solar, que possam ser usados para uma previsão inicial de desempenho.

Espera-se também que o programa possa vir a auxiliar o projeto e otimização de sistemas solares domésticos determinando, a priori, o desempenho térmico e a influência das modificações que são impostas por problemas de ordem financeira, construtiva e estética.

2. SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL - FUNDAMENTOS

2.1. Generalidades

Pode-se afirmar que um coletor solar é um tipo especial de trocador de calor, pois transforma em calor a energia solar radiante. A energia a ser trocada, proveniente de uma fonte de radiação distante, o sol, incide sobre a placa absorvedora e esta transmite a energia absorvida para o fluido que circula em contato com a placa. O coletor dispõe também de uma cobertura transparente para reduzir as perdas óticas e convectivas pelo topo, além do isolamento na base e laterais, que minimizam as trocas por condução e convecção.

A propriedade da superfície negra como absorvedora, aliada a capacidade do vidro em recuperar grande parte da radiação emitida pela placa, foi aproveitada no coletor, para conversão do máximo de energia radiante em energia térmica.

Os coletores solares de uso residencial são comumente instalados em posição fixa, sendo otimizada a sua orientação, em uma localização particular, para captar o máximo da radiação solar di-

reta e difusa, em função da aplicação a que se destina, não utilizando sistemas de rastreamento do sol nem dispositivos concentradores, o que significa um custo relativamente menor de investimento, operação e manutenção.

Sem sistemas óticos de concentração, em função da posição geográfica (latitude), o fluxo global de radiação incidente é, no melhor dos casos, de 1100 W/m^2 e variável. Esta radiação varia ao longo do dia, atingindo o máximo ao meio dia solar, quando a espessura da atmosfera a ser atravessada é mínima. A quantidade de horas do dia com sol e também a intensidade da radiação variam em função da época do ano devido a inclinação no eixo de rotação terrestre.

Além disso, a radiação incidente é também influenciada pelas condições atmosféricas sofrendo espalhamento, dispersão e absorção por impurezas, salinidades, poeiras, poluição, vapores d'água e nuvens contidas na atmosfera. A radiação difusa que representa de 10 a 15% da radiação global num dia ensolarado e sem nuvens, com o tempo parcialmente nublado pode atingir a 50% e em dias completamente cobertos corresponde a toda radiação. Assim o desempenho de qualquer sistema de captação solar, é portanto, fortemente dependente da radiação solar disponível. Conseqüentemente, em média, apenas 50% desta energia permanece disponível na superfície terrestre ao longo do ano.

Os coletores são, portanto, equipamentos que permanecem latentes de um terço a dois terços do dia, necessitando assim de dispositivos de armazenamento para suprir as horas sem radiação solar insuficiente.

Nos coletores com circulação natural, o transporte da energia absorvida na placa para o tanque de armazenamento, é provoca-

da pela diferença de densidades, que por sua vez é causada pela diferença de temperatura entre o lado quente do sistema (coletor) e o lado frio (tanque). A energia obtida pela diferença de pressão, causada pela variação da densidade, é convertida em energia cinética e nas perdas de carga durante a circulação do termosifão.

O coletor é, em última análise, uma máquina solar, com a finalidade de transformar energia solar em calor, cuja principal aplicação para uso residencial e industrial, destina-se ao aquecimento de água e ambientes.

Valores práticos recomendam que para uma intensidade média anual de radiação solar incidente de 560 W/m^2 necessita-se de $0,005 \text{ m}^2$ de um coletor típico, para se produzir uma diferença de temperatura de 40°C , no aquecimento de cada litro de água por minuto. Assumindo um consumo diário de 40 l/pessoa , necessitaremos, na condição acima proposta, de $0,2 \text{ m}^2/\text{pessoa}$.

Mas como a radiação solar é bastante variável, e em certas ocasiões pode atingir valores insignificantes, para se garantir um suprimento de água quente durante todos os dias do ano, Bezerra⁽⁴⁾ recomenda como um valor aceitável o de $0,7 \text{ m}^2/\text{pessoa}$.

2.2. Posição Angular do Coletor

A localização de um ponto sobre a superfície terrestre é realizada pelas coordenadas geográficas, através da definição dos ângulos de longitude e latitude e da altitude local.

O conceito de longitude está associado com os meridianos terrestres - que são semi-circunferências de pólo a pólo - determinados pela intersecção dos planos meridianos que contêm o

eixo imaginário de rotação e a superfície terrestre. A longitude local é portanto o ângulo formado entre o meridiano local e o meridiano padrão (Greenwich).

Para cada local da superfície terrestre, pode-se passar um plano paralelo ao Equador. A sua intersecção com a superfície terrestre determina uma linha imaginária denominada paralelo. A latitude local é definida assim, como o ângulo formado pelo raio terrestre entre o paralelo local e o plano do Equador.

A posição do sol relativa a um coletor solar plano com qualquer orientação, pode então ser descrita através de relações geométricas que envolvem os seguintes ângulos, como demonstra a figura 1.

- ϕ - Ângulo de latitude. É a localização angular do coletor em relação ao Equador, negativo para o hemisfério sul, $-90^{\circ} \leq \phi \leq 90^{\circ}$.
- δ - Ângulo de declinação terrestre. É a posição angular do sol, ao meio dia solar, em relação ao plano do Equador, negativo ao sul, $-23,45^{\circ} \leq \delta \leq 23,45^{\circ}$.
- β - Ângulo de inclinação do coletor. Ângulo formado pela superfície do coletor e o plano horizontal, $0^{\circ} \leq \beta \leq 180^{\circ}$.
- γ - Ângulo de azimute. Ângulo formado pela projeção da normal do coletor em um plano horizontal e o meridiano local, com origem no sul e positivo no sentido sul-oeste, $-180^{\circ} \leq \gamma \leq 180^{\circ}$.
- ω - Ângulo horário. É o deslocamento angular do sol em relação ao meridiano local, devido à rotação da terra, negativo de manhã e positivo à tarde.
- θ - Ângulo de zênite. Ângulo formado pelos raios da radiação

solar direta e a normal a superfície do coletor
 $0^{\circ} \leq \theta \leq 90^{\circ}$.

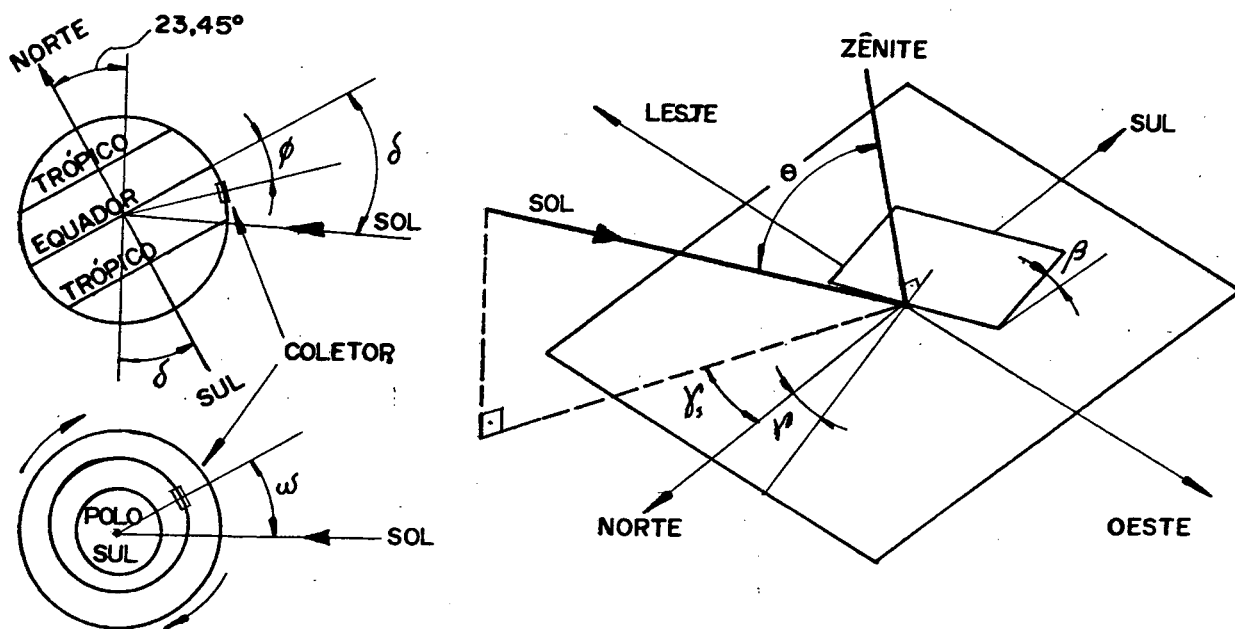


Figura 1 - Posição angular do coletor

Podemos estabelecer uma relação entre o ângulo de zênite " θ ", e os outros ângulos utilizando a equação desenvolvida por Benford e Bock (1939).

$$\begin{aligned} \cos \theta = & \text{sen } \delta \text{ sen } \phi \text{ cos } \beta - \text{sen } \delta \text{ cos } \phi \text{ sen } \beta \text{ cos } \gamma \\ & + \text{cos } \delta \text{ cos } \phi \text{ cos } \beta \text{ cos } \omega \\ & + \text{cos } \delta \text{ sen } \phi \text{ sen } \beta \text{ cos } \gamma \text{ cos } \omega \\ & + \text{cos } \delta \text{ sen } \beta \text{ sen } \gamma \text{ sen } \omega \end{aligned} \quad (1)$$

onde a declinação terrestre " δ " pode ser obtida através da equação empírica de Cooper (1969).

$$\delta = 23,45^{\circ} \text{ sen } \left(\frac{360 (284 + n)}{365} \right) \quad (2)$$

onde " n " é o dia do ano (0 a 365).

Para superfícies horizontais, com $\beta = 0$, o ângulo de zênite solar " θ_s " é dado por

$$\cos \theta_s = \cos \delta \cos \phi \cos \omega + \sin \delta \sin \phi \quad (3)$$

que é obtida substituindo o valor de " $\beta = 0$ " na equação (1). Fazendo agora o ângulo de zênite solar " $\theta_s = 90^\circ$ ", obtemos o ângulo do nascer e pôr do sol que é dado por

$$\cos \omega_s = - \tan \phi \tan \delta \quad (4)$$

Para determinar o nascer e pôr do sol, para um coletor solar com qualquer orientação, utilizou-se as equações desenvolvidas por Klein (1977)

$$\omega_n = - \text{MIN}(\omega_s, \arccos \left(\frac{A + B}{C} \right)) \quad (5)$$

$$\omega_p = \text{MIN}(\omega_s, \arccos \left(\frac{A - B}{C} \right)) \text{ se } \gamma < 0 \quad (6)$$

$$\omega_n = - \text{MIN}(\omega_s, \arccos \left(\frac{A - B}{C} \right)) \quad (7)$$

$$\omega_p = \text{MIN}(\omega_s, \arccos \left(\frac{A + B}{C} \right)) \text{ se } \gamma > 0 \quad (8)$$

$$\text{onde } A = D \cdot E \quad (9)$$

$$B = \sqrt{D^2 + E^2 + 1} \quad (10)$$

$$C = A^2 + 1 \quad (11)$$

$$D = \frac{\cos \phi}{\sin \gamma \tan \beta} + \frac{\sin \phi}{\tan \gamma} \quad (12)$$

$$E = \tan \delta \left[\frac{\cos \phi}{\tan \gamma} - \frac{\sin \phi}{\sin \gamma \tan \beta} \right] \quad (13)$$

E o ângulo de azimute solar " γ_s ", que é o ângulo compreendi-

do entre o meridiano celeste local e a projeção da linha que une o zênite e o sol sobre o plano horizontal, é, por convenção, negativo de manhã e medido em graus a partir do norte, para o hemisfério sul. Este ângulo definido conforme Walraven⁽³¹⁾ como

$$\text{sen } \gamma = \frac{\cos \delta \sin \omega}{\sin \theta} \quad (14)$$

Mas para simulações computacionais " γ_s " deve ser corrigido, porque as funções trigonométricas usadas em computadores trabalham somente com valores angulares compreendidos entre -90° a 90° . O próprio Walraven propõe um algoritmo para a correção de " γ_s ", dando por:

$$\text{a) se } \cos \theta_s < \frac{\sin \delta}{\sin \phi} \text{ e se } \gamma_s < 0 \quad (15)$$

$$\text{então } \gamma_s = \gamma_s + 360^\circ, \text{ e} \quad (16)$$

$$\text{b) } \gamma_s = 180^\circ - \gamma_s \quad (17)$$

A hora solar é o tempo utilizado em todas as relações angulares. Torna-se necessário então fazer a conversão da hora local para o horário civil local. Inicialmente deve-se realizar a correção devido à diferença de longitude entre o meridiano do observador " L_1 " e o meridiano padrão " L_0 " no qual o horário civil é baseado. E, a seguir utilizar, a correção da "equação de tempo", desenvolvida por Whillier (1979), que considera as perturbações que ocorrem na velocidade de rotação da terra. Assim.

$$t_c = t_s + \frac{4 \text{ min}}{\text{grau}} (L_1 - L_0) - E \quad (18)$$

onde "E" é a "equação do tempo" que é dado por:

$$E = 9,87 \operatorname{sen} 2B - 7,53 \operatorname{cos} B - 1,5 \operatorname{sen} B \quad (19)$$

$$B = \frac{360 (n - 81)}{364}, \quad 1 \leq n \leq 365 \quad (20)$$

2.3. Radiação Solar

As variações causadas na radiação solar pela mudança anual da espessura da camada atmosférica, como também variações relacionadas com mudanças do ângulo de zênite e azimute relativos ao coletor e, mudanças nos tempos dispendido pelo sol acima do horizonte, tem grande influência sobre a radiação global recebida pelo coletor.

E, grande parte da radiação solar incidente é também atenuada ao atravessar a camada atmosférica devido a absorção da radiação infravermelha pelos vapores de água. Já radiações na faixa visível não são grandemente afetadas em dias de céu claro, exceto para o espalhamento molecular da luz azul. E a maioria da radiação ultravioleta é refletida pela camada extratossférica de ozônio.

A radiação direta é, além disso, reduzida pela poluição atmosférica, salinidade das áreas costeiras e naturalmente por névoas e nuvens.

Estas absorções na radiação solar incidente podem ser descritas, segundo Lund⁽¹⁷⁾, como função de um coeficiente experimental médio de extinção "B", que relaciona a quantidade de radiação absorvida com o comprimento da camada atmosférica atravessada, podendo determinar a radiação normal incidente na superfície terrestre por:

$$H_n = A \exp \left(- \frac{P}{P_0} \frac{B}{\cos \theta_s} \right) \quad (21)$$

onde "A" são os valores médios mensais da radiação aparente extraterrestre e "P/P₀" é a pressão local relativa à pressão atmosférica padrão ao nível do mar, que é dada por:

$$\frac{P}{P_0} = \exp (-1,184 \cdot 10^{-4} a) \quad (22)$$

onde "a" é a altitude local em metros.

Os valores médios mensais para a intensidade da radiação solar extraterrestre aparente "A" e, o coeficiente de extinção "B", juntamente com a média mensal da razão entre a radiação difusa e a radiação direta normal "C" para dias de céu claro, são fornecidos na tabela 1 já com seus valores adaptados para o hemisfério sul, como recomenda Lund⁽¹⁷⁾.

MÊS	A (W/m ²)	B ($\frac{1}{\text{massa de ar}}$)	C
JAN	1155	0,207	0,136
FEV	1164	0,201	0,136
MAR	1170	0,177	0,092
ABR	1157	0,160	0,073
MAI	1158	0,149	0,063
JUN	1161	0,142	0,057
JUL	1155	0,142	0,058
AGO	1156	0,144	0,060
SET	1167	0,156	0,071
OUT	1171	0,180	0,097
NOV	1161	0,196	0,121
DEZ	1156	0,205	0,134

TABELA 1 - Parâmetros para estimar a intensidade da radiação normal incidente.

A radiação difusa pode ser então determinada, bastando multiplicar o parâmetro "C" pela radiação direta normal. E a radiação global incidente, para uma superfície horizontal, é dada por

$$H_g = H_n \cos \theta_s + C H_n \quad (23)$$

Assumindo que não ocorra reflexão da radiação solar incidente pela vizinhança do coletor e que a radiação difusa esteja uniformemente distribuída pela abóboda celeste, a radiação global incidente sobre o coletor pode ser determinada, como também recomenda Lund, por

$$I_g = H_n \cos \theta + H_n \left[C \left(\frac{1 + \cos \beta}{2} \right) + \rho_g (C + \cos \theta_s) \left(\frac{1 - \cos \beta}{2} \right) \right] \quad (24)$$

onde " ρ_g " é a refletividade do solo, tendo valores de 0,2 para superfícies cobertas de vegetação e 0,8 para superfícies cobertas de neve.

Convém explicitar aqui, o motivo de se realizar uma simulação solar apenas para dias de céu claro. Como o objetivo principal deste trabalho é verificar o desempenho térmico do coletor solar e seus acessórios sob a influência da mudança de certas variáveis de projeto e operação, torna-se interessante possuir uma distribuição da energia radiante simétrica ao longo do dia para não mascarar a influência destas variáveis. Não relevaremos portanto com igual importância, as influências causadas pelas condições atmosféricas sobre a radiação solar, por se comportarem de forma totalmente aleatória. Excessão será feita para a temperatura ambiente que será simulada tendo como base os valores médios mensais acumulados por três anos, medidos experimentalmente por uma estação metereológica local e que foram comparados com os va-

lores médios locais fornecidos pela EMPASC/SC em 1980.

2.4. Transmissividade e Absortividade da Cobertura

Grande parte da quantidade total de radiação solar que atravessa a cobertura transparente e atinge a placa, é absorvida sendo então transmitida, agora sob forma de calor, ao fluido circulante.

A energia solar radiante, com pequenos comprimentos de onda, atravessa facilmente a superfície transparente, incidindo sobre a placa absorvedora. A radiação é absorvida e então transformada em calor. Parte é emitida de volta pela placa, mas agora como radiação térmica de grande comprimento de onda, para as quais o vidro é opaco. Ocorre então a reflexão na cobertura ocasionando assim o fenômeno conhecido como efeito "serra".

Os fatores de transmissividade, refletividade e absortividade são funções da radiação solar incidente e da espessura, índice de refração e coeficiente de extinção da cobertura. Geralmente o índice de refração "n" e o coeficiente de extinção "K" são também funções do comprimento de onda da radiação incidente. Mas na análise realizada a seguir, será assumido que a radiação solar não é polarizada e que as propriedades dos materiais sejam independentes do comprimento de onda, o que é uma excelente suposição para vidros - cobertura comumente usada nos coletores solares.

Para superfícies lisas Fresner ⁽¹⁰⁾ obteve expressões para a reflexão da radiação não polarizada, passando de um meio com índice de refração " n_1 " para um meio com índice de refração " n_2 " dado por

$$r_n = \frac{\text{sen}^2 (\theta_2 - \theta_1)}{\text{sen}^2 (\theta_2 + \theta_1)} \quad (25)$$

$$r_p = \frac{\text{tan}^2 (\theta_2 - \theta_1)}{\text{tan}^2 (\theta_2 + \theta_1)} \quad (26)$$

$$r = \frac{1}{2} [r_n + r_p] \quad (27)$$

onde " θ_1 " e " θ_2 " são os ângulos de incidência e refração da superfície como mostra a figura 2.

As equações (25) e (26) representam as componentes perpendiculares e paralelas da radiação não polarizada (perpendicular e paralelo referente ao plano formado pelo raio da radiação incidente e a normal a superfície).

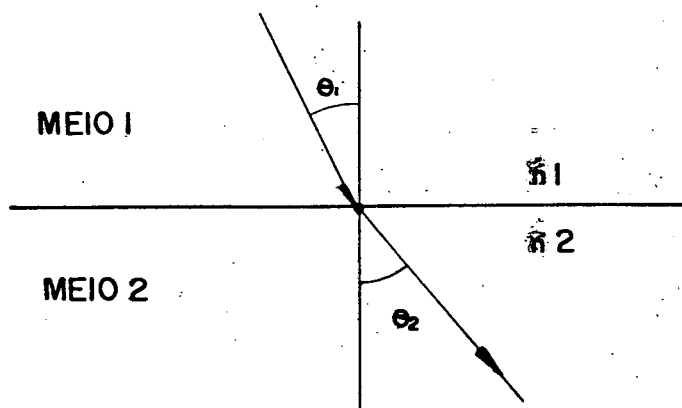


Figura 2 - Ângulos de incidência e refração

Os ângulos " θ_1 " e " θ_2 " estão correlacionados com os índices de refração através da lei de Snell.

$$n_1 \text{ sen } \theta_1 = n_2 \text{ sen } \theta_2 \quad (28)$$

Mas para radiação com incidência normal " θ_1 " e " θ_2 " são

iguais a zero, assim, combinando as equações (27) e (28) têm-se como resultado:

$$r_0 = \frac{(n_1 - n_2)^2}{(n_1 + n_2)^2} \quad (29)$$

Em aplicações solares a transmissão da radiação solar é feita através de uma camada de material transparente. Há assim, duas interfaces por cobertura que causam perdas por reflexão. Como cada componente polarizada é refletida diferentemente, para a radiação com incidência não normal a uma interface, torna-se necessário então tratar separadamente cada componente.

Desprezando momentaneamente a absorção causada pela camada transparente, como mostra a figura 3 e considerando somente a parcela não polarizada perpendicular da radiação incidente, teremos que $(1 - r_n)$ do raio incidente alcançará a segunda interface. Destes $(1 - r_n)^2$ atravessa e $r_n(1 - r_n)$ é refletido de volta à primeira interface e, assim por diante.

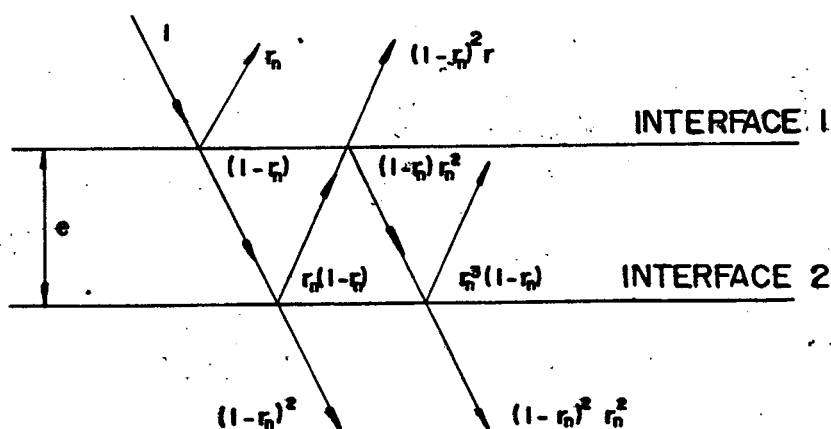


Figura 3 - Transmissividade através de uma placa transparente não absorvedora.

Somando-se os termos das parcelas de radiação solar transmitida para a componente perpendicular da radiação não polarizada obtém-se:

$$\tau_n = (1 - r_n)^2 \sum_{i=0}^{\infty} r_n^{2i} = \frac{1 - r_n}{1 + r_n} \quad (30)$$

Apesar de " r_n " e " r_p " serem diferentes (com exceção para radiação com incidência normal) uma expressão semelhante é obtida para a componente paralela. E a transmissividade média, determinada de maneira similar a equação (27), é dada por

$$\tau_r = \frac{1}{2} \left[\frac{1 - r_p}{1 + r_p} + \frac{1 - r_n}{1 + r_n} \right] \quad (31)$$

onde o subscrito "r" permanece para lembrar que somente perdas por reflexão foram consideradas. Já para um sistema com "N" coberturas, todas do mesmo material, uma análise similar produz:

$$\tau_N = \frac{1}{2} \left[\frac{1 - r_n}{1 + (2N - 1) r_n} + \frac{1 - r_p}{1 + (2N - 1) r_p} \right] \quad (32)$$

A absorção da radiação ao atravessar um meio transparente que será considerada agora e é descrita pela lei de Bouguer - que se baseia na suposição de que a radiação absorvida seja proporcional a intensidade e a distância percorrida através do meio, dada por:

$$dI = I K dx \quad (33)$$

onde "K" é o coeficiente de extinção e é assumido constante no espectro solar. Integrando a equação (33) ao longo do comprimento percorrido, isto é de "0" a " $e / \cos \theta_2$ ", produz-se:

$$\tau_a = \exp \left(\frac{-Ke}{\cos \theta_2} \right) \quad (34)$$

onde o subscrito "a" é mantido para lembrar que só as perdas por

absorção foram consideradas e "e" representa a espessura da cobertura.

Os coeficientes de transmissividade, refletividade e absortividade, para uma só cobertura, levando em conta agora as perdas por reflexão e absorção, podem ser determinadas por uma técnica similar a usada para desenvolver a equação (30). Estas operações podem no entanto, serem simplificadas, já que os últimos termos do somatório se aproximam da unidade, não sendo necessário fazer o rastreamento dos raios e somar cada uma das parcelas, de cada parcela da polarização, para determinar a série e a sua soma, para então, calcular os valores médios. A determinação da transmissividade para uma cobertura simples pode ser simplificada para:

$$\tau \cong \tau_a \cdot \tau_r \quad (35)$$

que é uma aproximação satisfatória, para coletores solares, com materiais e ângulos de interesse prático.

Para a absortividade da cobertura transparente, um processo similar pode ser também utilizado, tomando a soma das parcelas finais da série como igual a unidade, a absortividade é determinada por

$$\alpha \cong 1 - \tau_a \quad (36)$$

Sabendo que a radiação solar se divide necessariamente em três parcelas que será transmitida, absorvida ou refletida pela cobertura, a refletividade pode ser então determinada, bastando subtrair da unidade os valores determinados pelas equações (35) e (36). Assim:

$$\rho \cong \tau_a (1 - \tau_r) = \tau_a - \tau_r \quad (37)$$

Já para sistemas com coberturas múltiplas Whillier (1953) generalizou o método de rastreamento do raio para qualquer número e tipo de cobertura. Mas para coletores solares, onde geralmente as coberturas são iguais e não excedem a três, Duffie-Beckmann⁽¹⁰⁾ recomendam usar as equações (32) e (34) para determinar " τ_r " e " τ_a " respectivamente. Bastando tomar "e" na equação (34) como a espessura total da cobertura, obtendo assim uma boa concordância com os valores reais. E, utilizar as equações (35), (36) e (37) para determinar os fatores de transmissividade, absortividade e refletividade para todo sistema de coberturas do coletor.

A análise realizada até aqui, se aplica exclusivamente para a radiação direta incidente. Mas a radiação global é composta também de uma parcela difusa, que foi espalhada pela atmosfera e também refletida pelo solo.

Esta parcela pode ser facilmente determinada, se definirmos um ângulo equivalente de incidência da radiação direta, que forneça a mesma transmissividade para a radiação difusa. Para uma extensa faixa de condições encontradas para aplicações de coletores solares, se constatou que a radiação direta incidindo a um ângulo de 60° tem igual transmissividade que a radiação difusa isotrópica (o que é também uma simplificação, já que ao redor do sol e simétrico a este temos uma maior concentração de radiação difusa na abóboda celeste).

Mas como o coletor é geralmente posicionado de tal modo que pode "ver" tanto o céu como parte do solo. E supondo também que a radiação refletida pelo solo possa ser considerada isotrópica, poderemos determinar também um ângulo de incidência da radiação direta que forneça uma transmissividade equivalente.

Isto foi feito por Brandenmuehl e Beckmann (1980) e os resultados são apresentados através de equações empíricas dadas por

$$\theta_e = 90 - 0,5788 \beta + 0,002693 \beta^2 \quad (38)$$

para a radiação difusa refletida pelo solo e,

$$\theta_e = 59,68 - 0,1388 \beta + 0,001497 \beta^2 \quad (39)$$

para a radiação difusa do céu, onde " β " é o ângulo de inclinação do coletor. Ambas equações fornecem um efetivo ângulo de incidência equivalente da radiação direta para a radiação difusa incidente no coletor.

Para se determinar as relações entre a quantidade de energia incidente e a quantidade absorvida, desenvolveu-se o conceito do fator ($\tau\alpha$) (que é o produto da transmissividade da cobertura (τ) pela absorvidade da placa (α)).

Novamente utilizando a técnica de rastreamento da radiação como mostra a figura 4 é fácil demonstrar que:

$$(\tau\alpha) = \tau\alpha \sum_{i=0}^{\infty} [(1-\alpha)\rho_v]^i = \frac{\tau\alpha}{1 - (1-\alpha)\rho_v} \quad (40)$$

onde " ρ_v " se refere a refletividade da cobertura para a radiação difusa proveniente da placa, considerada totalmente difusa e não polarizada. Pode ser determinada a partir da equação (37) com um ângulo equivalente de incidência de 60° .

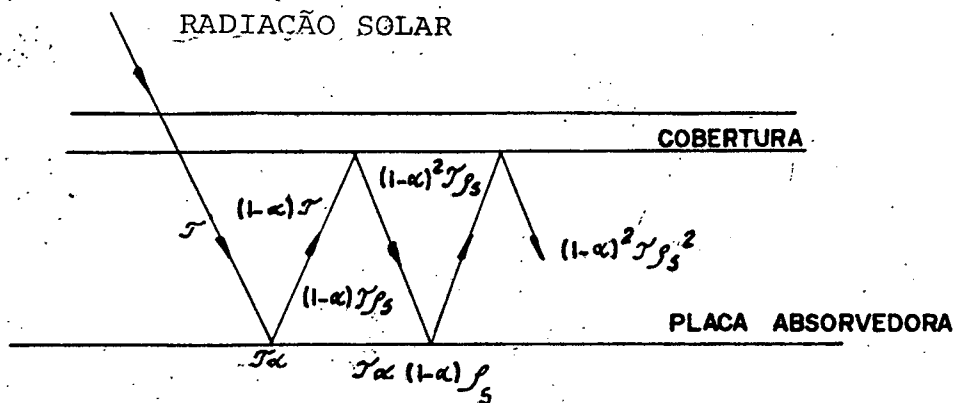


Figura 4 - Absorção da radiação solar pela placa.

A radiação absorvida pela placa (I_a) de um coletor solar inclinado a um ângulo " β ", e dado então por:

$$I_a = I_b (\tau\alpha)_b + I_d (\tau\alpha)_d \frac{(1 + \cos \beta)}{2} + \rho_g (I_b + I_d) (\tau\alpha)_g \frac{(1 - \cos \beta)}{2} \quad (41)$$

onde " $(1 + \cos \beta)/2$ " e " $(1 - \cos \beta)/2$ " são os fatores de "visibilidade" do coletor do céu e do solo. E os subscritos "b", "d" e "g" são referentes a valores da radiação direta, difusa e refletida pelo solo, respectivamente.

2.5. Coletor Solar

Em regime permanente, a quantidade de energia absorvida pelo coletor " Q_a ", é a diferença entre a radiação absorvida pela placa " I_a " e as perdas térmicas globais " U_g ", dada por

$$Q_a = A_c [I_a - U_g (\bar{T}_p - T_a)] \quad (42)$$

onde " A_c " e " T_a " representam a área do coletor e a temperatura ambiente respectivamente.

A desvantagem desta equação é que a temperatura média da placa, " \bar{T}_p ", é complexa para se calcular ou medir experimentalmente, já que é função dos materiais e geometrias do coletor, da radiação solar incidente e das condições de entrada do fluido.

Torna-se interessante reformular a equação 42, para que possa ser expressa como função da temperatura de entrada. Isto é possível se acrescentarmos um fator de proporcionalidade, chamado de fator de remoção de calor, " F_r ", que pode ser avaliado analiticamente, a partir de princípios básicos ou medido experimentalmente.

A análise detalhada de coletores solares planos é um problema bastante complexo. Mas felizmente, uma análise relativamente simples, mas que produz resultados bastante satisfatórios, pode ser obtida através de algumas simplificações e considerações. Cujos procedimentos são baseados no desenvolvimento apresentado por Duffie-Beckmann⁽¹⁰⁾, derivado dos trabalhos realizados por Whillier (1953, 1977) e Hottel & Whillier (1958).

Para realizar o desenvolvimento teórico a seguir é necessário caracterizar a distribuição de temperatura na placa. Temos um máximo na região mediana dos tubos, decrescendo de forma parabólica até o tubo e, no sentido dos tubos, temos uma distribuição de temperatura crescente, na direção de escoamento, como mostra a figura 5.

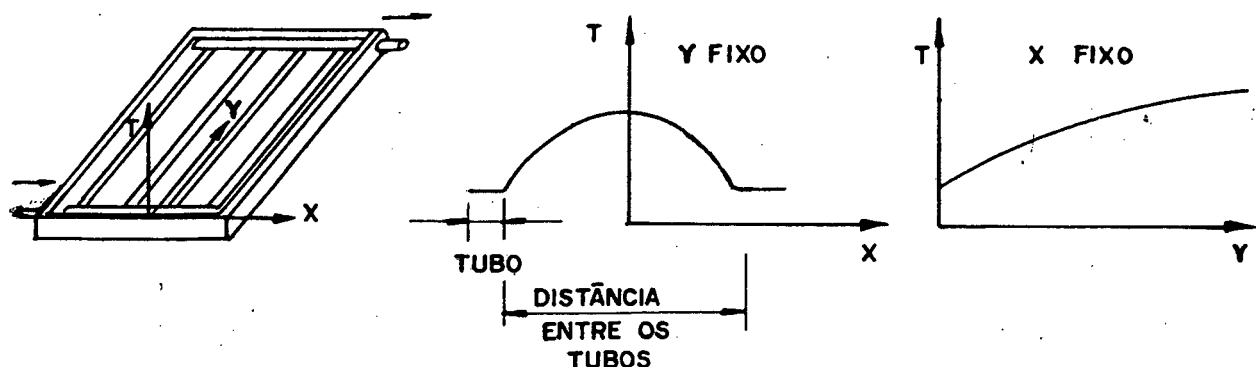


Figura 5 - Distribuição de temperatura na placa absorvedora.

As simplificações e considerações que deverão ser feitas para esta análise simplificada serão as seguintes:

- 1) A performance do coletor é assumida em regime permanente.
- 2) A construção analisada é do tipo placa-tubo.
- 3) Os cabeçotes promovem um fluxo uniforme nos tubos.
- 4) A área dos cabeçotes pode ser desprezada.
- 5) Não há absorção pela cobertura em relação às perdas de calor do coletor.
- 6) O fluxo de calor através da cobertura é unidimensional.
- 7) O fluxo de calor através do isolante é também unidimensional.
- 8) A variação de temperatura através da cobertura é desprezível.
- 9) A cobertura transparente é opaca à radiação infravermelha.
- 10) O céu é considerado como corpo negro para radiação com grandes comprimentos de onda e a uma temperatura equivalente.

- 11) O gradiente de temperatura ao redor dos tubos pode ser desprezado.
- 12) Os gradientes de temperatura na direção do fluxo de massa e entre os tubos podem ser considerados independentes.
- 13) As propriedades dos materiais são independentes da temperatura.
- 14) As transferências de calor pela base e topo são realizadas para uma mesma temperatura ambiente.
- 15) As perdas óticas causadas por poeira ou sujeiras acumuladas no coletor são desprezíveis.
- 16) O sombreamento da placa absorvedora é negligenciável.

2.5.1. Coeficiente Global de Perda de Calor

A uma localização típica da placa, onde a temperatura média da placa é " \bar{T}_p ", uma quantidade " I_a " de energia solar é absorvida. Esta quantidade é então distribuída: na quantidade absorvida, sob forma de calor, pelo fluido circulante, em perdas térmicas pelo topo e em perdas de menor magnitude na base e lateral.

A quantidade de energia perdida pelo topo é resultante principalmente de trocas de calor por radiação e convecção da placa e da cobertura.

Mas para a determinação do coeficiente global de perda de calor pelo topo, é necessário resolver um sistema de $N + 1$ equações não lineares de forma iterativa, como foi demonstrado por Hottel e Woertz (1942)⁽¹⁰⁾. O que torna o processo de simulação complicado e tedioso. Uma primeira aproximação empírica deste processo foi também proposta por Hottel e Woertz, cuja validade

se restringia a superfícies não seletivas e, embora a escolha dos coeficientes de convecção e radiação fosse um tanto arbitrária, fornecia valores comparáveis aos obtidos pelo método iterativo.

Klein (1979) sugeriu várias modificações que sanaram estes problemas, mas que ainda não forneciam bons resultados para superfícies com emissividade intermediária e para quaisquer ângulos de inclinação do coletor, principalmente para valores maiores de 70° .

Posteriormente Agarwal e Larson⁽¹⁰⁾, sugeriram novas modificações na equação original, fornecendo agora valores com boa concordância para todos os casos possíveis e, resolviam os problemas anteriores. A nova equação concordava com o processo iterativo em $\pm 0,25 \text{ W/m}^2 \text{ K}$.

Mais recentemente esta equação foi aperfeiçoada por Francey e Papaioannou⁽¹¹⁾. E as equações não lineares, provenientes do balanço energético do coletor, foram novamente resolvidas numérica e iterativamente, para sistemas de uma e duas coberturas, e então comparadas com a equação empírica, para determinação do coeficiente de perda de calor pelo topo " U_t ", apresentada a seguir. Obtendo-se ótima concordância.

$$U_t = \left[\frac{N}{\frac{c}{T_p} \left(\frac{T_b - T_a}{N + f} \right) 0,33} + \frac{1}{h_w} \right]^{-1} + \frac{\sigma (T_p + T_a) \cdot (T_p^2 + T_a^2)}{[E_p + 0,05N (1 - E_p)]^{-1} + \left[\frac{2N + f - 1}{E_g} \right] - N} \quad (43)$$

$$\text{onde: } f = (1 - 0,04h_w + 0,0005 h_w^2) \cdot (1 + 0,091N) \quad (44)$$

$$c = 250 [1 - 0,0044 (\beta - 90)] \quad (45)$$

Onde " h_w " é o coeficiente de convecção do vento, " N " o número de coberturas, " E_g " e " E_p " as emissividades da cobertura e da placa respectivamente " σ " a constante de Stefan-Boltzmann e " β " o ângulo de inclinação do coletor.

As perdas de calor pela base, que se processam principalmente por condução e convecção, têm magnitudes quando comparados com as perdas pelo topo, tais que podemos considerar a parcela convectiva simplesmente assumindo um valor entre 13,5 e 25 W/m²k para o coeficiente de película externo h_e , como recomenda Tabor em ⁽¹⁰⁾. O coeficiente de perda de calor pela base " U_b ", é dado por:

$$U_b = \frac{1}{\frac{e}{k} + \frac{1}{h_e}} \quad (46)$$

E, para a maioria dos coletores solares, as perdas de calor pela lateral são também insignificantes. Mas para uma maior precisão na simulação, as perdas laterais " U_l " foram determinadas, com aceitável precisão, assumindo que o fluxo de calor seja unidimensional e se processe ao longo do perímetro do coletor, mas referenciado ainda pela área do coletor:

$$U_l = \frac{2E (C + L)}{\left(\frac{e}{k} + \frac{1}{h'_e} \right)} \quad (47)$$

onde " e " e " k " referem-se a espessura e condutividade térmica do isolante (também para equação (46)) e " E ", " C " e " L " correspondem a espessura, comprimento e largura do coletor.

Whillier e Duffie-Beckmann recomendam utilizar, na equação (47), um coeficiente de convecção externo " h'_e " de 0,5 W/m²k.

O coeficiente global de perda de calor U_g é então determina-

do, somando-se as parcelas perdidas através do topo, base e lateral do coletor.

$$U_g = U_t + U_b + U_e \quad (48)$$

Oliphant (24), que realizou medições da velocidade e do coeficiente de convecção do vento para coletores solares, recomenda a equação desenvolvida por McAdams (1954) para determinar o coeficiente de convecção do vento " h_w ", dado por:

$$h_w = 5,7 + 3,8 v \quad (49)$$

onde " v " é a velocidade do vento em m/s e obtém-se " h_w " com unidades de W/m²K. A equação (49) tem seu valor máximo, em função da velocidade do vento, limitada em 40 W/m²K.

2.5.2. Fatores de Eficiência do Coletor

A distribuição de temperatura entre os tubos pode ser obtida se considerarmos temporariamente que o gradiente de temperatura na direção do escoamento possa ser desprezado. E se considerarmos também, na configuração tipo placa tubo da figura 6, que a tira da placa por sobre a solda, bem como o tubo, estejam todos a mesma temperatura " T_b ". Assim a região entre os tubos pode ser considerada como um problema clássico de alertas com espessura constante " e ", largura unitária e com o topo isolado.

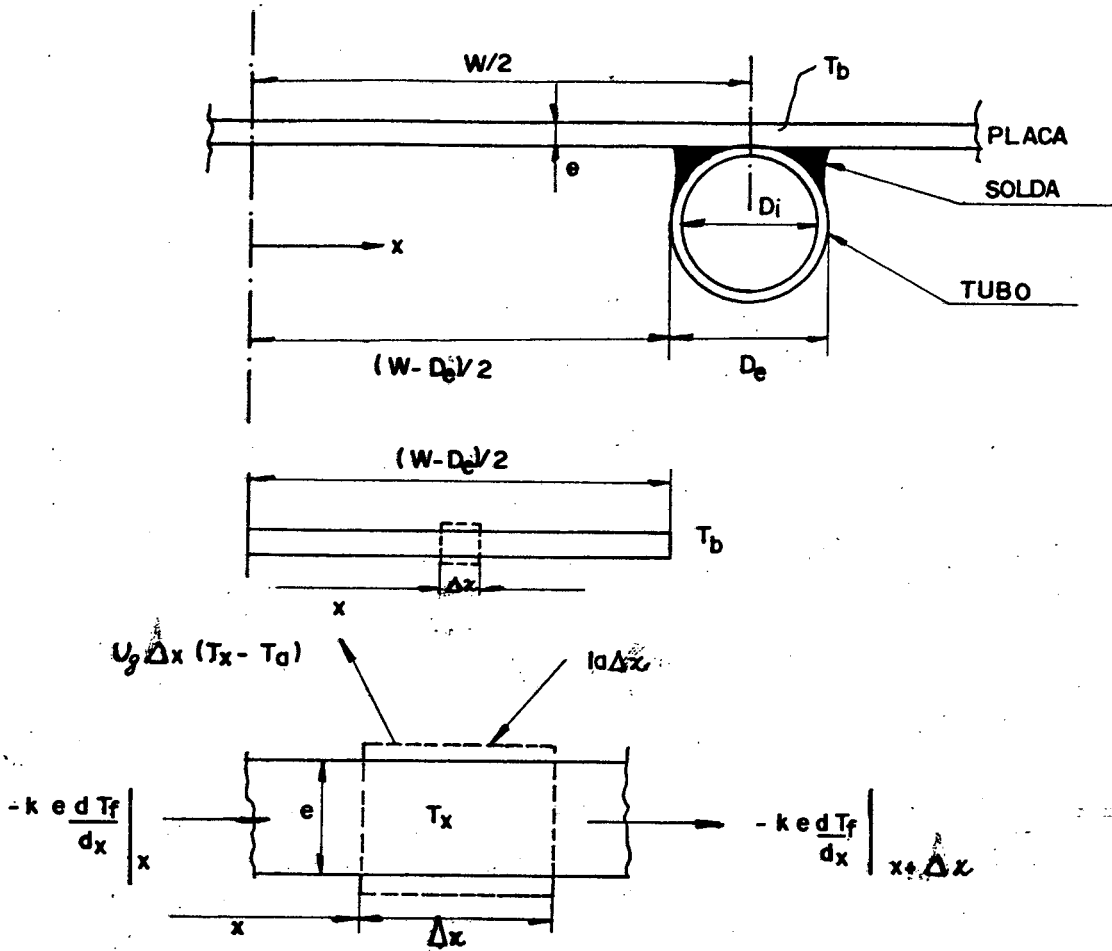


Figura 6 - Balanço de energia em um elemento " Δx " da aleta.

Realizando um balanço de energia no elemento de área, dividindo-o por " Δx " e, achando o limite quando " Δx " tende a zero, como é mostrado na figura 6, depois de reagrupar os termos obtemos:

$$\frac{d^2 T}{dx^2} = \frac{U_g}{Ke} \left(T - T_a - \frac{I_a}{U_g} \right) \tag{50}$$

onde " k " é a condutividade térmica do material e as condições de contorno para equação (50) serão a temperatura na base igual a " T_b " e fluxo de calor nulo no topo.

$$T \Big|_{x = (W - D_e)/2} = T_b \tag{51}$$

$$\left. \frac{dT}{dx} \right|_{x=0} = 0 \quad (52)$$

fazendo " $m^2 = U_g/Ke$ " e " $\xi = T - T_a - I_a/U_g$ ", na equação (50) resulta:

$$\frac{d^2 \xi}{dx^2} - m^2 \xi = 0 \quad (53)$$

Agora com as seguintes condições de contorno:

$$\xi \Big|_{x = (W - D_e)/2} = T_b - T_a - I_a/U_g \quad (54)$$

$$\left. \frac{d\xi}{dx} \right|_{x=0} = 0 \quad (55)$$

cuja solução, quando as condições de contorno são substituídas é:

$$\frac{T - T_a - I_a/U_g}{T_b - T_a - I_a/U_g} = \frac{\cosh mx}{\cosh m(W - D_e)/2} \quad (56)$$

Assim, a quantidade de energia por unidade de comprimento na direção do escoamento, que chega por condução na região do tubo, pode ser determinada pela lei de Fourier, aplicada na base da aletada:

$$q = ke \left. \frac{dT}{dx} \right|_{x = (W - D_e)/2} \quad (57)$$

$$= \frac{kem}{U_g} [I_a - U_g (T_b - T_a)] \tanh (W - D_e)/2 \quad (58)$$

Mas como " $kem/U_g = 1/m$ " e a equação (58) somente considera a quantidade de calor transmitida por um lado do tubo, para os dois

lados, o calor absorvido "q'" é:

$$q' = (W - D_e) F (I_a - U_g (T_b - T_a)) \quad (59)$$

onde "F" é a eficiência da aleta reta e seção retangular, dado por

$$F = \frac{\tanh (m (W - D_e)/2)}{m (W - D_2)/2} \quad (60)$$

acrescentando também a parcela de energia, absorvida pela tira de largura "D_e" e temperatura "T_b", por sobre a solda, resulta:

$$q_a = [(W - D_e) F + D_e] [I_a - U_g (T_b - T_a)] \quad (61)$$

onde "q_a" é, portanto, a soma das energias absorvidas pela aleta e a tira por unidade de comprimento na direção do escoamento.

O calor absorvido pela placa, dado pela equação (61), necessita ser transmitida para o fluido, tendo assim que vencer as resistências oferecidas pela solda e pelo próprio fluido. Como a quantidade de energia é a mesma podemos expressar a energia absorvida, também como função destas duas resistências, assim:

$$q_a = \frac{T_b - T_f}{\frac{1}{\pi D_i h_f} + \frac{1}{C_b}} \quad (62)$$

onde "C_b" é a condutância da solda, estimada a partir da condutibilidade térmica "K_b", espessura média "ē" e largura "D_e" da solda, expressa por:

$$C_b = \frac{k_b D_e}{\bar{e}} \quad (63)$$

Explicitando agora o valor de "T_b" da equação (62) e subs-

tituindo na equação (61), após reagrupar, resulta em:

$$q'_a = WF' [I_a - U_g (T_f - T_a)] \quad (64)$$

onde "F'" é fator de eficiência do coletor, cuja interpretação física indica a razão entre a quantidade real de energia absorvida pela quantidade de energia que poderia ser absorvida, se a placa do coletor estivesse com a mesma temperatura do fluido, e é matematicamente representado por

$$F' = \frac{l/U_g}{W \left\{ \frac{l}{U_g (D_e + (W - D_e)F)} + \frac{l}{C_b} + \frac{l}{\pi D_i h_f} \right\}} \quad (65)$$

Para a quase totalidade dos coletores, exceto para os geometricamente muito diferentes do tipo placa-tubo, o fator "F'" é também uma relação entre as resistências de transferências de calor do fluido e da placa para o meio ambiente.

O fator de eficiência do coletor é essencialmente constante para quaisquer dimensões e fluxos do coletor. As razões " U_g/C_b " e " U_g/h_f " e o fator "F" são as únicas variáveis da equação (65) e são funções da temperatura. Mas para a grande maioria dos coletores geometricamente similares ao tipo placa-tubo, o fator "F" é a variável mais importante na determinação de "F'" e não é fortemente influenciado pelas variações de temperatura.

Para a determinação do fator de eficiência do coletor "F'" é necessário anteriormente se conhecer o coeficiente de convecção do fluido " h_f ", como demonstrou a equação (65).

Este coeficiente é determinado pela equação desenvolvida por Heaton (1964) e apresentada por Duffie-Beckmann em ⁽¹⁰⁾ como:

$$\overline{Nu} = \overline{Nu}_\infty + \frac{a (Re Pr D_i/C)^m}{1 + b (Re Pr D_i/C)^n} \quad (66)$$

Válida para o caso laminar em tubos curtos, com os perfis de velocidade e temperatura se desenvolvendo e com a suposição de que a temperatura da parede do tubo é constante - pois produz resultados mais conservativos, onde as constantes "a", "b", "m" e "n" são dadas pela tabela 2.

P_r	a	b	m	n	
0,7	0,0791	0,0331	1,15	0,82	
5	0,0534	0,0335	1,15	0,82	$\overline{Nu}_\infty = 3,7$
∞	0,0461	0,0316	1,15	0,84	

Tabela 2 - Constantes utilizadas da equação (66), para tubos circulares com temperatura constante na parede.

Para facilitar o processo de simulação os valores de "a" e "b" são interpolados, como função do número de Prandtl, através de equações apropriados. E os valores de "m" e "n" foram tomados constantes e iguais a 1,15 e 0,82, respectivamente.

Para a determinação do coeficiente de convecção do fluido para fluxo turbulento, possível nos casos de simulação de sistemas com circulação forçada, foi utilizada a equação elaborada por Nusselt (1941) e apresentada por Chapman em⁽⁰⁶⁾ desenvolvida para tubos curtos.

$$\overline{Nu} = 0,036 Re^{0,8} Pr^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_i}\right)^{0,14} \left(\frac{D_i}{C}\right)^{1/18} \quad (67)$$

Onde " $\left(\frac{\mu}{\mu_i}\right)$ " levam em consideração a grande dependência da viscosidade com a temperatura e representam a razão entre a viscosidade " μ " a temperatura média do fluido e a viscosidade " μ_i " de-

terminada como função da temperatura da parede. " D_i " e " C " representam o diâmetro interno e o comprimento da tubulação do coletor.

Todas as propriedades do fluido, exceto " μ_f " que é determinada pela temperatura média da placa, são calculadas utilizando-se a temperatura média do fluido. O valor destas propriedades são também obtidas através de equações especiais que interpolam os valores das propriedades do fluido, das tabelas apresentadas por Chapman⁽⁰⁶⁾, como funções de quarto grau da temperatura.

2.5.3. Fator de Remoção de Calor

A energia absorvida por unidade de comprimento na direção do fluxo, calculada pela equação (64), é então transferida para o fluido. Água entra no coletor a uma temperatura " $T_f|_y$ " e é aquecido até a temperatura " $T_f|_{y + \Delta y}$ " como mostra a figura 7:

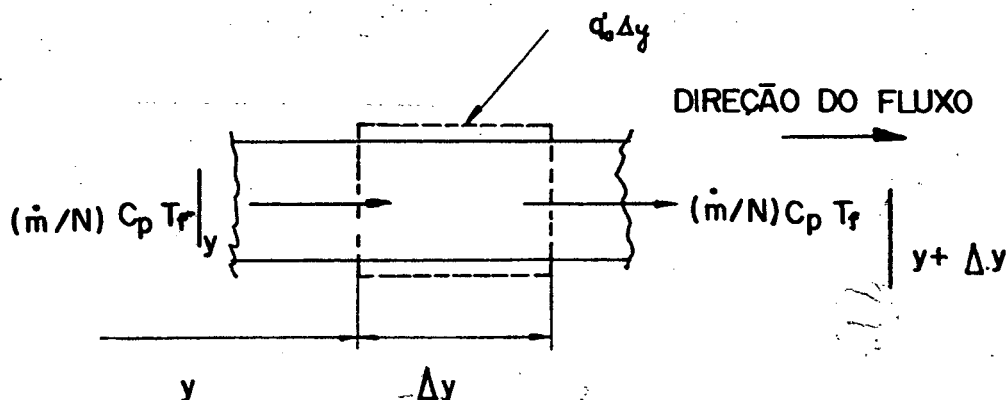


Figura 7 - Balanço de energia em um elemento Δy do tubo.

Pode-se expressar um balanço de energia do fluxo, que circula através de um único tubo de comprimento Δy , por:

$$(\dot{m}/N) c_p T_f \Big|_y - (\dot{m}/N) c_p T_f \Big|_{y + \Delta y} + q'_a \Delta y = 0 \quad (68)$$

onde " \dot{m} " é a vazão total e " N " o número de tubos paralelos. Dividindo a equação (68) por " Δy ", achando o limite quando " Δy " tende a zero e substituindo " q'_a " pela equação (64), obtém-se:

$$\dot{m} c_p \frac{dT_f}{dy} - NWF' (I_a - U_g (T_f - T_a)) = 0 \quad (69)$$

Se assumirmos que " F' " e " U_g " são independentes da posição, então a solução da equação de distribuição de temperatura em qualquer posição " y ", sujeita a condição de que a temperatura de entrada do fluido seja " T_e " é dada por:

$$\frac{T - T_a - I_a/U_g}{T_e - T_a - I_a/U_g} = \exp \left[- \left(\frac{U_g NWF' y}{\dot{m} c_p} \right) \right] \quad (70)$$

E para um coletor de comprimento " C " na direção do fluxo, a temperatura de saída " T_s " é dada por:

$$\frac{T_s - T_a - I_a/U_g}{T_e - T_a - I_a/U_g} = \exp \left[- \left(\frac{U_g A_c F'}{\dot{m} c_p} \right) \right] \quad (71)$$

já que $NWC = A_c$.

Torna-se conveniente agora, definir o fator de remoção de calor " F_r ", que relaciona a quantidade real de calor absorvida pelo coletor com a quantidade que poderia ser absorvida se a superfície absorvedora estivesse a temperatura de entrada do fluido " T_e ". O fator " F_r " é matematicamente expresso por:

$$F_r = \frac{\dot{m} c_p (T_s - T_e)}{A_c (I_a - U_g (T_e - T_a))} \quad (72)$$

Através de artifícios matemáticos e da substituição da equação (71) na equação (72), se obtém, após reagrupar os termos que:

$$F_r = \frac{\dot{m} C_p}{A_c U_g} \left\{ 1 - \exp \left[- \left(\frac{U_g A_c F'}{\dot{m} C_p} \right) \right] \right\} \quad (73)$$

O fator " F_r " é equivalente ao conceito de eficiência utilizado em trocadores de calor, que é definido como a razão entre a quantidade real de calor transferida e a quantidade máxima de calor que poderia ser transferida. Para o coletor, esta quantidade máxima de energia absorvida ocorrerá quando todo coletor estiver à temperatura de entrada do fluido " T_e ", porque assim as perdas de calor ao meio ambiente serão mínimas.

A energia absorvida pelo coletor pode ser agora determinada de maneira mais simples. O valor máximo de calor absorvido é multiplicado pelo fator de remoção de calor F_r , assim:

$$Q_a = A_c F_r [I_a - U_g (T_e - T_a)] \quad (74)$$

A quantidade de calor transferida ao fluido é expressa agora em função da temperatura de entrada. Que é uma representação extremamente conveniente e que pode ser aplicada para a maioria dos coletores na análise do desempenho térmico, já que a temperatura de entrada no coletor é geralmente conhecida ou facilmente calculável.

Na determinação do desempenho térmico do coletor, além do coeficiente global de perda de calor é necessário também, determinar os coeficientes internos de convecção. Estes coeficientes são funções da temperatura média do fluido, que podem ser deter-

minados se integrarmos a equação (70) ao longo do comprimento "C" do coletor. Assim após realizar a integração e substituir o valor de " F_r " obtido da equação (73), a temperatura média do fluido pode ser expressa por (Klein, 1974):

$$\bar{T}_i = T_e + \frac{Q_a/A_c}{U_g F_r} (1 - F'') \quad (75)$$

Onde " F'' " representa o fator de eficiência de fluxo, representado por:

$$F'' = \frac{F_r}{F'} \quad (76)$$

A temperatura obtida na equação (75) é a temperatura apropriada para se avaliar as propriedades médias do fluido no coletor.

A temperatura média da placa, usada também na determinação do coeficiente de troca de calor, é sempre maior que a temperatura média do fluido-devido as resistências de transferências de calor entre o fluido e a placa absorvedora.

A temperatura média da placa " \bar{T}_p " pode ser determinada se associarmos as equações (42) e (75). Assim:

$$\bar{T}_p = T_e - \frac{Q_a/A_c}{U_g F_r} (1 - F_r) \quad (77)$$

Mas para se resolver a equação (77) é necessário conhecer-se o valor de " U_g ", que por sua vez, como mostra a equação (43), é função de " \bar{T}_p ". Deve portanto, ser resolvida iterativamente.

2.6. Tanque de Armazenamento de Calor

A utilização de reservatórios para estocagem da energia absorvida torna-se necessária nos sistemas solares, devido a natureza intermitente da radiação solar. Como o tanque de armazenamento do calor com mistura direta do fluido quente é um dos sistemas construtivamente mais simples, torna-se assim a configuração ideal para utilizações residenciais, já que o principal objetivo destes coletores solares é apenas gerar água quente para consumo.

Mas a simplicidade estrutural não é acompanhada de uma simplicidade de modelação, pois o processo resultante das interações das trocas de calor não é bem compreendido e, as relações matemáticas que descrevem o processo são de difícil solução se não assumirmos consideráveis simplificações.

A diferença de densidade e o coeficiente de expansão térmica da água promovem uma circulação natural interna ao tanque, que mantém uma distribuição de temperatura estratificada, e esta estratificação é alterada pela adição e retirada de água pelo coletor e também pela água utilizada pela demanda.

Além disso, as trocas de calor com o meio ambiente e as trocas condutivas e convectivas internas modificam o gradiente de temperatura. Como se isto não bastasse, os materiais e dimensões do tanque e principalmente a localização das canalizações e as taxas de fluxo são variáveis para cada configuração e aplicação, modificando também o perfil de temperatura.

Convém lembrar que o desempenho térmico do tanque - principalmente em sistemas de circulação natural - influencia o desempenho de todo sistema, obrigando a um processo de simulação ite-

rativo, tornando desejável assim, uma modelação simplificada.

Os efeitos da estratificação de sistemas de armazenamento, foram inicialmente analisados por Sheridam (1967), Gutierrez et al. (1974) e Davis & Barera (1975), mas não se conseguiu estabelecer uma formulação simples e geral para a distribuição de temperatura no tanque.

Close (1967) e posteriormente Cooper (1975) evitaram a complexidade matemática utilizando uma modelação unidimensional da distribuição de temperatura para realizar uma representação adequada do problema da estratificação. O tanque era dividido geralmente em três ou mais partes. Cada seção trocava calor nas interfaces por processos combinados de condução e convecção e o modelo assumia que fluido que entrava no tanque, já o fazia a um nível que possuía aproximadamente a sua densidade, minimizando assim os efeitos de mistura na formulação teórica.

Lavan e Thompson⁽¹⁶⁾ realizaram estudos experimentais sobre a estratificação de temperatura em tanques de armazenamento, obtendo uma grande quantidade de dados. Estes dados por sua vez foram utilizados para verificar as relações entre a eficiência da estratificação e inúmeras variáveis, tais como: razão altura/diâmetro do reservatório, temperatura de entrada e saída e fluxos de massa. Estudaram também os efeitos causados pela configuração das canalizações. Mas apesar da grande quantidade de informações úteis na determinação do desempenho e projeto de sistemas de estocagem de calor, os resultados não são passíveis de utilização em processos de simulação, porque são apresentados sob forma de gráficos normalizados, e não foram correlacionados através de equações empíricas.

Já Cabelli ⁽⁹⁾, realizou um estudo numérico utilizando um modelo de equações bi-dimensionais, para a distribuição de temperatura estratificada do tanque e testou também a validade da formulação uni-dimensional na simulação de sistemas solares.

Cabelli examinou a influência causada pelos fluxos de massa, configuração geométrica - inclusive canalizações de entrada horizontais e verticais - efeitos do número de Reynolds do fluxo de entrada e a contribuição das forças de empuxo para promover a estratificação.

As conclusões chegadas por Cabelli mostram que apesar da movimentação interna no tanque ser complexa e depender da configuração do circuito, o perfil de temperatura pode ser determinado, com razoável precisão, através de uma equação unidimensional simples.

Entretanto a equação unidimensional testada e proposta por Cabelli apresentou problemas de convergências, já que necessitava de complexas funções matemáticas - como a função erro complementar - além de utilizar a velocidade de convecção interna ao tanque que tornou o processo de simulação mais trabalhoso e demorado.

Optou-se assim, através da utilização das informações sobre a estratificação do tanque fornecidas por Cabelli ⁽⁹⁾ e Shitzer et al. ⁽²⁷⁾, buscar uma nova formulação unidimensional mais simples para a distribuição de temperatura, mas que fosse suficientemente flexível para que pudesse ser ajustada através de dados obtidos de medições experimentais.

2.6.1. Distribuição de Temperatura no Tanque

As medições experimentais do perfil de temperatura no tanque apresentadas por Lavan e Thompson⁽¹⁶⁾, Cabelli⁽⁹⁾ e Shitzer et al.⁽²⁷⁾, mostram um comportamento caracteristicamente linear. Contudo, para uma maior flexibilidade, utilizou-se uma equação exponencial cuja curvatura possa ser ajustada, variando-se assim o nível de estratificação. Esta equação utiliza como variáveis de contorno os valores máximos e mínimos das temperaturas no topo e base e a quantidade total energia interna contida no tanque.

Estas condições de contorno são acrescidas ou decrescidas, conforme o caso, pelos fluxos de massa do coletor e demanda e as trocas térmicas com o meio ambiente. Que para uma maior facilidade são processadas em três etapas diferentes dentro do intervalo de tempo da simulação.

Definiu-se assim:

$$T(y) = (T_{op} - G) \exp\left(-\frac{ky}{L}\right) + G \quad (78)$$

onde $G = T_{bs} \cdot C_i \quad (79)$

e $k = \ln \left[\frac{(T_{bs} - G)}{(T_{op} - G)} \right] \quad (80)$

onde " T_{op} " e " T_{bs} " representam as temperaturas no topo e base do tanque. E " C_i " e " L " são: a constante de linearização do nível de estratificação e a altura do tanque, respectivamente.

Realizando um balanço de energia num elemento de volume do tanque, como mostra a figura 8:

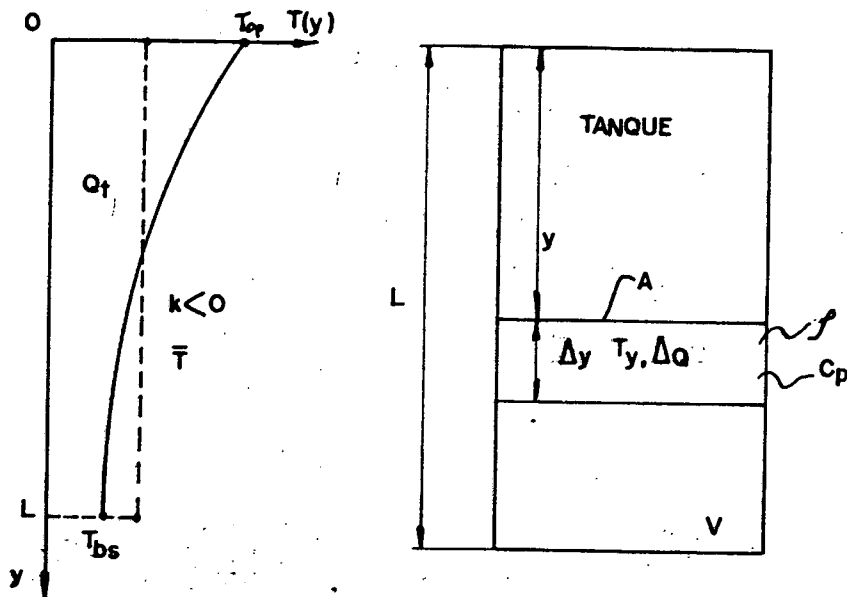


Figura 8 - Balanço de energia em um elemento Δy do tanque.

onde "A" representa a área transversal do tanque. E " ΔQ " a quantidade de energia interna contida no elemento de volume, com espessura " Δy " e temperatura média " \bar{T}_y ", isto pode ser matematicamente representada por:

$$\Delta Q = \rho A \Delta y C_p \bar{T}_y \quad (81)$$

Assim a quantidade total de energia interna contida no reservatório pode ser determinado se integrarmos a equação (81) ao longo de "L", o que resulta após a substituição da equação (78) em:

$$Q_T = V \rho C_p \left[\frac{(T_{op} - G) (\exp(k) - 1)}{k} + G \right] \quad (82)$$

onde "V" é o volume do tanque, " ρ " densidade e " C_p " o calor específico à pressão constante do fluido, que foram assumidos constantes e iguais aos seus valores médios. Note que o valor entre colchetes, na equação (82), corresponde a temperatura média do

tanque " \bar{T} " que é o valor utilizado para determinar as propriedades do fluido.

Para se determinar a temperatura média de saída da demanda, basta integrar a equação (78) de "0" a " y_1 ", onde " y_1 " é determinado em função da vazão da água utilizada para consumo. Assim:

$$T_{0-y_1} = \frac{L (T_{op} - G) \left(\exp \left(\frac{ky_1}{L} \right) - 1 \right)}{k y_1} + G \quad (83)$$

Para se determinar a temperatura média de saída do coletor o procedimento é similar, apenas que agora " y_2 " é determinado em função da vazão de termosifão:

$$\bar{T}_{(L - y_2) - L} = \frac{L (T_{op} - G) \left[\exp(k) - \exp \left(\frac{k(L - y_2)}{L} \right) \right]}{k y_2} + G \quad (84)$$

Mas durante a simulação torna-se necessário também obter as temperaturas máximas e mínimas do tanque como funções da quantidade total de energia interna, para cumprir então a terceira condição de contorno. Assim após alguns artifícios matemáticos, determinam-se as novas temperaturas do topo e da base do reservatório, por:

$$T_{op} = T_{bs} (1 + C_i k) - \frac{Qk}{\rho C_p V} \quad (85)$$

$$T_{bs} = \frac{T_{op} + (kQ / \rho C_p V)}{1 + C_i k} \quad (86)$$

Mas o cálculo de " T_{op} " e " T_{bs} " deve ser feito iterativamente, já que o expoente " k " da equação (78) é também função das temperaturas do topo e da base.

O valor de " k ", quando presente a estratificação da distri-

buição de temperatura, é sempre menor que zero e somente assume o valor limite zero quando o perfil de temperatura no tanque torna-se constante.

Foram testadas todas as variações possíveis nas temperaturas de entrada do coletor e de demanda. Isto tanto para valores de "k" menores, quando iguais a zero, determinando assim os parâmetros limites que juntamente com as condições de contorno estabelecem as novas distribuições de temperatura ao longo do processo de simulação.

Um caso típico destas variações na distribuição de temperatura do tanque, é apresentado na figura 9, quando da inclusão de uma quantidade " Q_c " de calor pelo coletor. Assim:

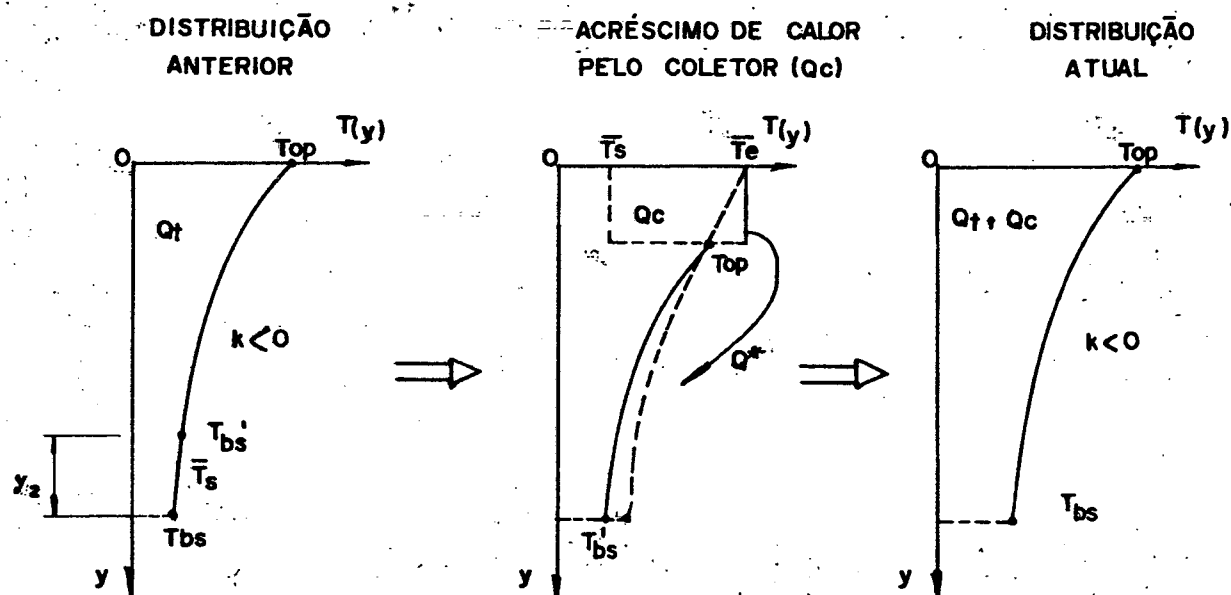


Figura 9 - Distribuição de temperatura no tanque para uma quantidade de calor " Q_c " fornecida pelo coletor.

A quantidade de água, tirada do tanque pela vazão de termossifão " \dot{m} ", representada na figura 9 pela espessura " y_2 ", tem a temperatura média de saída " \bar{T}_s ", determinada pela equação (84), onde

" y_2 " é obtido através de:

$$y_2 = \frac{\dot{m} t}{A} \quad (87)$$

onde, " t " e " A " representam o intervalo de tempo de simulação e a área do tanque, respectivamente.

A temperatura da base do tanque tem agora um novo valor mínimo " T_{bs} ". O coletor repõe pelo topo igual volume retirado pela base, mas com uma temperatura média de entrada " \bar{T}_e " que produz um acréscimo " Q_c " na quantidade total de energia interna do tanque.

Com os valores máximos e mínimos das temperaturas do topo e da base do tanque e a quantidade total de energia interna do tanque " $(Q_t + Q_c)$ " como condição de contorno. E sabendo que as novas temperaturas do tanque não poderão ultrapassar os valores máximos nem serem inferiores aos valores mínimos, utilizando a equação (86), após um processo iterativo, consegue-se determinar a atual distribuição de temperatura, como também mostra a figura 9.

O novo perfil de temperatura tem a temperatura do topo igual a temperatura média de entrada " \bar{T}_e " e a temperatura na base levemente superior a temperatura mínima " T_{bs} ". Isto devido as trocas internas de calor por processos condutivos e convectivos representados na figura 9 por " Q^* ".

Para as variações causadas pelo fluxo de demanda o processo de simulação é similar. Basta trocar a equação (84) pela equação (83) para determinar a temperatura média de saída e usar na equação (87) a vazão de demanda, onde quantidade total de energia interna do tanque deve ser também decrescida da quantidade de calor

retirada para consumo.

Já para as perdas térmicas - terceira etapa do processo de simulação - a variação ocorre apenas na quantidade total de energia interna do tanque que é decrescida, na maioria dos casos, pela quantidade de calor trocado pelo topo, lateral e base do reservatório com o meio ambiente.

Portanto, esta modelação permite considerar, apesar da sua simplicidade, os quatro fatores de complexidade na simulação da distribuição de temperatura do tanque que são: os efeitos causados pelo fluxo proveniente do coletor, retirado para consumo, as perdas externas para o meio ambiente e os processos condutivos e convectivos internos ao tanque. Além disso a equação (78) permite um ajuste na constante de linearização " C_i ", alterando os níveis de extratificação do tanque como mostra a figura 10. Podendo assim ser ajustada através de medições experimentais.

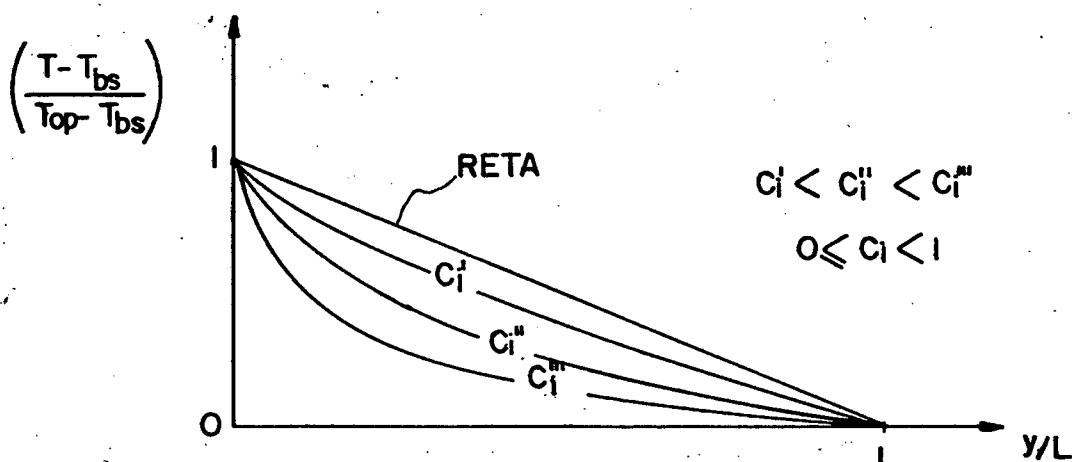


Figura 10 - Níveis de extratificação do tanque.

2.6.2. Troca de Calor com o Meio Ambiente

Como a principal função do tanque é manter uma quantidade de água aquecida para suprir a demanda nos períodos em que os níveis de radiação solar são insuficientes e como isto causa uma constante troca de calor com o meio ambiente, é importante - para o bom andamento do processo de simulação - determinar esta quantidade de calor perdida pelo reservatório.

O processo de troca de calor com o meio ambiente juntamente com a distribuição de temperatura do tanque é mostrado na figura 11.

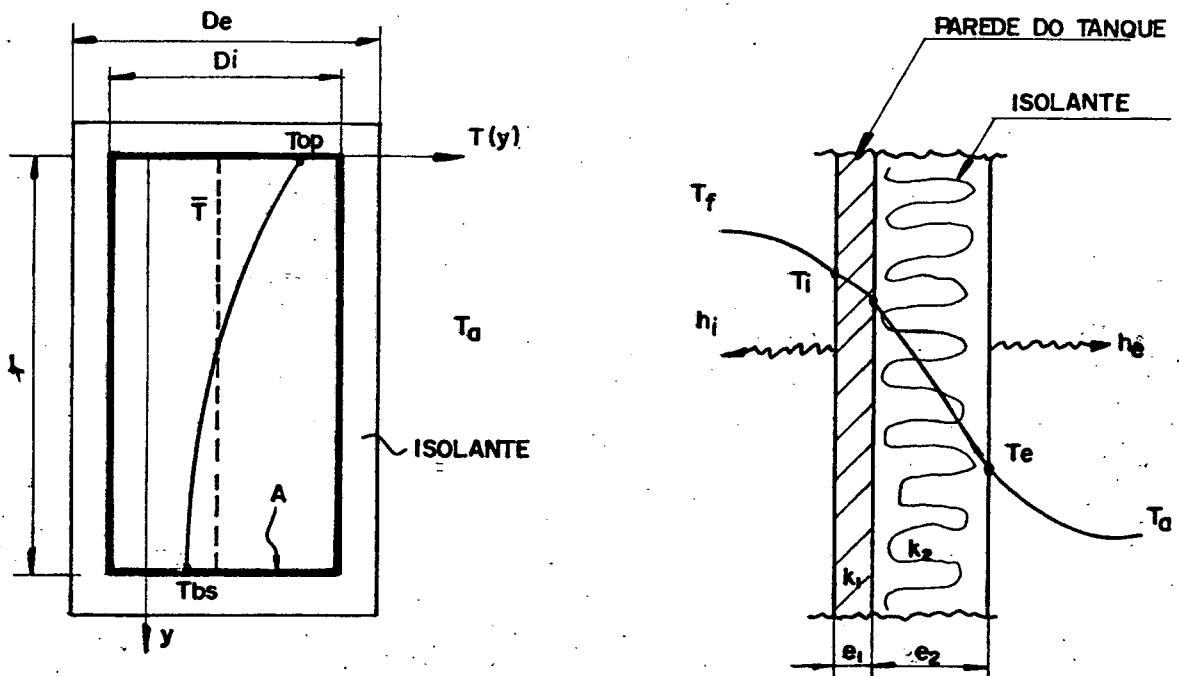


Figura 11 - Trocas de calor do tanque com o meio ambiente.

As trocas de calor pelo topo, lateral e base do tanque com o meio ambiente a temperatura " T_a ", se assumirmos que " $D_i/D_e \approx 1$ ", são todas determinadas segundo Kreith⁽¹⁸⁾ por:

$$Q = \frac{A (T_a - T_e)}{\frac{1}{h_i} + \frac{e_1}{k_1} + \frac{e_2}{k_2} + \frac{1}{h_e}} \quad (88)$$

onde " h_i " e " h_e " são os coeficientes de convecção interno e externo e " e_1 ", " k_1 " e " e_2 ", " k_2 " são a espessura e a condutibilidade da parede e do isolante do tanque, respectivamente.

A temperatura " T_f " foi tomada igual a " T_{op} " e " T_{bs} " para determinar as trocas de calor pelo topo e pela base do tanque, respectivamente, e igual a " \bar{T} " para as perdas pela lateral. Convém ressaltar que inicialmente se determinou as trocas de calor total pela lateral dividindo o tanque em seções, onde cada uma delas possuía uma temperatura média " \bar{T} ". Mas este procedimento não apresentou variações significativas quando comparado com os resultados obtidos para uma única seção.

O problema todo para se determinar as taxas de calor com o meio ambiente, se resume portanto, em determinar os coeficientes de convecção interno e externo do tanque, já que as outras variáveis, ou são fornecidos como dados pela simulação, ou são facilmente calculadas.

A dificuldade na determinação dos coeficientes de convecção do tanque deve-se ao fato de que estes coeficientes são funções da temperatura interna e externa da parede representada na figura 11 por " T_i " e " T_e ", que por sua vez são funções também dos coeficientes de convecção, mas um processo iterativo também contorna este problema.

Utilizou-se então as equações apresentadas por Chapman⁽⁶⁾, para determinar coeficientes de convecção natural já que, na maio-

ria dos casos, o reservatório estará protegido das intempéries, e os processos de troca de calor por termosifão são realizados em um regime de quase estabilidade.

As propriedades do fluido foram tomadas sempre a temperatura média de película e as equações escolhidas podem ser utilizadas indistintamente para o ar e para água, facilitando o processo de simulação.

Para determinar os coeficientes de convecção interno e externo do topo do tanque utilizou-se as equações de McAdams (1954), para faixa de validade de " $10^5 \leq Gr_L Pr \leq 2 \cdot 10^7$ ", em regime laminar, representada por:

$$Nu_L = 0,54 (Gr_L Pr)^{1/4} \quad (89)$$

e para o regime turbulento com " $2 \cdot 10^7 \leq Gr_L Pr \leq 3 \cdot 10^{10}$ ", utilizou-se:

$$Nu_L = 0,14 (Gr_L Pr)^{1/3} \quad (90)$$

Para o coeficiente de troca de calor pela base, utilizou-se a equação de Clifton (1969), válida somente para o caso laminar, com " $10^5 \leq Gr_L Pr \leq 2 \cdot 10^7$ ", mas que em todos os casos da simulação mostrou-se suficiente:

$$Nu_L = 0,44 (Gr_L Pr)^{1/5} \quad (91)$$

Chapman alerta que os dados sobre os fenômenos de convecção natural para placas planas horizontais são bastante discordantes e que as equações acima são mais apropriadas para placas quadradas.

Assim sendo, e como é interessante manter a geometria do

tanque variável, utiliza-se como comprimento característico na determinação do número de Grashof a raiz quadrada da área transversal do tanque, para o cálculo do coeficiente de convecção do topo e da base.

Devido a grande relação diâmetro/altura, foi possível fazer a suposição de que a lateral do tanque, para efeito de trocas de calor com o ambiente, tinha um comportamento semelhante a uma placa plana vertical com dimensões iguais ao perímetro e a altura do tanque.

Foram utilizadas as equações desenvolvidas por Schmidt e Beckmann (1930) que foram complementadas por Ostrach (1953) para o caso laminar, quando $Gr_L < 10^9$:

$$Nu_L = 0,9428 \cdot Gr_L^{1/4} \cdot f(Pr) \quad (92)$$

onde:

$$f(Pr) = \frac{0,676 Pr^{1/2}}{(0,861 + Pr)^{1/4}} \quad (93)$$

E para o regime turbulento, onde $Gr_L > 10^9$ usou-se a equação de Eckert e Jackson (1950):

$$Nu_L = 0,0246 (1 + 0,494 Pr^{2/3})^{-2/5} Pr^{7/15} Gr_L^{2/5} \quad (94)$$

Para as equações (89) a (94), os números de Grashof, Prandtl e Nusselt são dados por:

$$Gr_L = \frac{l^3 \rho^2 g \beta \Delta T}{\mu^2} \quad (95)$$

$$Pr = \frac{\mu C_p}{k} \quad (96)$$

$$Nu = \frac{h l}{k} \quad (97)$$

onde "l" é o comprimento característico, " ΔT " a diferença de temperatura entre a superfície e o fluido, " ρ ", " β ", " μ ", " C_p " e " k " a densidade, coeficiente de expansão volumétrica, viscosidade dinâmica, calor específico a pressão constante e condutibilidade térmica do fluido, respectivamente.

2.7. Canalização de Ligação do Coletor ao Tanque

Mantendo um dos objetivos da simulação, que é permitir a maior flexibilidade de simulação possível, a configuração da canalização de entrada e saída do coletor pode ser estipulada fornecendo-se os comprimentos e ângulos de cada seção (máximo de 5 seções).

A determinação do coeficiente global de troca de calor " U_g ", bem como as quantidades de calor perdido pelas canalizações e a temperatura final em cada seção é realizada de forma iterativa, já que as equações utilizadas dependem das temperaturas superficiais internas e externas e as propriedades do fluido devem ser estabelecidas com base na temperatura média de película.

A quantidade de calor trocada pela canalização com o meio ambiente pode ser determinada, como recomenda Kreith⁽¹⁸⁾, para cada comprimento "l" da seção, por:

$$Q = \frac{(T_b - T_a)}{\frac{1}{2 \pi r_1 l h_i} + \frac{\ln(r_2/r_1)}{2 \pi l k_1} + \frac{\ln(r_3/r_2)}{2 \pi l k_2} + \frac{1}{2 \pi r_3 l h_e}} \quad (98)$$

onde " T_b " e " T_a " representam a temperatura "bulk" do fluido e a temperatura ambiente, " k_1 " e " k_2 " representam a condutibilidade térmica da tubulação e do isolante, respectivamente. As demais dimensões podem ser observadas na figura 12:

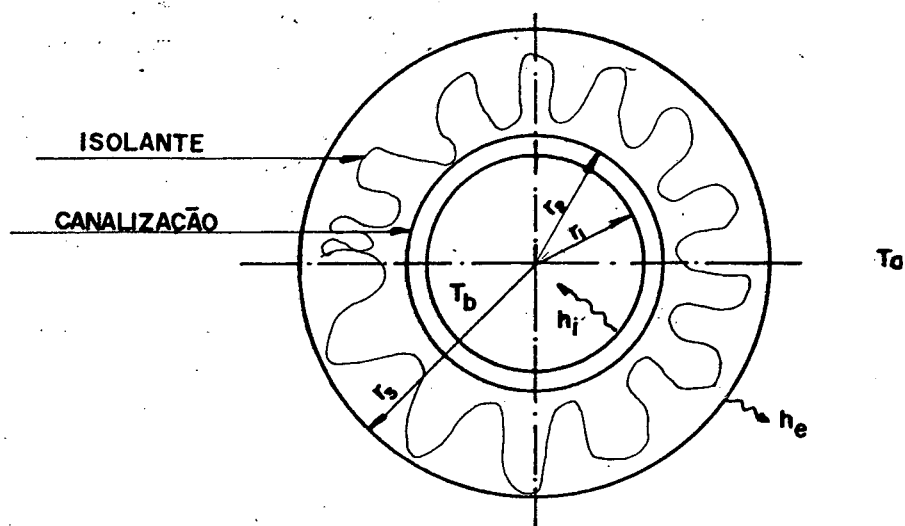


Figura 12 - Troca de calor da canalização com o meio ambiente.

Novamente o problema se resume em calcular os coeficientes de convecção interno e externo " h_i " e " h_e " (agora para a canalização). O coeficiente de convecção interno, para regime laminar e turbulento, é realizado de maneira análoga a realizada pelas equações (67) e (68).

A maioria dos dados sobre convecção externa são disponíveis somente para tubos horizontais e verticais, o que restringiria enormemente a configuração das canalizações. Mas Al-Arabi e Khamis (2) realizaram estudos experimentais e determinaram equações empíricas para o cálculo dos coeficientes de convecção para o ar em cilindros isotérmicos como funções: do diâmetro, comprimento e ângulo de inclinação, para a região laminar e turbulenta.

Na região laminar, a equação apresentada por Al-Arabi e Khamis é:

$$\bar{Nu}_L = m (Gr_L Pr)^n \quad (99)$$

onde:
$$m = [2,9 - 2,32 (\text{sen } \theta)^{0,88}] Gr_D^{-1/12} \quad (100)$$

e:
$$n = \frac{1}{4} + \frac{1}{12} (\text{sen } \theta)^{1,2} \quad (101)$$

Estas equações foram confrontadas com os resultados existentes para convecção natural externa de cilindro verticais fazendo-se $\theta = 90^\circ$ nas equações (100) e (101) e o erro máximo foi de $\pm 8\%$. A equação (99) é válida dentro da faixa de " $1,08 \cdot 10^4 < Gr_D < 6,9 \cdot 10^5$ " e " $9,88 \cdot 10^7 < Gr_L Pr < (Gr_L Pr)_{cr}$ ", onde " Gr_D " pode ser obtido da equação (95) pela utilização do diâmetro externo como dimensão característica e " $(Gr_L Pr)_{cr}$ " dado por

$$(Gr_L Pr)_{cr} = 2,6 \cdot 10^9 + 1,1 \cdot 10^9 \tan \theta \quad (102)$$

para $0 \leq \theta \leq 90^\circ$.

Para a região de escoamento turbulento o coeficiente externo de convecção natural para cilindros inclinados é dado por:

$$Nu_L = p (Gr_L Pr)^{1/3} \quad (103)$$

onde:
$$p = [0,47 + 0,11 (\text{sen } \theta)^{0,88}] Gr_D^{-1/12} \quad (104)$$

que apresentou uma diferença máxima de $\pm 6\%$ quando comparada com dados experimentais de convecção natural turbulenta em tubos horizontais e verticais. A equação (103) tem sua faixa de validade limitada a " $1,08 \cdot 10^4 \leq Gr_D \leq 6,9 \cdot 10^4$ " e " $(Gr_L Pr)_{cr} \leq Gr_L Pr \leq 2,95 \cdot 10^{10}$ ".

Consegue-se assim, partindo por exemplo da temperatura de saída do tanque (vide figura 9), determinar as trocas de calor e a temperatura de saída em cada seção até se atingir o coletor. E com a quantidade de calor absorvido pelo fluido, dado pela equação (75) é fácil determinar a temperatura de saída do coletor. Assim, o processo se repete, determinando agora a temperatura de entrada do tanque.

2.8. Perda de Carga da Canalização

O método utilizado para a simulação determina inicialmente a perda de carga total para então, juntamente com a pressão de termosifão, determinar iterativamente a vazão real. Como as variações de pressão são na ordem de milímetros de coluna d'água, torna-se necessário determinar, com a máxima precisão possível, as perdas de carga por atrito do sistema.

A perda de carga causada pela circulação do termosifão é estabelecida nas três partes do sistema de aquecimento solar: coletor, canalizações de ligação e reservatório. Neste último, devido as baixíssimas velocidades de escoamento, somente se considerou as perdas de carga localizadas, motivadas pela mudança brusca de seção quando da passagem do tanque para a canalização e vice-versa, que foram adicionadas às perdas de carga das tubulações.

A perda de carga causada pelo escoamento de um fluido em tubulações circulares será determinada da maneira usual, utilizando a fórmula de Darcy-Weisbach, mas acrescentando também a perda de carga adicional devido ao desenvolvimento do perfil de velocidade, estabelecida pelo fator "M". Este fator, desenvolvido por

Langhaar⁽¹⁵⁾, determina a queda de pressão causada para o desenvolvimento do perfil de velocidade, em relação a queda de pressão, em igual comprimento, para um fluxo totalmente desenvolvido, ao mesmo número de Reynolds, dado por:

$$M = 1 + \frac{0,038}{(L/DRe)^{0,96}} \quad (105)$$

onde "L" e "D" representam o comprimento e o diâmetro interno do tubo, respectivamente.

Esta correção devido ao desenvolvimento do perfil de velocidade, juntamente com as perdas de carga localizadas, já com a correção da energia cinética para fluxos laminares, é incorporada a equação de Darcy Weisbach resultando:

$$\Delta P = \left(Mf \frac{L}{D} + \alpha_L k_t \right) \frac{\rho V^2}{2} \quad (106)$$

onde " α_L " e " k_t " representam a correção da energia cinética para fluxos laminares e " k_t " o coeficiente total de perda de carga localizada.

O fator de atrito determinado para o caso laminar, onde " $Re < 2100$ ", é determinado por:

$$f = \frac{64}{Re} \quad (107)$$

e, para " $Re > 2100$ " através da equação transcendental de Colebrook:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = 1,14 - 2 \log \left[1 + \frac{9,28}{Re (e/D) \sqrt{f}} \right] - 2 \log \left(\frac{D}{e} \right) \quad (108)$$

resolvida iterativamente e onde "e/D" representa a rugosidade re-

lativa da canalização.

Já as perdas de carga localizadas (normalmente resultante de variações abruptas em módulo ou direção da velocidade) são obtidas através de investigações experimentais^(18, 30), para uma dada geometria do escoamento, suposto independente do número de Reynolds, sendo apresentada na tabela 3.

Geometria	Coefficiente de perda de carga* para regime turbulento
Saída normal com canto vivo**	K = 0,5
Entrada normal com canto vivo**	K = 1,0
Válvula de retenção	K = 2,0
Joelho 90° raio curto	K = 1,5
Joelho 45° raio curto	K = 0,4
Tê passagem direta	K = 0,9
Tê passagem em curva	K = 2,0

* Para fluxo maninar $\alpha_L = 2$.

**Referente ao tanque.

Tabela 3 - Coeficiente de perda de carga turbulento.

Mas, como lembra Vennard e Street⁽³⁰⁾, para o escoamento laminar os coeficientes de perda de carga da tabela 3 necessitam ter os valores da energia cinética corrigidos pelo fator " α_L ". Assim, para regime laminar os coeficientes de perda de carga localizadas tem o dobro do valor apresentado pela tabela 3.

Com a utilização dos fatores "M" e " α_L ", Morrison e Ranatunga mostraram em⁽²²⁾ que o erro da avaliação teórica da vazão de termosifão, para $400 < Re < 1200$, apresentava uma variação máxima de $\pm 10\%$.

Referente ao coletor, a perda de carga é determinada de forma bem mais complexa, porque as tubulações do absorvedor tipo placa-tubo possuem vazões diferentes, já que os caminhos e as vazões parciais percorridos pelo fluxo são distintos, como mostra Chiou⁽⁸⁾.

Assim para um regime de escoamento laminar, substituindo o fator de atrito (equação 107) na equação de Darcy-Weissbach, a perda de carga do coletor é dado por:

$$\Delta P = \xi \frac{L \dot{m}}{D^4} \quad (109)$$

onde:

$$\xi = \frac{128\mu}{\pi \rho} \quad (110)$$

e onde, " \dot{m} " representa o fluxo total.

Para um coletor com " i " tubos paralelos como mostra a figura 13, teremos passando pelo n -ésimo tubo, onde " $1 \leq n \leq i$ ", uma vazão parcial " \dot{m}_n ". Assumindo que " μ " e " ρ " — que representam a viscosidade dinâmica e a densidade do fluido — possam ser avaliados através da temperatura média, determinada pela equação (75) e sabendo que a perda de carga deve ter igual valor em todas as tubulações, e que " L_1 ", " D_1 " e " L_2 ", " D_2 " representam o comprimento (já adicionado o comprimento equivalente devido a perda de carga localizada) e o diâmetro interno dos tubos paralelos e das seções do cabeçote, respectivamente.

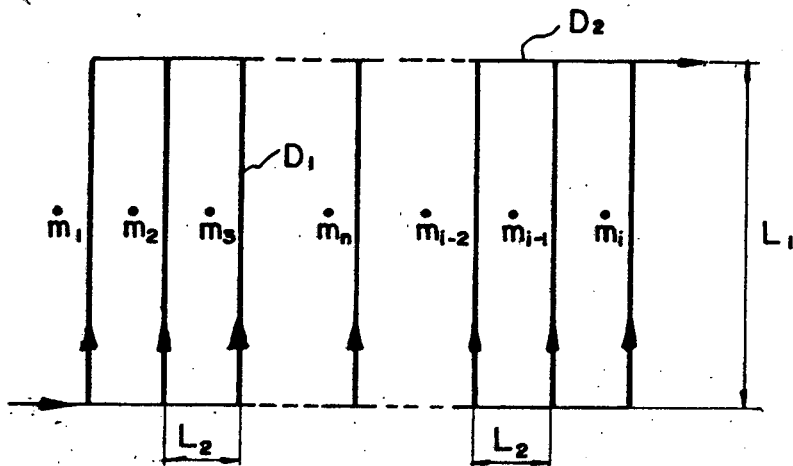


Figura 13 - Distribuição interna das vazões no coletor.

Aplicando a equação (109) para cada percurso do fluxo dentro do coletor, teremos um sistema linear com "i" equações homogêneas é dado por:

$$\dot{m}_n \frac{L_1}{D_1^4} + \left[\left(\sum_{j=1}^{i-n+1} (i-j) \dot{m}_{j+n-1} \right) + \left(\sum_{k=2}^n (1-k) \dot{m}_{i-k-1} \right) \right] \frac{L_2}{D_2^4} - \frac{\Delta P}{\xi} = 0 \quad (111)$$

Mas este sistema de equações tem solução singular, entretanto se assumirmos a existência de simetria nas vazões do coletor, onde:

$$\dot{m}_n = \dot{m}_{k+n} \quad \text{com } 1 \leq n \leq k \quad (112)$$

e onde, " $k = i/2$ " quando temos uma quantidade par de tubos paralelos e " $k = (i-1)/2$ " quando a quantidade de tubos é ímpar. Tornamos agora o sistema de equações não lineares passível de solução, pela inclusão de uma equação adicional, proveniente da lei de conservação de massa, representado por:

$$\sum_{j=1}^i \dot{m}_j = \dot{m}_t \quad (113)$$

onde " \dot{m}_t " representa a vazão total que circula pela instalação solar.

Resolvendo este sistema de equações através do método de eliminação gaussiana com a determinação dos máximos, escalonamento implícito e pivotamento parcial, obtém-se como solução: as vazões parciais nas tubulações paralelas e a perda de carga total do coletor.

Para ilustrar a aplicação do método acima, foi determinado analiticamente as vazões parciais e a perda de carga total do coletor, como função da vazão total, para um coletor com apenas três tubos e onde " $L_1 = L_2$ " e " $D_1 = D_2$ ", obtendo-se:

$$\dot{m}_1 = \frac{2 \dot{m}_t}{5} \quad (114)$$

$$\dot{m}_2 = \frac{\dot{m}_t}{5} \quad (115)$$

$$\dot{m}_3 = \frac{2 \dot{m}_t}{5} \quad (116)$$

e:

$$\frac{\Delta P}{\xi} = \frac{7 \dot{m}_t}{5} \quad (117)$$

onde:

$$\xi = \frac{128 \mu L}{D^4} \quad (118)$$

Nota-se que as vazões periféricas têm o dobro de valor da vazão na tubulação central. Convém lembrar, entretanto que o caso apresentado é o caso limite. A tendência normal é que ocorra uma homogeneização nas vazões internas com o aumento do número de tubos paralelos.

2.9. Vazão de Termosifão

Nos sistemas solares movidos por termosifão, a circulação do fluído que fará o transporte da energia absorvida, é causada pela diferença de densidade, devido a diferença de temperatura existente entre a parte "quente" (coletor) e a parte "fria" (reservatório). A pressão de termosifão é consumida, ao longo de todo circuito, em perdas de atrito pela movimentação do fluído, como demonstrou Morel e Faist (20).

Utilizando o termo central da equação de Bernoulli, referente a energia de posição, pode-se determinar a diferença de pressão causada pela densidade " ΔP_d " se fizermos:

$$\Delta P_d = [\rho(T_q) - \rho(T_f)] g \Delta \ell \quad (119)$$

onde " $\Delta \ell$ " é a diferença de altura entre a parte "quente" e a parte "fria" que está à temperatura " T_q " e " T_f " respectivamente e, " ρ " a densidade que é suposta aqui somente como função da temperatura.

Através da coordenada curvelínea " z ", que segue ao longo do circuito de canalizações percorrido pelo fluído, a pressão de termosifão " ΔP_{ts} " pode ser determinada como mostra a figura 14 por:

$$\Delta P_{ts} = g (L_1 \bar{\rho}_1 + L_2 \bar{\rho}_2 - L_3 \bar{\rho}_3 - L_4 \bar{\rho}_4) \quad (120)$$

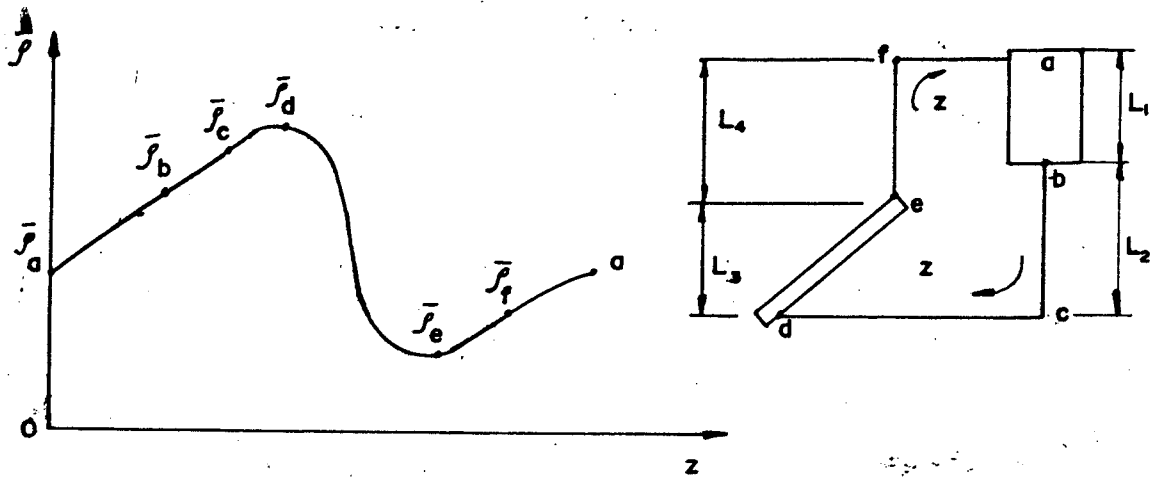


Figura 14 - Pressões parciais causadas pelas densidades ao longo do circuito do coletor.

Como foi demonstrado no item 2.8, com a vazão de termosifão arbitrada no início da simulação, é possível determinar a perda de carga total. Este valor deve ser igual a pressão de termosifão, caso contrário uma nova vazão deve ser determinada e toda simulação ser repetida.

A equação que tornou possível o cálculo iterativo desta nova vazão foi baseada também na equação de Darcy-Weissbach, utilizando-se, porém, coeficientes de perdas de carga equivalentes, determinados em cada parte do sistema, por:

$$K_{ce} = \frac{2 \cdot \Delta P_{ce}}{\bar{V}^2} \quad (121)$$

$$K_c = \frac{2 \cdot \Delta P_c}{\bar{V}^2} \quad (122)$$

$$K_{cs} = \frac{2 \cdot \Delta P_{cs}}{\bar{V}^2} \quad (123)$$

onde os índices "ce", "c" e "cs" representam a canalização de entrada, tubulação do coletor e canalização de saída, respectivamente, " ΔP " a perda de carga em cada parte do sistema e " \bar{V} " é a velocidade média do fluido.

Assim um novo valor da vazão de termosifão é determinado através de:

$$\bar{V} = \frac{2 \cdot \Delta P_{ts}}{K_{ce} + K_c + K_{cs}} \quad (124)$$

E o processo se repete até atingir uma iteração satisfatória.

3. SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL - PROCEDIMENTO

3.1. Generalidades

O programa de simulação é inicialmente acessado pelos dados de entrada gravados em um programa independente, que descrevem e caracterizam todo sistema de captação solar.

A simulação se realiza através de um programa principal que aciona as sub-rotinas principais. Estas sub-rotinas por sua vez, acionam sub-rotinas secundárias que determinam os valores básicos ao processo computacional, como demonstra o fluxograma de sub-rotinas apresentado na figura 15.

A transferência de valores entre as sub-rotinas e/ou para o programa principal é realizada através de áreas comuns de memória delineadas por blocos rotulados "common".

Estando os blocos "common", necessários para a transferência de valores interno e externo a sub-rotina, relacionados no início de cada uma. Estes blocos estão agrupados em três grandes grupos denominados pelas iniciais "BA", "BB" e "BC" que referem-se principalmente a variáveis usadas nas sub-rotinas de simula-

ção: da radiação solar, do coletor e do sistema de canalização e do tanque, respectivamente.

O processo computacional, por ser totalmente transiente, necessita ser realizado de forma iterativa. Existem três grandes "loops" ao longo do programa: o menor deles calcula iterativamente as temperaturas médias do fluido no coletor, o outro grande "loop" determina a vazão de termosifão e por último, o maior deles, calcula a quantidade de energia interna no tanque.

Estes "loops" são processados seqüencialmente e o programa permanece em cada um deles até que ocorra uma convergência satisfatória.

Além dos três "loops" iterativos principais, um processo similar de convergência interna é também necessário na maioria das sub-rotinas utilizadas.

É estabelecido como dado de entrada, um erro porcentual máximo admissível, que é usado em todos os processos de convergência, que comparado com o erro porcentual determinado pela diferença entre o valor inicial e o calculado no processo iterativo, fará o programa se decidir da necessidade ou não de uma nova iteração. E o programa assume, como valor inicial para o próximo intervalo de tempo, o valor anteriormente calculado.

O programa apresenta em vídeo, para cada estação do processo de simulação, o número de iterações dos três "loops" (a temperatura do fluido, vazão de termosifão e da quantidade de energia interna do tanque) que devem ser acompanhados pelo usuário para que se possa decidir, face ao número de iterações apresentadas,

a necessidade ou não de se alterar o erro porcentual estabelecido.

Verificou-se, para cada sub-rotina o número máximo de iterações para se estabelecer uma convergência com um erro menor que $\pm 2\%$, quando se variava os dados de entrada aliatoriamente e manteve-se no programa, apenas os avisos do número de iterações efetuadas para as sub-rotinas que apresentaram um número de iterações maior que 5.

Para uma maior facilidade computacional o tempo de simulação foi dividido em três partes. A primeira parte da simulação é realizada apenas no tanque, entre o amanhecer e o nascer do sol para o coletor. A segunda, entre o nascer e o pôr do sol para o coletor, envolvendo todos os acessórios do sistema solar. É a parte central do programa porque simula a radiação solar, o coletor, as canalizações de ligação e o tanque. A terceira e última parte, simula apenas o tanque, semelhante a primeira, com um tempo de simulação agora, entre o pôr do sol do coletor e o anoitecer da simulação. Convém salientar que apesar das sub-rotinas de simulação da radiação solar serem processadas no início e de forma independente, como podemos observar no fluxograma da figura 15, elas pertencem a parte central do programa.

O processo de simulação avança ao longo do dia em intervalos pré-estabelecidos de tempo solar, mas objetivando uma redução do espaço de memória, optou-se pela utilização de um tempo virtual que corresponde a quinta parte do tempo solar.

Para que houvesse a possibilidade, como foi mostrado acima, de se dividir o programa em três partes e se utilizar simultaneamente valores de variáveis funções do tempo, calculadas em várias sub-rotinas, tornou-se necessário sincronizar os tempos virtuais.

Podendo assim o tempo virtual solar, no início da simulação, incrementado pelo intervalo de tempo, coincidir com o nascer do sol e este, da mesma forma, coincidir com o nascer do sol para o coletor e assim sucessivamente.

As propriedades do fluido, como densidade, condutibilidade térmica, calor específico, viscosidade cinemática e coeficiente de expansão, são calculadas como funções de quarto grau de temperatura, através de equações apropriadas, que foram obtidas pela interpolação dos dados de tabelas, para o ar e para a água, apresentadas por Chapman em ⁽⁶⁾, para faixas de temperatura de 5 a 93°C para a água e -8 a 82°C para o ar.

Qualquer modificação nos dados de entrada feita pelo programa, como também problemas de convergência interna causado pela entrada de dados incorretas, é avisado através de mensagem própria impressa antes do relatório de resultados.

Além disso o programa contém, antes de cada operação efetuada, um comentário explicativo do objetivo das equações utilizadas, para facilitar o entendimento do usuário.

Todas as variáveis usadas no programa são representadas por três letras que tentam agrupar de forma ordenada e sistemática cada grupo dimensional e geralmente com as iniciais das variáveis que representam. A letra X, usada na denominação de certas variáveis, é usado na grande maioria das vezes, como indicador de um valor variável de cálculo ou como um valor intermediário sem significado físico.

O processo de otimização do tempo computacional, realizado em todo o programa, gerou as variáveis "XAA", "XAB", "XAC",... que são utilizadas visando-se evitar repetições de funções ou de cál-

culos já efetuados dentro dos processos interativos. Também se criou uma série de constantes de transformação de unidades que são igualmente usadas ao longo de todo o programa.

3.2. Funcionamento do Programa

O processo computacional de simulação de coletores solares planos movidos por termosifão, de ciclo aberto e com demanda variável inicia-se com a leitura dos dados de entrada, que descrevem e caracterizam a configuração de todo sistema a ser simulado. Os dados podem ser agrupados como (vide anexo 1):

1. Parâmetros gerais de controle do programa;
2. Posicionamento angular do coletor;
3. Dimensões externas do coletor e internas do tanque;
4. Dimensões e propriedades dos materiais usados na cobertura transparente, placa absorvedora, tubulações internas do coletor, canalizações de ligação e tanque de armazenamento;
5. Dimensões e propriedade dos materiais isolantes usados no coletor, canalizações e tanque;
6. Comprimento e ângulo de inclinação das seções da canalização de entrada e saída do coletor;
7. Coeficientes de perda de carga dos acessórios;
8. Bomba de circulação forçada e a vazão inicial do coletor ao nascer do sol;
9. Constante de ampliação ou atenuação da demanda;
10. Distribuição de temperatura no tanque do dia anterior.

Após a determinação da quantidade total inicial de energia interna do tanque, obtida pela integração da distribuição de temperatura e a transformação dos ângulos do posicionamento angular de graus para radianos, o programa se dirige para sub-rotina "DIANO", como pode ser acompanhado pelo fluxograma apresentado na figura 15. Onde determina o dia do ano, a constante de transformação da hora solar em hora civil e verifica os comprimentos verticais das seções das canalizações de ligação do coletor ao tanque, para evitar problemas de convergência durante a simulação causadas por um dimensionamento incorreto.

Na sub-rotina "ANGLO", após o cálculo do ângulo de declinação terrestre, o programa determina o horário do nascer e pôr do sol para superfícies horizontais e para o coletor. Além disso, realiza o sincronismo dos tempos virtuais da simulação, para então (do nascer ao pôr do sol, utilizando o ângulo horário e a posição angular do coletor na superfície terrestre) determinar os ângulos de zênite solar e do coletor (este somente do nascer ao pôr do sol para o coletor) e o ângulo de azimute solar, para cada intervalo de tempo.

A utilização da sub-rotina "HORA" se restringe apenas na transformação dos ângulos do nascer e pôr do sol de radianos para minutos solares, usando a própria definição de ângulo horário e a determinação do horário civil local para o nascer e pôr do sol.

Devido ao sincronismo dos tempos virtuais torna-se possível calcular independentemente, na sub-rotina "SOLAR", como também ao longo de todo processo computacional, as intensidades das radiações direta, difusa e global disponíveis na superfície e incidentes sobre o coletor, utilizando simultaneamente os ângulos de zênite solar para superfícies horizontais e para o coletor.

Na sub-rotina "AMBTE", próximo passo do processo computacional, a temperatura ambiente e a velocidade do vento para Florianópolis são determinadas como funções da hora e do dia do ano, através de equações empíricas obtidas de valores experimentais médios mensais, utilizando-se na interpolação variações senoidais.

E na sub-rotina "DEMAN" é simulado um consumo da água do tanque onde foram estipulados os valores de 0,005, 0,0010 e 0,0020 kg/s para os períodos compreendidos entre 7 e 8, 12 e 15 e 18 e 21 horas respectivamente, como mostra a figura 15. Estes valores podem proporcionalmente ser alterados pelo fator "CAD" de atenuação ou ampliação das vazões de demanda. E, onde a temperatura da água proveniente da rede, para reposição da água retirada do tanque para consumo, é suposta com temperatura igual a temperatura ambiente média ao longo do dia.

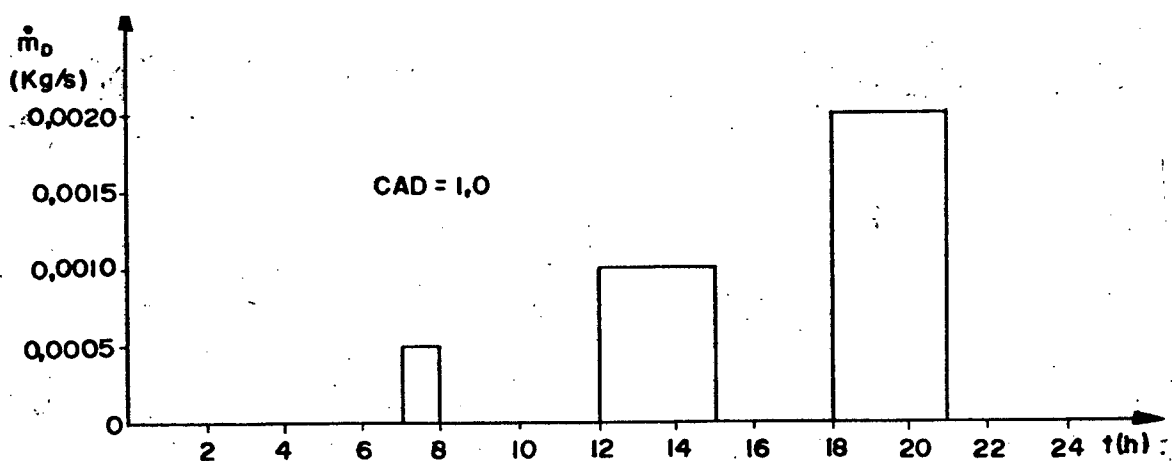


Figura 16 - Consumo de água utilizada pela demanda.

As sub-rotinas "MEDI₁" e "MEDI₂" serão utilizadas, ao longo do processo de simulação, na determinação dos valores médios para as variáveis dos períodos com sol e ao longo de todo o dia respectivamente. Lembrando que esta distinção é realizada com o objetivo de minimizar a utilização dos espaços de memória através

da redução dos comprimentos dos vetores destas variáveis.

Na sub-rotina "NOIT₁" inicia-se o processo iterativo da simulação transiente, pela determinação das variações na distribuição de temperatura do tanque, causadas pelas etapas de transferência de calor para o meio ambiente e pela retirada de água para consumo. Neste período da simulação, devido a ausência de radiação solar, a etapa referente ao calor transferido pelo coletor nunca se encontra presente. E a influência do coletor solar nos períodos sem sol é isolada, pois supõem-se existir uma válvula de retenção na canalização de ligação do tanque ao coletor.

Em "NOIT₁" o tempo virtual varia do início da simulação (representado por "NØT" na figura 15) até o intervalo de tempo anterior ao nascimento do sol para o coletor "NAN". A função "CHV(N)" realiza a transformação de cada horário virtual em horário civil local.

Com a iniciação da distribuição de temperatura no tanque em "NOIT₁", através dos valores da distribuição de temperatura do dia anterior, aciona-se "TANQ₂". Esta, por sua vez, aciona a sub-rotina "UPCTQ" que determina as dimensões características internas e externas necessárias a determinação do número de Grashof e assume como temperaturas médias no topo, lateral e base do tanque os valores "Top", " \bar{T} " e "Tbs" para a determinação do calor perdido ao meio ambiente.

Convém salientar, que foi testado o método de dividir o tanque em várias seções e determinar a perda de calor total pela lateral, somando-se as trocas de calor, que foram determinadas utilizando-se as temperaturas médias do fluido em cada seção. Contudo, como este método não apresenta divergência significativa

quando comparado com o método que utiliza uma única temperatura média da lateral \bar{T} , foi abandonado em favor de um processo de simulação mais simplificado.

A sub-rotina "HCLTQ" é usada para determinar simultaneamente os coeficientes de convecção laminar e turbulento interno e externo ao tanque. Isto se torna possível pela utilização de equações que podem ser usadas simultaneamente para o ar e para água.

É realizado também em "HCLTQ" a verificação se o produto do número de Grashof e Prandtl se encontra dentro da faixa de validade para utilização nas equações que determinam o número de Nusselt médio.

Os subscritos "I" e "J" usados por "UPCTQ" para acionar a sub-rotina "HCLTQ", diferenciam no cálculo das propriedades do fluido, o ar ($I = 1$) da água ($I = 2$). Além disso são utilizados para a determinação do coeficiente de convecção do topo, lateral e base do tanque respectivamente.

Através de um processo iterativo (para garantir que as temperaturas da superfície interna e externa convirjam para valores situados dentro do erro percentual admissível, já que são parâmetros importantes na determinação das propriedades do fluido e dos números adimensionais utilizados nas equações da sub-rotina "HCLTQ"), torna-se possível em "UPCTQ" determinar o calor transferido pelo topo, lateral e base do tanque para o meio ambiente.

Descontando as trocas de calor da superfície do tanque com o meio ambiente, da quantidade total de energia interna do tanque e assumindo que as temperaturas máximas e mínimas no tanque sejam iguais as da distribuição da temperatura anterior, a sub-rotina "TANQ₂" através da sub-rotina "TOPEK", fará o ajuste do perfil de

temperatura para a nova quantidade de energia interna do tanque.

A sub-rotina "TOPEK" (também através de um processo iterativo que envolve as temperaturas máxima e mínima do tanque, para garantir uma maior precisão na determinação das propriedades do fluido e do expoente da equação 78) realiza a determinação da nova distribuição de temperatura para satisfazer as condições de contorno imposta anteriormente. E tem como condições de contorno internas: a diminuição da temperatura máxima quando a quantidade total de calor do tanque diminui e, o aumento da temperatura mínima quando o inverso ocorre. Exceto durante a determinação da nova distribuição de temperatura causada pela retirada de água do topo do tanque para consumo, quando se fixa a temperatura máxima restante e se ajusta a equação do perfil de temperatura através da variação da temperatura da base do tanque.

Quando temos presente a retirada de calor e de massa do tanque pela demanda a sub-rotina "TANQ₂" determina uma nova distribuição de temperatura. Calculando inicialmente, na sub-rotina "TMYTQ", a temperatura média de saída da água que será utilizada para consumo pela integração da distribuição de temperatura sobre a espessura "Y" do topo do tanque, (através de um processo iterativo em relação a temperatura média do volume retirado pela demanda). A seguir é determinada a quantidade total de energia interna restante e as novas temperaturas máximas e mínimas no tanque, que serão utilizadas novamente como novas condições de contorno, na sub-rotina "TOPEK".

Convém salientar que em todos os passos do processo de simulação que envolvam a distribuição de temperatura, são considerados também os casos em que o expoente da equação 78 possa ser

igual a zero, sendo então utilizado um processo de cálculo apropriado e independente.

Após isto o processo de simulação retorna a sub-rotina "NOIT₁", para iniciar e atualizar as variáveis necessárias ao próximo intervalo de tempo. E assumido que estas variáveis tenham como valores iniciais os mesmos valores atuais e verifica-se a convergência global do valor inicialmente arbitrado para a quantidade total de energia contida no tanque, representado por IQ na figura 15, garantindo assim a sua localização dentro dos limites percentuais estipulados.

O processo computacional prossegue pelas sub-rotinas "UPBLC", onde o coeficiente de perda de calor pelo topo e base do coletor para o meio ambiente é determinado e, através da sub-rotina "TALFA", onde se determina a espessura total das coberturas e o coeficiente de reflexão da radiação refletida pela placa. Para então do nascer ao pôr do sol para o coletor, determinar o coeficiente de transmissividade e o produto ($\tau\alpha$) para cada ângulo de incidência da parcela de radiação direta incidente no coletor.

Ainda em "TALFA" se determinam os ângulos equivalentes de radiação direta, utilizados também na sub-rotina "VIDRO", para calcular a transmissividade e o produto ($\tau\alpha$) para as radiações difusa do céu e refletida pelo solo.

A sub-rotina "VIDRO" é utilizada em "TALFA" na determinação dos coeficientes de reflexão e refração, e dos coeficientes absolutos de absortividade e transmissividade, para então ainda em "VIDRO", se determinar os coeficientes reais de transmissão e reflexão da radiação solar incidente na cobertura transparente.

A criação da sub-rotina "MATRI" foi motivada pela otimização

do tempo computacional realizada no programa, que objetivou retirar do processo iterativo todos os cálculos repetitivos da simulação. Será posteriormente utilizada, junto com a sub-rotina "MATR₂" para determinar a perda de carga do coletor através da sub-rotina "PCOLT".

Feito isto, o tempo virtual se encontra no nascer do sol para o coletor, onde será agora acrescentado o desempenho térmico do coletor na simulação transiente. Com o tempo virtual da simulação variando do nascer ao pôr do sol para o coletor, a vazão inicial arbitrada durante a leitura dos dados e assumindo que as temperaturas iniciais da placa e do fluido interno ao coletor tenham valor igual a temperatura ambiente, inicia-se a fase central do processo computacional.

Primeiramente é verificado se a vazão do coletor, bem como a de demanda, para o intervalo de tempo estipulado, retiram ou acrescentam um volume menor do que o disponível no tanque. Se isto acontece, para evitar problemas de convergências durante a simulação, calcula-se o intervalo de tempo virtual máximo, em função do volume do tanque e das vazões envolvidas. E todo processo de simulação é novamente iniciado.

O próximo passo será determinar em "TANQ₁", através da sub-rotina "TMYTQ", a temperatura média e o volume de água retirada do tanque durante o intervalo de tempo, que será conduzida pela canalização até a entrada do coletor.

Com a temperatura de saída do tanque, a sub-rotina "TUBOS₁" determina em "DVCTS", para cada seção da canalização, as propriedades médias do fluido e a temperatura média de saída e utiliza

esta temperatura como a temperatura de entrada para a seção seguinte.

Assim, após passar por todas as seções, consegue-se calcular a altura, comprimento total e as propriedades médias do fluido na canalização de entrada do coletor, bem como as propriedades médias do fluido, para os componentes verticais da canalização de entrada. Estes valores serão posteriormente utilizados durante o cálculo da vazão de termosifão.

Como a temperatura de saída do fluido na última seção é a temperatura de entrada no coletor, tem-se assim, a variação de temperatura que multiplicada pela vazão de termosifão (anteriormente arbitrada), juntamente com o calor específico médio, torna possível determinar a quantidade de calor trocada com o meio ambiente pela canalização de entrada do coletor para o intervalo de tempo considerado.

Além disso é determinado em "TUBOS₁" a perda de carga total da canalização para fluxos laminares e turbulentos, já incorporadas as perdas causadas pelos acessórios e o fator adicional de perda de carga devido ao desenvolvimento de perfil de velocidade. Também é determinado em "TUBOS₁" o fator equivalente " K_{ce} " de perda de carga da canalização de entrada.

O processo computacional utilizado na sub-rotina "DVCTS" baseia-se na determinação do coeficiente global de troca de calor, realizado iterativamente na sub-rotina "HCTVB". Este coeficiente, também de maneira interativa, é usado para calcular: a temperatura interna no fim de cada seção e o calor específico médio. A partir daí, com a temperatura média interna da seção, determina-se as outras propriedades do fluido.

Já na sub-rotina "HCTVB", inicia-se apenas com a temperatura interna média de entrada na seção, que é usada para determinar o coeficiente de convecção médio interno, exceto no cálculo da viscosidade dinâmica interna " μ_i ", onde utiliza-se a temperatura da parede.

A seguir, usando como temperatura média, a média entre a temperatura da superfície externa e a temperatura ambiente, é determinado o coeficiente de convecção médio externo, como função do comprimento e do ângulo de inclinação para cada seção da canalização. Isto realizado tanto para o regime laminar quanto para o turbulento e onde as temperaturas médias das superfícies internas e externas são inicialmente arbitradas como a temperatura do fluido acrescidas de 1/3 e 2/3 da diferença entre as temperaturas do fluido e o ambiente, respectivamente.

A próxima etapa é determinar o coeficiente global médio de transferência de calor para o meio ambiente, calculado através de um processo iterativo que visa convergir, para os valores corretos, os valores das temperaturas internas e externas da seção da canalização, anteriormente arbitradas. Já que as propriedades do fluido, bem como dos números adimensionais das equações envolvidas, dependem para sua determinação, da temperatura de película e das temperaturas das superfícies interna e externa da canalização.

Na sequência, o programa de simulação atinge a sub-rotina "HCITC", calculando o coeficiente de convecção do vento, utilizado na determinação da perda de calor pelo topo e o coeficiente de convecção interno da tubulação do coletor, para fluxos laminares e turbulentos, de maneira similar e através das mesmas equações

utilizadas para a canalização de entrada pela sub-rotina "TUBOS₁".

Na sub-rotina "UPTOP" calcula-se o coeficiente de perda de calor pelo topo do coletor utilizando a equação empírica 43 apresentada em 2.5.1. Assim, o coeficiente global de perda de calor pode ser avaliado somando-se as perdas pelo topo, base e lateral do tanque. Na sub-rotina "FRCAL" determina-se os fatores de eficiência da aleta reta, do coletor, de remoção de calor e do fluxo do coletor utilizando o método de cálculo e as equações apresentadas em 2.5.2.

Com isto, pode-se na sub-rotina "RQHTQ" determinar a radiação e a quantidade de calor absorvido (já que a temperatura de entrada e o coeficiente global de perda do calor do coletor são conhecidos), bem como, determinar as temperaturas de saída e o rendimento horário do coletor, que é definido como a relação entre a quantidade de calor absorvido e a radiação solar disponível. A sub-rotina "RQHTQ" calcula também a quantidade de calor trocada com o meio ambiente e as temperaturas médias do fluido e da placa do coletor.

Com os valores calculados das temperaturas médias do fluido e da placa do coletor, podemos agora compará-los com os valores arbitrados inicialmente, para que se realize, caso o erro porcentual seja maior que o admissível, uma segunda iteração, representado na figura 15 por "IT".

Se não for necessária uma nova iteração (que obrigaria o programa a retornar a sub-rotina "HCITC", assumindo que as temperaturas médias iniciais do coletor tivessem valores iguais as temperaturas acima calculadas), o processo de simulação prossegue acionando a sub-rotina "TUBOS₂". Esta, partindo da temperatura mē

dia de saída do fluido do coletor calculada em "RQHTQ", determina a temperatura de entrada no tanque e a quantidade de calor perdido pela canalização de saída do coletor para o meio ambiente, de forma similar a utilizada na sub-rotina "TUBOS₁".

Teremos também em "TANQ₂" um processo computacional semelhante ao já descrito anteriormente. Entretanto encontra-se presente nesta fase da simulação a quantidade de calor e de massa trocado pelo coletor com o tanque, que perturbará a atual distribuição de temperatura, necessitando acionar uma vez mais a sub-rotina "TOPEK" para que um novo perfil de temperatura seja determinado.

A vazão de termosifão é determinada igualando-se, a pressão obtida pela diferença de densidade entre a parte quente e a parte fria do sistema de captação solar com a perda de carga causada pelo escoamento do fluido nas canalizações. Para isto necessitamos ainda determinar a perda de carga total do circuito que é realizada na sub-rotina "PCOLT".

A sub-rotina "MATR₁" determina as relações entre o diâmetro e o comprimento das tubulações internas do coletor. Já adicionando o comprimento equivalente devido às perdas de carga nos acessórios e assumindo que haja simetria dos fluxos, simplifica os termos iguais e introduz os coeficientes da equação da conservação da massa, criando a parte dos coeficientes do sistema de equações, que é constante durante a simulação.

Com a matriz "A", do sistema linear de equações "AX = B" parcialmente construída na sub-rotina "MATR₁", sendo reproduzida na sub-rotina "MATR₂" e, acrescentando-se os coeficientes referentes: a perda de carga e a vazão de termosifão, obtém-se o siste-

ma linear de equações não homogêneas.

Através da sub-rotina "GAUSS" (que determina a solução do sistema de equações usando o método da eliminação Gaussiana com a determinação dos máximos de cada linha para realizar um escalonamento implícito — o que tornará possível o pivotamento parcial — resultando em um método de fatoração com maior precisão) obtém-se como resultado as vazões em cada tubulação interna e a perda de carga total do coletor.

Para então, na sub-rotina "VAZÃO", determinar a pressão de termosifão como função: da altura e da temperatura média do tanque, da altura e da densidade média da parcela vertical da canalização de entrada e saída do coletor e da altura e temperatura média do fluido no coletor. Assim, com a pressão de termosifão calculada e com os coeficientes equivalentes de perda de carga, obtidos como função das perdas de cargas totais do sistema e da vazão de termosifão anteriormente arbitrada, pode-se calcular a nova vazão de termosifão, como mostra a equação 124.

Se o erro porcentual entre as vazões for maior que o erro admissível, o programa realizará o segundo processo iterativo global, representando por "IV" na figura 15, retornando ao início da simulação transiente central (com a presença do sol), utilizando como valor inicial o valor da vazão de termosifão anteriormente calculado. Caso contrário ajusta uma série de outras variáveis e realiza também a verificação da convergência global referente a quantidade total de energia interna contida no tanque.

Iniciando as variáveis da próxima simulação com os valores atuais e calculando a perda de carga máxima e o rendimento global

da instalação — que é definido como a relação entre a quantidade de calor utilizado e a radiação solar disponível — o programa principal retorna para um novo processo iterativo até o sol se pôr para o coletor.

Finalizando o processo de simulação, a sub-rotina "NOIT₂" é utilizada, através de um processo semelhante ao o empregado em "NOIT₁", para determinar as variações na distribuição de temperatura do tanque — motivada pelas etapas de retirada de água para consumo e perda de calor do tanque para o meio ambiente. Para isto, o tempo virtual de simulação variará agora entre o tempo posterior ao pôr do sol para o coletor (NDP) e o fim da simulação (NNT).

Resta apenas, antes da impressão do relatório de resultados, determinar no programa principal através das sub-rotinas "MEDI₁" e "MEDI₂", os valores médios diários restantes das variáveis relevantes ao processo de simulação, a retransformação dos ângulos para graus e o ajuste das dimensões das variáveis (ver anexo 2).

3.3. Limitações do Sistema Computacional

O processo computacional de simulação de coletores solares planos apresenta ainda algumas limitações que podem ser separadas em dois grandes grupos. O primeiro relaciona aquelas limitações que, para serem sanadas, envolveriam uma completa reformulação de todo processo computacional. O segundo agrupa as limitações apenas de ordem estrutural, que através de pequenas modificações

sem envolver uma reformulação do método de simulação, podem ainda, com relativa facilidade, ser eliminadas.

As limitações do primeiro grande grupo são resumidas, a seguir:

1. O processo de simulação é diário, sendo realizado apenas para um único dia. A simulação para grandes períodos só é possível se interligarmos as simulações diárias, mas isto envolveria um grande tempo de processamento computacional e a interpretação dos resultados seria extremamente trabalhosa, porque os relatórios de resultados são fornecidos diariamente.
2. O processo computacional foi montado para simular apenas um só coletor, o que impossibilita simulações de grandes instalações onde teríamos uma bateria composta de vários coletores.
3. A configuração geométrica do coletor é do tipo placa-tubo e somente coletores com uma construção similar podem ser simulados. Para construções diferentes torna-se necessário reformular principalmente as sub-rotinas que determinam o fator de remoção de calor e a perda de carga no coletor.
4. A distribuição de temperatura no tanque é determinada por uma equação unidimensional e necessita ter a sua constante de linearização ajustada por valores experimentais.
5. Todos os processos de transferência de calor são supostos unidimensionais e as capacidades térmicas dos componentes são desprezadas.

As limitações e simplificações que aconteceram durante o processo de simulação, que podem ser resolvidas sem se alterar a estrutura básica do programa, são resumidamente listadas, a seguir:

1. A simulação da radiação solar é realizada apenas para dias de céu aberto e é determinada através de constantes médias mensais que foram medidas no hemisfério norte e apenas adaptadas para o hemisfério sul.
2. Atualmente é possível apenas simular um coletor solar situado no hemisfério sul. Isto dificulta a comparação com outras simulações realizadas acima do equador e constitui hoje a maioria dos trabalhos publicados.
3. As posições das canalizações de ligação do coletor ao tanque e das canalizações de entrada e saída da água para consumo são assumidas na posição mais próxima possível do topo e da base do tanque.
4. As condições atmosféricas, como a velocidade do vento e a temperatura ambiente, são assumidas passíveis de simulação por simples equações empíricas obtidas de valores médios mensais e o programa se encontra apto somente para simular o meio ambiente de Florianópolis.
5. O intervalo de tempo e a quantidade de água usada para consumo, bem como a temperatura da água para reposição do tanque, não fazem parte ainda dos dados de entrada. Necessitando, quando desejamos realizar alguma mudança, compilar todo o programa.
6. As transferências de calor das canalizações e do tanque para o meio ambiente são supostas principalmente como sen

do realizadas por processos de convecção natural.

7. As equações que descrevem as trocas de calor por convecção no tanque, apesar de serem mais apropriadas para placas planas quadradas, são assumidas como podendo determinar com a precisão necessária, as transferências de calor para o meio ambiente pelo topo, lateral e base do tanque. E para alguns casos, durante o cálculo do coeficiente de convecção externo da canalização, a faixa de validade das equações de Al-Arabi⁽²⁾ não é respeitada.

Além disso, uma série de simplificações e considerações, necessárias ao método de simulação, foram realizadas ao longo do processo computacional. Estas questões são apresentadas no capítulo anterior, principalmente para dedução do fator de remoção de calor realizado no item 2.5.

4. APRESENTAÇÃO E ANÁLISE DOS RESULTADOS

4.1. Um Exemplo de Simulação com Demanda

Com o objetivo de apresentar, de forma mais detalhada, a utilização dos dados de entrada e o Relatório de Resultados obtido pelo processo numérico desenvolvido, realizou-se uma simulação de um sistema doméstico de aquecimento de água com circulação natural, para um coletor com 1 m^2 de área e um tanque com 100 litros de capacidade. E o sistema solar, localizado em Florianópolis-SC, possuía um consumo diário da água aquecida pelo tanque, igual ao dobro dos valores apresentados na figura 16. O critério de convergência empregado garantia um erro menor que 2,5%, durante a determinação iterativa de todos os valores calculados pelo programa.

O coletor solar posicionado com um ângulo de inclinação de $37,6^\circ$ e orientado na direção Norte, possuía um isolamento térmico da base e lateral realizado por uma camada de 50 mm de lã de vidro. Nove tubos paralelos, com 12 mm de diâmetro interno e 1 mm de espessura de parede, soldados ($C_b = 30 \text{ W/mK}$) sobre uma placa

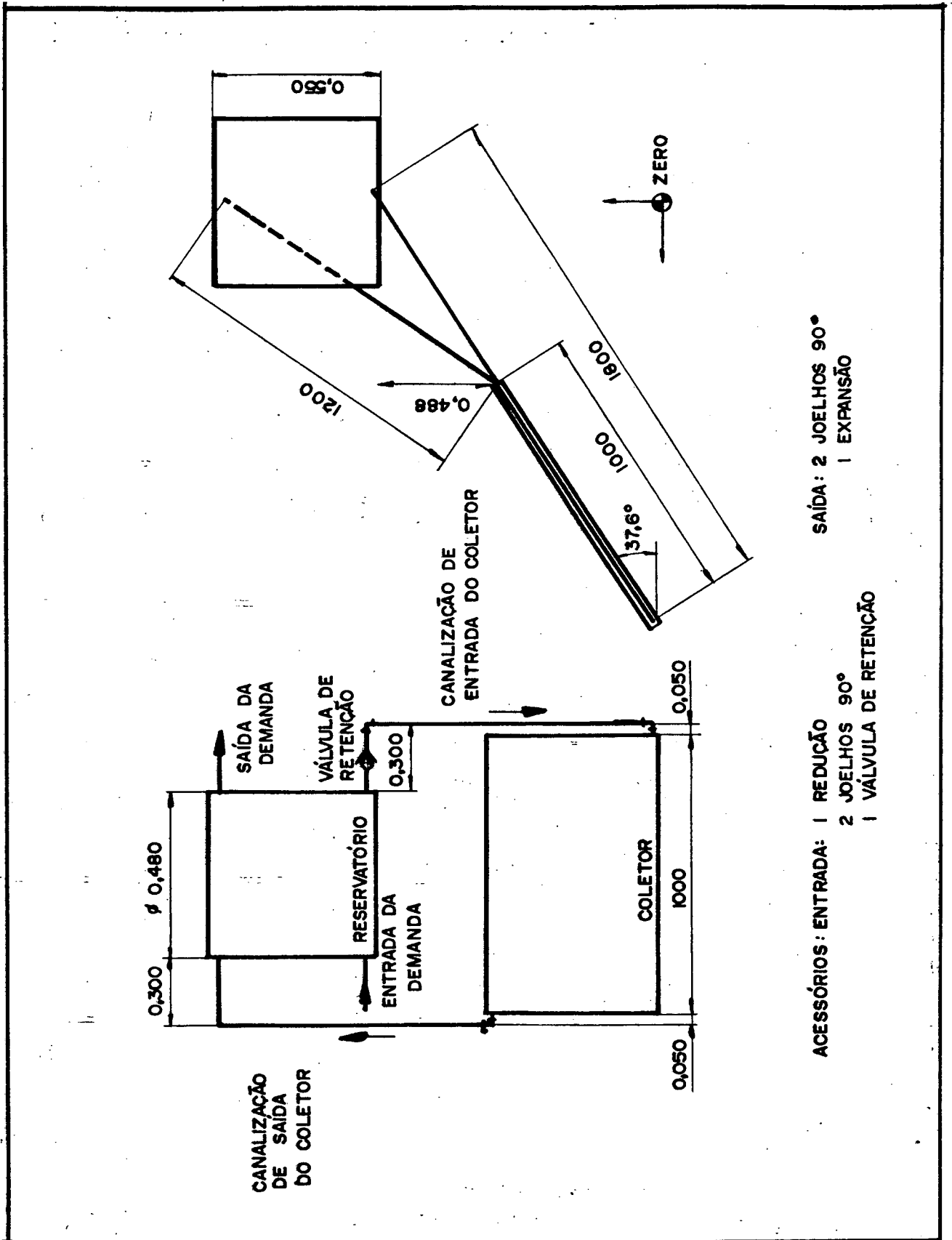
também de cobre e com igual espessura, formavam a placa absorvedora. Esta placa recebeu um tratamento superficial de enegrecimento, possuindo assim, um coeficiente de absortividade/emissividade de 0,950. A 20 mm acima da placa absorvedora foi colocada uma cobertura transparente de vidro comum com 3 mm de espessura e todo conjunto vedado contra infiltrações.

A ligação do coletor ao tanque foi realizada através de tubos galvanizados, com 25,4 mm de diâmetro e rugosidade relativa de 0,002, isolados do meio ambiente por uma camada de 50 mm de lã de vidro. Os acessórios necessários a construção da canalização, como mostra a figura 17, causavam uma resistência ao escoamento proporcionalmente a coeficientes globais de perda de carga com valores de 11 e 8, para a canalização de entrada e saída do coletor, respectivamente.

O reservatório, construído em chapa de aço com 1 mm de espessura, foi posicionado a 0,488 m acima do coletor e também isolados na lateral, topo e base por uma camada de 50 mm de lã de vidro.

A distribuição de temperatura no tanque, no início da simulação do dia 21/12/85, foi assumida sem extratificação e com uma temperatura constante de 15°C.

Basicamente, foram com estes dados que se processou o cálculo numérico. Inicialmente para o dia 21/12/86 e então, com a distribuição da temperatura no final do dia da simulação sendo utilizada como valores de entrada para o dia seguinte, determinou-se o desempenho térmico do sistema solar até que o mesmo obtivesse a condição de regime permanente, o que aconteceu já a partir do dia 23/12/85.



SAÍDA: 2 JOELHOS 90°
1 EXPANSÃO

ACESSÓRIOS: ENTRADA: 1 REDUÇÃO
2 JOELHOS 90°
1 VÁLVULA DE RETENÇÃO

Figura 17 - Configuração do sistema solar.

O Relatório de Resultados, similar ao mostrado no Anexo 2, fornece todos os valores principais determinados e utilizados pelo programa e, apresenta também, além das variáveis como função do tempo civil local, os seus valores médios diários. Mas, em favor de uma maior simplicidade, são apresentados aqui somente alguns dos principais valores calculados e apenas para o dia 23/12, quando o perfil de temperatura do tanque inicia seu processo cíclico de variação no tempo.

O nascer do sol, para o dia 23 de dezembro, ocorreu às 5:21 horas, mas a radiação solar só começou a incidir sobre o coletor as 6:31 horas, produzindo um coeficiente de utilização de 0,83, que representa a fração de tempo, do tempo total com sol, que o coletor recebe insolação. De maneira simétrica os mesmos tempos se repetem ao entardecer.

A figura 18 apresenta a distribuição da energia radiante, juntamente com a quantidade de calor absorvida pelo coletor, como função do tempo civil local. Incide sobre o coletor uma quantidade média diária de 584,11 W dos 623,22 W disponíveis, devido ao ângulo de inclinação do coletor, desta quantidade, apenas 524,99 W consegue atravessar a cobertura e ser absorvida pela placa. A transferência, agora para o fluido circulante, já descontadas as perdas térmicas para o ambiente, é de 437,3 KJ, produzindo um rendimento horário de 40,8%, que representa a fração da quantidade de energia solar disponível que é absorvida pelo fluido dentro do coletor.

Nota-se, na figura 18, que a distribuição da energia solar é simetricamente distribuída em torno do meio dia solar, motivado pela utilização de parâmetros para as condições ambientais de

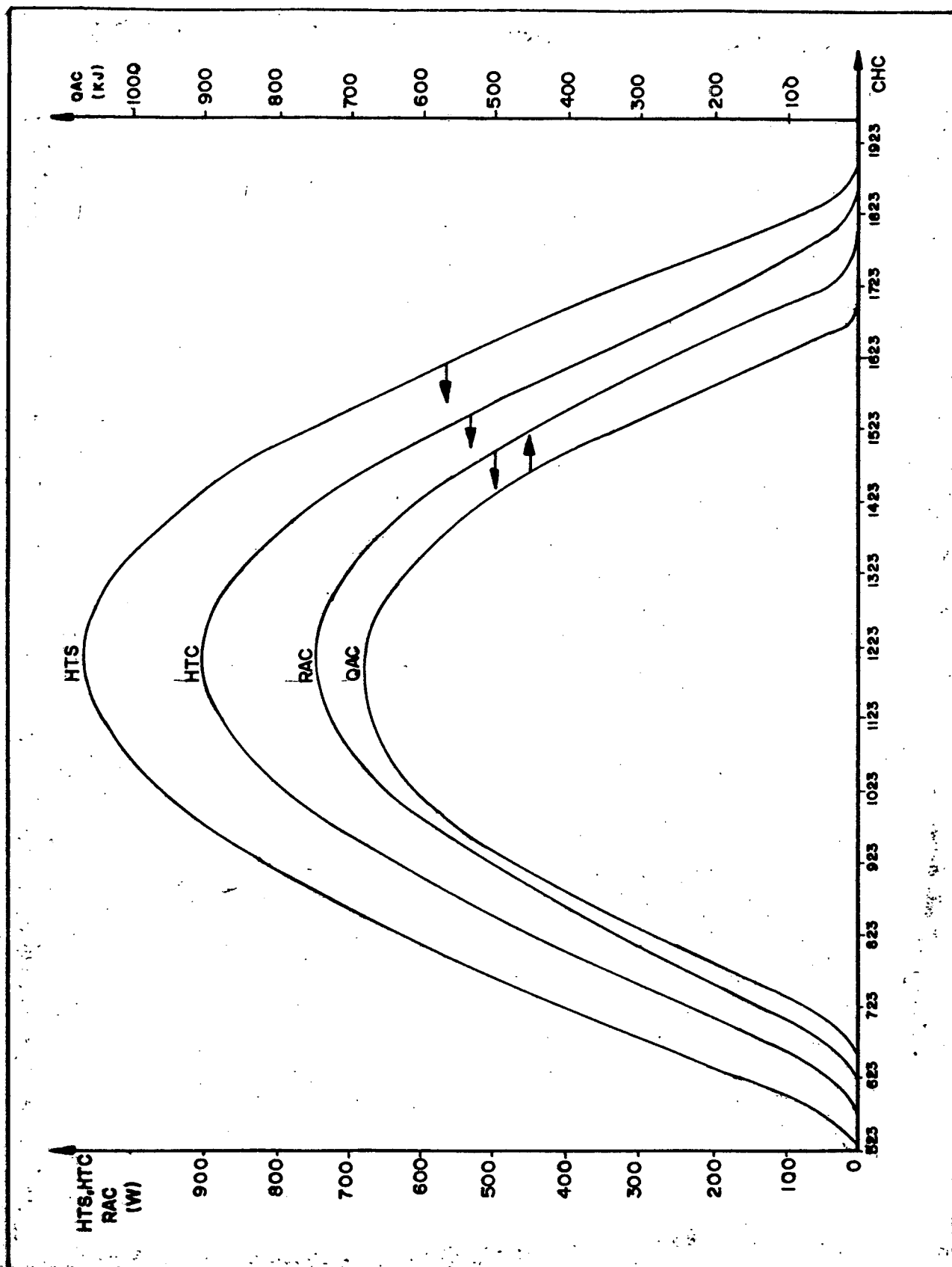


Figura 18 - Distribuição das: radiações solares disponíveis (HTS), incidente (HTC) e absorvida (RAC) e da quantidade de calor absorvida (QAC) pelo coletor, como função do tempo civil local (CHC).

céu claro e pelo fato do coletor estar orientado diretamente para a direção Norte. E a quantidade de calor absorvida, com sua curva ligeiramente deslocada para a esquerda do gráfico, pode ser facilmente explicada se lembrarmos que neste período, a perda de calor para o ambiente é mínima, devido aos menores níveis de temperatura no tanque.

Na figura 19 são apresentados, também como funções do tempo civil local, os rendimentos horário e global da instalação e o fator de remoção de calor. O rendimento global da instalação é definido como a parcela da quantidade de radiação solar incidente sobre a superfície terrestre, que é utilizada pela demanda ou permanecerá estocada no tanque. Este rendimento apresenta um valor médio diário, para a presente simulação, de 33,1%.

Os valores médios diários: do fator de remoção de calor, do coeficiente de convecção interno da tubulação e do coeficiente de perda de calor para o meio ambiente — que determinam as quantidades de calor trocado no coletor — são 0,898, 250,33 W/m^2K e 4,418 W/m^2K , respectivamente.

As perdas óticas que ocorrem quando a radiação solar atravessa a cobertura transparente são caracterizadas pelos produtos ($\tau\alpha$) da radiação solar incidente sobre o coletor de forma direta, difusa e refletida pelo solo, que no presente exemplo assumem valores médios diários de 0,706, 0,798 e 0,630, respectivamente.

Percebe-se na figura 19 que o fator de remoção de calor, como se esperava, é essencialmente constante ao longo do dia. O mesmo ocorre como rendimento horário, que é durante a maior parte do dia, superior ao rendimento global da instalação, já que considera somente as perdas de energia no coletor, enquanto que o

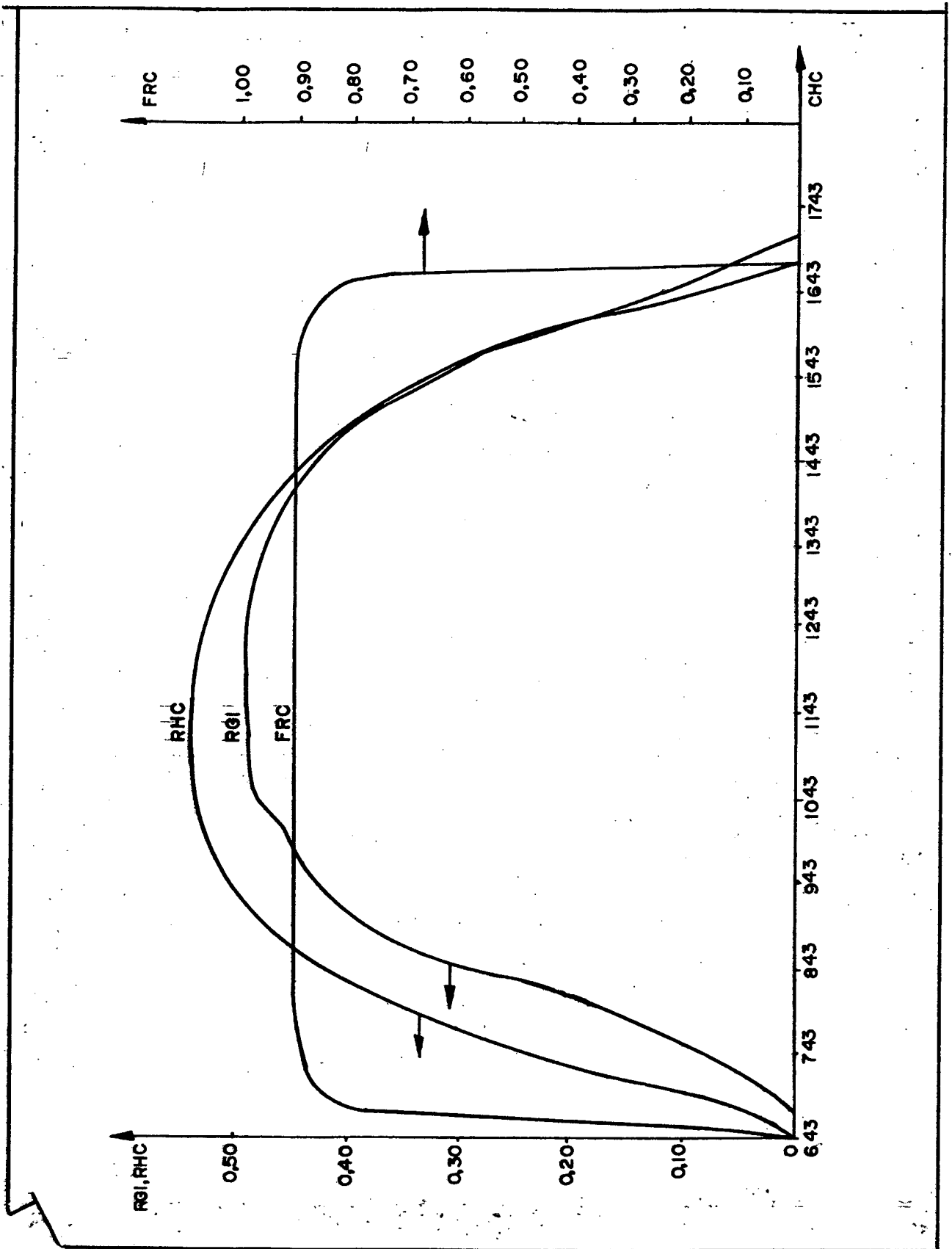


Figura 19 - Rendimentos horário (RHC) e global (RGI) e o fator de remoção do calor (FRC).

rendimento global, leva em consideração todas as perdas térmicas do circuito.

Embora às 15:00 horas, o rendimento global iguale-se ao rendimento horário, isto pode ser facilmente explicado se nos basearmos na definição do próprio rendimento global. Este considera somente as perdas de calor do fluido ainda presente na instalação, e como uma parcela da água contida no topo do tanque foi retirada para consumo durante o período compreendido entre as 12:00 e 15:00 horas, tem-se assim um aparente aumento, em relação ao rendimento horário, do rendimento global da instalação.

A figura 20 nos apresenta as variações, ao longo do dia da simulação, das temperaturas de entrada, de saída e da placa do coletor. A água proveniente do tanque entra no coletor com uma temperatura média diária de $46,48^{\circ}\text{C}$ e encontra a placa absorvedora a uma temperatura média de $55,11^{\circ}\text{C}$, absorve calor e aumenta a sua temperatura, até sair do coletor, para $51,33^{\circ}\text{C}$. Durante a passagem do fluido pelas canalizações de ligação ocorrem trocas de calor com o ambiente, que reduzem em alguns décimos a temperatura de entrada no coletor e no tanque. Estas perdas foram computadas e têm um valor médio diário de $-9,80\text{ KJ}$ e $-8,34\text{ KJ}$, para as canalizações de entrada e saída do coletor, respectivamente.

Observa-se também na figura 20, mais claramente às 15:00 horas, a variação causada pela interrupção do fluxo de demanda nas temperaturas da placa e de entrada e saída da água do coletor. Esta variação é motivada pelo aumento da temperatura da base do tanque, que não é mais influenciada pela água de reposição. Próximo ao pôr do sol nota-se que a diferença entre estas temperaturas tendem a zero e seus valores absolutos diminuem, devido a quantida-

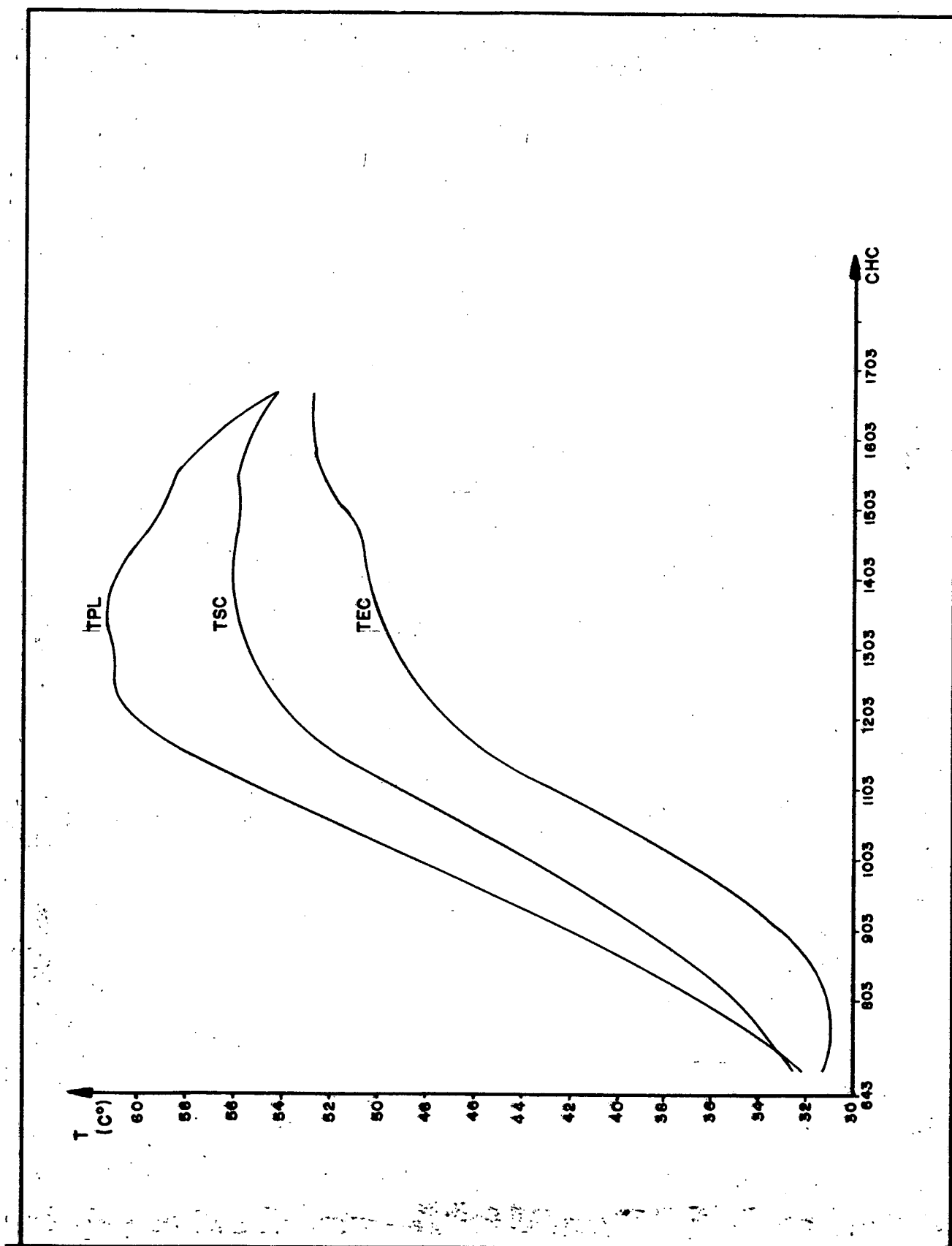


Figura 20 - Distribuição das temperaturas de entrada (TEC), de saída (TSC) e da placa (TPL) do coletor.

de insuficiente de radiação solar incidente.

A figura 21 mostra a distribuição, ao longo do tempo, da vazão de termosifão e das taxas constantes e os intervalos de tempo considerados da água que é retirada do tanque para consumo.

O número de Reynolds médio diário, determinado na canalização de entrada do coletor, com um valor de 1447,8 nos mostra que o fluxo de termosifão é laminar.

A quantidade de água consumida é de 60 litros/dia com uma temperatura média diária de $52,13^{\circ}\text{C}$ e uma quantidade equivalente é resposta a uma temperatura constante de $16,39^{\circ}\text{C}$, produzindo um acréscimo real na temperatura de demanda de $35,64^{\circ}\text{C}$.

Nota-se também na figura 21, que a distribuição da vazão de termosifão é praticamente simétrica em relação ao meio dia solar. As pequenas perturbações na curva são motivadas pela inclusão e retirada de água do tanque pela demanda, que altera a distribuição interna de temperatura do tanque e conseqüentemente as pressões do termosifão.

Finalmente a figura 22 nos apresenta a distribuição de temperatura no tanque, representadas pela temperatura do topo e da base, do dia 21/12 ao dia 23/12 quando, partindo de uma distribuição constante de 15°C , atingiu-se o regime permanente do tanque.

As temperaturas médias diárias, para o dia 23/12, no topo e na base do tanque são $47,00^{\circ}\text{C}$ e $42,11^{\circ}\text{C}$, respectivamente. A quantidade média total diária de calor perdida ao meio ambiente é de $-20,74 \text{ KJ}$, um valor bastante insignificante quando comparado com a quantidade de $-192,72 \text{ KJ}$ que é perdida pelo coletor.

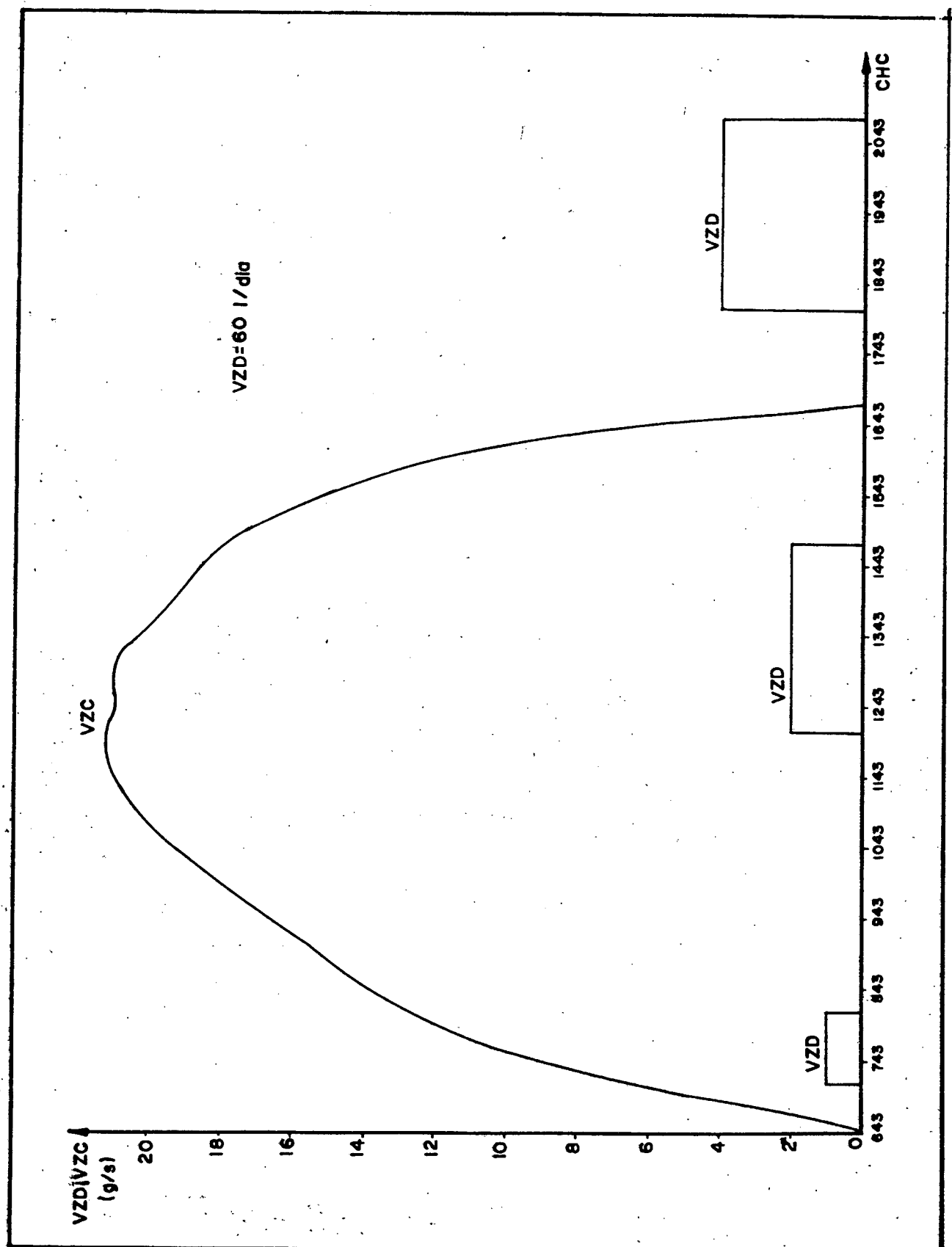


Figura 21 - Vazão de termosifão (VZC) e de demanda (VZD).

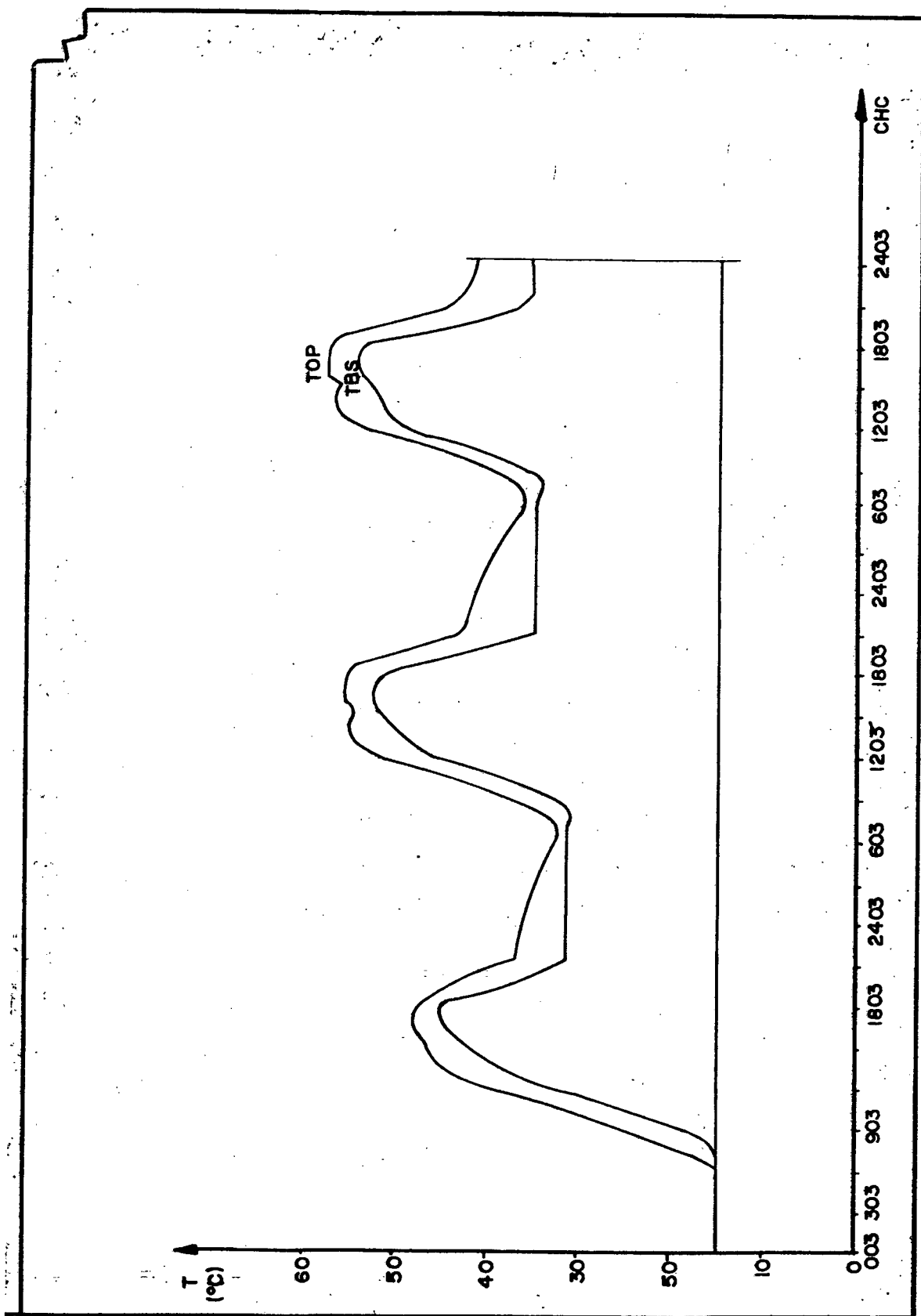


Figura 22 - Distribuição de temperatura no tanque, (TOP) temperatura no topo e (TBS) temperatura na base, para os dias 21 a 23 de dezembro de 1985.

Os valores da temperatura da água de reposição são também mostrados na figura 22, e percebe-se que quando se tem presente a vazão de demanda, ocorrem pequenas perturbações na distribuição de temperatura do tanque, como pode ser mais facilmente acompanhado na distribuição de temperatura do dia 23 de dezembro de 1985.

4.2. Variação de Parâmetros

Com o objetivo de analisar a influência dos dados de entrada sobre o desempenho térmico do sistema solar com circulação natural, se realizou de uma bateria de simulações. Partindo-se de uma configuração semelhante a descrita no item 4.1, e variando-se apenas o dado de entrada de interesse, obteve-se os valores médios diários que caracterizam as trocas térmicas de todo sistema. Optou-se também, em realizar a variação de parâmetros sem a retirada de água do tanque para consumo, para que isto não perturbasse as distribuições de temperatura e mascarassem os resultados.

Com uma listagem, para cada dado de entrada modificado, dos valores médios diários que descrevem e relacionam as transferências de calor entre a radiação solar incidente, coletor solar plano, tanque de armazenamento e as condições ambientais; as distribuições de temperaturas no coletor e tanque e a vazão de termosifão, determinou-se a variação porcentual de cada um dos valores analisados, em relação a valores médios diários, listados na tabela 4, obtidos de uma simulação base.

Para facilitar a visualização e possibilitar uma compa-

ração simultânea, construiu-se os gráficos apresentados a seguir, onde se relaciona na ordenada a variação porcentual e na abcissa a variação de cada parâmetro analisado:

Parâmetro	Símbolo	Valor
Radiação total disponível	RTM	623,29 W
Radiação total incidente sobre o coletor	RTC	584,01 W
($\tau\alpha$) total	TAT	0,866
Número de Reynolds	NRE	1.238,2
Fator de remoção de calor	FRC	0,897
Radiação absorvida pelo coletor	RMA	505,55 W
Calor absorvido pelo coletor	CMA	447,7 KJ
Vazão do termosifão	VMC	15,83 g/s
Perda de carga total	PCM	22,52 Pa
Temperatura de entrada no coletor	TME	40,24 °C
Temperatura de saída do coletor	TMS	45,46 °C
Temperatura da placa	TMP	49,29 °C
Temperatura no topo do tanque	TMT	43,28 °C
Temperatura na base do tanque	TMB	41,72 °C
Calor entregue ao tanque	CME	424,66 KJ
Calor perdido total	CMP	192,61 KJ
Rendimento global da instalação	RGI	0,360

Tabela 4 - Valores básicos usados na variação de parâmetros.

São listados também junto aos gráficos os valores médios diários que tiveram uma variação porcentual, em relação ao valor base, menor que 3%. Estes valores médios foram assumidos constantes, já que a ordem de suas variações confunde-se com a imprecisão do sistema computacional.

A figura 23 permite a verificação da variação causada, nos valores médios diários analisados, quando a condutibilidade térmica da placa é alterada. Os valores da condutibilidade térmica

plotados na abcissa do gráfico representam placas absorvedoras construídas de aço inoxidável 15 Cr 10 Ni ($k = 19,0$ W/mK), aço doce ($k = 72,7$ W/mK), alumínio 87 Al 13 Si ($k = 164,4$ W/mK), alumínio puro ($k = 228,5$ W/mK) e cobre ($k = 386,0$ W/mK). E os valores médios diários RTM, RTC, TAT, RMA, TME e TMS (vide tabela 4), que apresentaram uma variação porcentual menor que $\pm 3\%$, foram para efeito de análise, considerados constantes.

É importante salientar que a convergência das curvas dos valores médios diários para um ponto particular da abcissa, como pode ser observada na figura 23 e de maneira semelhante nos demais gráficos, deve ser interpretada como um ponto de variação porcentual nulo já que este foi o parâmetro utilizado na simulação base.

A utilização de placas de alumínio na construção do absorvedor não alteram substancialmente o desempenho térmico do coletor, como pode-se verificar pela análise do gráfico da figura 23. A queda do rendimento global da instalação pela diminuição da condutibilidade térmica deve-se ao aumento da temperatura média da placa que ocasiona um substancial acréscimo na quantidade de calor perdida pelo sistema.

Uma outra possibilidade de utilização da variação de parâmetros pode ser exemplificada, se desejamos determinar por exemplo, a quantidade de calor perdida pelo sistema, quando se utiliza uma configuração similar a configuração base mas com a placa absorvedora construída em aço inoxidável. Toma-se o valor base do calor perdido na tabela 4 (192,61 KJ) e multiplica-se pela variação porcentual obtida do gráfico (23,5%), somando-se em seguida a quantidade base, ou seja;

$$\begin{aligned}
 U_g \text{ inox} &= 192,61 (1 + 0,235) & (125) \\
 &= 237,87 \text{ KJ}
 \end{aligned}$$

obtém-se que é o valor médio diário real da quantidade de calor perdida pela instalação, quando a condutibilidade térmica da placa decresce de 386,0 W/mK para 19 W/mK. O erro apresentado na determinação gráfica, quando comparado com o valor calculado pelo processo computacional, foi de apenas 0,0756%.

Na figura 24 pode-se verificar que o comportamento do rendimento global tende a se estabilizar quando a quantidade de tubos paralelos do coletor aumenta, nos mostrando a necessidade de se ter, na placa absorvedora, uma curta área de aleta entre os tubos.

É também interessante notar que as temperaturas médias de entrada e saída do coletor permanecem constantes (variação percentual menor que 3%), apesar do aumento da temperatura da placa e de uma diminuição de 9% na vazão média diária do termosifão, quando a quantidade de tubos do coletor decresce de 9 para 5.

A constante de atenuação da quantidade total de radiação solar disponível (CAR), como mostra a figura 25, faz decrescer de forma quase linear, praticamente todas as variáveis médias diárias analisadas. Isto nos indica, como era de se esperar, a grande dependência do desempenho térmico do sistema de aquecimento solar em relação a radiação solar incidente. Exceto para o rendimento global médio diário da instalação, que tem uma diminuição de forma exponencial o que nos mostra, para baixos níveis de insolação, que o sistema torna-se praticamente inoperante. Também é o caso para o produto ($\tau\alpha$) total médio diário, definido como a fração da quanti-

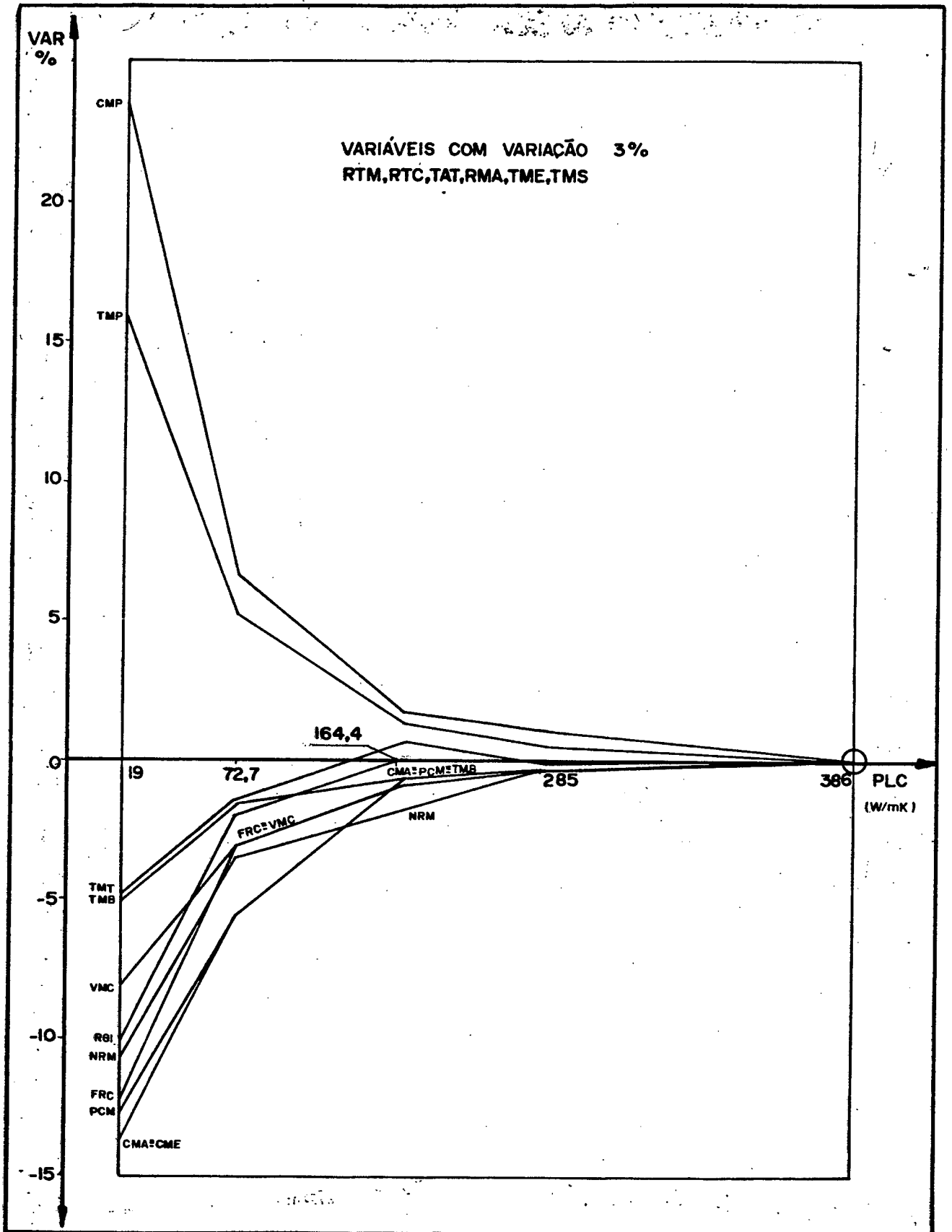


Figura 23 - Condutibilidade da placa (PLC)

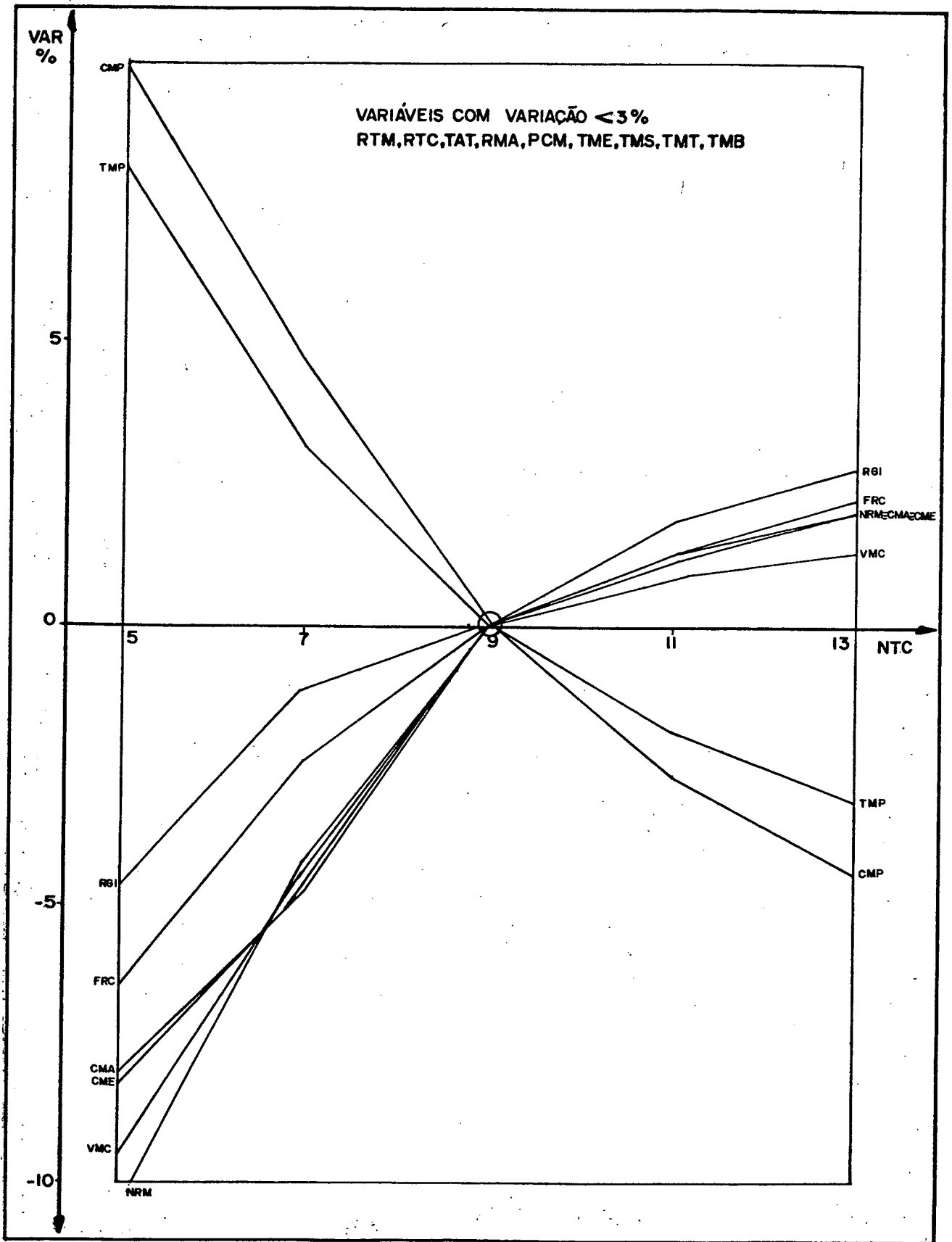


Figura 24 - Número de tubos do coletor (NTC)

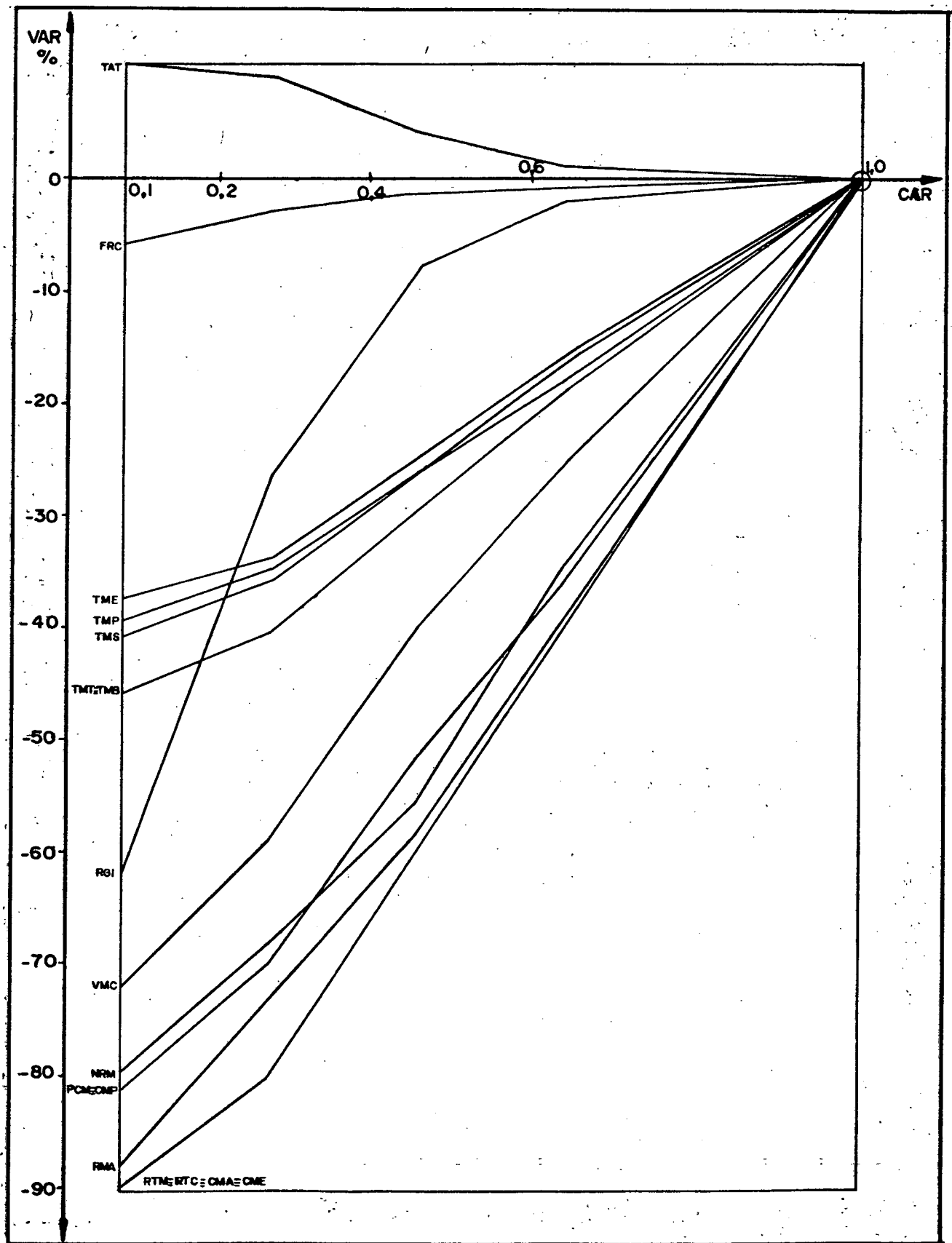


Figura 25 - Constante de atenuação da radiação (CAR)

dade de radiação absorvida em relação a quantidade total incidente sobre o coletor que, com a diminuição da intensidade da radiação solar, aumenta em alguns pontos percentuais.

A figura 26 nos mostra a importância do isolamento térmico do reservatório. Embora o calor perdido pelo tanque represente uma pequena parcela da quantidade total trocada, com o aumento da quantidade de calor perdida pelo sistema em 14%, quando a espessura do isolante é diminuída para 10 mm, faz o rendimento global da instalação cair em 17%.

A variação na capacidade do tanque, como mostra a figura 27, causa uma alteração geral no desempenho térmico do sistema, o que o torna um dos parâmetros principais a serem analisados e considerados em qualquer projeto ou otimização de equipamentos solares para aquecimento de água.

De maneira geral percebe-se que, com o aumento do volume do reservatório, os valores médios diários analisados tendem a se estabilizar, indicando uma relação ótima, que deve ser buscada para cada tipo de configuração. Além disso, pela primeira vez temos um aumento do calor médio entregue ao fluido em relação a quantidade total de radiação absorvida.

Um outro parâmetro de grande importância é o ângulo de inclinação do coletor, apresentado na figura 28, que similar a variação causada pelo volume do tanque, altera todo o desempenho térmico do sistema solar.

Como a bateria de simulação foi realizada no dia 21/12/85, no verão portanto, era de se esperar que a diminuição do ângulo de inclinação para $17,6^{\circ}$, ocasionasse um acréscimo de 25% no rendimento global da instalação (apesar de que o aumento das tempera-

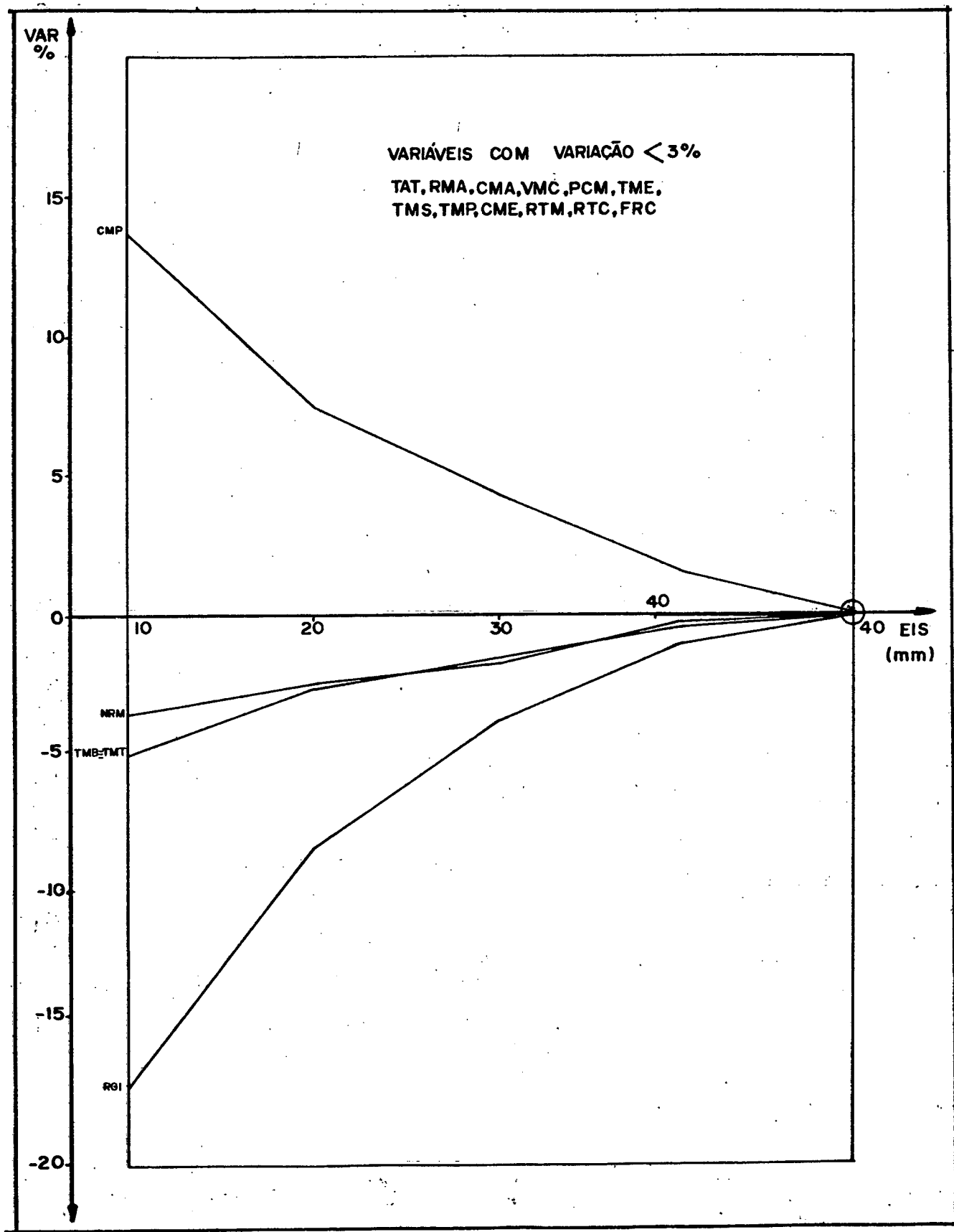


Figura 26 - Espessura do isolante do tanque (EIS)

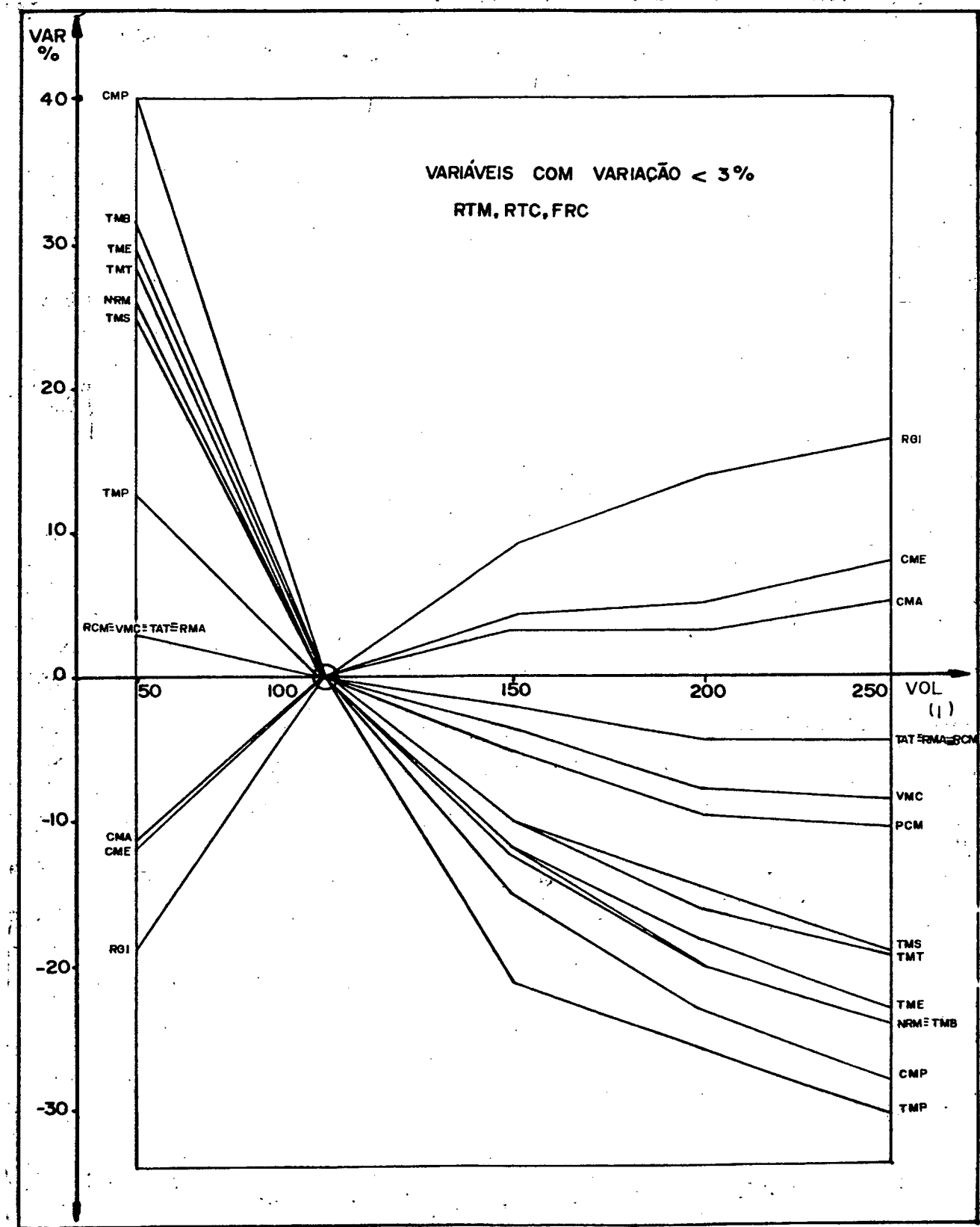


Figura 27 - Volume do tanque (VOL)

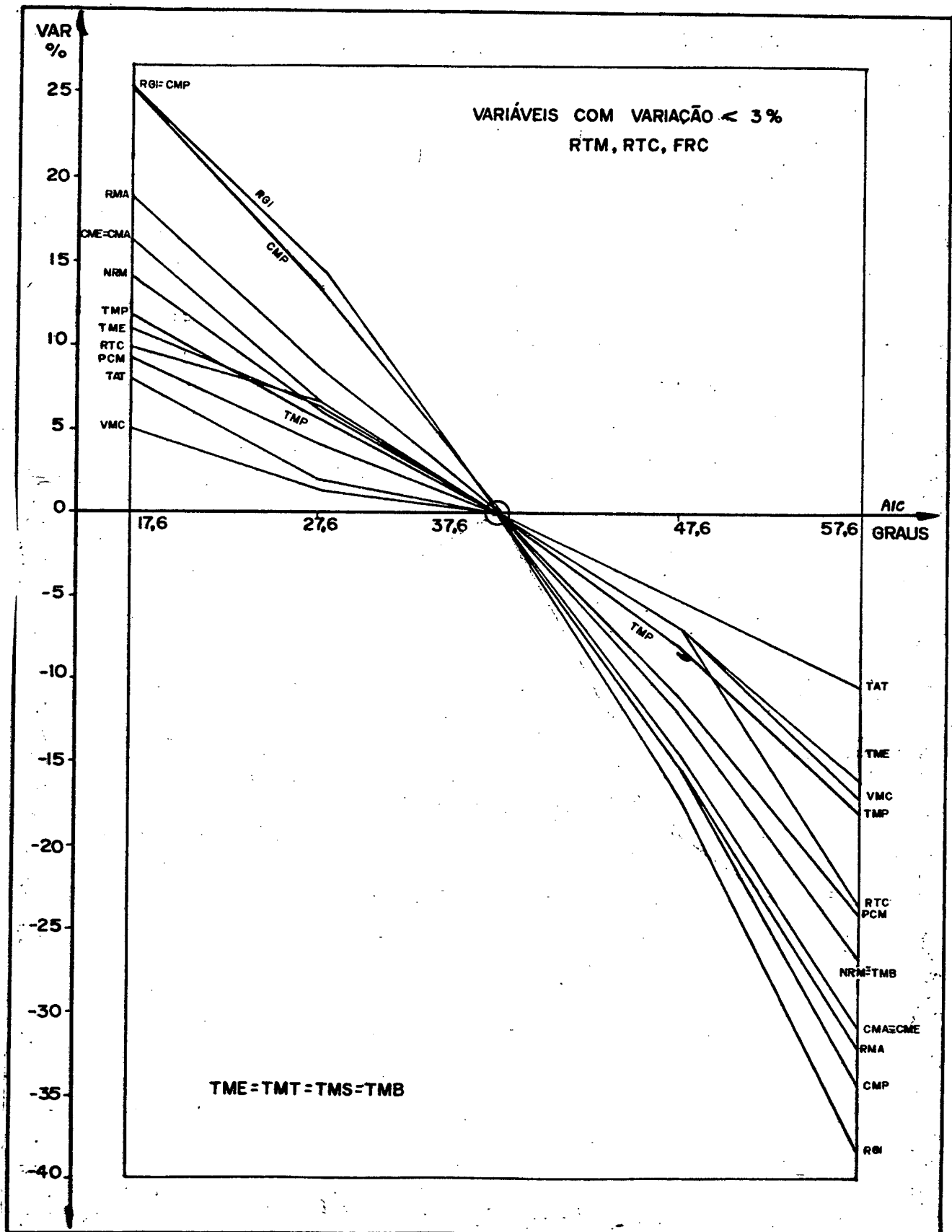


Figura 28 - Ângulo de inclinação do calor (AIC)

tura do tanque e coletor causariam um acréscimo proporcional na quantidade total de calor perdida ao ambiente).

A figura 29 nos mostra que a distância entre o coletor e a base do tanque somente influencia a vazão de termosifão, não tendo na faixa analisada, influência sobre o desempenho térmico do sistema.

Ao contrário do ocorrido no tanque, a influência do isolamento térmico no coletor, analisada na figura 30, tem uma importância relativamente menor. No coletor têm-se os maiores gradientes de temperatura, e era de se esperar, grandes trocas de calor com o ambiente quando se diminui a espessura do isolante, mas isso não ocorre. Nos indicando também que as perdas térmicas do coletor ocorrem de maneira mais intensa pela cobertura.

É apresentado na figura 31 a influência causada sobre o desempenho térmico do sistema de captação solar quando se varia o coeficiente de absortividade/emissividade da superfície da placa absorvedora. Percebe-se que o rendimento global é enormemente afetado se o tratamento superficial da placa produzir um baixo coeficiente de absortividade/emissividade. Como era de se esperar, as variáveis mais influenciadas são aquelas referentes a radiação solar que incide sobre a placa.

Finalmente, temos na figura 32 a influência causada pela variação da época do ano, que altera os níveis de radiação disponíveis, bem como a posição do sol na abóboda celeste. Torna-se claro, pela verificação das variações porcentuais do rendimento global da instalação que, apesar desta variável quase dobrar de valor, isto apenas compensa a queda dos níveis de radiação solar, tornando o desempenho térmico do coletor praticamente constante ao longo do ano.

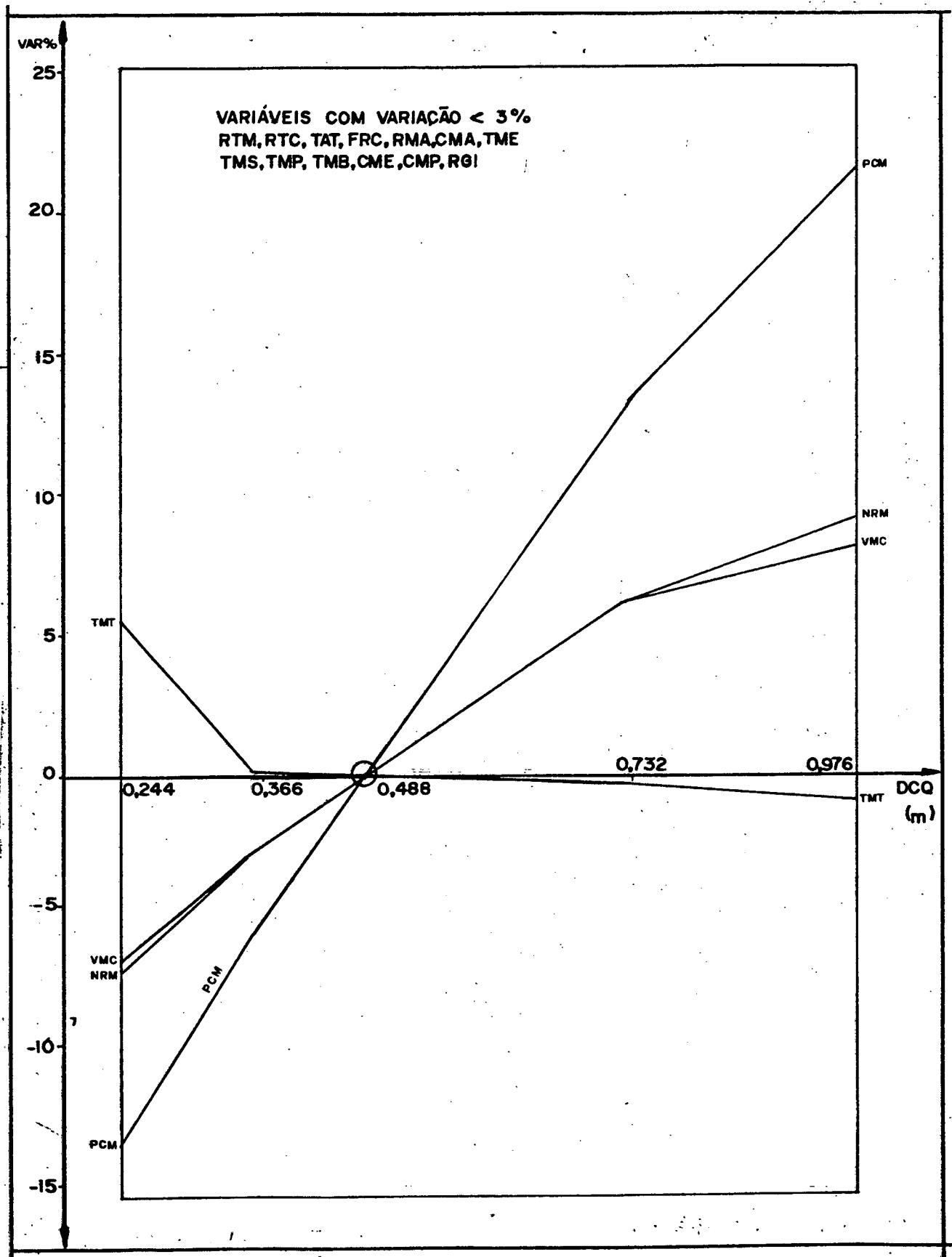


Figura 29 - Distância do tanque ao coletor (DCQ)

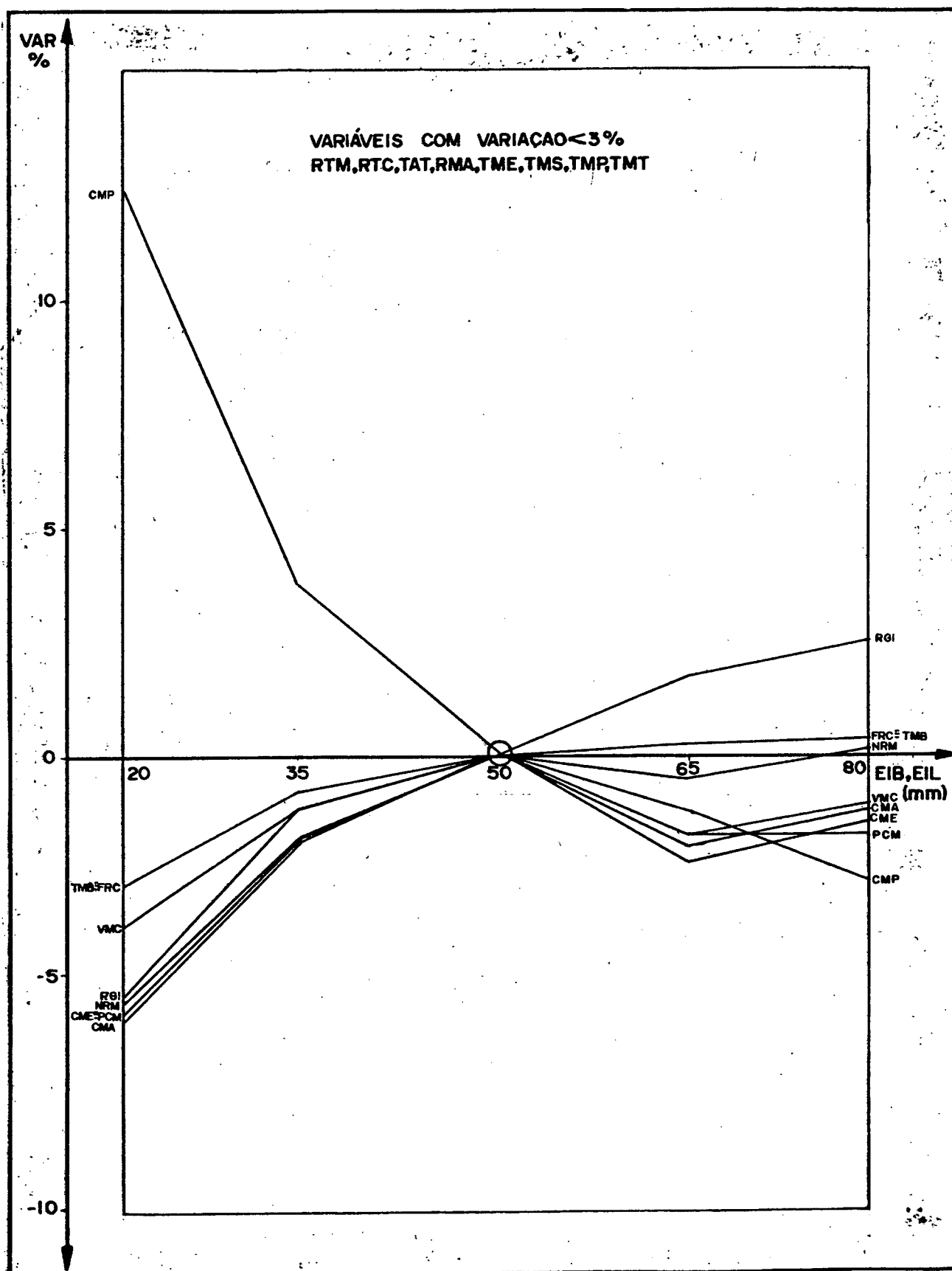


Figura 30 - Espessura do isolante do coletor (EIB, EIL)

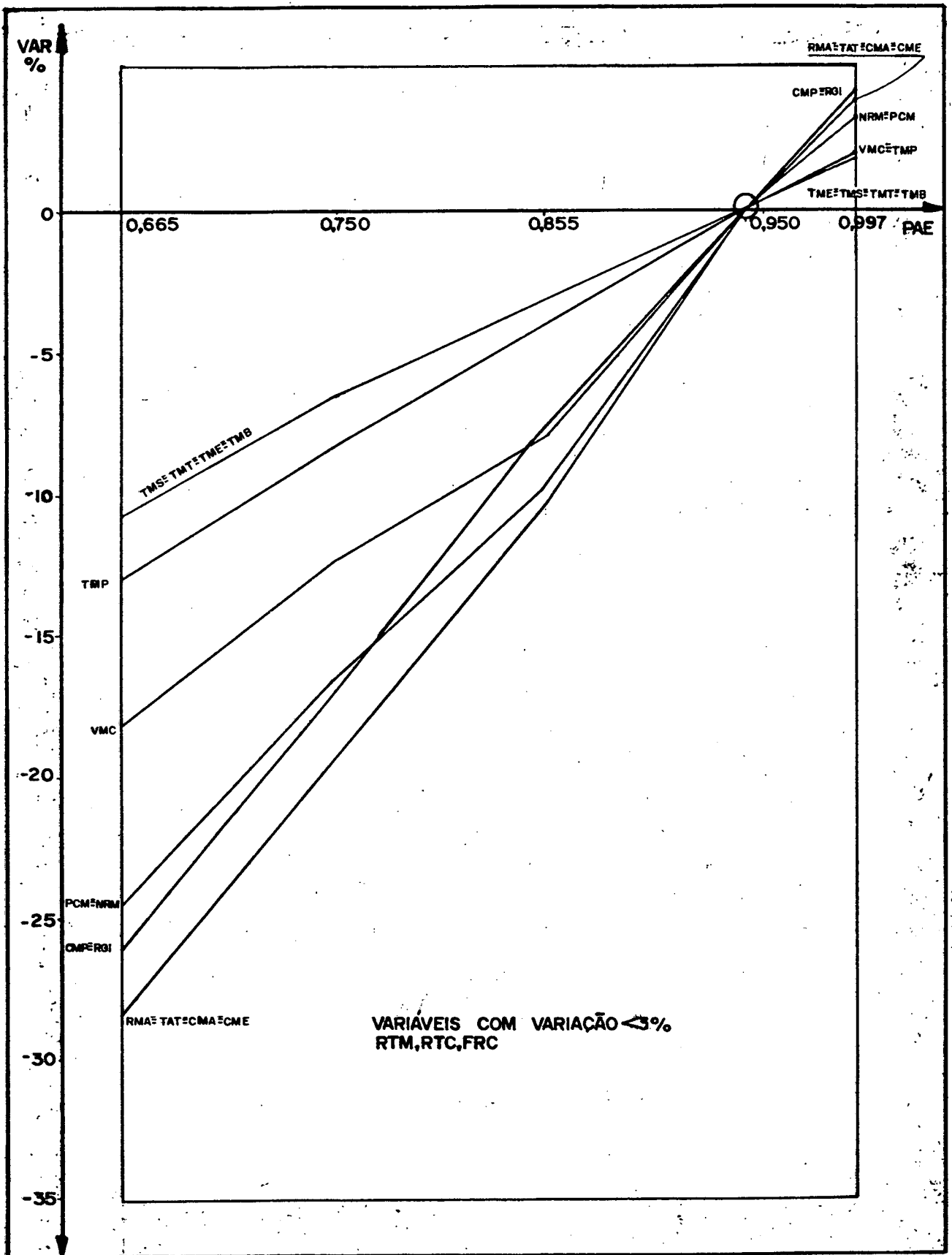


Figura 31 - Coeficiente de absorptividade/emissividade da placa (PAE)

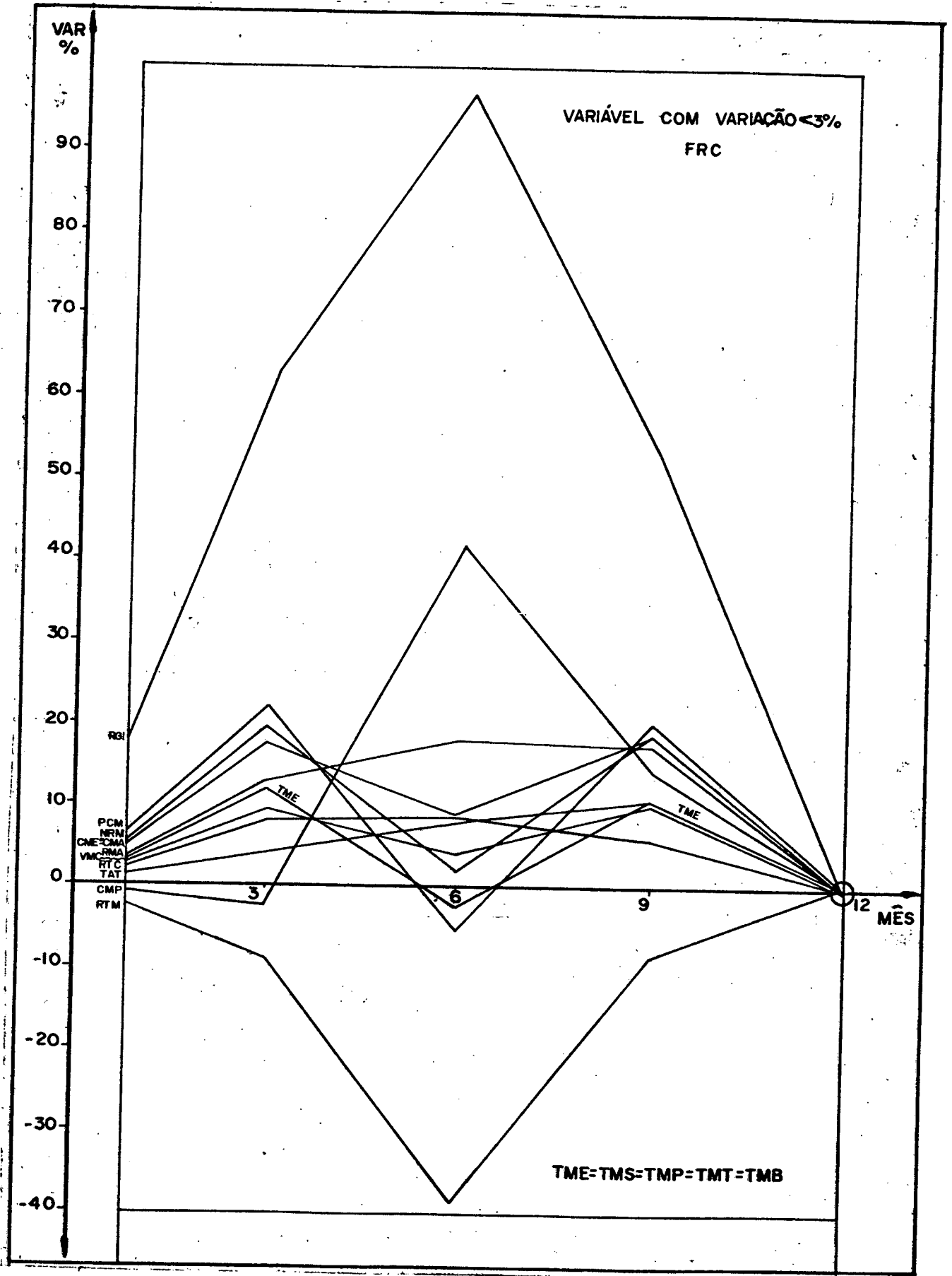


Figura 32 - Estação do ano (MÊS)

O ângulo de inclinação utilizado, como pode ser também observado na figura 28, não maximiza o desempenho térmico do coletor no verão, fazendo com que o acréscimo do rendimento global que ocorre do outono a primavera, contra-balance a queda de radiação solar disponível do inverno. Também como já se previa, as perdas totais de calor para o meio ambiente crescem juntamente com o rendimento global no inverno, já que os gradientes térmicos nesta época do ano são amplificados.

4.3. Superposição Gráfica

Tentando verificar a validade da teoria da superposição de efeitos nas figuras apresentadas no item 4.2, se realizou uma comparação entre os valores calculados numericamente e os determinados pelo método gráfico, quando se realiza uma variação simultânea de vários parâmetros de entrada.

O método gráfico consiste em determinar, através das figuras anteriores, para cada parâmetro com valor diferente do valor base, as variações percentuais causadas em cada variável média diária analisada. Superpondo-se os efeitos causados por cada parâmetro de entrada, pode-se determinar a variação percentual total e assim, através de um procedimento de cálculo similar ao mostrado pela equação 125, determinar o valor médio diário final de cada variável do processo de simulação.

Com as mesmas alterações dos parâmetros de entrada, determinou-se numericamente os valores médios diários e estes valores foram então comparados com os resultados obtidos pelo método grá-

fico, estabelecendo assim o erro porcentual ocorrido.

Este procedimento de superposição de efeitos, juntamente com os valores numéricos determinados pelo programa computacional desenvolvido, são apresentados na tabela 5, para três parâmetros de entrada escolhidos aleatoriamente.

Variáveis Base	Valores Base	$\Delta\%$ CAR *	$\Delta\%$ EIS **	$\Delta\%$ PAE ***	Cálculo Gráfico	Cálculo Numérico	Erro Porcentual
RIM (W)	623,29	-12,0	-	-	548,50	560,96	2,2
RTC (W)	584,01	-12,0	-	-	513,93	525,61	2,2
TAT	0,866	-	-	-29,0	0,610	0,627	2,7
NRM	1238,2	-10,0	-2,0	-25,0	780,1	868,1	10,1
FRC	0,897	-	-	-	0,897	0,896	-0,1
RMA (W)	505,55	-11,5	-	-29,0	300,80	329,31	8,7
CMA (KJ)	447,7	-12,0	-	-29,0	264,1	291,4	9,4
VMC (g/s)	15,83	-7,5	-	-18,5	11,71	12,41	5,6
PCM (Pa)	22,52	-11,0	-	-25,0	14,41	15,56	7,4
TME (°C)	40,24	-5,0	-	-11,0	33,80	34,40	1,7
TMS (°C)	45,56	-5,5	-	-11,0	37,96	38,71	1,9
TMP (°C)	49,29	-6,0	-	-13,0	39,92	40,93	2,5
TMT (°C)	43,28	-6,0	-2,0	-11,0	35,92	36,19	0,7
TMB (°C)	41,72	-6,0	-2,0	-11,0	34,63	34,63	0,4
CME (KJ)	424,66	-12,0	-	-20,0	250,55	277,00	9,5
CMP (KJ)	192,61	-11,0	+4,0	-26,5	128,09	134,36	4,7
RGI	0,360	-	-4,0	-26,5	0,250	0,244	-2,4

* vide figura 25 (CAR = 0,900, valor base CAR = 1,000)

** vide figura 26 (EIS = 30 mm, valor base EIS = 50 mm)

*** vide figura 31 (PAE = 0,650, valor base PAE = 0,950)

Tabela 5 - Superposição de efeitos da variação dos parâmetros: intensidade da radiação solar (CAR), espessura do isolante do tanque (EIS) e coeficiente de absorvidade/emissividade da placa (PAE).

Utilizando-se as figuras 25, 26 e 31 pode-se estabelecer as variações causadas nas variáveis médias diárias analisadas, quando: a constante de atenuação da radiação solar, a espessura do isolante do tanque e o coeficiente de absortividade/emissividade da placa são alterados de 1,00, 50 mm, 0,950 para 0,900, 30 mm e 0,650, respectivamente.

Como pode ser verificado pela análise da tabela 5, torna-se perfeitamente viável, principalmente para uma estimativa, se determinar os valores médios diários usando o método gráfico, já que o erro porcentual máximo apresentado entre o processo numérico e o gráfico foi em torno de 10%.

É necessário ainda, verificar com maior rigor, a validade deste procedimento de cálculo gráfico, pois apesar das várias simulações com variações simultâneas de parâmetros terem sido realizadas aleatoriamente, e apresentarem erros percentuais semelhantes aos apresentados na tabela 5, isto não é ainda uma indicação totalmente segura de seu funcionamento. Não obstante é também inegável, o fato de seu funcionamento para os casos realizados.

4.4. Comparação dos Resultados

O único trabalho encontrado, que apresenta medições experimentais da distribuição de temperatura no coletor e no tanque — para sistemas de aquecimento de água através de coletores solares planos com circulação natural — e que considera também, a água retirada para consumo, foi realizado por Young e Bergquam⁽³²⁾. Estas medições foram efetuadas para possibilitar uma comparação com

os valores experimentais, do modelo numérico de simulação desenvolvido também por Young e Bergquam em⁽³³⁾ e serão utilizados aqui, para se verificar a validade dos resultados obtidos pelo presente trabalho.

Não é possível se realizar uma comparação com valores experimentais, dos fluxos de termosifão calculados durante o processo computacional, quando presente a retirada de água para consumo, devido a inexistência de publicações. Esta lacuna existente na medição experimental resulta de que as perturbações causadas no perfil de temperatura do tanque, quando a água aquecida do topo é substituída por uma quantidade equivalente de água fria, introduzida pela base, aumentam a complexidade e criam dificuldades adicionais, impossibilitando a determinação experimental das taxas de fluxo da circulação natural, a menos que uma série de simplificações sejam introduzidas.

No entanto este problema pode facilmente ser contornado, como demonstraram Young e Bergquam, em sistemas onde as temperaturas são continuamente monitoradas, calculando-se a vazão de termosifão " \dot{m} " através de um balanço energético do tanque, dado por:

$$\dot{m} = \frac{\Delta Q_t + \Delta Q_d + \Delta Q_p}{C_p (T_e - T_s)} \quad (126)$$

onde " T_e " e " T_s " representam as temperaturas de entrada e saída do coletor e os subscritos "t", "d" e "p" referem-se às variações na quantidade de calor do tanque, demanda e perdido para o ambiente, respectivamente. E onde a distribuição de temperatura no tanque era medida, em 12 pontos ao longo da altura, a cada 10 se-

gundos. A precisão na medição das temperaturas era na ordem de $\pm 0,5^{\circ}\text{C}$ e os demais detalhes como a localização dos instrumentos, precisão no sistema de medição e o procedimento de aquisição de dados são discutidos em ⁽³³⁾.

Este procedimento foi comparado com valores experimentais, obtidos por um medidor de fluxo do tipo turbina, em sistemas de circulação forçada, e apresentou uma variação máxima de $\pm 2\%$, para o período compreendido entre as 09:00 e 16:00 horas.

A configuração do sistema solar de aquecimento de água, utilizado durante as medições experimentais por Young e Bergquam é mostrado na figura 33, onde é utilizado canalizações de cobre, para a ligação do coletor ao tanque, com diâmetros de 25,4 mm e espessura de parede de 2,54 mm. Estas canalizações são isoladas termicamente por uma camada de 19 mm de poliestireno expandido.

As medições apresentadas em ⁽³²⁾, foram realizadas em Sacramento, CA no dia 19/11/85 e o coletor, com uma placa absorvedora não seletiva de alumínio, coberto por uma placa de vidro comum tendo as dimensões de 1,22 x 3,048 m, mas com uma área efetiva de captação de 3,47 m², estava montado sobre um trabalho com um ângulo de azimute de 22^o a este do Sul e inclinado a um ângulo de 40^o.

Young e Bergquam utilizaram um tanque com capacidade de 250 litros, localizado a 0,284 m acima do coletor e isolado por uma câmara de lã de vidro de 76,2 mm de espessura. A entrada da água, proveniente do coletor, se realizava em uma cota de 0,464 m medida a partir do topo do tanque e a retirada, a 0,284 m medida a partir da base, como pode ser acompanhado pela figura 33.

Durante a obtenção dos valores experimentais das temperatu-

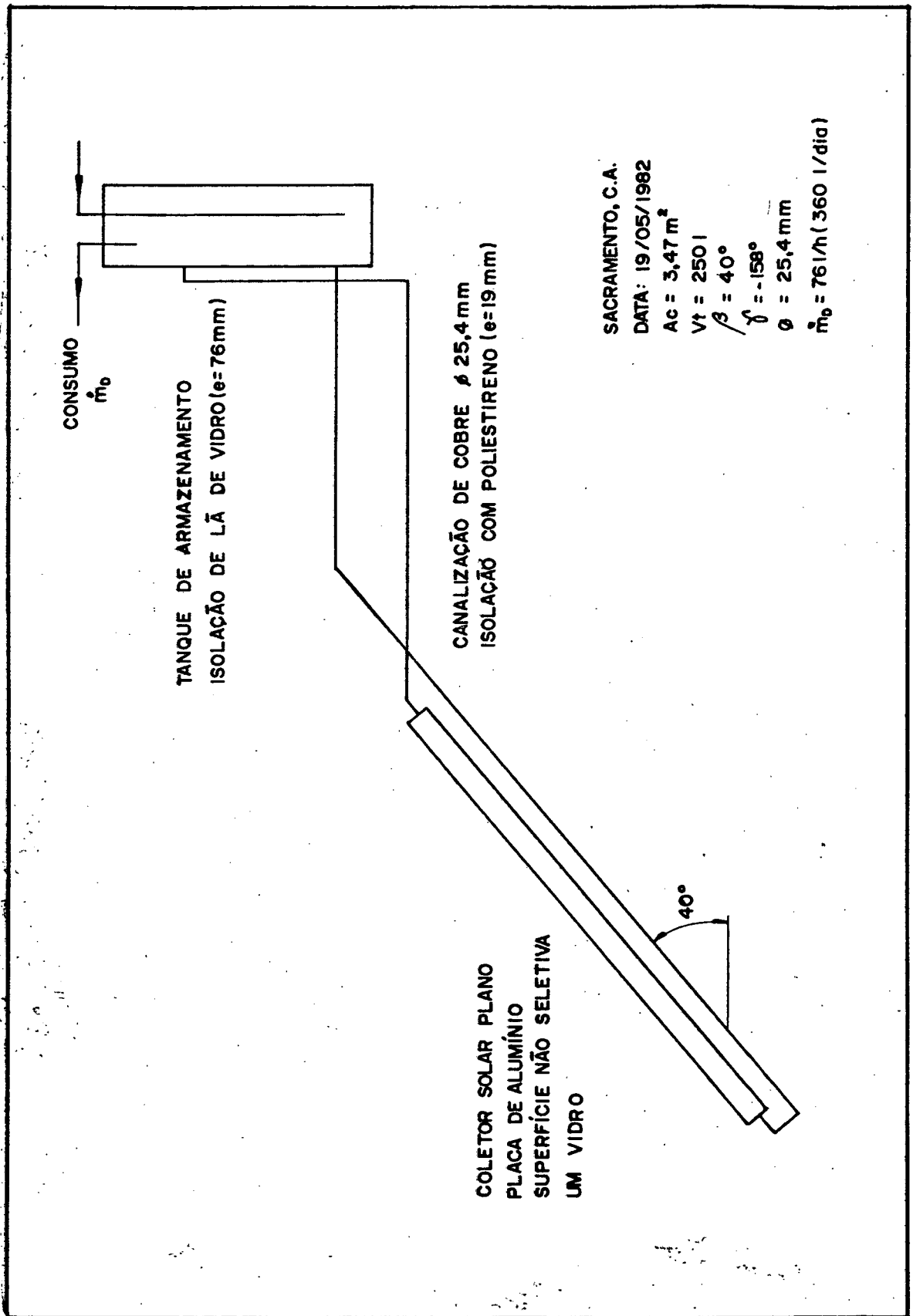


Figura 33 - Configuração do sistema solar, utilizado como comparação dos resultados

ras no coletor e no tanque, Young e Bergquam, mediram também a temperatura ambiente e a intensidade da radiação solar, como mostra a figura 34, para um dia de céu claro onde apenas algumas nuvens estavam presentes durante o entardecer. Desta forma tornou-se possível testar as respostas transientes do modelo proposto por Young e Bergquam, em presença de flutuações na quantidade de radiação solar incidente.

A quantidade de dados apresentados por Young e Bergquam, durante a descrição do aparato experimental, transcrito acima, cobrem apenas 30% dos valores necessários para uma completa simulação pelo presente trabalho (vide anexo 1). Optou-se assim, em manter o restante dos dados da configuração com valores iguais aos apresentados em 4.1.

Além disso, devido às limitações do programa discutidas em 3.3, tornou-se necessário transferir o local da simulação para uma posição simétrica abaixo do equador, ajustando através da constante de atenuação da radiação (CAR), o valor máximo da radiação solar incidente. E como também era necessário definir a distribuição de temperatura do dia anterior e a temperatura da entrada da água de reposição do tanque, assumiu-se em valor constante de 15°C, como nos leva a concluir a análise dos pontos plotados para a temperatura na base do tanque mostrado na figura 37.

Pela análise da figura 34, onde junto com os valores experimentais obtidos por Young e Bergquam são apresentados também os valores numéricos, percebe-se que a intensidade da radiação solar incidente (no período compreendido entre as 09:00 horas e o pôr do sol para o coletor) é levemente inferior aos valores experimentais medidos. E que a temperatura ambiente calculada pelo processo computacional também difere dos valores apresentados por

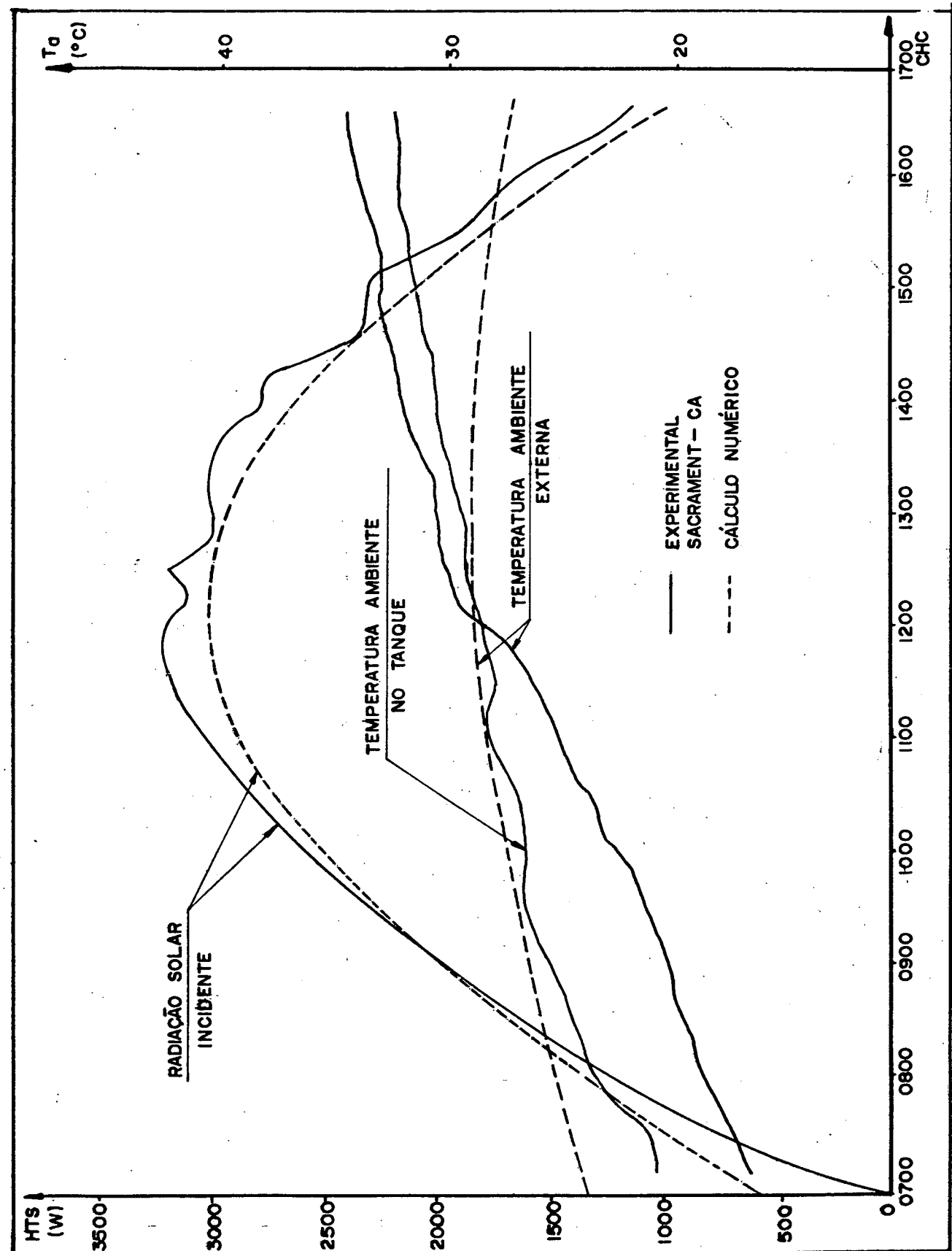


Figura 34 - Distribuições das radiações solares e temperaturas ambientes.

Young e Bergquam. Estas diferenças causam obviamente algumas distorções no cálculo numérico, mas como o programa desenvolvido não se encontra adaptado para que estes valores sejam introduzidos como dados de entrada, isto terá que ser tolerado e será considerado durante a comparação de resultados.

Na figura 35 se encontra plotado, junto com os valores experimentais, as temperaturas calculadas para as condições de entrada e saída do coletor como função horária. Nota-se que as curvas das distribuições de temperatura no coletor, representadas pelas linhas cheias, têm um comportamento semelhante em relação as variações dos valores experimentais. O patamar nos valores experimentais das temperaturas de entrada e saída do coletor, bem como o pico de temperatura as 15:00 horas, são também acompanhados pelos valores obtidos pelo processo computacional.

Apenas se observa que, após a interrupção do fluxo de demanda inicial (09:15 horas), os valores numéricos apresentam uma retomada da intensidade das temperaturas de forma mais dinâmica. Entretanto isto pode ser facilmente entendido se considerarmos três fatores: o modelo linear unidimensional proposto para a descrição da distribuição de temperatura no tanque não se encontra ainda com seus coeficientes ajustados por valores experimentais, a inexistência de dados de entrada suficientes para uma simulação completa e o fato de que as condições ambientais não puderam ser reproduzidas.

É apresentado na figura 36 as vazões do termosifão calculadas por Young e Bergquam baseadas no balanço energético do tanque e os valores calculados pelo presente programa. Percebe-se aí, que o comportamento da vazão de termosifão no tempo, tem uma variação

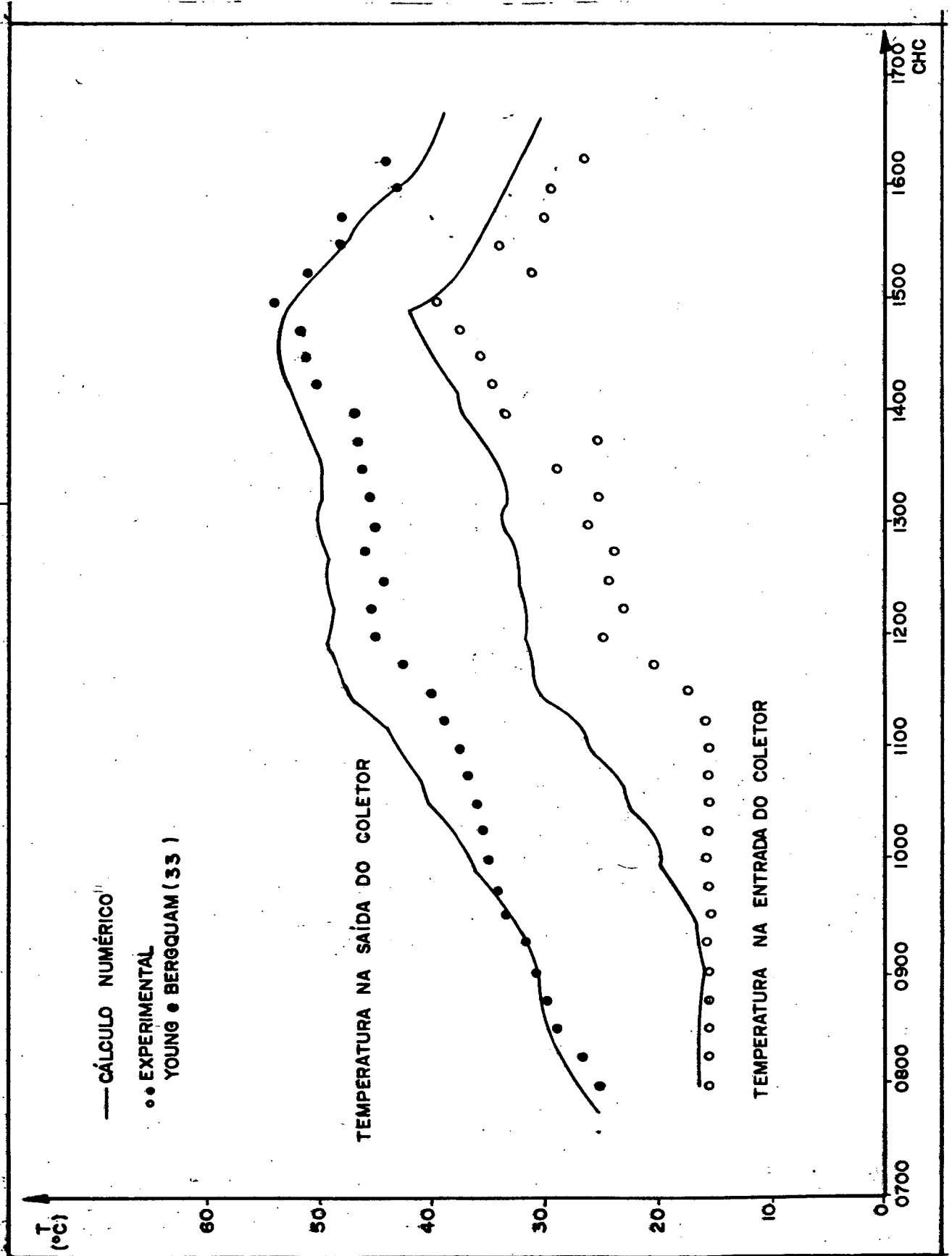


Figura 35. - Distribuição de temperatura no coletor.

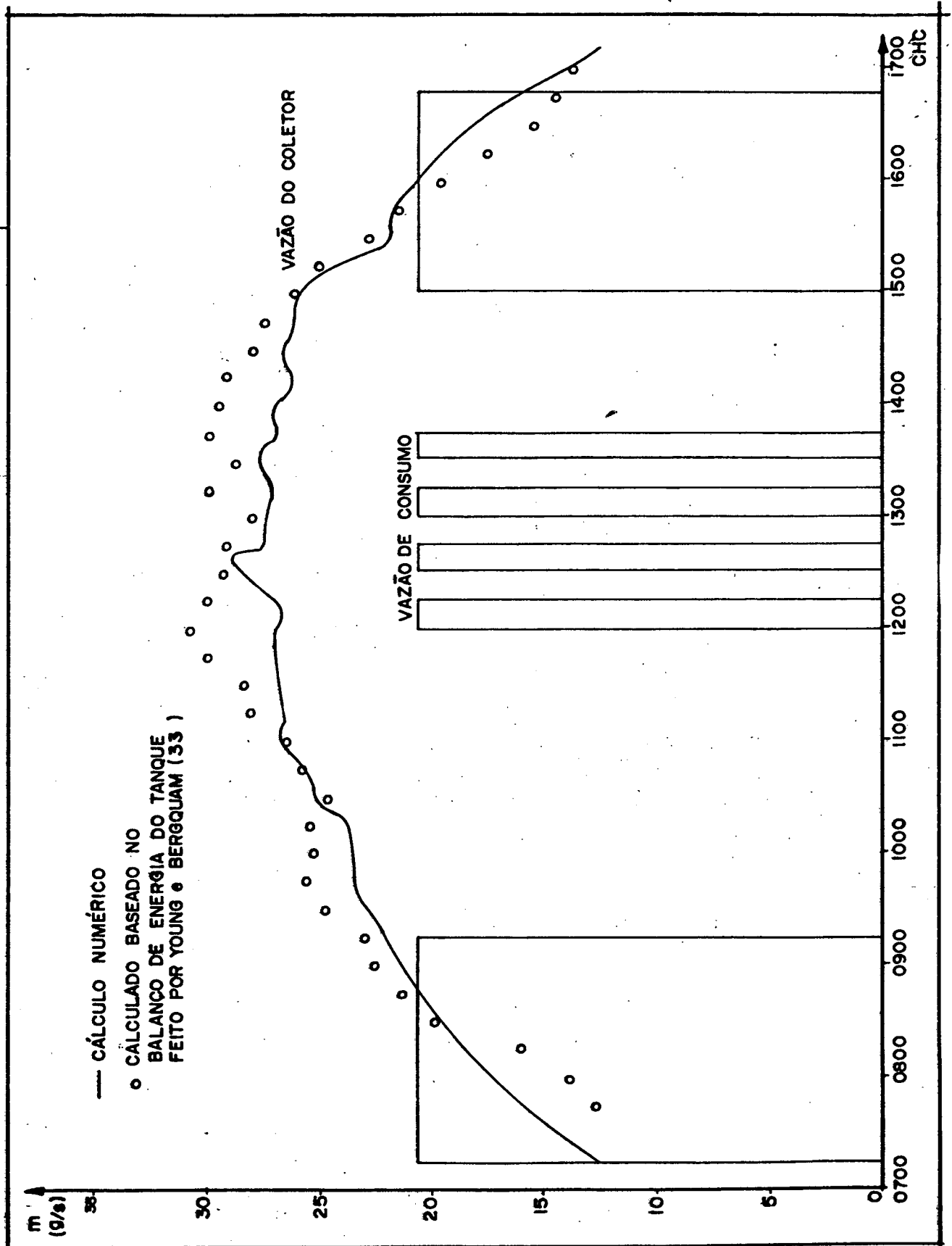


Figura 36 - Distribuição das vazões de demanda e termosifão.

proporcional aos valores determinados pelo balanço de calor do tanque. Esta maior concordância, apesar das diferenças existentes nas distribuições de temperatura no coletor e no tanque (figuras 35 e 37), pode ser explicada se lembrarmos que a equação que descreve o perfil de temperatura no tanque, utiliza também, como uma condição de contorno, as mesmas variações nas quantidades de calor utilizadas para o balanço energético do tanque.

É mostrado também na figura 36, os fluxos de demanda utilizados por Young e Bergquam que foram reproduzidos no processo computacional. Que representam a quantidade de água retirada para consumo do topo do tanque, a uma temperatura próxima a temperatura máxima do reservatório, e repostas por uma quantidade equivalente, a uma temperatura constante de 15°C .

Na figura 37 é apresentada a distribuição de temperatura no tanque, através da temperatura na base e no topo do reservatório, que caracterizam também o desempenho térmico do sistema, face as condições de radiação solar incidente; posicionamento do coletor; geometrias e materiais do coletor, canalizações e do reservatório; condições ambientais locais e a quantidade de água utilizada para consumo.

Percebe-se claramente, que os valores das temperaturas do topo e da base do tanque, apresentam valores bem superiores às medições experimentais. E que mesmo se considerarmos as distorções causadas pelas simplificações e considerações apresentadas anteriormente, não torna-se possível justificar tal discrepância. Tal fato nos indica a necessidade de ajustar os coeficientes da equação da distribuição de temperatura no tanque e realizar uma comparação mais rigorosa, sanando os problemas aqui apresentados.

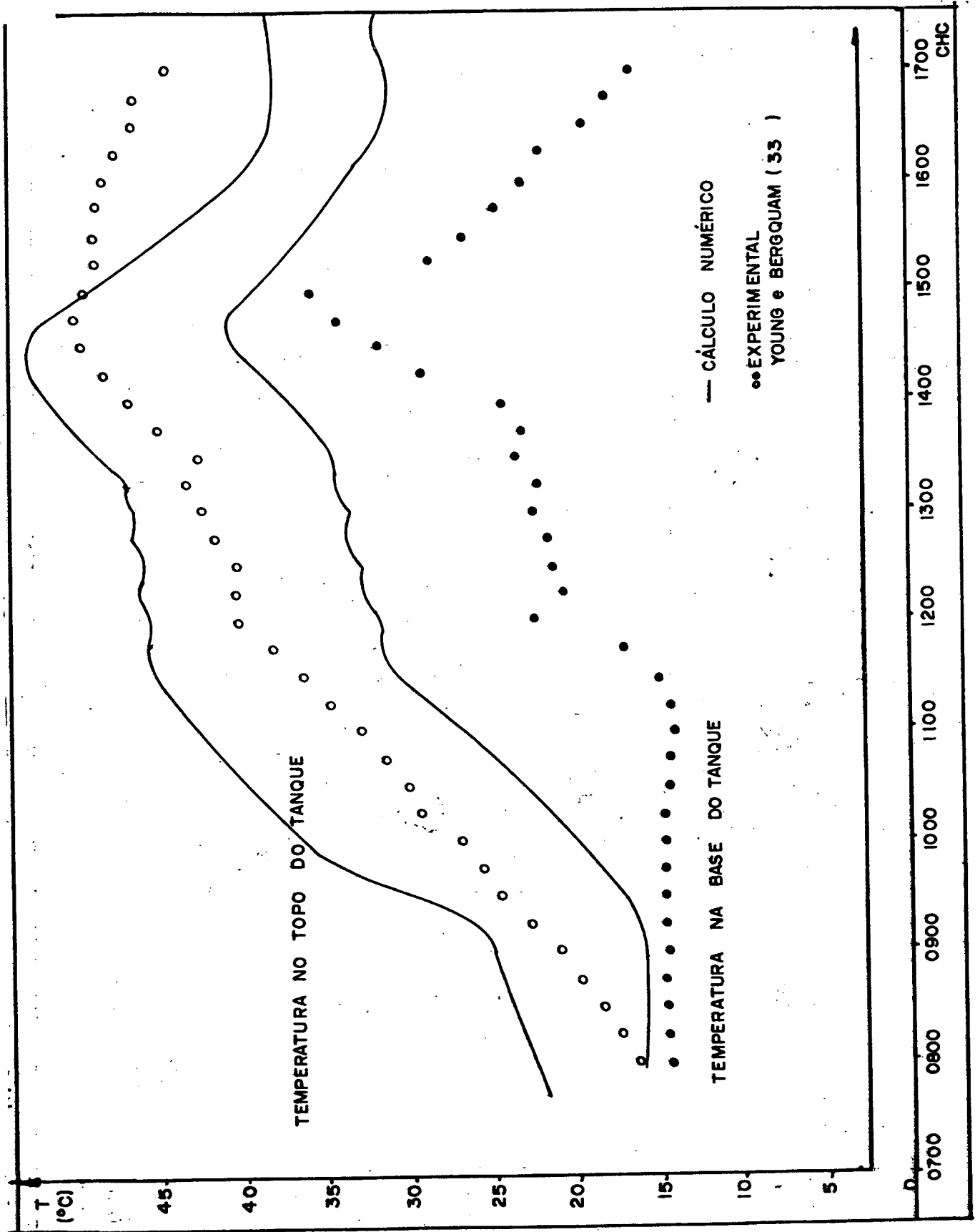


Figura 37 - Distribuição de temperatura no tanque.

Além disso, uma outra fonte de distorção entre os valores experimentais e os calculados (a qual deve também ser levada em consideração na análise comparativa de resultados) é a posição da tomada e descarga no tanque da água que circula pelo coletor. O que acontece, no sistema solar experimental de Young e Bergquam, a 0,464 m do topo e 0,248 m da base respectivamente. Já na presente simulação, é assumido para efeito do cálculo da distribuição de temperatura no tanque, que isto ocorre pelo topo e pela base do reservatório.

Isto poderia explicar também, o acréscimo nos valores calculados da temperatura no topo do tanque. Este acréscimo pode ser observado na figura 37 após as 09:30 horas, motivado pela interrupção do fluxo de demanda, que alterou também o ângulo de inclinação da curva. O que não é sentido pelos sensores utilizados por Young e Bergquam para medição das temperaturas internas do tanque.

Deve-se também verificar, pela análise da figura 38, que novamente os valores numéricos apresentados tiveram um comportamento semelhante ao comportamento dos valores experimentais, o que nos indica também, que o processo computacional desenvolvido, apesar das disparidades ocorridas nas intensidades das variáveis comparadas, não é de todo inadequado.

O modelo numérico desenvolvido por Young e Bergquam tem um procedimento de cálculo bastante semelhante a este, onde uma série de equações são também resolvidas iterativamente para determinar a temperatura de saída do coletor, como função da temperatura de entrada (retirada da base do tanque) e do fluxo de massa do termosifão.

A temperatura de entrada no coletor é calculada conhecendo-se o perfil de temperatura do tanque que, por sua vez é função da temperatura de saída do coletor, do fluxo de massa, da água retirada para consumo e da temperatura da água de reposição. A vazão de termosifão é função da variação da densidade, calculada tendo-se por base as distribuições de temperaturas nas seções.

O procedimento numérico consiste em arbitrar uma temperatura de entrada e a vazão de termosifão do coletor e então calcular a temperatura de saída do coletor e a distribuição de temperatura no tanque. A temperatura de entrada no coletor e a vazão de termosifão são então, calculadas e comparadas com os valores arbitrados.

A diferença básica entre o método de Young e Bergquam e o presente trabalho deve-se ao procedimento de cálculo usado para determinar a distribuição de temperatura no tanque e a utilização de valores obtidos experimentalmente, como as condições ambientais e a radiação solar incidente, sendo utilizado como variáveis de entrada para simulação.

Os resultados conseguidos por Young e Bergquam apresentados em ⁽³²⁾ revelam uma excelente concordância com os valores experimentais, exceto para alguns pontos da distribuição de temperatura do tanque, onde o programa determina apenas valores médios não apresentando uma sensibilidade equivalente às medições realizadas, apesar do critério de convergência no processo computacional ser de $\pm 0,1^{\circ}\text{C}$ para as temperaturas e $\pm 0,1\%$ para cálculo da vazão de termosifão.

5. CONCLUSÕES

A comparação dos resultados obtidos pelo método numérico desenvolvido nos mostra, apesar da precariedade da única comparação possível e das discordâncias observadas, que o processo computacional apresentado tem um comportamento térmico semelhante as medições experimentais realizadas por Young e Bergquam.

Além disso a comparação, do procedimento computacional desenvolvido, com a descrição do método numérico proposto por Young e Bergquam em ⁽³²⁾ nos indica, pelos vários pontos de concordância e similaridade observados, que o método numérico apresentado é adequado para simular sistemas solares de aquecimento de água com circulação natural, cumprindo o objetivo do trabalho: ingressar no campo da simulação numérica, já que se conseguiu determinar o desempenho térmico de todo sistema, a partir de parâmetros de entrada de fácil obtenção.

Convém salientar que apenas a intensidade de radiação solar incidente e as taxas de demanda possuem coeficientes de ajuste, o que corrobora a semelhança de comportamento das curvas das distribuições de temperatura, determinadas numericamente com os da-

dos experimentais, tornando inegável a adequação do método para processos de simulação.

O método proposto demonstrou também ser uma poderosa ferramenta para análise e otimização de projetos de sistemas solares, pela possibilidade, em condições reais de simulação, de se variar independentemente cada parâmetro de entrada e quantificar assim a influência causada no desempenho térmico de todo conjunto.

Além disto, fornece uma idéia real do procedimento das trocas térmicas do coletor e do tanque, gerando parâmetros de projeto. Por exemplo: de ser mais interessante para o desempenho do sistema, ter-se um coletor solar com um tratamento seletivo da placa absorvidara do que investir na compra de materiais mais nobres para a construção da mesma placa.

Com a verificação da validade da superposição de efeitos, torna-se possível realizar uma rápida estimativa gráfica de desempenho de sistemas solares similares a configuração base, bastando somente elaborar mais detalhadamente os gráficos obtidos pela variação de parâmetros e a expansão da superposição gráfica de efeitos.

Pode-se também descobrir os parâmetros construtivos ótimos individuais e reuni-los em uma só configuração que fornece o máximo de desempenho para uma dada aplicação particular. Para esta análise será de grande ajuda as observações e conclusões obtidas pela variação de parâmetros e pela superposição de efeitos.

Naturalmente, para que todos estes processos de otimização e análise se viabilizem, torna-se necessário primeiramente sanar alguns problemas ainda presentes no procedimento numérico de simulação. Como também realizar uma análise de sensibilidade rigorosa

das equações utilizadas. Determinando assim, a influência, no desempenho global da instalação, de cada uma.

Também pela análise da comparação experimental realizada, percebe-se que o maior foco de possíveis distorções dos valores numéricos, deve-se a falta do ajuste experimental dos coeficientes da equação linear unidimensional que descreve a distribuição de temperatura no tanque. Esta calibragem deverá ser baseada em um sistema solar com uma configuração semelhante as apresentadas aqui, onde os parâmetros de entrada, bem como as condições ambientais possam ser seguramente e completamente reproduzidas. Isto para que se possa, com as medições obtidas de uma experimentação rigorosa, determinar os coeficientes reais que serão utilizados na equação unidimensional, bem como a faixa de validade para sua aplicação.

Além é claro, de sanar os outros problemas menores, que foram citados no capítulo 3, como limitações e simplificações, mudando principalmente as condições de entrada dos parâmetros. Isto possibilitará também a utilização do coletor em qualquer localização no globo terrestre, para condições ambientais já determinadas, níveis de consumo estabelecidos externamente ao programa e ajustes de todo processo computacional através da inclusão de possíveis coeficientes experimentais.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

1. AGARWAL, V.K. & LARSON, D.C. Calculation of the top loss coefficient of a flat-plate collector. Solar Energy, 27, 69, 1981.
2. AL-ARABIC, M. & KHAMIS, M. Natural convection heat transfer from inclined cylinders. Int. J. Heat Mass Transfer, 25, 3, 1982.
3. BERNARD, Roger. La place de l'energie solarie dans une politique energetique à long terme - tradução do Instituto de Tecnologia Internacional I.T.T. - 1978.
4. BEZERRA, A.M. Energia solar. Litel Livraria Itaipu Editora Ltda., Curitiba-PR, 1982.
5. BUCKLES, W.E. & KLEIN, S.A. Analysis of solar domestic hot water heaters. Solar Energy, 25, 417, 1980.
6. CHAPMAN, A.J. Heat transfer. Collier Macmillian International Editions, 3.ed. U.S.A., 1974.

7. CLOSE, D.J. The performance of solar water heaters with natural circulation. Solar Energy 6, 33, 1962.
8. CHIOU, J.P. The effect of nonuniform fluid flow distribution on the thermal performance of solar collectors. Solar Energy 29, 487, 1982.
9. COBELLI, A. Storage tanks - a numerical experiment. Solar Energy 19, 45, 1977.
10. DUFFIE, J.A. & BECKMANN, W.A. Solar engineering of thermal process, Wiley - Interscience, 1980.
11. FRANCEY, J.L.A. & PAPAIOANNOU, J. Wind-related heat losses of a flat-plate collector. Solar Energy, 35, 15, 1985.
12. GROSSMANN, G.; SHITZER, A. & ZVIRIN, Y. Heat transfer analysis of a flat-plate solar energy collectors. Solar Energy 19, 493, 1977.
13. GUPTA, C.L. & GORG, H.P. System design in solar water heater with natural circulation. Solar Energy, 12, 163, 1968.
14. HUANG, B.J. Similarity theory of solar water heater with natural circulation. Solar Energy, 25, 105, 1980.
15. LANGHAAR, H.L. Steady flow in the transition length of a straight tube. Asme J. Applied Mechanics, 9, 55, 1942.
16. LAVAN, Z. & THOMPSON, J. Experimental study of thermally stratified hot water storage tanks. Solar energy 19, 519, 1977.
17. LUND, P.T. Solar thermal engineering. John Wiley & Sons, 1980.

18. KREITH, F. & KREIDER, J.F. Principles of solar engineering. McGraw-Hill, 1978.
19. MERLOT, A.; PLACE, W.; WEBSTER, T. & GREIT, R. Detailed loop model (DLM) analysis of liquid solar thermosyphon with heat exchangers. Solar energy 27, 367, 1981.
20. MORIL, N. & FAIST, A. Thermocirculation in solar installations: computer simulations and comparison with measurement. Groupe Energy Solarie, Laboratoire de Physique théorique Ecole Polytechnique Fédérale de Lausanne, Switzerland.
21. MORRISON, G.L. & RANATUNGA, D.B.J. Transient response of thermosyphon solar collectors. Solar Energy, 24, 55, 1979.
22. MORRISON, G.L. & RANATUNGA, D.B.J. Thermosyphon circulation in solar collectors. Solar Energy, 24, 191, 1980.
23. MORRISON, G.L. & SAPSFORD, C.M. Long term performance of thermosyphon solar water heaters. Solar Energy, 30, 341, 1980.
24. OLIPHANT, M.V. Mesurement of wind speed distributions across a solar collector. Solar Energy, 24, 403, 1980.
25. ONG, K.S. A finite-difference method to evaluate the thermal performance of a solar water heater. Solar Energy, 16, 137, 1974.
26. ONG, K.S. An improved computer program for the thermal performance of solar water heater. Solar Energy, 18, 183, 1976.
27. SHITZER, A.; KALMANOVIZ, D.; ZVIRIN, Y. & GROSSMAN, G. Experiments with a flat-plate solar water heating system in thermosyphon flow. Solar Energy, 22, 27, 1979.

28. SOUZA, Alcir Alves de. Editor da Revista "Atualidades do CNP" nº 70.
29. TRNSYS - A transient simulation program. Engineering experiment station, Report nº 38. Solar Energy Laboratory, University of Wisconsin, Madison, 1976.
30. VENNARD, J.K. & STREET, R.L. Elementos de mecânica dos fluídos. 5.ed., Editora Guanabara Dois, 1975.
31. WALRAVEN, R. Calculating the position of the sun. Solar Energy, 20, 393, 1978.
32. YOUNG, M.F. & BERGQUAN, J.B. The performance of a thermosyphon solar domestic hot water system with hot water removal. Solar Energy, 32, 655, 1984.
33. YOUNG, M.F. & BERGQUAN, J.B. Performance characteristics of a thermosyphon solar domestic hot water system. J. Solar Energy, 103, 193, 1981.

A N E X O S

A N E X O 1

DADOS DE ENTRADA

DADOS DO PROGRAMA TESE

** DADOS GERAIS
 DATA (DIA, MES, ANO)
 21/12/1988
 ALTITUDE LOCAL
 ALT= 1.500 (M)
 COEFICIENTE DE REFLETIVIDADE DO SOLO
 CRF= 0.020
 CONSTANTE INCREMENTAL DE TEMPO (MULTIPLO DE 5 MINUTOS)
 KIT= 20 (MTS)
 ERRO PERCENTUAL ADMISSIVEL
 EPC= 1.000 ()
 CONSTANTE DE ATENUACAO DA RADIACAO SOLAR INCIDENTE
 CAR= 1.000

** DADOS REFERENTES A POSICAO DO COLETOR
 ANGULO DE LATITUDE LOCAL (NEGATIVO PARA O HEMISFERIO SUL)
 ALL= -27.60 (G)
 ANGULO DE INCLINACAO DO COLETOR (EM RELACAO AO PLANO HORIZONTAL)
 AIC= 37.00 (G)
 ANGULO DE AZIMUTE (ORICEM SUL E POSITIVO NO SENTIDO SUL-LESTE)
 AAZ= 180.00 (G)
 ANGULO DE LONGITUDE (POSITIVO NO SENTIDO LESTE-LESTE)
 ALG= 48.52 (G)
 ANGULO DO MERIDIANO PADRAO LOCAL
 AMF= 48.00 (G)

** DADOS REFERENTES AO COLETOR
 INDICE DE REFRACAO DO VIDRO
 VIR= 1.526
 COEFICIENTE DE EXTINCAO DO VIDRO (4 A 32 1/M)
 VCE= 10.000 (1/M)
 EMISSIVIDADE DO VIDRO
 VEN= 0.880
 ESPESSURA DOS VIDROS
 ESV(1) ESV(2) ESV(3)
 0.003 0.000 0.000 (M)
 NUMERO TOTAL DE VIDROS (MAXIMO DE 3)
 NVD= 01
 ABSORVIDADE E EMISSIVIDADE DA PLACA
 PAE= 0.950
 CONDUTIBILIDADE TERMICA DA PLACA
 PLC= 386.00 (W/MK)
 ESPESSURA DA PLACA
 ESP= 0.001 (M)
 DIAMETRO INTERNO DO CABECOTE
 OCC= 0.020 (M)
 DIAMETRO INTERNO DOS TUBOS
 EDI= 0.012 (M)
 DIAMETRO EXTERNO DOS TUBOS
 EOE= 0.014 (M)

NUMERO DE TUBOS NO COLETOR (MAXIMO DE 15)
 NTC= 09
 COMPRIMENTO DO COLETOR (ATENCAO A CANALIZACAO)
 ECC= 1.000 (M)
 LARGURA DO COLETOR
 ELC= 1.000 (M)
 ESPESSURA DO COLETOR
 ESC= 0.080 (M)
 ESPESSURA DO ISCLANTE NA BASE DO COLETOR
 EIB= 0.050 (M)
 ESPESSURA DO ISCLANTE NA LATERAL DO COLETOR
 EIL= 0.050 (M)
 CONDUTIBILIDADE TERMICA DO ISCLANTE
 CTI= 0.035 (W/MK)
 CONDUTIBILIDADE DA SELDA DA PLACA COM OS TUBOS
 SCT= 30.00 (W/MK)

** DADOS REFERENTES A CANALIZACAO DE ENTRADA E SAIDA DO COLETOR
 1 ENTRADA, 2 SAIDA

DIAMETRO INTERNO DAS CANALIZACOES
 DIT(1)= 0.025 DIT(2)= 0.025 (M)
 DIAMETRO EXTERNO DAS CANALIZACOES
 DET(1)= 0.027 DET(2)= 0.027 (M)
 CONDUTIBILIDADE TERMICA DAS CANALIZACOES
 CTA(1)= 46.70 CTA(2)= 46.70 (W/MK)
 ESPESSURA DO ISCLANTE
 EIC(1)= 0.050 EIC(2)= 0.050 (M)
 CONDUTIBILIDADE TERMICA DO ISCLANTE
 CIA(1)= 0.035 CIA(2)= 0.035 (W/MK)
 NUMERO DE SECCOES DA CANALIZACAO (MAXIMO DE 5)

NST(1)= 03 NST(2)= 03
 COMPRIMENTO E ANGULO DAS SECCOES DA CANALIZACAO DE ENTRADA

LST(1,1)= 0.300 (M)	AIT(1,1)= 0.00 (G)
LST(1,2)= 1.800 (M)	AIT(1,2)= 37.60 (G)
LST(1,3)= 0.040 (M)	AIT(1,3)= 0.00 (G)
LST(1,4)= 0.000 (M)	AIT(1,4)= 0.00 (G)
LST(1,5)= 0.000 (M)	AIT(1,5)= 0.00 (G)

COMPRIMENTO E ANGULO DAS SECCOES DA CANALIZACAO DE SAIDA

LST(2,1)= 0.040 (M)	AIT(2,1)= 0.00 (G)
LST(2,2)= 1.220 (M)	AIT(2,2)= 58.20 (G)
LST(2,3)= 0.300 (M)	AIT(2,3)= 0.00 (G)
LST(2,4)= 0.000 (M)	AIT(2,4)= 0.00 (G)
LST(2,5)= 0.000 (M)	AIT(2,5)= 0.00 (G)

** DADOS REFERENTES AO TANQUE (DIMENSÕES INTERNAS)

AREA TRANSVERSAL DO TANQUE
 ATC= 0.181 (M2)
 ALTURA DO TANQUE (ATENCAO A CANALIZACAO)
 LTC= 0.555 (M)
 PERIMETRO TRANSVERSAL DO TANQUE
 PTG= 1.508 (M)
 ESPESSURA DA PAREDE DO TANQUE
 EPT= 0.001 (M)
 CONDUTIBILIDADE TERMICA DA PAREDE DO TANQUE
 CTP= 46.70 (W/MK)

FILEO TESE DADOS A1 VM/SP REL 3.1 SLU 306

ESPESSURA DO ISOLAMENTO NO TOPO, LATERAL E BASE DO TANQUE
1 TOPO, 2 LATERAL, 3 BASE

EIS(1)= 0.050 EIS(2)= 0.050 EIS(3)= 0.050 (M)

CONDUTIBILIDADE TERMICA DO ISOLANTE

CII= 0.035 (W/MK)

** DADOS REFERENTES A PERDA DE CARGA E A BOMBA
COEFICIENTE DE PERDA DE CARGA DOS ACESSORIOS DE ENTRADA
CFE= 11.0
COEFICIENTE DE PERDA DE CARGA DOS ACESSORIOS DE SAIDA
CFS= 8.0
RUGOSIDADE RELATIVA DA TUBULACAO (E/D)
RUG= 0.002
PRESSAO DA BOMBA DE CIRCULACAO FORCADA (BCF=0.0 SEM BUMBA)
BCF= 0.000 (N/M2)
VAZAO INICIAL DO COLETOR (CCM BOMBA VZ1=VAZAO DA BOMBA)
VZ1= 0.010 (KG/S)
CONSTANTE DE ATENUACAO DA VAZAO DE DEMANDA
CAD= 0.000

** DISTRIBUICAO DE TEMPERATURA DO DIA ANTERIOR NO TANQUE
TEMPERATURA NO TOPO DO TANQUE
TPC= 25.000 (C)
TEMPERATURA NA BASE DO TANQUE
TBA= 25.000 (C)

A N E X O 2

RELATÓRIO DE RESULTADOS

ESTACAC	2	INTEMF	0	INTVAZ	0	INTCAL	0
ESTACAC	3	INTEMF	0	INTVAZ	0	INTCAL	0
ESTACAG	10	INTEMF	0	INTVAZ	0	INTCAL	0
ESTACAG	14	INTEMF	0	INTVAZ	0	INTCAL	0
ESTACAL	18	INTEMF	0	INTVAZ	0	INTCAL	0
ESTACAC	22	INTEMF	0	INTVAZ	0	INTCAL	0
ESTACAC	26	INTEMF	0	INTVAZ	0	INTCAL	0
ESTACAC	30	INTEMF	0	INTVAZ	0	INTCAL	0
ESTACAC	34	INTEMF	0	INTVAZ	0	INTCAL	0
ESTACAC	38	INTEMF	0	INTVAZ	0	INTCAL	0
ESTACAC	42	INTEMF	0	INTVAZ	0	INTCAL	0
ESTACAC	46	INTEMF	0	INTVAZ	0	INTCAL	0
ESTACAC	50	INTEMF	0	INTVAZ	0	INTCAL	0
ESTACAG	54	INTEMF	0	INTVAZ	0	INTCAL	0
ESTACAU	58	INTEMF	0	INTVAZ	0	INTCAL	0
ESTACAC	62	INTEMF	0	INTVAZ	0	INTCAL	0
ESTACAC	66	INTEMF	0	INTVAZ	0	INTCAL	0
ESTACAC	70	INTEMF	0	INTVAZ	0	INTCAL	0
ESTACAC	74	INTEMF	0	INTVAZ	0	INTCAL	0
ESTACAG	78	INTEMF	3	INTVAZ	3	INTCAL	0
ESTACAC	82	INTEMF	4	INTVAZ	2	INTCAL	0
ESTACAC	86	INTEMF	2	INTVAZ	2	INTCAL	0
ESTACAC	90	INTEMF	2	INTVAZ	2	INTCAL	0
ESTACAC	94	INTEMF	1	INTVAZ	2	INTCAL	0
ESTACAC	98	INTEMF	2	INTVAZ	1	INTCAL	0
ESTACAC	102	INTEMF	3	INTVAZ	1	INTCAL	0
ESTACAC	106	INTEMF	2	INTVAZ	2	INTCAL	0
ESTACAC	110	INTEMF	2	INTVAZ	2	INTCAL	0
ESTACAC	114	INTEMF	1	INTVAZ	3	INTCAL	0
ESTACAC	118	INTEMF	2	INTVAZ	3	INTCAL	0
ESTACAC	122	INTEMF	1	INTVAZ	0	INTCAL	0
ESTACAC	126	INTEMF	2	INTVAZ	3	INTCAL	0
ESTACAC	130	INTEMF	2	INTVAZ	3	INTCAL	0
ESTACAC	134	INTEMF	1	INTVAZ	3	INTCAL	0
ESTACAC	138	INTEMF	1	INTVAZ	3	INTCAL	0
ESTACAC	142	INTEMF	1	INTVAZ	3	INTCAL	0
ESTACAC	146	INTEMF	1	INTVAZ	3	INTCAL	0
ESTACAC	150	INTEMF	1	INTVAZ	3	INTCAL	0
ESTACAC	154	INTEMF	1	INTVAZ	5	INTCAL	0
ESTACAC	158	INTEMF	2	INTVAZ	11	INTCAL	0
ESTACAC	162	INTEMF	1	INTVAZ	7	INTCAL	0
ESTACAC	166	INTEMF	1	INTVAZ	7	INTCAL	0
ESTACAC	170	INTEMF	2	INTVAZ	13	INTCAL	0
ESTACAC	174	INTEMF	1	INTVAZ	3	INTCAL	0
ESTACAU	178	INTEMF	1	INTVAZ	4	INTCAL	0
ESTACAC	182	INTEMF	1	INTVAZ	3	INTCAL	0
ESTACAC	186	INTEMF	2	INTVAZ	3	INTCAL	0
ESTACAC	190	INTEMF	1	INTVAZ	3	INTCAL	0
ESTACAG	194	INTEMF	1	INTVAZ	3	INTCAL	0
ESTACAL	198	INTEMF	1	INTVAZ	0	INTCAL	0
ESTACAC	202	INTEMF	0	INTVAZ	0	INTCAL	0
ESTACAC	206	INTEMF	0	INTVAZ	0	INTCAL	0
ESTACAC	210	INTEMF	0	INTVAZ	0	INTCAL	0
ESTACAC	214	INTEMF	0	INTVAZ	0	INTCAL	0
ESTACAC	218	INTEMF	0	INTVAZ	0	INTCAL	0

ESTACAC 222	INTEMF	0	INTVAZ	0	INTCAL	0
ESTACAC 226	INTEMF	0	INTVAZ	0	INTCAL	0
ESTACAC 230	INTEMF	0	INTVAZ	0	INTCAL	0
ESTACAC 234	INTEMF	0	INTVAZ	0	INTCAL	0
ESTACAL 238	INTEMF	0	INTVAZ	0	INTCAL	0
ESTACAC 242	INTEMF	0	INTVAZ	0	INTCAL	0
ESTACAC 246	INTEMF	0	INTVAZ	0	INTCAL	0
ESTACAC 250	INTEMF	0	INTVAZ	0	INTCAL	0
ESTACAC 254	INTEMF	0	INTVAZ	0	INTCAL	0
ESTACAC 258	INTEMF	0	INTVAZ	0	INTCAL	0
ESTACAC 262	INTEMF	0	INTVAZ	0	INTCAL	0
ESTACAC 266	INTEMF	0	INTVAZ	0	INTCAL	0
ESTACAC 270	INTEMF	0	INTVAZ	0	INTCAL	0
ESTACAC 274	INTEMF	0	INTVAZ	0	INTCAL	0
ESTACAC 278	INTEMF	0	INTVAZ	0	INTCAL	0
ESTACAC 282	INTEMF	0	INTVAZ	0	INTCAL	0
ESTACAC 286	INTEMF	0	INTVAZ	0	INTCAL	0

SIMULACAC COMPUTACIONAL DE COLETORES SOLARES PLANOS, DE CICLO ABERTO, COM TERMO-SIFAO

**** RELATORIO DOS RESULTADOS ****

LOCAL FLORIANOPOLIS
DATA 21/12/1985

CONSTANTE DE ATENLACAC DA RADIACAC 1.000
 CCEF DE REFLETIVIDADE DO SOLO 0.020
 CTE INCREMENTAL DE TEMPC 20 MTS
 ALTITUDE LOCAL 1.500 M
 EFEC PORCENTUAL ADMISSIVEL 1.000
 ANGULO DE LONGITUDE 48.32 G
 ANGULO DO MERIDIANO PADRAO 45.00 G
 ANGULO DE LATITUDE 27.60 G
 ANGULO DE AZIMUTE DO COLETOR 180.00 G
 ANGULO DE INCLINACAO DO COLETOR 37.60 G

ANGULO DE DECLINACAO TERRESTRE 423.450 G
 ANGULO DO NASCER DO SOL -109.107 G
 ANG DO NASCER DO SOL PARA C COLETOR -85.613 G
 ANG DO POR DO SOL PARA C COLETOR 85.613 G
 ANGULO DO POR DO SOL 109.107 G

HORARIO DO NASCER DO SOL 5.20 H.MTS
 HOR DO NASCER DO SOL PARA C COLETOR 6.30 H.MTS
 HOR DO POR DO SOL PARA C COLETOR 17.55 H.MTS
 HORARIO DO POR DO SOL 19.05 H.MTS

CCEF SOLAR DE UTIL MATUTINO (HAC/ANS) 0.630
 CCEF SOLAR DE UTIL VESPERTINO (APV/APS) 0.630
 CCEF TOTAL DE RADIACAO (MCD/HSD) 0.937

RADIACAO TOTAL MEDIA 623.29 W
 RADIACAO TOTAL MEDIA PARA C COLETOR 564.01 W

TAL-ALFA MEDIC DIRETO 0.706
 TAL-ALFA DIFUSO 0.750
 TAL-ALFA DO SOL 0.830
 TAL-ALFA MEDIC TOTAL (RAD/HLD) 0.386

COEF DE ABSORVEMIS DA PLACA C.950
 CONDUTIVIDADE DA PLACA 386.00 W/MK
 ESPESURA DA PLACA C.001 M
 CONDUTIVIDADE DA SOLDA 30.000 W/MK

DIAMETRIC INTERNO DO CABECOTE	C.025 M	VELOCIDADE MEDIA DO VENTO	3.588 M/S
DIAMETRIC INTERNO DOS TUBOS	C.012 M	TEMPERATURA AMBIENTE MEDIA	18.48 C
DIAMETRIC EXTERNO DOS TUBOS	C.014 M	TEMPERATURA AMBIENTE MEDIA TOTAL	16.65 C
NUMERO DE TUQS NO COLETOR	9	NUMERO DE REYNOLDS MEDIO (CANAL. ENTRADA)	1238.2
LARGURA DO COLETOR	1.000 M	NUMERO DE REYNOLDS MEDIO (INT AL COLETOR)	312.1
COMPRIMENTO DO COLETOR	1.000 M	COEF MEDIO DE CONVECCAO	244.70 W/M2K
ESPESURA DO COLETOR	C.080 M	COEF MEDIO DE PERDA DE CALOR	4.277 W/M2K
AREA DO COLETOR	1.000 M2	FATOR MEDIO DE REMOCCAO DE CALOR	U.897
ESPESURA DO ISCLANTE NA LATERAL	C.050 M	KADALAC MEDIA ABSORVIDA	505.55 W
ESPESURA DO ISCLANTE NA BASE	C.050 M	CALOR MEDIO ABSORVIDO	447.7 KJ
CONDUTIBILIDADE DO ISCLANTE	C.035 W/MK	RENJIMENTO HORARIO MEDIO (WAL/HTS)	U.424
DIAMETRIC INTERNO DA CANALIZACAO	0.025 M	VAZAO MEDIA DE DEMANDA	U.0 KG/S
DIAMETRIC EXTERNO DA CANALIZACAO	0.027 M	VAZAO MEDIA DE COLETOR	0.01583 KG/S
CONDUTIBILIDADE DA CANALIZACAO	46.7	DIF PORCENTUAL NAS VAZES INTERNAS	21.99
NUMERO DE SECCES NA CANALIZACAO	3	CTE DE ATENUACAO DA DEMANDA	0.0
COMP E ANG DA SECAC DE ENTRADA	0.330 M U.C G	PERDA DE CARGA MEDIA DO COLETOR	6.37 N/M2
COMP E ANG DA SECAC DE ENTRADA	1.800 M 37.6 G	PERDA DE CARGA MEDIA TOTAL	22.53 N/M2
COMP E ANG DA SECAC DE ENTRADA	0.040 M U.C G	PERDA DE CARGA MAXIMA TOTAL	33.54 N/M2
COMP E ANG DA SECAC DE ENTRADA	0.0 M U.C G	TEMP MEDIA DE SAIDA DO TANQUE	40.34 C
COMP E ANG DA SECAC DE ENTRADA	0.040 M U.C G	TEMP MEDIA DE ENTRADA NO COLETOR	40.24 C
COMP E ANG DA SECAC DE SAIDA	1.220 M 59.2 G	TEMP MEDIA DE SAIDA DO COLETOR	45.46 C
COMP E ANG DA SECAC DE SAIDA	0.300 M U.C G	TEMP MEDIA DE ENTRADA NO TANQUE	45.37 C
COMP E ANG DA SECAC DE SAIDA	0.0 M U.C G	TEMP MEDIA DO FLUIDO NO COLETOR	42.88 C
COMP E ANG DA SECAC DE SAIDA	0.0 M U.C G	TEMP MEDIA DA PLACA DO COLETOR	49.25 C
ESPESURA DO ISCLANTE	C.050 M	TEMP MEDIA DE ENTRADA DE DEMANDA	U.0 C
CONDUTIBILIDADE DO ISCLANTE	C.035 W/MK	TEMP MEDIA DE SAIDA DE DEMANDA	U.0 C
VOLUME DO TANQUE	C.100 M3	TEMP MEDIA NO TOPO DO TANQUE	43.28 C
ALTURA DO TANQUE	C.555 M	TEMP MEDIA NA BASE DO TANQUE	41.72 C
AREA TRANSVERSAL	C.161 M2	CAPUENTE MEDIO DA EQUACAO	-3.65 C
DEFINITEZ TRANSVERSAL	1.508 M	TEMPERATURA MEDIA DO TANQUE	42.05 C
CONDUTIBILIDADE DA PAREDE	46.7 W/MK	CALOR MEDIO TOTAL	130.70 MJ
ESPESURA DA PAREDE DO TANQUE	U.001 M	CALOR MEDIO ENTREGUE	424.65 KJ
ESPESURA DO ISCLANTE NO TOPO	C.050 M	CALOR MEDIO RETIRADO	0.0 KJ
ESPESURA DO ISCLANTE NA LATERAL	C.050 M	CALOR MEDIO PERD NO TOPO DO TANQUE	-3.27 KJ
ESPESURA DO ISCLANTE NA BASE	C.050 M	CALOR MEDIO PERD NA LATERAL DO TANQUE	-13.77 KJ
CONDUTIBILIDADE DO ISCLANTE	C.035 W/MK	CALOR MEDIO PERD NA BASE DO TANQUE	-2.19 KJ
COEF DE PERDA DE CARGA NOS ACESSORIOS	11.00	CALOR MEDIO PERD NA CANAL DE ENTRADA	-7.60 KJ
RUGOSIDADE RELATIVA DA CANALIZACAO	C.002 M	CALOR MEDIO PERD NA CANAL DE SAIDA	-0.84 KJ
PRESSAO DA BOMBA DE CIRCULACAO	C.0 N/M2	CALOR MEDIO TOTAL PERD PELO COLETOR	-156.90 KJ
VAZAO INICIAL DO VAZAO DA BOMBA	C.010 KG/S	TEMPERATURA FINAL NO TOPO	50.31 C
TEMPERATURA INICIAL NO TOPO	25.00 C	TEMPERATURA FINAL NA BASE	50.31 C
TEMPERATURA INICIAL NA BASE	25.00 C	EXPUENTE FINAL DA EQUACAO	0.0
EXPCENTE INICIAL DA EQUACAO	0.0	UTILIDADE FINAL DE CALOR	156.07 MJ
UTILIDADE DE CALOR INICIAL	124.66 MJ		
TEMPERATURA INICIAL DO SIMULACAO	2 MTV		
NASCER DO SOL	62 MTV		

NASCER DO SOL PARA C COLETOR 78 MTV
 FLR DO SOL PARA C COLETOR 210 MTV
 POP DO SOL 226 MTV
 TEMPO FINAL DA SIMULACAO 226 MTV
 ELOCACAO DO TEMPO PARA A HORA CIVIL 13.051 MTS

RENDIMENTO GLOBAIS DA INSTALACAO (GGT/SRI) U.362
 CALOR TOTAL GLOBAL RESERVADO 11.387 MJ
 DISTANCIA DO COLETOR AC TANQUE U.488 M
 PESILAU DE ENTRADA NO TANQUE U.006 M

CFC	AAS	AZS	AZC	HBS	HDS	HIS	HEC	HDC	HTC
5.23	-0.1164E+03	0.5553E+02	0.0	0.2450E-05	0.3505E+05	0.4154E-06	0.0	0.0	0.0
5.43	-0.1132E+03	0.5551E+02	0.0	0.0589E+01	0.1125E+04	0.1787E+02	0.0	0.0	0.0
5.03	-0.1132E+03	0.6144E+02	0.0	0.4346E+02	0.3911E+02	0.2558E+02	0.0	0.0	0.0
5.23	-0.1100E+03	0.7730E+02	0.0	0.1000E+03	0.6057E+02	0.1610E+03	0.0	0.0	0.0
6.43	-0.1051E+03	0.7311E+02	0.8750E+02	0.1658E+03	0.7645E+02	0.2423E+03	0.2787E+02	0.0905E+02	0.5092E+03
7.03	-0.1022E+03	0.6888E+02	0.8274E+02	0.2358E+03	0.9771E+02	0.2130E+03	0.8276E+02	0.7927E+02	0.1620E+03
7.43	-0.1044E+03	0.6461E+02	0.7631E+02	0.3074E+03	0.5605E+02	0.4124E+03	0.1458E+03	0.8691E+02	0.2321E+03
7.43	-0.1020E+03	0.6030E+02	0.7394E+02	0.3787E+03	0.1024E+03	0.4112E+03	0.2111E+03	0.9279E+02	0.3042E+03
5.03	-0.1009E+03	0.5596E+02	0.6953E+02	0.4487E+03	0.1174E+03	0.5061E+03	0.2798E+03	0.9741E+02	0.3704E+03
5.23	-0.9513E+02	0.5160E+02	0.6340E+02	0.5162E+03	0.1114E+03	0.6277E+03	0.3460E+03	0.1011E+03	0.4471E+03
5.43	-0.9735E+02	0.4721E+02	0.6126E+02	0.5807E+03	0.1146E+03	0.9953E+03	0.4111E+03	0.1041E+03	0.5152E+03
5.03	-0.9565E+02	0.4291E+02	0.5723E+02	0.6414E+03	0.1171E+03	0.7089E+03	0.4735E+03	0.1068E+03	0.5797E+03
5.23	-0.9363E+02	0.3895E+02	0.5394E+02	0.6976E+03	0.1193E+03	0.8106E+03	0.5313E+03	0.1006E+03	0.6599E+03
5.43	-0.9164E+02	0.3597E+02	0.4963E+02	0.7466E+03	0.1210E+03	0.9098E+03	0.5898E+03	0.1102E+03	0.6950E+03
10.03	-0.8927E+02	0.2954E+02	0.4614E+02	0.7947E+03	0.1224E+03	0.9171E+03	0.6235E+03	0.1119E+03	0.7444E+03
10.23	-0.8607E+02	0.2511E+02	0.4332E+02	0.8347E+03	0.1235E+03	0.9569E+03	0.6731E+03	0.1127E+03	0.7877E+03
10.43	-0.8305E+02	0.2069E+02	0.4044E+02	0.8868E+03	0.1244E+03	0.9531E+03	0.7105E+03	0.1136E+03	0.8245E+03
11.03	-0.7913E+02	0.1831E+02	0.3758E+02	0.9561E+03	0.1251E+03	1.0211E+04	0.7400E+03	0.1142E+03	0.8943E+03
11.23	-0.7253E+02	0.1201E+02	0.3581E+02	0.9165E+03	0.1256E+03	0.1045E+04	0.7211E+03	0.1147E+03	0.8706E+03
11.43	-0.6014E+02	0.7935E+01	0.3242E+02	0.9309E+03	0.1259E+03	0.1057E+04	0.7770E+03	0.1151E+03	0.8920E+03
12.03	-0.2909E+02	0.4723E+01	0.3584E+02	0.9379E+03	0.1261E+03	0.1064E+04	0.7644E+03	0.1152E+03	0.8996E+03
12.23	0.2609E+02	0.4723E+01	0.3354E+02	0.9379E+03	0.1261E+03	0.1064E+04	0.7644E+03	0.1152E+03	0.8996E+03
12.43	0.6014E+02	0.7935E+01	0.3424E+02	0.9379E+03	0.1259E+03	0.1057E+04	0.7770E+03	0.1151E+03	0.8920E+03
13.03	0.7253E+02	0.1201E+02	0.3561E+02	0.9165E+03	0.1256E+03	0.1045E+04	0.7770E+03	0.1151E+03	0.8920E+03
13.23	0.7913E+02	0.1831E+02	0.3758E+02	0.9561E+03	0.1251E+03	0.1021E+04	0.7612E+03	0.1147E+03	0.8706E+03
13.43	0.8350E+02	0.2065E+02	0.4002E+02	0.9961E+03	0.1251E+03	0.1021E+04	0.7400E+03	0.1142E+03	0.8943E+03
14.03	0.8671E+02	0.2511E+02	0.4292E+02	0.8666E+03	0.1244E+03	0.9531E+03	0.7105E+03	0.1136E+03	0.8245E+03
14.23	0.8322E+02	0.2964E+02	0.4614E+02	0.7947E+03	0.1224E+03	0.9569E+03	0.6731E+03	0.1127E+03	0.7877E+03
14.43	0.7913E+02	0.3597E+02	0.4963E+02	0.7466E+03	0.1224E+03	0.9171E+03	0.6235E+03	0.1119E+03	0.7444E+03
15.03	0.5363E+02	0.5355E+02	0.4963E+02	0.7466E+03	0.1210E+03	0.6098E+03	0.5898E+03	0.1102E+03	0.6950E+03
15.23	0.4553E+02	0.4281E+02	0.4723E+02	0.6414E+03	0.1171E+03	0.5165E+03	0.4735E+03	0.1006E+03	0.5799E+03
15.43	0.9755E+02	0.6126E+02	0.5807E+02	0.5807E+03	0.1146E+03	0.6953E+03	0.4111E+03	0.1041E+03	0.5152E+03
16.03	0.9513E+02	0.5160E+02	0.5163E+02	0.5163E+03	0.1114E+03	0.6277E+03	0.3460E+03	0.1011E+03	0.4471E+03
16.23	0.1009E+03	0.5596E+02	0.4487E+03	0.4487E+03	0.1174E+03	0.9741E+02	0.2798E+03	0.9741E+02	0.3704E+03
16.43	0.1022E+03	0.5888E+02	0.4614E+03	0.4614E+03	0.1171E+03	0.7089E+02	0.2111E+03	0.8691E+02	0.3042E+03
17.03	0.1044E+03	0.6030E+02	0.4963E+03	0.4963E+03	0.1210E+03	0.9098E+02	0.1458E+03	0.8691E+02	0.2321E+03

HORA CIVIL LOCAL CMC H.MTS
 ANGULO DE AZIMUTE SOLAR AAS G
 ANGULO DE ZENITE SOLAR AZS G
 ANGULO DE ZENITE DO COLETOR AZC G
 RADIACAO DIRETA HDS *

RADIACAO DIFUSA HDS *
 RADIACAO TOTAL HTS *
 RAD DIRETA PARA C COLETOR HDC *
 RAD DIFUSA PARA C COLETOR HUC *
 RAD TOTAL PARA C COLETOR HTC *

NUMERO DE REYNOLDS INTERN AC COLETOR NRE
 TEMP DE SAIDA DC TANQUE TSC C
 TEMP DE ENTRADA NO COLETOR VZC
 HORA CIVIL LOCAL CHC H.MTS
 VAZAO DO COLETOR VZC K3/S
 TEMP DE SAIDA DC TANQUE TSC C
 TEMP DE ENTRADA NO COLETOR TEC C
 REND GLOBAL DA INSTALACAO ((Q1+Q2)/HTS) RGI
 TEMP DE SAIDA DC COLETOR TSC C
 TEMP DE ENTRADA NO TANQUE TEG C
 TEMP MEDIA DO FLUIDO TFC C
 TEMPERATURA DA PLACA TPL C
 REND GLOBAL DA INSTALACAO ((Q1+Q2)/HTS) RGI

CHC	VZC	NRE	TSC	TEC	TSD	TEG	IFC	TPL	RGI
6.43	0.299E+02	0.386E+02	0.2460E+02	0.2437E+02	0.2553E+02	0.2539E+02	0.2498E+02	0.2527E+02	0.0
7.03	0.509E+02	0.674E+02	0.2461E+02	0.2448E+02	0.2644E+02	0.2533E+02	0.2549E+02	0.2652E+02	0.1035E+01
7.23	0.712E+02	0.583E+02	0.2463E+02	0.2454E+02	0.2742E+02	0.2734E+02	0.2601E+02	0.2767E+02	0.7456E+01
7.43	0.823E+02	0.1156E+03	0.2466E+02	0.2460E+02	0.2843E+02	0.2833E+02	0.2695E+02	0.2924E+02	0.1513E+00
8.03	0.1047E+01	0.1455E+03	0.2504E+02	0.2458E+02	0.2950E+02	0.2950E+02	0.2730E+02	0.3106E+02	0.2277E+00
8.23	0.1123E+01	0.1696E+03	0.2573E+02	0.2568E+02	0.3090E+02	0.3090E+02	0.2822E+02	0.3314E+02	0.2948E+00
8.43	0.1212E+01	0.1902E+03	0.2662E+02	0.2657E+02	0.3235E+02	0.3235E+02	0.2922E+02	0.3532E+02	0.3507E+00
8.63	0.1429E+01	0.2158E+03	0.2774E+02	0.2769E+02	0.3389E+02	0.3389E+02	0.3052E+02	0.3750E+02	0.3908E+00
8.83	0.1639E+01	0.2387E+03	0.2897E+02	0.2892E+02	0.3543E+02	0.3536E+02	0.3221E+02	0.3969E+02	0.4315E+00
8.93	0.1831E+01	0.2596E+03	0.3041E+02	0.3035E+02	0.3716E+02	0.3716E+02	0.3375E+02	0.4195E+02	0.4597E+00
10.03	0.1719E+01	0.2627E+03	0.3192E+02	0.3186E+02	0.3884E+02	0.3884E+02	0.3538E+02	0.4411E+02	0.4810E+00
10.23	0.1715E+01	0.2852E+03	0.3198E+02	0.3152E+02	0.3939E+02	0.3939E+02	0.3699E+02	0.4506E+02	0.4973E+00
10.43	0.1852E+01	0.2921E+03	0.2922E+02	0.3516E+02	0.4231E+02	0.4224E+02	0.3878E+02	0.4631E+02	0.5157E+00
11.03	0.1934E+01	0.3498E+03	0.3703E+02	0.3656E+02	0.4410E+02	0.4403E+02	0.4050E+02	0.5035E+02	0.5170E+00
11.23	0.1992E+01	0.3714E+03	0.3864E+02	0.3877E+02	0.4588E+02	0.4579E+02	0.4235E+02	0.5227E+02	0.5214E+00
11.43	0.2035E+01	0.3917E+03	0.4068E+02	0.4061E+02	0.4761E+02	0.4754E+02	0.4414E+02	0.5410E+02	0.5225E+00
12.03	0.2071E+01	0.4106E+03	0.4293E+02	0.4248E+02	0.4926E+02	0.4926E+02	0.4592E+02	0.5563E+02	0.5217E+00
12.23	0.2072E+01	0.4276E+03	0.4437E+02	0.4425E+02	0.5116E+02	0.5093E+02	0.4767E+02	0.5742E+02	0.5180E+00
12.43	0.2114E+01	0.4425E+03	0.4481E+02	0.4405E+02	0.5261E+02	0.5255E+02	0.4928E+02	0.5867E+02	0.5120E+00
13.03	0.2112E+01	0.4582E+03	0.4813E+02	0.4603E+02	0.5430E+02	0.5424E+02	0.5115E+02	0.6032E+02	0.5035E+00
13.23	0.2192E+01	0.4732E+03	0.5026E+02	0.5013E+02	0.5612E+02	0.5602E+02	0.5316E+02	0.6182E+02	0.4919E+00
13.43	0.2047E+01	0.4625E+03	0.5152E+02	0.5142E+02	0.5721E+02	0.5711E+02	0.5434E+02	0.6252E+02	0.4761E+00
14.03	0.2035E+01	0.4645E+03	0.5256E+02	0.5256E+02	0.5932E+02	0.5922E+02	0.5622E+02	0.6252E+02	0.4609E+00
14.23	0.2035E+01	0.4739E+03	0.5465E+02	0.5453E+02	0.5950E+02	0.5940E+02	0.5714E+02	0.6369E+02	0.4407E+00
14.43	0.1874E+01	0.4914E+03	0.5493E+02	0.5480E+02	0.5950E+02	0.5940E+02	0.5720E+02	0.6340E+02	0.4143E+00
15.03	0.1815E+01	0.4432E+03	0.5627E+02	0.5613E+02	0.6027E+02	0.6016E+02	0.5832E+02	0.6353E+02	0.3995E+00
15.23	0.1043E+01	0.5977E+03	0.5655E+02	0.5639E+02	0.6022E+02	0.6009E+02	0.5832E+02	0.6250E+02	0.3492E+00
15.43	0.1535E+01	0.3732E+03	0.5732E+02	0.5736E+02	0.6055E+02	0.6039E+02	0.5896E+02	0.6245E+02	0.3055E+00
16.03	0.1235E+01	0.3187E+03	0.5773E+02	0.5752E+02	0.6016E+02	0.6000E+02	0.5866E+02	0.6134E+02	0.2426E+00
16.23	0.9709E+02	0.2366E+03	0.5787E+02	0.5760E+02	0.5955E+02	0.5934E+02	0.5855E+02	0.6002E+02	0.1660E+00
16.43	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.6914E-01
17.03	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
17.23	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
17.43	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0

HORA CIVIL LOCAL CHC H.MTS
 CALOR ENTREGUE PELO COLETOR QEC KJ
 CALOR PERDIDO PELO COLETOR QCD KJ
 CALOR PERDIDO PELO TANGUE Q11 KJ
 CALOR PERDIDO PELO LATERAL DO TANGUE Q12 KJ
 HORA CIVIL LOCAL CHC H.MTS
 CALOR PERDIDO PELO TANGUE Q18 KJ
 CALOR PERDIDO NA CANAL DE ENTRADA QPE KJ
 CALOR PERDIDO NA CANAL DE SAIDA QPS KJ
 CALOR PERDIDO PELO COLETOR Q19 KJ
 CALOR TOTAL DO TANGUE Q20 KJ

CHC	SEC	GRD	GTI	GTL	QTB	QPE	GPS	QLC	QTC
0.22	0.0	0.0	-0.1380E+01	-0.6154E+01	-0.9613E+00	0.0	0.0	0.0	0.1246814E+06
0.42	0.0	0.0	-0.1396E+01	-0.6224E+01	-0.9725E+00	0.0	0.0	0.0	0.1246729E+06
1.02	0.0	0.0	-0.1408E+01	-0.6277E+01	-0.9810E+00	0.0	0.0	0.0	0.1246644E+06
1.22	0.0	0.0	-0.1416E+01	-0.6314E+01	-0.9870E+00	0.0	0.0	0.0	0.1246557E+06
1.42	0.0	0.0	-0.1421E+01	-0.6335E+01	-0.9903E+00	0.0	0.0	0.0	0.1246469E+06
2.02	0.0	0.0	-0.1422E+01	-0.6339E+01	-0.9910E+00	0.0	0.0	0.0	0.1246382E+06
2.22	0.0	0.0	-0.1419E+01	-0.6327E+01	-0.9890E+00	0.0	0.0	0.0	0.1246294E+06
2.42	0.0	0.0	-0.1412E+01	-0.6297E+01	-0.9842E+00	0.0	0.0	0.0	0.1246207E+06
3.02	0.0	0.0	-0.1402E+01	-0.6251E+01	-0.9769E+00	0.0	0.0	0.0	0.1246120E+06
3.22	0.0	0.0	-0.1388E+01	-0.6185E+01	-0.9670E+00	0.0	0.0	0.0	0.1246033E+06
3.42	0.0	0.0	-0.1371E+01	-0.6112E+01	-0.9543E+00	0.0	0.0	0.0	0.1245946E+06
4.02	0.0	0.0	-0.1350E+01	-0.6019E+01	-0.9396E+00	0.0	0.0	0.0	0.1245860E+06
4.22	0.0	0.0	-0.1325E+01	-0.5911E+01	-0.9224E+00	0.0	0.0	0.0	0.1245773E+06
4.42	0.0	0.0	-0.1258E+01	-0.5750E+01	-0.9030E+00	0.0	0.0	0.0	0.1245687E+06
5.02	0.0	0.0	-0.1268E+01	-0.5656E+01	-0.8816E+00	0.0	0.0	0.0	0.1245601E+06
5.22	0.0	0.0	-0.1235E+01	-0.5511E+01	-0.8583E+00	0.0	0.0	0.0	0.1245515E+06
5.42	0.0	0.0	-0.1200E+01	-0.5354E+01	-0.8338E+00	0.0	0.0	0.0	0.1245429E+06
6.02	0.0	0.0	-0.1162E+01	-0.5185E+01	-0.8088E+00	0.0	0.0	0.0	0.1245343E+06
6.22	0.0	0.0	-0.1123E+01	-0.5014E+01	-0.7791E+00	0.0	0.0	0.0	0.1245257E+06
6.42	0.0	0.0	-0.1108E+01	-0.4875E+01	-0.7537E+00	0.0	0.0	0.0	0.1245171E+06
7.02	0.0	0.0	-0.1123E+01	-0.4756E+01	-0.7205E+00	0.0	0.0	0.0	0.1245085E+06
7.22	0.0	0.0	-0.1108E+01	-0.4656E+01	-0.6839E+00	0.0	0.0	0.0	0.1245000E+06
7.42	0.0	0.0	-0.1120E+01	-0.4719E+01	-0.6605E+00	0.0	0.0	0.0	0.1244914E+06
8.02	0.0	0.0	-0.1174E+01	-0.4835E+01	-0.6703E+00	0.0	0.0	0.0	0.1244829E+06
8.22	0.0	0.0	-0.1148E+01	-0.4719E+01	-0.6703E+00	0.0	0.0	0.0	0.1244743E+06
8.42	0.0	0.0	-0.1178E+01	-0.4835E+01	-0.6703E+00	0.0	0.0	0.0	0.1244658E+06
9.02	0.0	0.0	-0.1160E+01	-0.4756E+01	-0.6331E+00	0.0	0.0	0.0	0.1244572E+06
9.22	0.0	0.0	-0.1153E+01	-0.4656E+01	-0.6331E+00	0.0	0.0	0.0	0.1244487E+06
9.42	0.0	0.0	-0.1109E+01	-0.4511E+01	-0.6000E+00	0.0	0.0	0.0	0.1244401E+06
10.02	0.0	0.0	-0.1226E+01	-0.4656E+01	-0.5537E+00	0.0	0.0	0.0	0.1244316E+06
10.22	0.0	0.0	-0.1259E+01	-0.4777E+01	-0.5110E+00	0.0	0.0	0.0	0.1244230E+06
10.42	0.0	0.0	-0.1245E+01	-0.4656E+01	-0.4965E+00	0.0	0.0	0.0	0.1244145E+06
11.02	0.0	0.0	-0.1260E+01	-0.4805E+01	-0.4656E+00	0.0	0.0	0.0	0.1244059E+06
11.22	0.0	0.0	-0.1271E+01	-0.4835E+01	-0.4370E+00	0.0	0.0	0.0	0.1243974E+06
11.42	0.0	0.0	-0.1265E+01	-0.4777E+01	-0.4183E+00	0.0	0.0	0.0	0.1243888E+06
12.02	0.0	0.0	-0.1265E+01	-0.4777E+01	-0.3925E+00	0.0	0.0	0.0	0.1243803E+06
12.22	0.0	0.0	-0.1265E+01	-0.4777E+01	-0.3748E+00	0.0	0.0	0.0	0.1243717E+06
12.42	0.0	0.0	-0.1265E+01	-0.4777E+01	-0.3571E+00	0.0	0.0	0.0	0.1243632E+06
13.02	0.0	0.0	-0.1265E+01	-0.4777E+01	-0.3394E+00	0.0	0.0	0.0	0.1243546E+06
13.22	0.0	0.0	-0.1265E+01	-0.4777E+01	-0.3217E+00	0.0	0.0	0.0	0.1243461E+06
13.42	0.0	0.0	-0.1265E+01	-0.4777E+01	-0.3040E+00	0.0	0.0	0.0	0.1243375E+06
14.02	0.0	0.0	-0.1265E+01	-0.4777E+01	-0.2863E+00	0.0	0.0	0.0	0.1243290E+06
14.22	0.0	0.0	-0.1265E+01	-0.4777E+01	-0.2686E+00	0.0	0.0	0.0	0.1243204E+06
14.42	0.0	0.0	-0.1265E+01	-0.4777E+01	-0.2509E+00	0.0	0.0	0.0	0.1243119E+06
15.02	0.0	0.0	-0.1265E+01	-0.4777E+01	-0.2332E+00	0.0	0.0	0.0	0.1243033E+06
15.22	0.0	0.0	-0.1265E+01	-0.4777E+01	-0.2155E+00	0.0	0.0	0.0	0.1242948E+06
15.42	0.0	0.0	-0.1265E+01	-0.4777E+01	-0.1978E+00	0.0	0.0	0.0	0.1242862E+06
16.02	0.0	0.0	-0.1265E+01	-0.4777E+01	-0.1801E+00	0.0	0.0	0.0	0.1242777E+06
16.22	0.0	0.0	-0.1265E+01	-0.4777E+01	-0.1624E+00	0.0	0.0	0.0	0.1242691E+06
16.42	0.0	0.0	-0.1265E+01	-0.4777E+01	-0.1447E+00	0.0	0.0	0.0	0.1242606E+06
17.02	0.0	0.0	-0.1265E+01	-0.4777E+01	-0.1270E+00	0.0	0.0	0.0	0.1242520E+06
17.22	0.0	0.0	-0.1265E+01	-0.4777E+01	-0.1093E+00	0.0	0.0	0.0	0.1242435E+06

17.43	U.0	-0.4993E+01	-0.2150E+02	-0.3463E+01	0.0	0.0	0.0	0.0	U.1366701E+06
18.03	U.0	-0.5030E+01	-0.2167E+02	-0.3491E+01	0.0	0.0	0.0	0.0	U.1366402E+06
18.23	U.0	-0.4977E+01	-0.2175E+02	-0.3520E+01	0.0	0.0	0.0	0.0	U.1366100E+06
18.43	U.0	-0.5019E+01	-0.2153E+02	-0.3550E+01	0.0	0.0	0.0	0.0	U.1365797E+06
19.03	U.0	-0.4983E+01	-0.2202E+02	-0.3582E+01	0.0	0.0	0.0	0.0	U.1365492E+06
19.23	U.0	-0.5026E+01	-0.2222E+02	-0.3614E+01	0.0	0.0	0.0	0.0	U.1365186E+06
19.43	U.0	-0.5083E+01	-0.2245E+02	-0.3648E+01	0.0	0.0	0.0	0.0	U.1364877E+06
20.03	U.0	-0.5125E+01	-0.2265E+02	-0.3681E+01	0.0	0.0	0.0	0.0	U.1364566E+06
20.23	U.0	-0.5175E+01	-0.2265E+02	-0.3715E+01	0.0	0.0	0.0	0.0	U.1364251E+06
20.43	U.0	-0.5221E+01	-0.2306E+02	-0.3748E+01	0.0	0.0	0.0	0.0	U.1363934E+06
21.03	U.0	-0.5266E+01	-0.2326E+02	-0.3782E+01	0.0	0.0	0.0	0.0	U.1363614E+06
21.23	U.0	-0.5214E+01	-0.2306E+02	-0.3751E+01	0.0	0.0	0.0	0.0	U.1363290E+06
21.43	U.0	-0.5237E+01	-0.2312E+02	-0.3768E+01	0.0	0.0	0.0	0.0	U.1362970E+06
22.03	U.0	-0.5265E+01	-0.2324E+02	-0.3788E+01	0.0	0.0	0.0	0.0	U.1362649E+06
22.23	U.0	-0.5292E+01	-0.2336E+02	-0.3808E+01	0.0	0.0	0.0	0.0	U.1362326E+06
22.43	U.0	-0.5316E+01	-0.2347E+02	-0.3825E+01	0.0	0.0	0.0	0.0	U.1362001E+06
23.03	U.0	-0.5339E+01	-0.2357E+02	-0.3842E+01	0.0	0.0	0.0	0.0	U.1361675E+06
23.23	U.0	-0.5355E+01	-0.2365E+02	-0.3856E+01	0.0	0.0	0.0	0.0	U.1361347E+06
23.43	U.0	-0.5375E+01	-0.2373E+02	-0.3869E+01	0.0	0.0	0.0	0.0	U.1361019E+06
24.03	U.0	-0.5389E+01	-0.2379E+02	-0.3878E+01	0.0	0.0	0.0	0.0	U.1360693E+06

HORA CIVIL LOCAL CFC H.M.TS
VAZAC DE DEMANDA VZD KG/S
TEMP DE ENT DE DEMANDA TDC C
TEMP DE SCA DE DEMANDA TSD C
TEMPERATURA DC TOPC IPC C

CFC	VZD	TEC	TSD	TOP	TES	CFC	TMC	VLV	TAE
7.23	U.0	U.0	U.0	U.2456E+02	U.2498E+02	U.0	U.2456E+02	U.2522E+01	U.1310E+02
8.43	U.0	U.0	U.0	U.2456E+02	U.2498E+02	U.0	U.2456E+02	U.2479E+01	U.1290E+02
1.03	U.0	U.0	U.0	U.2455E+02	U.2493E+02	U.0	U.2455E+02	U.2443E+01	U.1204E+02
1.23	U.0	U.0	U.0	U.2451E+02	U.2491E+02	U.0	U.2451E+02	U.2416E+01	U.1275E+02
1.43	U.0	U.0	U.0	U.2465E+02	U.2465E+02	U.0	U.2465E+02	U.2395E+01	U.1269E+02
2.03	U.0	U.0	U.0	U.2467E+02	U.2467E+02	U.0	U.2467E+02	U.2389E+01	U.1266E+02
2.23	U.0	U.0	U.0	U.2464E+02	U.2484E+02	U.0	U.2464E+02	U.2359E+01	U.1266E+02
2.43	U.0	U.0	U.0	U.2462E+02	U.2482E+02	U.0	U.2462E+02	U.2350E+01	U.1269E+02
3.03	U.0	U.0	U.0	U.2460E+02	U.2480E+02	U.0	U.2460E+02	U.2416E+01	U.1275E+02
3.23	U.0	U.0	U.0	U.2477E+02	U.2477E+02	U.0	U.2477E+02	U.2443E+01	U.1284E+02
3.43	U.0	U.0	U.0	U.2475E+02	U.2475E+02	U.0	U.2475E+02	U.2479E+01	U.1290E+02
4.03	U.0	U.0	U.0	U.2473E+02	U.2473E+02	U.0	U.2473E+02	U.2522E+01	U.1310E+02
4.23	U.0	U.0	U.0	U.2471E+02	U.2471E+02	U.0	U.2471E+02	U.2575E+01	U.1326E+02
4.43	U.0	U.0	U.0	U.2469E+02	U.2469E+02	U.0	U.2469E+02	U.2650E+01	U.1346E+02
5.03	U.0	U.0	U.0	U.2467E+02	U.2467E+02	U.0	U.2467E+02	U.2703E+01	U.1370E+02
5.23	U.0	U.0	U.0	U.2465E+02	U.2465E+02	U.0	U.2465E+02	U.2777E+01	U.1395E+02
5.43	U.0	U.0	U.0	U.2463E+02	U.2463E+02	U.0	U.2463E+02	U.2857E+01	U.1422E+02
6.03	U.0	U.0	U.0	U.2461E+02	U.2461E+02	U.0	U.2461E+02	U.2943E+01	U.1450E+02
6.23	U.0	U.0	U.0	U.2459E+02	U.2459E+02	U.0	U.2459E+02	U.3033E+01	U.1481E+02
6.43	U.0	U.0	U.0	U.2457E+02	U.2457E+02	U.0	U.2457E+02	U.3128E+01	U.1512E+02
7.03	U.0	U.0	U.0	U.2500E+02	U.2461E+02	U.0	U.2472E+02	U.3237E+01	U.1542E+02
7.23	U.0	U.0	U.0	U.2535E+02	U.2484E+02	U.0	U.2458E+02	U.3326E+01	U.1579E+02

TEMPERATURA DA BASE TES C
EXPERTE DA EQUACAO CFC
TEMP MEDIA CC TANGUE TMG C
VELOCIDADE DC VENTO VLV M/S
TEMPERATURA AMBIENTE TAE C

7.43	0.0	0.0	0.0	0.2805E+02	0.2468E+02	0.4724E+01	0.2524E+02	0.3431E+01	0.1613E+02
8.03	0.0	0.0	0.0	0.2995E+02	0.2505E+02	-0.5152E+01	0.2595E+02	0.3535E+01	0.1646E+02
9.23	0.0	0.0	0.0	0.3050E+02	0.2575E+02	-0.5503E+01	0.2670E+02	0.3640E+01	0.1663E+02
8.43	0.0	0.0	0.0	0.3233E+02	0.2664E+02	-0.5568E+01	0.2766E+02	0.3742E+01	0.1717E+02
9.03	0.0	0.0	0.0	0.3329E+02	0.2776E+02	-0.5599E+01	0.2876E+02	0.3847E+01	0.1752E+02
9.23	0.0	0.0	0.0	0.3469E+02	0.2900E+02	-0.5299E+01	0.3000E+02	0.3948E+01	0.1786E+02
9.43	0.0	0.0	0.0	0.3554E+02	0.3044E+02	-0.5127E+01	0.3140E+02	0.4047E+01	0.1818E+02
10.03	0.0	0.0	0.0	0.3700E+02	0.3195E+02	-0.5068E+01	0.3292E+02	0.4142E+01	0.1850E+02
10.23	0.0	0.0	0.0	0.3933E+02	0.3375E+02	-0.5189E+01	0.3445E+02	0.4232E+01	0.1880E+02
10.43	0.0	0.0	0.0	0.4029E+02	0.3527E+02	-0.4965E+01	0.3624E+02	0.4318E+01	0.1909E+02
11.03	0.0	0.0	0.0	0.4192E+02	0.3707E+02	-0.4680E+01	0.3803E+02	0.4398E+01	0.1935E+02
11.23	0.0	0.0	0.0	0.4359E+02	0.3889E+02	-0.4402E+01	0.3993E+02	0.4472E+01	0.1960E+02
11.43	0.0	0.0	0.0	0.4528E+02	0.4074E+02	-0.4722E+01	0.4186E+02	0.4540E+01	0.1983E+02
12.03	0.0	0.0	0.0	0.4696E+02	0.4259E+02	-0.4641E+01	0.4385E+02	0.4600E+01	0.2003E+02
12.23	0.0	0.0	0.0	0.4864E+02	0.4443E+02	-0.4563E+01	0.4581E+02	0.4652E+01	0.2020E+02
12.43	0.0	0.0	0.0	0.5005E+02	0.4626E+02	-0.4425E+01	0.4775E+02	0.4696E+01	0.2035E+02
13.03	0.0	0.0	0.0	0.5108E+02	0.4813E+02	-0.4112E+01	0.4964E+02	0.4732E+01	0.2047E+02
13.23	0.0	0.0	0.0	0.5108E+02	0.5029E+02	-0.2807E+01	0.5152E+02	0.4759E+01	0.2056E+02
13.43	0.0	0.0	0.0	0.5350E+02	0.5157E+02	-0.3647E+01	0.5355E+02	0.4777E+01	0.2062E+02
14.03	0.0	0.0	0.0	0.5481E+02	0.5303E+02	-0.3544E+01	0.5548E+02	0.4766E+01	0.2065E+02
14.23	0.0	0.0	0.0	0.5502E+02	0.5468E+02	-0.3994E+01	0.5735E+02	0.4786E+01	0.2065E+02
14.43	0.0	0.0	0.0	0.5671E+02	0.5659E+02	-0.4230E+01	0.5918E+02	0.4777E+01	0.2062E+02
15.03	0.0	0.0	0.0	0.5817E+02	0.5831E+02	-0.3524E+01	0.6078E+02	0.4759E+01	0.2056E+02
15.23	0.0	0.0	0.0	0.6009E+02	0.6059E+02	-0.4111E+01	0.6238E+02	0.4732E+01	0.2047E+02
15.43	0.0	0.0	0.0	0.6133E+02	0.6255E+02	-0.3655E+01	0.6400E+02	0.4696E+01	0.2035E+02
16.03	0.0	0.0	0.0	0.6000E+02	0.6475E+02	-0.3683E+01	0.6563E+02	0.4652E+01	0.2020E+02
16.23	0.0	0.0	0.0	0.6000E+02	0.6702E+02	-0.3621E+01	0.6728E+02	0.4600E+01	0.2003E+02
16.43	0.0	0.0	0.0	0.6000E+02	0.6928E+02	-0.3100E+01	0.6894E+02	0.4540E+01	0.1983E+02
17.03	0.0	0.0	0.0	0.6000E+02	0.7152E+02	-0.3100E+01	0.7060E+02	0.4472E+01	0.1960E+02
17.23	0.0	0.0	0.0	0.5933E+02	0.7372E+02	-0.3230E+01	0.7226E+02	0.4398E+01	0.1935E+02
17.43	0.0	0.0	0.0	0.5933E+02	0.7592E+02	-0.3230E+01	0.7392E+02	0.4318E+01	0.1909E+02
18.03	0.0	0.0	0.0	0.5862E+02	0.7812E+02	-0.2567E+01	0.7558E+02	0.4232E+01	0.1880E+02
18.23	0.0	0.0	0.0	0.5862E+02	0.8032E+02	-0.2567E+01	0.7724E+02	0.4142E+01	0.1850E+02
18.43	0.0	0.0	0.0	0.5801E+02	0.8252E+02	-0.2567E+01	0.7890E+02	0.4047E+01	0.1818E+02
19.03	0.0	0.0	0.0	0.5801E+02	0.8472E+02	-0.2427E+00	0.8056E+02	0.3948E+01	0.1786E+02
19.23	0.0	0.0	0.0	0.5801E+02	0.8692E+02	-0.2427E+00	0.8222E+02	0.3847E+01	0.1752E+02
19.43	0.0	0.0	0.0	0.5801E+02	0.8912E+02	-0.2427E+00	0.8388E+02	0.3742E+01	0.1717E+02
20.03	0.0	0.0	0.0	0.5801E+02	0.9132E+02	-0.2427E+00	0.8554E+02	0.3640E+01	0.1683E+02
20.23	0.0	0.0	0.0	0.5801E+02	0.9352E+02	-0.2427E+00	0.8720E+02	0.3535E+01	0.1648E+02
20.43	0.0	0.0	0.0	0.5801E+02	0.9572E+02	-0.2427E+00	0.8886E+02	0.3431E+01	0.1613E+02
21.03	0.0	0.0	0.0	0.5727E+02	0.9792E+02	0.0	0.9052E+02	0.3326E+01	0.1575E+02
21.23	0.0	0.0	0.0	0.5711E+02	0.5711E+02	0.0	0.5711E+02	0.3227E+01	0.1545E+02
21.43	0.0	0.0	0.0	0.5701E+02	0.5701E+02	0.0	0.5701E+02	0.3128E+01	0.1515E+02
22.03	0.0	0.0	0.0	0.5651E+02	0.5651E+02	0.0	0.5651E+02	0.3033E+01	0.1481E+02
22.23	0.0	0.0	0.0	0.5681E+02	0.5681E+02	0.0	0.5681E+02	0.2945E+01	0.1450E+02
22.43	0.0	0.0	0.0	0.5671E+02	0.5671E+02	0.0	0.5671E+02	0.2857E+01	0.1422E+02
23.03	0.0	0.0	0.0	0.5661E+02	0.5661E+02	0.0	0.5661E+02	0.2777E+01	0.1395E+02
23.23	0.0	0.0	0.0	0.5651E+02	0.5651E+02	0.0	0.5651E+02	0.2703E+01	0.1370E+02
23.43	0.0	0.0	0.0	0.5641E+02	0.5641E+02	0.0	0.5641E+02	0.2630E+01	0.1346E+02
24.03	0.0	0.0	0.0	0.5631E+02	0.5631E+02	0.0	0.5631E+02	0.2575E+01	0.1326E+02