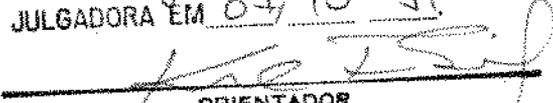


ESTE EXEMPLAR CORRESPONDE A REDAÇÃO FINAL
DA TESE DEFENDIDA POR Almabrante
mauro abogalerah E APROVADA PELA
COMISSÃO JULGADORA EM 07/10/91


ORIENTADOR

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA TÉRMICA E DE FLUIDOS

Tese de Mestrado

ANÁLISE TEÓRICA, NUMÉRICA E
EXPERIMENTAL DE UM COLETOR SOLAR
COM TUBOS DE CALOR

21/91

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA DE TÉRMICA E DE FLUIDOS

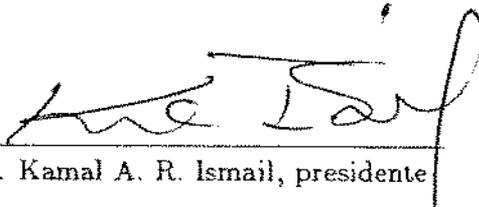
Tese de Mestrado

ANÁLISE TEÓRICA, NUMÉRICA E
EXPERIMENTAL DE UM COLETOR SOLAR
COM TUBOS DE CALOR

Autor: Almabrouk Mansor Abogderah ⁷⁴⁵

Orientador: Kamal A. R. Ismail

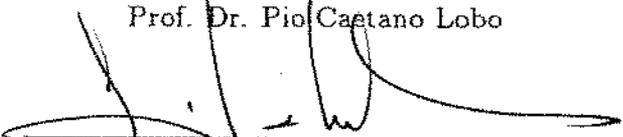
Aprovado por:



Prof. Dr. Kamal A. R. Ismail, presidente



Prof. Dr. Pio Caetano Lobo



Prof. Dr. Silvia Azucena Nebra de Pérez

Campinas, 16 de setembro de 1991.

بِسْمِ اللّٰهِ الرَّحْمٰنِ الرَّحِیْمِ

" وقل ربی زدنی علما "

صدق الله العظيم

A
Meus Pais,
Meus Irmãos e Minhas Irmãs.

الى
والدي،
اخوتي و اخواتي

Agradecimentos

Ao meu orientador Prof. Kamal Abdel Radi Ismail pela orientação sem a qual este trabalho não poderia ser realizado.

A equipe técnica do Laboratório de Armazenadores Térmicos e Tubos de Calor.

Aos engenheiros Adans Iraheta Marroquín, Vicente Luiz Scalon, Omar Mohamed Gatous e Mônica Maria Gonçalves e meu irmão Ali Mansor Abogderah pelo incentivo dado ao longo deste trabalho.

Ao engenheiro Rubens Stuginski Junior pelo esclarecimentos na área de programação.

Ao desenhista Wilton Furquim pelos desenhos deste trabalho.

A todos amigos que participaram direta ou indiretamente na realização deste trabalho.

Sumário

Apresentamos nesta dissertação os resultados numéricos e experimentais de um coletor solar com tubos de calor. A solução analítica dos tubos de calor, usando metanol como fluido de trabalho, é baseada em uma formulação unidimensional e suas performances térmicas foram determinadas para verificar os limites de operação do projeto. A análise do coletor solar é baseada no modelo de Duffie e Beckman (1980) [14] com modificações para permitir a utilização de tubos de calor como meio de transporte de calor absorvido pela placa. Apresentamos também uma avaliação comparativa entre este coletor e um coletor solar convencional de placa-plana. Os resultados do teste apresentados mostram uma boa concordância com o modelo teórico e, em geral, o coletor solar de placa-plana com tubos de calor mostrou um comportamento similar ao coletor solar convencional.

Abstract

This dissertation presents numerical and experimental results of a flat-plate solar collector with heat pipes which was constructed, instrumented and tested in parallel with a commercial conventional unit. The obtained experimental results of the two collectors are compared to show their relative merits. The experimental results of the flat-plate solar collector are also compared with its numerical predictions from the developed model [14].

The analytical solution of the methanol heat pipes is obtained using one dimensional formulation and their limits are calculated to ensure the performance of the collector. The flat-plate solar collector is analysed following the method of Duffie and Beckman (1980) [14] with modification to suit the use of heat pipes for heat transport and removal.

The experimental tests of the flat-plate solar collector with heat pipes are compared with the numerical predictions giving good agreement in the test range especially around mid-day when the collector approaches the heat pipes operating temperature. The poor performance of the solar collector in the morning and late afternoon is due to high incidence angle of solar beams which impairs the performance of the heat pipes.

ملخص

تعتبر الطاقة الشمسية من أرخص الطاقات المتوفرة والمتجددة بالعالم . لهذا عنيت البحوث العلمية والدراسات المتخصصة بإمكانية استخدام هذه الطاقة بكفاءة الطرق الممكنة . فقد تم استخدام هذه الطاقة في عدة مجالات مثل توليد الكهرباء والزراعة وغيرها . ولكن من أهم استخداماتها وأكثرها فعالية هو استخدامها في تسخين مياه المنازل .

انطلاقاً من هذا المبدأ فقد اختيرت كموضوع لهذا البحث "إطروحت الجستير" الذي تم بجامعة كمينس الولاية وذلك بدراسة وافية لتطوير المجمعات الشمسية التقليدية باستخدام الانابيب الحرارية لنقل الطاقة الممتصة بواسطة لوحة المجموع .

الانابيب الحرارية هي اجهزة فعالة لنقل الطاقة الحرارية، استخدمت لأول مرة في سنة ١٩٦٥ م بالولايات المتحدة الأمريكية . تتكون هذه الانابيب من جزئين رئيسيين هما المبخر والمكثف . في الجزء الاول يتم التبادل الحراري بين العنبر وسائل الانبوب الذي يتبخر منتقلاً الى الجزء الثاني (المكثف) وذلك لارتفاع الضغط في المبخر نتيجة لهذا التحول . يتم تكثف هذا الغاز نتيجة لتبادله الحراري مع الوسط المحيط بالمكثف بعد رجوعه الى المبخر عن طريق ما يسمى بالفتيلة .

لقد تم استخدام الانابيب المذكورة اعلاه لتطوير المجمعات الشمسية التقليدية المستخدمة لتسخين المياه، مما توجب دراسة متكاملة لهذه النوعية من المجمعات واستحداث القوانين والمعادلات المحددة لهذا الغرض . في هذا البحث تم تصميم وتركيب مجمع شمسي متكامل بالانابيب الحرارية واجريت عليه التجارب لاختذ القراءات اللازمة لاجراء المقارنات بين النتائج النظرية والعملية، التي كانت متوافقة الى حد مقبول، مما يدل ليس على صحة القوانين المستحدثة فقط بل وعلى فعالية هذا الجهاز .

Conteúdo

1	Introdução	1
2	Tubo de Calor	6
2.1	Fluido de trabalho	7
2.2	Estrutura Capilar	10
2.3	Invólucro Recipiente	15
2.4	Dimensionamento dos Tubos de Calor	15
2.4.1	Limite sônico	16
2.4.2	Limite de arraste	17
2.4.3	Limite de ebulição	17
2.4.4	Limite capilar	18
2.5	Coefficiente Global de Transferência de Calor	19
3	Coletor Solar de Placa Plana com Tubos de Calor	23
3.1	Desempenho Térmico de um Coletor de Placa-Plana com Tubos de Calor	25
3.2	Cálculo dos coeficientes de transferência de calor	29
3.3	Distribuição de temperatura entre os tubos	31
3.4	Fator de remoção de calor	35
3.5	Efeitos de sujeira	35
4	Análise Experimental	37
4.1	Montagem experimental	37
4.1.1	Montagem do coletor solar com tubos de calor	37

4.1.2	Montagem experimental do coletor solar comercial	41
4.2	Medidas de temperatura	42
4.3	Medidas de vazão	42
4.4	Medidas de velocidade do vento	42
4.5	Medidas de intensidade de radiação solar	42
4.6	Procedimento de teste	42
4.7	Análise de erro de medidas	43
4.8	Resultados experimentais	44
5	Resultados e Discussões	46
6	Aplicação em um Sistema de Aquecimento de Água	75
6.1	Modelamento do sistema	78
6.2	<i>Lay out</i> do sistema	78
6.3	Estrutura do programa	79
6.4	Resultados	83
7	Conclusões e sugestões	84
A	Coberturas de coletores solares planos	85
	Bibliografia	92

Lista de Figuras

1.1	Secção transversal de placa do coletor solar plano	3
2.1	Esquema de um tubo de calor	7
2.2	Número de mérito para alguns fluidos de trabalho em suas respectivas temperaturas de ebulição, a uma atmosfera.	9
2.3	Variação do número de mérito com a temperatura para a água e metanol.	10
2.4	Exemplos de estruturas porosas homogêneas.	11
2.5	Exemplos de estruturas porosas compostas.	11
2.6	Camada porosa tipo sinterizados.	12
2.7	Camada porosa tipo tela metálica.	12
2.8	Camada porosa tipo estria retangular.	13
2.9	Raio de menisco.	13
2.10	Esquema do fluxo de calor através de um tubo de calor.	21
3.1	Esquema de um coletor solar plano	24
3.2	Placa absorvedora de um coletor solar	25
3.3	Absorção da radiação solar pela placa absorvedora	26
3.4	Distribuição de temperatura entre os tubos	27
3.5	Rede térmica para um coletor solar plano com uma cobertura	28
3.6	Rede térmica equivalente para um coletor solar plano	29
3.7	Dimensões da placa e do tubo.	31
3.8	Balço de energia de um elemento fino	31
3.9	Efeito de sujeira	36

4.1	Esquema do coletor solar com tubos de calor	38
4.2	Detalhes de um dos tubos de calor	39
4.3	Sistema de evacuação	40
4.4	Esquema do coletor solar comercial	41
4.5	Curva de eficiência versus horário do dia	45
5.1	Curva da eficiência para o dia 11-08-1990	47
5.2	Curva da eficiência para o dia 14-08-1990	48
5.3	Curva da eficiência para o dia 15-08-1990	49
5.4	Potência térmica útil para o dia 11-08-1990	50
5.5	Potência térmica útil para o dia 14-08-1990	51
5.6	Potência térmica útil para o dia 15-08-1990	52
5.7	Eficiência versus $\Delta T_a/G_T$ para o dia 11-08-1990	53
5.8	Eficiência versus $\Delta T_a/G_T$ para o dia 14-08-1990	54
5.9	Eficiência versus $\Delta T_a/G_T$ para o dia 15-08-1990	55
5.10	O fator de fluxo de coletor versus vazão mássica adimensional para o dia 10-05-1990	56
5.11	O fator de fluxo de coletor versus vazão mássica adimensional para o dia 09-05-1990	57
5.12	Curva de eficiência para o dia 29-06-1990	58
5.13	Curva de eficiência para o dia 18-06-1990	59
5.14	Eficiência versus $\Delta T_a/G_T$ para o dia 18-06-1990	60
5.15	Distribuição da temperatura ao longo do tubo de calor para o dia 14-08-1990 . .	61
5.16	Distribuição da temperatura ao longo do tubo de calor para o dia 15-08-1990 . .	62
5.17	Distribuição da temperatura ao longo do tubo de calor para o dia 08-08-1990 . .	63
5.18	Distribuição da temperatura ao longo do tubo de calor para o dia 10-09-1990 . .	64
5.19	Distribuição da temperatura ao longo do tubo de calor em regime transitório para o dia 15-08-1990	65
5.20	Distribuição da temperatura ao longo do tubo de calor em regime transitório para o dia 14-08-1990	66
5.21	Eficiência versus vazão mássica com $\Delta T_a/G_T$ constante	67
5.22	Eficiência versus vazão mássica com $\Delta T_a/G_T$ constante	68
5.23	Comparação das eficiências dos coletores para o dia 07-10-1990	69

5.24	Comparação das eficiências dos coletores para o dia 23-10-1990	70
5.25	Comparação das temperaturas de entrada dos coletores para o dia 07-10-1990	71
5.26	Comparação das temperaturas de entrada dos coletores para o dia 23-10-1990	72
5.27	Comparação de calor armazenado por unidade de área dos coletores para o dia 07-10-1990	73
5.28	Comparação de calor armazenado por unidade de área dos coletores para o dia 23-10-1990	74
6.1	Esquema de um sistema de coletores	76
6.2	Curva de desempenho do coletor testado	79
6.3	Curva de intensidade solar	80
6.4	Sistema de coletores	81
6.5	Fluxograma do programa para sistema de coletores	82
A.1	Transmitância do vidro na faixa de radiação solar	87
A.2	Transmitância de radiação solar para um plástico novo	88
A.3	Transmitância de radiação solar para um plástico usado a um ano	89
A.4	Transmitância de radiação infravermelho para um plástico novo	90
A.5	Transmitância de radiação infravermelho para um plástico usado a um ano	91

Nomenclatura

Letras Latinas

A_w	Área da estrutura porosa.
A_c	Área do coletor, área do condensador.
A_v	Área transversal do vapor.
C_B	Condutância da solda.
D	Diâmetro externo do tubo.
D_i	Diâmetro interno.
d	Diâmetro do fio da tela metálica.
d_v	Diâmetro do vapor.
F	Fator da eficiência da aleta.
F'	Fator da eficiência do coletor.
F_v	Coefficiente friccional do vapor.
F_R	Fator de remoção de calor do coletor.
G_T	Intensidade de radiação solar sobre uma superfície inclinada.
G	Vazão mássica por unidade de área.
$h_{f,i}$	Coefficiente de transferência de calor do fluido de trabalho.
h_{p-c}	Coefficiente de transferência de calor de placa ao coberutra.
$h_{r,c-s}$	Coefficiente de transferência de calor de radiação entre a cobertura e o céu.
h_w	Coefficiente de transferência de calor pelo vento.
I_T	Intensidade de radiação solar no plano do coletor por unidade de área.
k_p	Condutividade térmica da parede.

K_p	permeabilidade.
$k_{e,c}$	Condutividade térmica equivalente da camada porosa e fluido de trabalho no condensador.
$k_{e,e}$	Condutividade térmica equivalente da camada porosa e fluido de trabalho no evaporador.
L_a	Comprimento da região adiabática.
L_c	Comprimento do condensador.
L_e	Comprimento do evaporador.
l_{ef}	Comprimento eficaz do tubo de calor.
L_l	Comprimento total do tubo de calor.
\dot{m}	Taxa de fluxo de massa do fluido de resfriamento.
M	Número de mérito.
n	Número de tubos.
Nu	Número de Nusselt.
N	Número de fios por polegada (<i>mesh</i>).
P_c	Pressão capilar.
q	Transferência de calor por unidade de área.
Q	Potência térmica transferida.
Q_u	Calor útil.
r_c	Raio da capilaridade.
R	Constante dos gases.
$r_{h,s}$	Raio hidráulico da superfície da camada porosa.
r_n	Raio inicial da bolha do vapor na sua formação.
r_i	Raio interno.
r_o	Raio externo.
r_v	Raio do vapor.
Ra	Número do Rayleigh.

$R_{p,c}$	Resistência da parede do condensador.
$R_{p,e}$	Resistência da parede do evaporador.
R_v	Resistência da região do vapor.
$R_{w,c}$	Resistência do pavio no condensador.
$R_{w,e}$	Resistência do pavio no evaporador.
S	Energia solar absorvida pela área efetiva.
T_f	Temperatura do fluido de resfriamento.
T_p	Temperatura da placa.
T_s	Temperatura equivalente do céu.
T_a	Temperatura do ambiente.
$T_{f,o}$	Temperatura de saída do fluido de resfriamento.
T_o	Temperatura de estagnação.
T_b	Temperatura da aleta.
T_c	Temperatura da cobertura.
$T_{p,c}$	Temperatura da parede do condensador.
$T_{p,e}$	Temperatura da parede do evaporador.
t_p	Espessura da parede do tubo.
U_B	Coefficiente global de perdas pelo fundo.
U_e	Coefficiente global de perdas pelas laterais.
U_H	Coefficiente global de transferência de calor do tubo de calor.
U_L	Coefficiente global de perdas.
U_t	Coefficiente global de perdas pelo topo.
v	Velocidade do vento.
W	Espaçamento entre os tubos.

Letras Gregas

β	Ângulo da inclinação da placa.
δ	Espessura da chapa absorvedora.
δ_c	Espessura entre fios da tela.
ρ_p	Coefficiente de reflexão da placa.
ρ_c	Coefficiente de reflexão da cobertura.
ρ_l	Densidade do fluido de trabalho.
ρ_v	Densidade do vapor.
σ	Constante do Stefan Boltzmann.
σ	Tensão superficial do fluido de trabalho.
τ	Transmitância da radiação infravermelha.
γ	Ângulo azimutal da superfície, razão de calores específicos.
ϵ	Porosidade.
λ	Calor latente de vaporização do fluido de trabalho.
μ	Viscosidade dinâmica.
ϕ	Ângulo de inclinação do tubo de calor.

Capítulo 1

Introdução

A energia sempre foi, é e será uma grande preocupação do planeta. O homem tem valorizado a energia solar por milhares de anos. Sócrates (470-399 A.C.), ao que parece, foi o primeiro a descrever alguns fundamentos básicos para o uso da energia solar nas aplicações de construção, como disse na " *Xenophon's Memorabilia* " [42]: "em casas com vista ao sul (*no hemisfério norte*), os raios incidem na parede durante o inverno, entretanto, durante o verão, o caminho do sol está diretamente sobre nossas cabeças e nossos telhados fazendo com que haja sombra. Assim, este é o melhor arranjo, devemos construir a parede do lado sul mais alta para aproveitar o sol do inverno, e a parede do lado norte mais baixa para evitar o vento frio.

A primeira aplicação da energia solar para aquecimento residencial foi realizada em 1882 pelo professor E.S. Morse de Salim, Mass. EUA que utilizou os raios solares para aquecer sua própria casa [42].

Ericsson, que reclamou ter construído a primeira locomotiva solar, em 1868, estava preocupado com a crise de energia em 1876. Ele predisse que as regiões carboníferas iriam se esgotar e isso provocaria uma mudança brusca das relações internacionais a favor dos países com uma potência solar contínua. Ele comentou que "o Egito tem vantagem de ter uma luz solar perpétua, e conseqüentemente o comando da força motriz derradeira" [42].

O uso da energia solar nas aplicações domésticas foi bem sucedido principalmente pelo seu uso para aquecimento de água residencial, o qual foi por muito tempo e ainda é, a aplicação mais importante.

O sistema mais adequado para aquecimento de água doméstica é do coletor solar de placa plana que possui alguns vantagens tais como:

1. É facilmente fabricado em qualquer tamanho.
2. Absorve ambas as radiações, difusa e direta.
3. Sua orientação não é crítica.
4. Seu custo de manutenção é relativamente baixo.

Hottel e Woertz [30] foram os primeiros a publicar uma avaliação extensiva de um coletor solar plano (1942) constituído de uma superfície absorvedora metálica pintada de preto com uma ou até três coberturas de vidro. Desde esta publicação, os pesquisadores no assunto começaram a utilizar o equacionamento por aqueles proposto por aqueles para melhorar os parâmetros de coletores solares.

Muitos aspectos do coletor solar plano foram estudados para melhorar o seu rendimento térmico e diminuir o seu custo. Alguns dos parâmetros básicos que foram pesquisados são: a cobertura do coletor [5,14,27,58], espessura da placa absorvedora e espaçamento entre os tubos [40]. Além de outros Kahan [33] estudou o efeito da solda entre a chapa e tubos na performance do coletor solar e concluiu que a solda é um dos fatores mais importantes para melhorar a eficiência dos coletores. Para evitar os efeitos da solda, outros tipos de coletores foram desenvolvidos, como está mostrado na figura (1.1) [42]. Aço galvanizado corrogado é um material disponível no mundo inteiro, figura (1.1) (a,b) apresenta-se duas maneiras de sua aplicação em coletores solares. A figura (1.1)(c) mostra uma aplicação de radiadores tipo painéis convencionais. Métodos de grampos são ilustrados na figura (1.1)(d). Na figura (1.1)(e) mostra "tube-in strip", no qual os tubos são formados na placa, garantindo uma boa solda térmica entre a chapa e os tubos. Figura (1.1)(f) ilustra-se um tubo circundado na placa, este tipo é baseado no sistema de refrigeração.

O coletor solar de placa plana com tubos de calor do tipo construído neste trabalho ainda não tem sido muito explorado. Este tipo de coletores tem algumas vantagens sobre o coletor solar convencional de placa plana:

1. O grande comprimento de tubulação utilizada em coletores solares convencionais que implica em uma queda grande de pressão a qual aumentaria com o número de conexões.

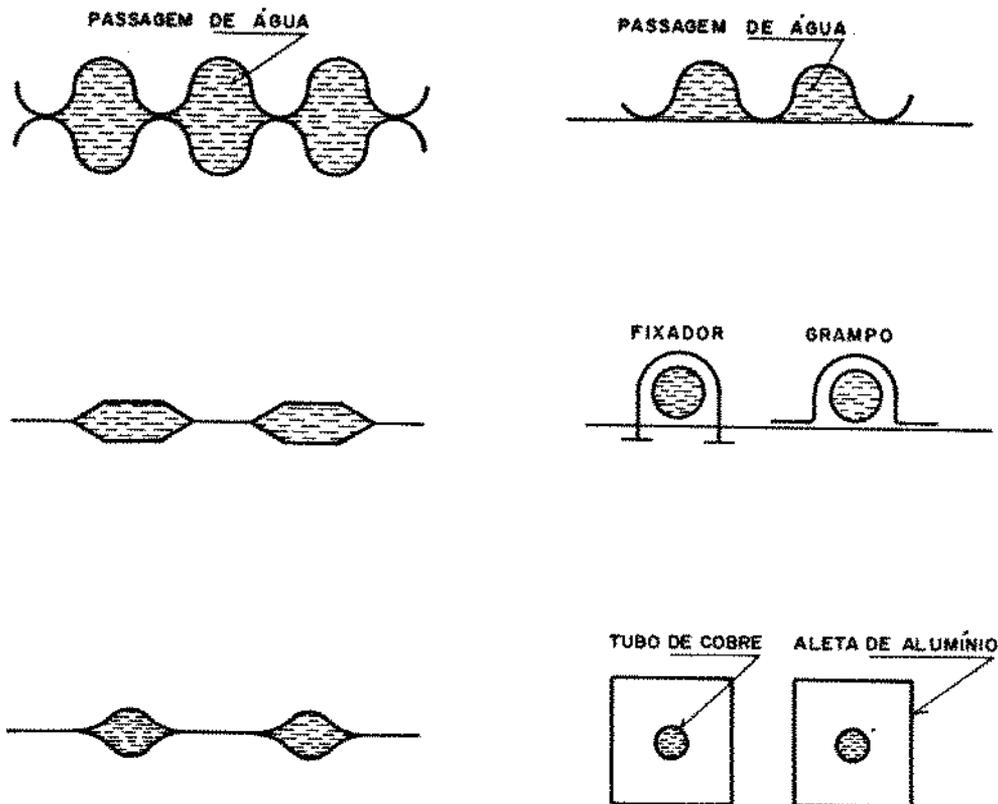


Figura 1.1: Seção transversal de placa do coletor solar plano

2. A circulação reversa que ocorre quando a temperatura da placa é menor do que a temperatura da água na caixa armazenadora.

O coletor solar plano com tubos de calor superaria estas dificuldades pois não necessita de tubulação entre a caixa e o coletor, cabeçotes e seu funcionamento baseia-se em evaporação e condensação. A circulação reversa do coletor solar convencional seria superada já que o tubo de calor funciona como um diodo térmico pois, caso a placa do coletor solar esteja em uma temperatura menor do que a temperatura da água na caixa armazenadora, o fluido de trabalho dentro do tubo de calor se condensa e não adquire energia suficiente para se evaporar fazendo com que o tubo pare de funcionar.

O uso de tubos de calor nos coletores solares foi introduzido por Bienert e Wolf que encaixaram o evaporador de um tubo de calor no coletor solar mas os resultados não foram satisfatórios. Melhores resultados foram obtidos por Akyurt [1], Ortabasi e Fehlner [47]. Ramsey et alli [49]

obtiveram eficiências de 50% em uma temperatura de 300°C para um tubo de calor com placa seletiva. Zanardi [61] estudou um coletor solar cilíndrico com tubo de calor e obteve resultados com eficiências em torno de 50%. Recentemente, Ismail e Abogderah [32] publicaram um artigo sobre um coletor solar plano com tubos de calor mostrando resultados numéricos e experimentais com boa concordância.

O tubo de calor é um excelente dispositivo de transferência de calor que transporta uma grande quantidade de calor com uma pequena diferença de temperatura já que o transporte é feito na forma de calor latente.

O tubo de calor foi descoberto em 1942 por Gaugler, que registrou sua primeira patente em 1944 para ser utilizado em um sistema de refrigeração. Em 1963, Grover registrou uma patente de um dispositivo, a que deu o nome de "*heat pipe*", apresentando uma pequena introdução teórica e alguns resultados experimentais obtidos com um tubo de calor usando tela metálica como estrutura porosa e sódio como fluido de trabalho.

A primeira publicação de tubo de calor foi feita por Grover et alli [25]. Em seguida aumentou o número de aplicações dos tubos de calor. As aplicações mais comuns são resfriamento de componentes eletrônicos e de reatores nucleares como foram citados por Eastman [17] e Feldman e Whitting [18]. O número de publicações cresceu rapidamente, entretanto a primeira publicação a conter uma teoria completa a respeito deste dispositivo equacionada de uma forma global e unidimensional a partir dos principais processos de transferência de calor e os escoamentos internos do tubo de calor ocorreu em 1965 tendo como autor Cotter [10]. Desde que este artigo foi publicado, muitas investigações foram realizadas para melhorar o tubo de calor e surgiram vários tipos de tubos de calor tais como tubos de placa plana, tubos rotativos tubos flexíveis [18] e diodos térmicos [8].

Este estudo é desenvolvido para testar a utilização de tubos de calor em coletores solares de placa-plana e tubos. Para atingir este objetivo, um coletor solar plano com tubos de calor foi construído, com o qual foram obtidos os dados experimentais que são analisados e comparados com resultados do modelo teórico.

Esta dissertação é constituída de 7 capítulos e desenvolvida da seguinte maneira:

O capítulo 2 apresenta a análise do tubo de calor e os parâmetros importantes para projetá-lo. Os tubos em estudo são dimensionados e seus limites de operação são calculados para garantir o funcionamento do coletor solar seguindo a formulação unidimensional descrita por Chi [8].

O capítulo 3 apresenta a teoria dos coletores solares planos modificada para utilização de tubos de calor como transportador da energia absorvida pela placa e segue a forma de desenvolvimento proposta por Duffie e Beckman [14], utilizando-se em certas partes a modelação de Saatci [51], e Lazzarin [38].

O capítulo 4 descreve os métodos e instrumentação utilizados para testar os dois coletores, o coletor comercial e o coletor solar com tubos de calor. Apresenta-se, também, a análise de erros cometidos no levantamento dos dados experimentais.

No capítulo 5 mostra-se os resultados da análise dos dados obtidos pelo modelo teórico e comparados com os dados experimentais. Este capítulo contém também uma comparação entre o coletor em estudo e um coletor solar convencional.

O capítulo 6 apresenta a conversão dos dados experimentais de um único coletor para projetos maiores de aquecimento de água.

No último capítulo considerações e sugestões são feitas.

Capítulo 2

Tubo de Calor

Tubos de calor são dispositivos usados para transmitir grandes quantidades de calor com uma pequena diferença de temperatura, pois eles transportam este calor na forma de calor latente.

Os tubos de calor são classificados de acordo com suas temperaturas de operação, a classificação mais utilizada é: tubos de calor criogênicos, tubos de calor de temperatura moderada e tubos de calor para alta temperatura (metais-líquidos).

A marca divisória de temperatura entre tubos de calor criogênicos e tubos de calor de temperatura moderada é 122 K e entre os tubos de calor de temperatura moderada e os tubos de calor para líquidos-metais é 628 K.

Nesta pesquisa estamos interessados em projetar tubos de calor que serão utilizados em um coletor solar para aquecimento de água de uso doméstico considerada na faixa de temperatura moderada.

O tubo de calor na sua forma convencional, figura (2.1), consiste de uma câmara (invólucro recipiente ou tubo exterior) cuja parede interna é revestida por um pavio poroso, que deveria ficar saturado com a fase líquida do fluido de trabalho e assim garantir o seu funcionamento.

O projeto de um tubo de calor é baseado em uma combinação adequada do fluido de trabalho, do material do pavio e do invólucro recipiente. Alguns dos fatores importantes para selecioná-los serão discutidos a seguir.

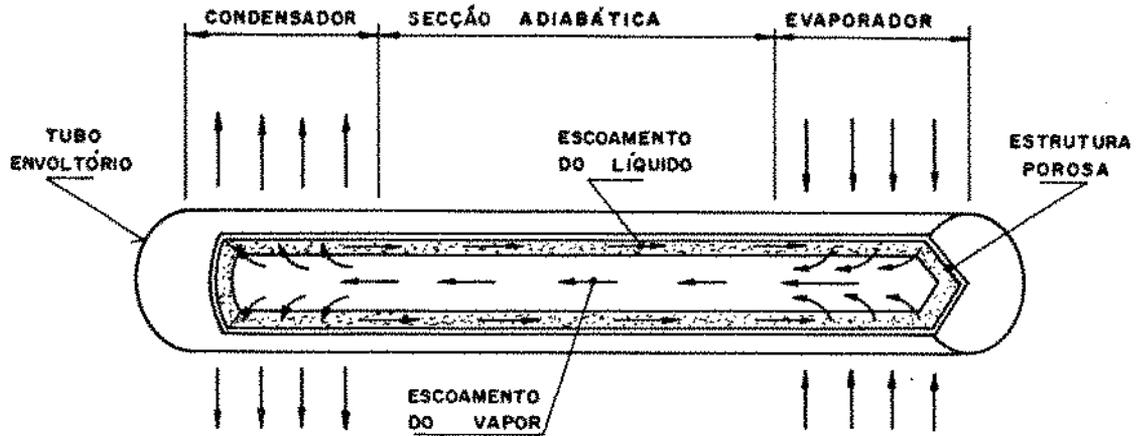


Figura 2.1: Esquema de um tubo de calor

2.1 Fluido de trabalho

Os fatores mais importantes na definição de um tubo de calor são sua temperatura de operação, tabela (2.1), e sua capacidade de transportar calor, os quais dependem de propriedades termofísicas de fluido de trabalho. Pode-se basear a escolha de fluido de trabalho nas seguintes propriedades:

1. Pressão de vapor; que não pode ser nem muito alta nem muito baixa na faixa de temperatura de operação utilizada.
2. Compatibilidade com a estrutura porosa e recipiente.
3. Boa estabilidade térmica.
4. Alto calor latente.
5. Condutividade térmica elevada.
6. Alta tensão superficial.
7. Baixa viscosidade de vapor e líquido.
8. Custo baixo.

Tabela 2.1: Propriedades e faixas de utilização dos fluidos de trabalho

Fluido	Ponto de Fusão (°C 1 atm)	Ponto de Ebulição (°C 1 atm)	Faixa útil (°C)	
Hélio	-272	-269	-271	-269
Nitrogênio	-210	-196	-203	-160
Amônia	-78	-33	-60	100
Freon 11	-111	24	-40	120
Pentano	-130	28	-20	120
Freon 113	-35	48	-10	100
Acetona	-95	57	0	120
Metanol	-98	64	10	130
Flute PP2*	-50	76	10	160
Etanol	-112	78	0	130
Água	0	100	30	200
Thermex	12	257	150	395
Mercúrio	-39	361	250	650
Cesio	29	670	450	900
potássio	62	774	500	1000
Sódio	98	892	600	1200
Lítio	179	1340	1000	1800
Prata	960	2212	1800	2300

* Utilizado quando o isolamento elétrico for necessário.

O fluido de trabalho deve ser tal que permita a maior capacidade de transporte de calor. Para um tubo de calor com espessura de pavio poroso e dimensões fixas, sua capacidade de transportar calor é proporcional às propriedades físicas do fluido de trabalho, desprezando-se a perda de carga do vapor e a pressão gravitacional.

Para ilustrar os efeitos das propriedades físicas do fluido de trabalho, o número de mérito é definido da seguinte maneira:

$$M = \frac{\rho_l \sigma_l \lambda}{\mu_l} \quad (2.1)$$

O número de mérito para determinados fluidos de trabalho, na temperatura de ebulição, e a uma atmosfera de pressão, é mostrada na figura (2.2).

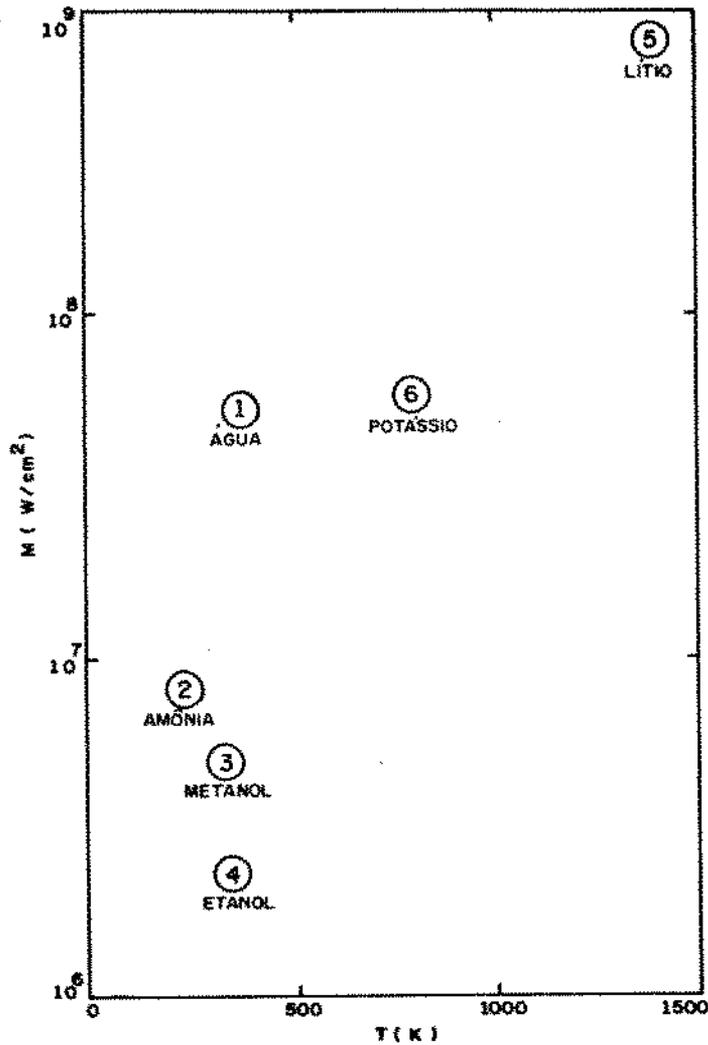


Figura 2.2: Número de mérito para alguns fluidos de trabalho em suas respectivas temperaturas de ebulição, a uma atmosfera.

O número de mérito é função das propriedades físicas do fluido de trabalho, e portanto, da temperatura. A figura (2.3) mostra a forma da variação do número de mérito com a temperatura para água e o metanol.

Como estamos interessados em trabalhar com temperatura média de 70°C, a escolha ideal seria a água entretanto, utilizamos o metanol devido a sua baixa temperatura de evaporação, que nos garante o funcionamento do tubo de calor tanto pela manhã como no final da tarde. São

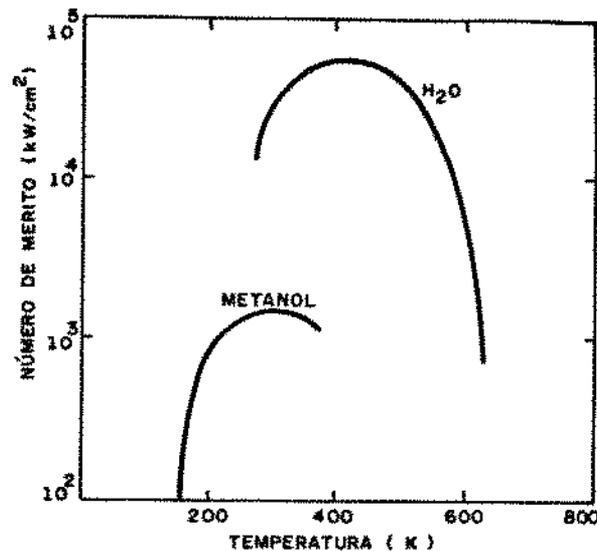


Figura 2.3: Variação do número de mérito com a temperatura para a água e metanol.

nestes horários, onde há menor intensidade solar, que têm-se o maior uso de água quente.

2.2 Estrutura Capilar

A estrutura capilar ou pavio desempenha uma série de funções no tubo de calor:

- Deve gerar uma pressão capilar, que será responsável pelo trânsito do fluido entre o evaporador e o condensador.
- Distribuir o fluido radialmente para homogeneizar o fluxo de calor.
- Conduzir o fluxo de calor da superfície externa do pavio até a superfície de evaporação. O fenômeno inverso ocorre no condensador.

É necessário que a estrutura porosa seja compatível com o fluido de trabalho e o invólucro recipiente além de ser composta de um material elástico de fácil manipulação. Exemplos de estruturas homogêneas e compostas são mostrados nas figuras (2.4) e (2.5).

Tela metálica, figura (2.4a), e telas metálicas compostas, figura (2.5a), são mais usadas devido a sua simplicidade de fabricação, no entanto, são menos usadas em temperaturas baixas

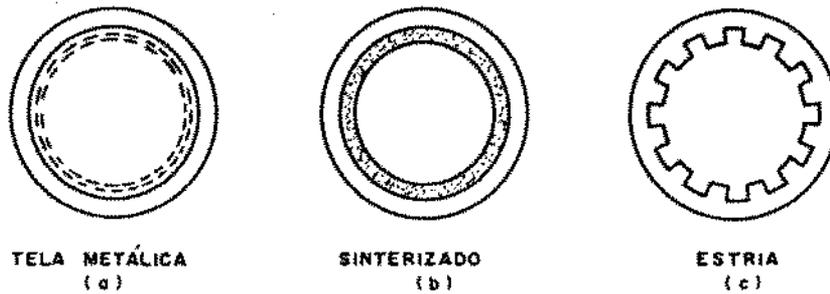


Figura 2.4: Exemplos de estruturas porosas homogêneas.

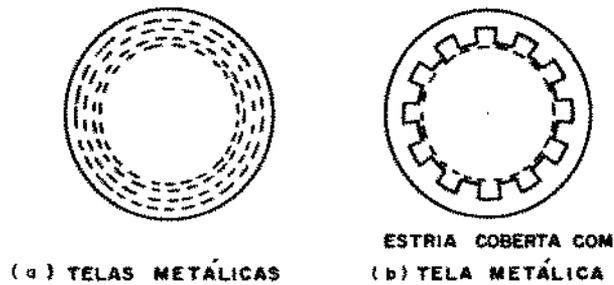


Figura 2.5: Exemplos de estruturas porosas compostas.

de operação graças a sua grande participação na queda de temperatura. Camadas porosas sinterizadas figura (2.4b) são usadas como um meio alternativo. Camada porosa tipo estria retangular (*open groove wick*) e camada porosa composta de estria retangular e telas metálicas, figura (2.4c) e figura (2.5b), são usadas quando se deseja melhor condução de calor.

As camadas encontradas no mercado nacional são [44]:

- **Sinterizados:** São compostas por um conglomerado de esferas de bronze, figura (2.6), em geral 90% Cu e 10% Sn (estanho), unidas por fusão parcial. São utilizados no Brasil como filtros de gasolina. Mas no caso de tubo de calor devem ter porosidade radial e queda de pressão predeterminada.
- **Telas metálicas:** As telas metálicas, figura (2.7), são feitas normalmente de aço inoxidável, bronze e latão, com diversas espessuras de fio. É um material sujeito a um rigoroso controle de qualidade, tendo especificações técnicas muito precisas. Normalmente são utilizadas no Brasil como filtros e separadores.

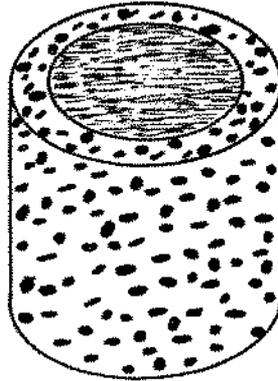


Figura 2.6: Camada porosa tipo sinterizados.

No Brasil são fabricadas telas até 200 fios por polegada (*mesh 200*), no entanto são encontradas no mercado até *mesh 500*.

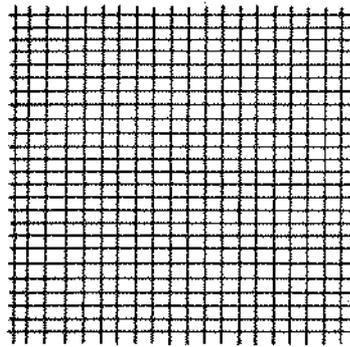


Figura 2.7: Camada porosa tipo tela metálica.

- **Estrias retangulares:** São feitas internamente em tubos com dispositivos previamente dimensionados, como está mostrado na figura (2.8).

Como citado anteriormente, a estrutura porosa é escolhida de acordo com sua compatibilidade com o fluido de trabalho e invólucro recipiente e sua capacidade para gerar pressão capilar.

Outra propriedade importante é sua permeabilidade, que está diretamente ligada à perda de carga do líquido ao atravessar a estrutura porosa. A pressão máxima de capilaridade e a perda de carga do líquido são dados respectivamente por:

$$(\Delta P_c)_{max} = \frac{2\sigma}{r_c} \quad (2.2)$$

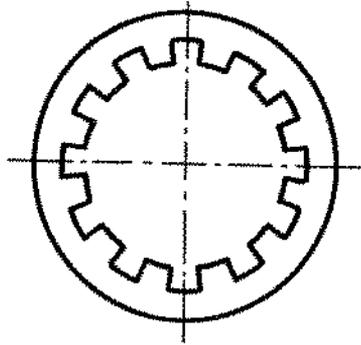


Figura 2.8: Camada porosa tipo estria retangular.

$$(\Delta P_l) = \frac{\mu l_e f m}{\rho_l K_p A_p} \quad (2.3)$$

A capilaridade das telas metálicas pode ser calculada do trabalho de Tien e Sun [54], figura (2.9), onde o raio de menisco mínimo r_c é dado aproximadamente por:

$$r_c = \frac{d + \delta_c}{2} \quad (2.4)$$

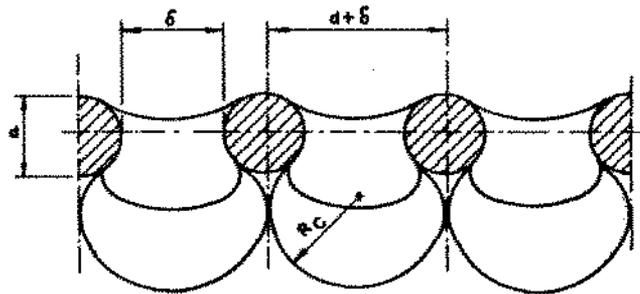


Figura 2.9: Raio de menisco.

No nosso projeto de coletor solar com tubos de calor, estamos utilizando telas metálicas como estrutura porosa. As propriedades da estrutura porosa de telas metálicas dependem do número de fios por polegada N , o qual define o tipo de tela utilizada.

A permeabilidade (K_p) das telas metálicas é função do diâmetro do fio e da porosidade, ou seja, da relação entre o volume vazio e o volume total de telas (*mesh*). A equação é dada por [8]:

$$K_p = \frac{d^2 \epsilon^2}{1,22(1 - \epsilon)^2} \quad (2.5)$$

onde ϵ : é a porosidade e dada por:

$$\epsilon = 1 - \frac{\pi S N d}{4} \quad (2.6)$$

onde: S : fator de Crimping (=1.05)

d : diâmetro do fio

A tabela (2.2) mostra os valores da permeabilidade das telas metálicas nacionais [44].

Tabela 2.2: A porosidade e permeabilidade das telas encontradas no mercado nacional.

Mesh (N)	d (mm)	ϵ	K_p ($10^{-10} m^2$)
500	0,025	0,59	0,11
400	0,030	0,61	0,29
300	0,035	0,66	0,68
250	0,040	0,67	0,54
200	0,050	0,67	0,84
150	0,060	0,71	1,77
130	0,080	0,66	1,98
120	0,090	0,65	2,29
100	0,114	0,63	3,09
100	0,110	0,64	3,14
100	0,100	0,67	3,38
80	0,180	0,53	3,38
80	0,140	0,64	5,08
60	0,200	0,61	8,02
60	0,160	0,69	10,4
60	0,110	0,78	12,5
50	0,250	0,59	10,6
50	0,210	0,66	13,6

2.3 Invólucro Recipiente

A função de invólucro recipiente é de isolar o fluido de trabalho do ambiente. Isto implica que ele deva ser impermeável, manter a pressão diferencial através da sua parede e ser um bom condutor de calor.

Selecionar o invólucro recipiente depende dos seguintes fatores:

1. Compatibilidade com o fluido de trabalho, estrutura porosa e o ambiente.
2. Resistência mecânica.
3. Condutividade térmica, que garanta uma queda mínima de temperatura entre o fonte e o pavio do tubo de calor.
4. De fácil fabricação.
5. Capacidade de absorção.

Compatibilidade

A compatibilidade tem sido discutida com relação a estrutura porosa e o fluido de trabalho. Os dois resultados mais perceptíveis de compatibilidade são a corrosão e a geração de gás incondensável. A geração de gás incondensável é uma das razões mais comuns de falhas dos tubos de calor. A tabela (2.3) mostra a compatibilidade entre os materiais e os fluidos de trabalho para baixa temperatura.

2.4 Dimensionamento dos Tubos de Calor

O tubo de calor na sua operação é sujeito a diversas limitações, entre as quais destacam-se: o limite capilar, o limite sônico, o limite de arraste e o limite de ebulição. Seu dimensionamento é feito através do seu limite crítico.

Pretendemos projetar um tubo de calor para ser utilizado em um coletor solar plano, com uma temperatura de trabalho em torno de 70°C , o que nos indica como fluido de trabalho a água ou o metanol.

Tabela 2.3: A compatibilidade entre os materiais.

Material do Pavio	Fluidos de Trabalho					
	Água	Acetona	Amônia	Metanol	Dow-A	Dow-E
Cobre	RU	RU	NR	RU	RU	RU
Alumínio	GT	RL	RU	NR	D	NR
Aço Inox	GE	PC	RU	GE	RU	RU
Níquel	PC	PC	RU	RL	RU	RL
Fibra Refrasil	RU	RU	RU	RU	RU	RU

RU Recomendado pelo uso anterior com sucesso

RL Recomendado pela literatura

PC Provavelmente compatível

NR Não recomendado

D Desconhecido

GT Geração de gás em todas temperaturas

GE Geração de gás a temperaturas elevadas

Dow-A e Dow-E São utilizados para alta temperatura para altas temperaturas elevadas

Escolhemos o metanol por sua baixa temperatura de evaporação e para que o invólucro recipiente e a camada porosa pudessem ser, respectivamente, de cobre e de bronze que se compatibilizam com este.

A taxa máxima de transferência de calor depende do limite crítico das limitações acima mencionadas. As principais limitações são calculadas na seguinte maneira:

2.4.1 Limite sônico

Geralmente o limite sônico ocorre para tubos operando com vapor de baixa densidade e alta velocidade. Em geral só é crítico para altas temperaturas ou partida de tubo de calor, é dado por [8]:

Para metanol a 70°C, temos:

- $\lambda = 1085 \text{ kJ/kg}$
- $\mu_l = 0.000314 \text{ kg/ms}$
- $\rho_l = 746.4 \text{ kg/m}^3$
- $\sigma_l = 1.85 \times 10^{-2} \text{ N/m}$
- $g = 9.80 \text{ m/s}^2$

$$Q_{s,\max} = A_v \rho_v \lambda \left[\frac{\gamma_v R_v T_o}{2(\gamma_v + 1)} \right]^{0.5} \quad (2.7)$$

$$Q_s = 29396 \text{ W} \quad (2.8)$$

2.4.2 Limite de arraste

O limite de arraste resulta do arraste das gotículas do líquido pelo vapor. Em geral, só é crítico para altas velocidades de vapor, sendo dado pela expressão [8]:

$$Q_{a,\max} = A_v \lambda \left(\frac{\sigma \rho_v}{2r_{h,s}} \right)^{0.5} \quad (2.9)$$

$$Q_{a,\max} = 1048 \text{ W} \quad (2.10)$$

$r_{h,s}$ = metade do espaçamento dos fios da tela metálica = 0,00123 m.

2.4.3 Limite de ebulição

O limite de ebulição aparece, em virtude da alta taxa radial de calor que gera pontos quentes no evaporador e interrompem a circulação do líquido. É calculado por:

$$Q_{b,\max} = \frac{2\pi L_e T_v}{\lambda \rho_v} \ln\left(\frac{r_i}{r_v}\right) \left(\frac{2\sigma}{r_n} - P_c \right) \quad (2.11)$$

$$Q_{b,\max} = 2084 \text{ W} \quad (2.12)$$

onde é o raio inicial das bolhas de vapor na suas formações, $r_n = 2.54 \times 10^{-5} \text{ m}$, para um tubo de calor convencional [8].

2.4.4 Limite capilar

Em grande parte dos tubos de calor, este é o limite crítico. Ele ocorre devido ao esgotamento da capacidade de bombeamento do fluido de trabalho de volta ao evaporador.

A diferença de pressão máxima do tubo de calor é dada por:

$$\Delta p_{c,max} = \Delta p_l + \Delta p_v + \Delta P_g \quad (2.13)$$

A queda de pressão do vapor ΔP_v , para tubos de calor operando a baixa temperatura e a baixa taxa de transferência de calor, em uma primeira aproximação pode ser desprezada.

A variação da pressão gravitacional (ΔP_g) depende unicamente do local e da inclinação do tubo de calor, e portanto:

$$(\Delta P_c)_{max} \geq \Delta P_l \pm \Delta P_g \quad (2.14)$$

Utilizaremos as seguinte equações para calcular as quedas máximas de pressão capilar, de pressão no evaporador e a variação da pressão gravitacional respectivamente:

$$(\Delta P_c)_{max} = \frac{2\sigma \cos \theta}{r_c} \quad (2.15)$$

$$\Delta P_l = \frac{\mu_l Q L_{ef}}{\rho \lambda A_w K_p} \quad (2.16)$$

$$\Delta P_g = \rho_l g L_t \sin \phi \quad (2.17)$$

O raio de capilaridade r_c , é dado pela equação (2.4) sendo, o diametro do fio, d , igual 0,25 mm e assumindo umidécimento (molhamento) perfeito, $\theta = 0$, temos:

$$(\Delta P_c)_{max} = \frac{2\sigma}{r_c} \quad (2.18)$$

A permeabilidade da malha, $N = 50$ é obtida da tabela (2.2).

$$K_p = 13,6 \times 10^{-10} \text{ m}^2$$

O comprimento efetivo será dado por:

$$l_{ef} = L_a + \frac{(L_e + L_c)}{2} = 1,2 \text{ m} \quad (2.19)$$

A área transversal da estrutura porosa é obtida pela expressão:

$$A_w = \frac{\pi(d_i^2 - d_p^2)}{4} \quad (2.20)$$

$$A_w = 1,66 \times 10^{-5} \text{ m}^2 \quad (2.21)$$

E o limite de capilaridade é dado por:

$$Q_c = \frac{\rho_l K_p A_w \lambda}{\mu_l l_{ef}} \left[\frac{2\sigma_l}{r_c} \pm \rho_l g L_t \cos \phi \right] \quad (2.22)$$

$$Q_c = 718 \text{ W} \quad (2.23)$$

Portanto, a taxa máxima de transferência de calor de um tubo de calor inclinado a 33° operando com seu condensador acima do seu evaporador será:

$$Q_{\max} = 718 \text{ W}$$

2.5 Coeficiente Global de Transferência de Calor

A capacidade máxima de transferência de calor de um tubo de calor foi discutida anteriormente através do cálculo do seu limite máximo de operação. Quando o tubo opera abaixo do seu limite máximo de transferência de calor, sua performance pode ser caracterizada por um coeficiente global de transferência de calor definido pela equação:

$$Q = AU_{HP}(T_{p,e} - T_{p,c}) \quad (2.24)$$

onde A pode ser a área transversal do tubo, A_p , ou a área da superfície do evaporador, A_e , ou a área da superfície do condensador, A_c , ou ainda qualquer outra área característica do tubo. Pela definição de U_{HP} temos:

$$AU_{HP} = A_p U_{HP,p} = A_e U_{HP,e} = A_c U_{HP,c}$$

Escolhemos A_p como a área fundamental do cálculo, e portanto, estamos interessados no $U_{HP,p}$ para um tubo de calor operando em temperaturas diferentes.

Os mecanismos de transferência de calor em um tubo de calor são: transferência de calor por condução através da sua parede e da sua estrutura porosa no evaporador, com evaporação subsequente na fase líquida-vapor; transporte axial convectivo de calor latente do evaporador ao condensador; calor por condução através da estrutura porosa saturada e a parede do condensador, com condensação subsequente nesta secção.

A taxa de calor transferido por condução pode ser descrito pela lei de *Fourier*; para regime permanente:

$$Q = \frac{T_1 - T_2}{R} \quad (2.25)$$

onde R é a resistência térmica definida pelas seguintes expressões:

Para uma placa plana

$$R = \frac{\delta}{kA} \quad (2.26)$$

Para um cilindro

$$R = \frac{\ln(r_o/r_i)}{2\pi Lk} \quad (2.27)$$

A diferença de temperatura na região do vapor é obtida pela relação de *Clausius-Clapeyron*,

$$T_1 - T_2 = \frac{T_v(P_1 - P_2)}{\rho_v \lambda} \quad (2.28)$$

A aplicação das equações acima para cada secção em série de um tubo de calor convencional, como está mostrado na figura (2.10), com as temperaturas indicadas dará:

1. Parede do tubo no evaporador

$$T_{p,e} - T_{pw,e} = \frac{\ln(r_o/r_i)}{2\pi L_e k_p} Q \quad (2.29)$$

2. Camada porosa no evaporador

$$T_{pw,e} - T_{wv,e} = \frac{\ln(r_i/r_v)}{2\pi L_e k_{v,e}} Q \quad (2.30)$$

3. Região do vapor

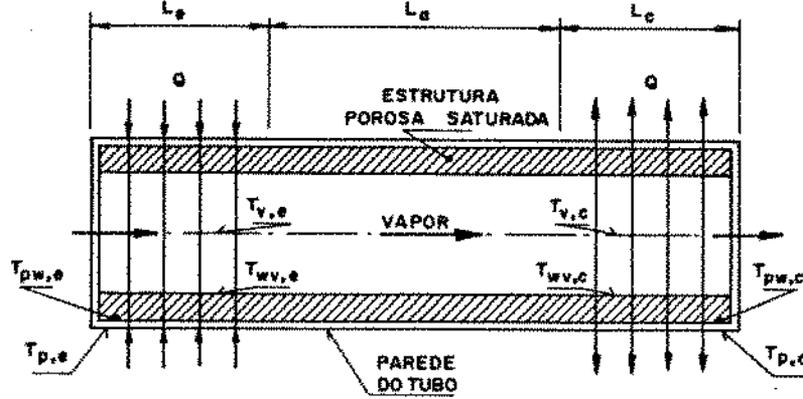


Figura 2.10: Esquema do fluxo de calor através de um tubo de calor.

$$T_{v,e} - T_{v,c} = \frac{T_v(P_{v,e} - P_{v,c})}{\rho_v \lambda J Q} Q \quad (2.31)$$

4. Camada porosa no condensador

$$T_{wv,c} - T_{pw,c} = \frac{\ln(r_i/r_v)}{2\pi L_c k_{e,c}} Q \quad (2.32)$$

5. Parede do condensador

$$T_{pw,c} - T_{p,c} = \frac{\ln(r_o/r_i)}{2\pi L_c k_p} Q \quad (2.33)$$

das equações acima obtém-se:

$$Q = A_p(T_{p,e} - T_{p,c}) \left[\frac{\pi r_o^2 \ln(r_o/r_i)}{2\pi L_e k_p} + \frac{\pi r_o^2 \ln(r_i/r_v)}{2\pi L_e k_{e,e}} + \frac{\pi r_o^2 T_v (P_{v,e} - P_{v,c})}{\rho_v \lambda J Q} + \frac{\pi r_o^2 \ln(r_i/r_v)}{2\pi L_c k_{e,c}} + \frac{\pi r_o^2 \ln(r_o/r_i)}{2\pi L_c k_p} \right]^{-1} \quad (2.34)$$

Notando que $Q = A_p U_{HP,p} (T_{p,e} - T_{p,c})$, obtemos

$$U_{HP,p} = \left[\frac{r_o^2 \ln(r_o/r_i)}{2L_e k_p} + \frac{r_o^2 \ln(r_i/r_v)}{2L_e k_{e,e}} + \frac{\pi r_o^2 T_v (P_{v,e} - P_{v,c})}{\rho_v \lambda J Q} + \frac{r_o^2 \ln(r_i/r_v)}{2L_c k_{e,c}} + \frac{r_o^2 \ln(r_o/r_i)}{2L_c k_p} \right]^{-1} \quad (2.35)$$

Agora a queda de pressão ($P_{v,e} - P_{v,c}$) na equação acima, é a soma da média das quedas de pressão de vapor no evaporador, na secção adiabática e no condensador é dada por:

$$(P_{v,e} - P_{v,c}) = F_v Q \left(\frac{L_e}{6} + L_a + \frac{L_c}{6} \right) \quad (2.36)$$

Com isto obtemos as seguintes expressões para as resistências térmicas do tubo de calor:

$$R_{p,e} = \frac{r_o t_p}{2L_e k_p} = 4,9 \times 10^{-9} \text{ m}^2\text{K/W}$$

$$R_{w,e} = \frac{r_o^2 t_w}{2L_e r_i k_{e,e}} = 2,6 \times 10^{-6} \text{ m}^2\text{K/W}$$

$$R_v = \frac{\pi r_o^2 F_v T_v \left(\frac{L_e}{6} + L_a + \frac{L_c}{6} \right)}{\rho_v \lambda J} = 1,9 \times 10^{-11} \text{ m}^2\text{K/W}$$

$$R_{w,c} = \frac{r_o^2 t_w}{2L_c r_i k_{e,c}} = 0 \text{ m}^2\text{K/W}$$

$$R_{p,c} = \frac{r_o t_p}{2L_c k_p} = 9,5 \times 10^{-9} \text{ m}^2\text{K/W}$$

Os tubos de calor utilizados tanto na montagem experimental como no cálculo teórico do desempenho térmico do coletor solar mostrado no capítulo 3, possuem as seguintes características:

diâmetro externo do condensador	D_c	=	0,012 m
espessura do condensador	e_c	=	0,001 m
diâmetro externo do evaporador	D_e	=	0,015 m
espessura do evaporador	e_e	=	0,002 m
comprimento do evaporador	L_e	=	2,0 m
comprimento do condensador	L_c	=	0,4 m
comprimento total	L	=	2,4 m
estrutura porosa	N	=	50
fluido de trabalho		:	Metanol
material do tubo		:	Cobre
material da estrutura porosa		:	Bronze

Capítulo 3

Coletor Solar de Placa Plana com Tubos de Calor

Coletor solar é um tipo de trocador de calor que transforma energia solar em calor. O coletor solar diferencia-se em diversos aspectos dos trocadores de calor convencionais. Estes usualmente realizam uma troca entre dois fluidos com uma alta taxa de transferência de calor desprezando-se o fator da radiação. O coletor solar converte a energia da fonte radiante, o sol, em calor para um fluido.

A maioria dos coletores solares de placa-plana consistem de cinco componentes principais, como está mostrado na figura (3.1). São estes:

1. Uma ou mais coberturas transparentes de vidro ou plástico.
2. Uma placa absorvedora, normalmente metálica, de superfície preta embora outros materiais possam ser utilizados.
3. Tubos, passagens ou canais integrados à placa absorvedora ou ligados a ela, os quais carregam água, ar ou outros fluidos
4. Isolamento, o qual é colocado no fundo e nas laterais do coletor para minimizar as perdas de calor.
5. Uma caixa para suportar e proteger os componentes do ambiente.

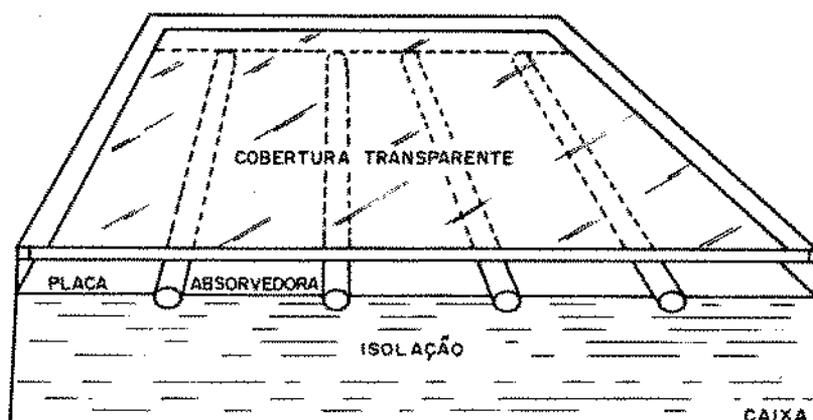


Figura 3.1: Esquema de um coletor solar plano

A eficiência do coletor depende das perdas térmicas e das perdas óticas. As perdas óticas dependem da transmitância da cobertura τ e da absortância da placa absorvedora α e podem ser diminuídas utilizando uma placa absorvedora com uma superfície seletiva, e escolhendo uma cobertura com alta transmitância de radiação solar e baixa transmitância de radiação infravermelha.

As perdas térmicas são função da temperatura da placa, das resistências à condução pelo fundo e pelas laterais, da condutância da solda e das resistências por convecção e radiação da placa para o ambiente. Elas podem ser diminuídas através do isolamento adequado, pelo aumento do número de coberturas, e da espessura da chapa e do coeficiente de transferência de calor entre o tubo e o fluido de trabalho. Este pode ser aumentado pela escolha adequada do fluido de resfriamento, pelo aumento da vazão e/ou pelo aletamento interno dos tubos, implicando normalmente em aumento da potência gasta para a circulação do fluido e do custo. Entretanto no caso da utilização de tubos de calor em um coletor solar de placa-plana a retirada de calor é feita pela parte externa do tubo, e conseqüentemente, pode-se melhorar as trocas térmicas através do aletamento externo do condensador.

3.1 Desempenho Térmico de um Coletor de Placa-Plana com Tubos de Calor

Na maioria dos trabalhos de pesquisa com energia solar, os modelos de desempenho dos coletores solares de placa-plana são os desenvolvidos por Hottel e Woertz, Hottel e Whillier e Bliss [14].

No caso de um coletor solar com tubos de calor, pode-se utilizar o mesmo equacionamento por eles desenvolvido, levando-se em consideração a resistência térmica da parede do evaporador, a resistência térmica equivalente do pavio e o fluido de trabalho e a resistência devido a película do fluido dentro do tubo de calor. As resistências da parede do tubo de calor e da película podem ser desprezadas devido à parede fina e à mudança de fase (ebulição), respectivamente. A resistência equivalente do pavio e do fluido de trabalho pode ser desprezada somente quando os dois têm altas condutividades térmicas como no caso de tubos de calor.

Em uma placa absorvedora de coletor solar, figura (3.2), com propriedades físicas uniformes e com geração de calor interna, a condução de calor em regime estacionário é descrita pela equação:

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} + \frac{\dot{q}}{k} = 0 \quad (3.1)$$

onde, \dot{q} é o calor gerado pelas fontes internas por unidade de volume e k é a condutividade térmica da placa.

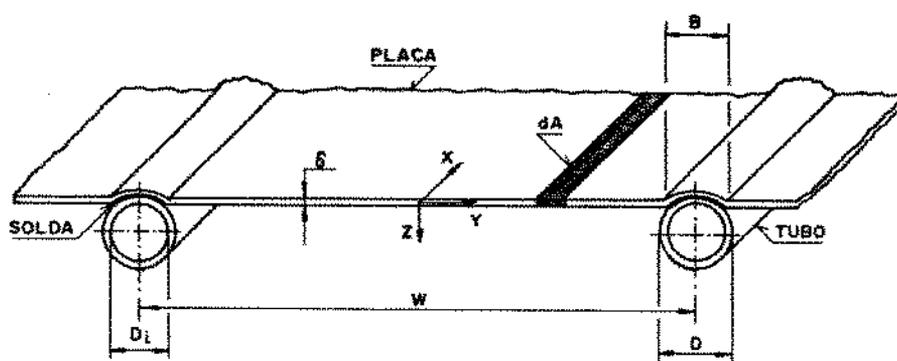


Figura 3.2: Placa absorvedora de um coletor solar

No caso de um coletor solar, estas fontes internas são na realidade a energia solar incidente

que foi efetivamente absorvida. Quando esta energia ou radiação térmica atinge um corpo, dependendo da natureza do mesmo, parte pode ser absorvida, refletida ou transmitida.

Após múltiplas reflexões e absorções, figura (3.3), tem-se que a radiação é completamente transmitida e absorvida por uma superfície em um sistema de placa absorvedora e uma cobertura transparente. Isto pode ser dado pela expressão [14]:

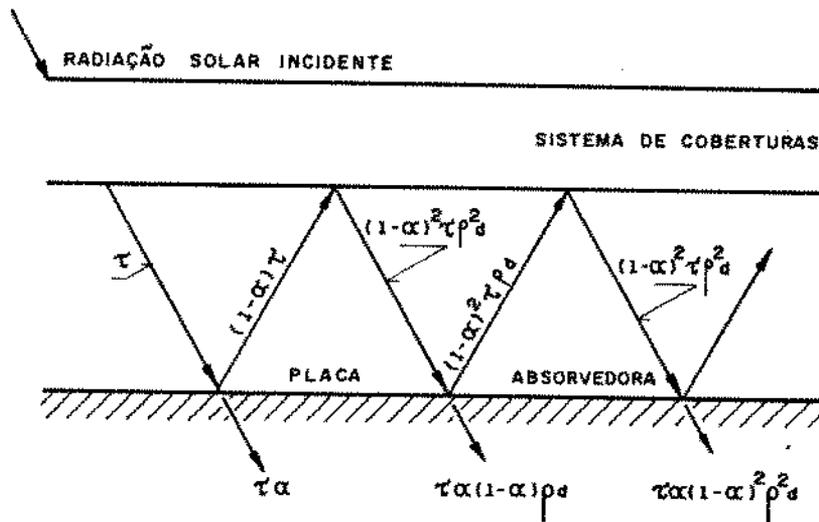


Figura 3.3: Absorção da radiação solar pela placa absorvedora

$$(\tau\alpha)_e = \tau\alpha \sum_{0}^{\infty} [(1-\alpha)\rho]^n = \frac{\tau\alpha}{1 - (1-\alpha)\rho_d} \quad (3.2)$$

Uma parte da energia absorvida pela placa é transmitida aos tubos de calor por condução, o que significa que a temperatura entre eles é maior do que a temperatura na região superior dos mesmos, sendo uniforme por causa de sua presença. Devido à pequena espessura da placa, pode-se desprezar a distribuição da temperatura na direção z . Mostra-se na figura (3.4) a distribuição de temperatura na placa coletora para b) x variando e y fixo, c) para x fixo e y variando, d) para ambos variando.

O calor útil Q_u de um coletor solar, sob condições de regime permanente, representa a diferença entre a energia absorvida pela placa e suas perdas devido à sua maior temperatura em relação a temperatura do ambiente. A rede de resistências térmicas mostrada na figura (3.5) é utilizada para calcular o coeficiente global de perdas do coletor.

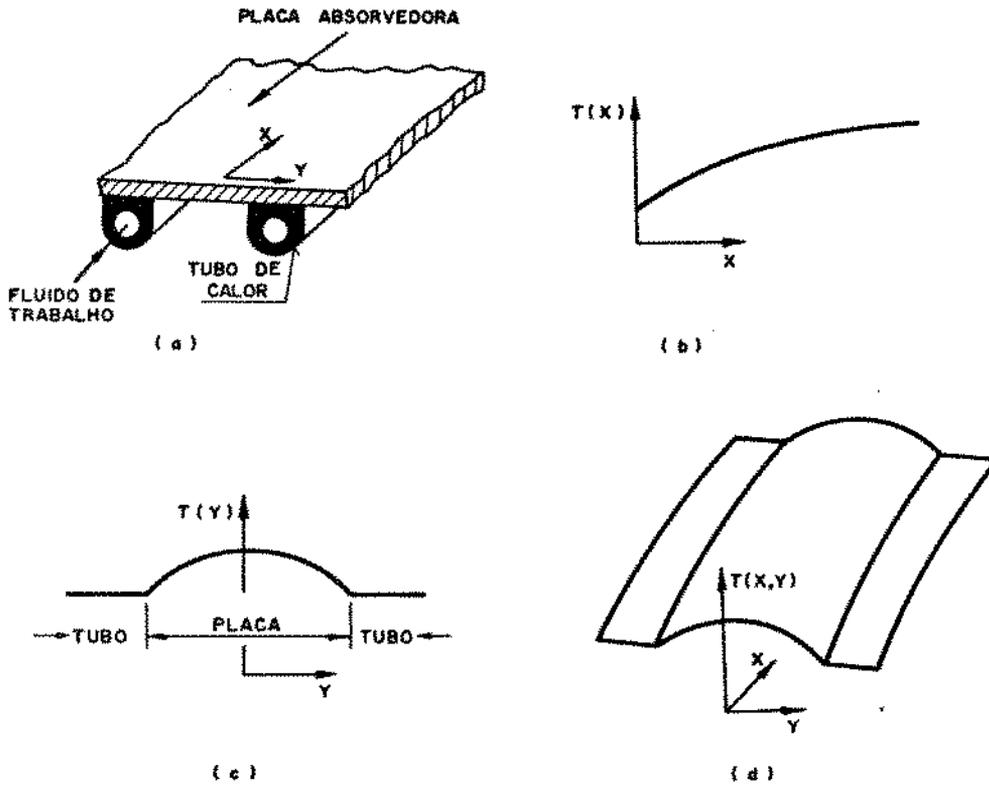


Figura 3.4: Distribuição de temperatura entre os tubos

Adota-se a figura (3.6) para calcular o coeficiente global de transferência de calor (coeficiente global de perdas U_L). S é a energia absorvida pela placa, igual a $[HR(\tau\alpha)]_{\text{direta}}$ mais $[HR(\tau\alpha)]_{\text{difusa}}$. A energia solar absorvida pelo coletor S é distribuída para perdas no top U_t , no fundo U_B e pelas laterais U_e , o calor útil Q_u e o calor armazenado pelo sistema.

$$SA_c = Q_u + Q_L + Q_s \quad (3.3)$$

Devido à pequena espessura da placa o calor armazenado na placa Q_s pode ser desprezado, pois, o calor gerado na chapa é transmitido para o ambiente por radiação e convecção e para o fundo, as laterais e os tubos de calor por condução. O coeficiente global de perdas U_L é dado pela equação:

$$U_L = U_B + U_e + U_t \quad (3.4)$$

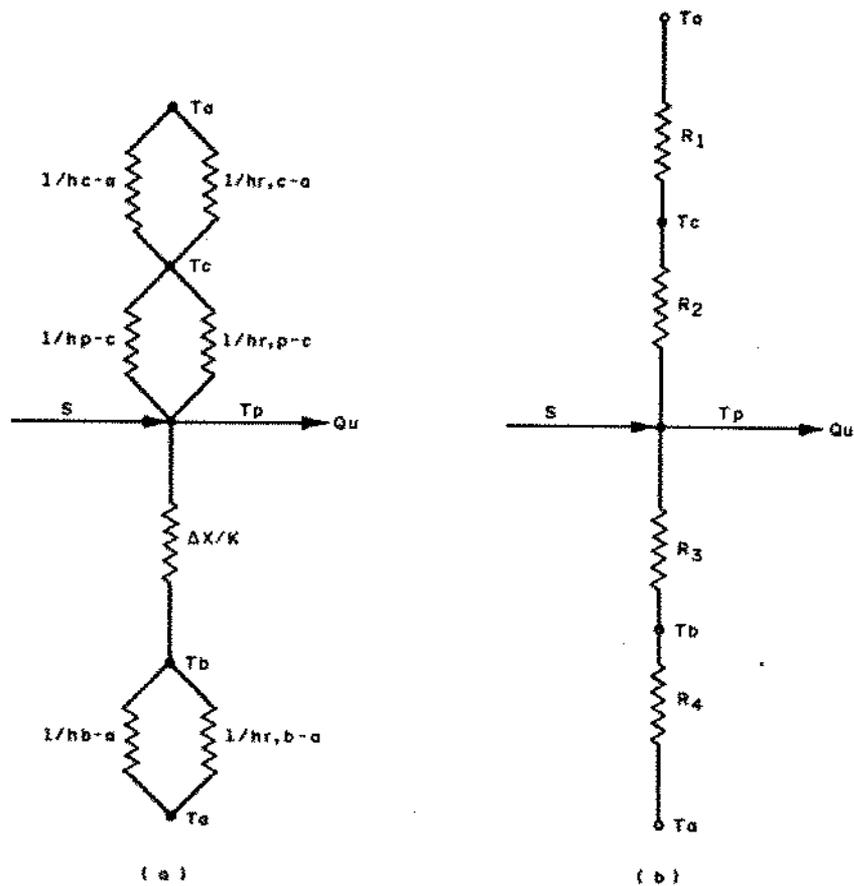


Figura 3.5: Rede térmica para um coletor solar plano com uma cobertura

O coeficiente de perdas pelas laterais é desprezível, pois o quarto tubo de calor foi utilizado na análise.

O coeficiente de perda pelo fundo U_B é dado por:

$$U_B = \frac{1}{R_3 + R_4} \quad (3.5)$$

onde:

R_3 é a resistência do isolamento, e

R_4 é a resistência por convecção no fundo, a qual pode ser desprezada por ser muito menor que R_3 , daí:

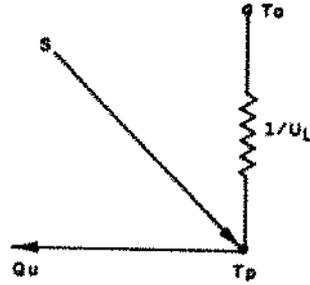


Figura 3.6: Rede térmica equivalente para um coletor solar plano

$$U_B = \frac{1}{R_1} = \frac{k}{L} \quad (3.6)$$

O coeficiente de perda de calor pelo topo U_t pode ser calculado através das perdas por convecção e radiação entre a placa e a cobertura e da cobertura ao ambiente. No caso de se utilizar plástico como cobertura, deve-se considerar a perda por transmissão da radiação infra vermelha [14,56]. A equação correspondente neste caso é:

$$U_t = 4\tau\epsilon_p\sigma T^3 \frac{T_p - T_s}{T_p - T_a} + \left(\frac{1}{h_{p-c} + h_{r,p-c}} + \frac{1}{h_w + h_{r,c-s}} \right)^{-1} \quad (3.7)$$

3.2 Cálculo dos coeficientes de transferência de calor

No caso de um coletor solar plano, o coeficiente de transferência de calor por convecção natural h_{p-c} entre a chapa e a cobertura é tratado como o caso de duas placas planas paralelas. A avaliação de h_{p-c} depende da inclinação das placas planas e é calculado pela equação dada por Duffie e Beckman [14] para ângulos de inclinação que variam entre 0° e 75° ,

$$\text{Nu} = 1 + 1,44 \left[1 - \frac{1708}{\text{Ra} \cos \beta} \right]^+ \left[1 - \frac{|1708 \sin(1,8\beta)|^{1,6}}{\text{Ra} \cos \beta} \right] + \left[\left(\frac{\text{Ra} \cos \beta}{5830} \right)^{\frac{1}{4}} - 1 \right]^+ \quad (3.8)$$

onde;

$$\text{Nu} = \frac{h_{p-c} L}{k}$$

L é distância entre as placas e, o expoente + significa que somente valores positivos podem ser utilizados (i.e., usa-se zero se o termo em colchetes for negativo).

Os coeficientes de transferência de calor por radiação entre a placa e a cobertura, $h_{r,p-c}$, para uma cobertura parcialmente transparente e entre a cobertura e o céu $h_{r,c-s}$ são calculados, respectivamente, pelas equações [14]:

$$h_{r,p-c} = \frac{\sigma \epsilon [T_p^4(1 - \rho_c) - \epsilon_c T_c^4]}{(1 - \rho_p \rho_c)(T_p - T_c)} \quad (3.9)$$

$$e \quad (3.10)$$

$$h_{r,c-s} = \frac{\epsilon \sigma (T_c + T_s)(T_c^2 + T_s^2)(T_c - T_s)}{T_c - T_a}$$

onde ρ_p e ρ_c são as refletâncias da placa e da cobertura, respectivamente.

A expressão mais usada para calcular o coeficiente de transferência de calor devido ao vento h_w [14], para velocidades menores do que 5 m/s e conhecida por relação de *McAdams*, é:

$$h_w = 5,7 + 3,8V \quad (3.11)$$

onde V é a velocidade do vento em m/s.

Sabe-se que o calor transmitido da placa à cobertura é igual ao calor transmitido da cobertura ao ambiente e então:

$$T_c = T_p - \frac{U_t(T_p - T_a)}{h_{p-c} + h_{r,p-c}} \quad (3.12)$$

O procedimento para calcular o coeficiente de perda pelo topo, U_t , consiste em assumir uma temperatura da cobertura, T_c , e calcular h_{p-c} , $h_{r,p-c}$ e $h_{r,c-s}$. Utilizam-se os valores de coeficientes de transferência de calor calculados e h_w para obter o coeficiente de perdas pelo topo. O resultado é usado para calcular T_c . Se a temperatura da cobertura, (T_c), calculada, é próxima ao valor assumido anteriormente, o valor do coeficiente de perda de calor pelo topo U_t correspondente é o valor desejável, caso contrário, usa-se o valor de T_c calculado para a segunda iteração e assim sucessivamente até que convergência seja atingida. Normalmente duas iterações são suficientes para realizá-la.

3.3 Distribuição de temperatura entre os tubos

Deriva-se a distribuição de temperatura entre os tubos, desprezando-se o gradiente da temperatura na direção do fluxo. Considera-se a placa, o tubo e as dimensões ilustradas na figura (3.7). Devido a boa condutividade térmica do material da chapa, o gradiente de temperatura através dela é desprezível.

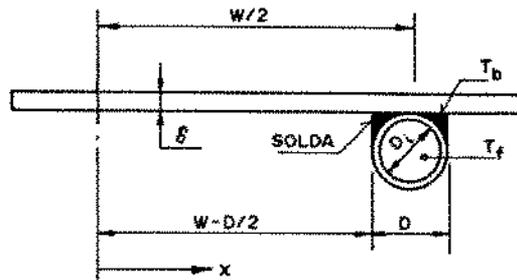


Figura 3.7: Dimensões da placa e do tubo.

Considera-se a placa como uma aleta de comprimento de $(W - D)/2$. Efetuando um balanço de energia no elemento de largura dx e comprimento unitário, figura (3.8) tem-se:

$$S \Delta x + U_L \Delta x (T_a - T) + \left. (-k \delta \frac{dT}{dx}) \right|_x - \left. (-k \delta \frac{dT}{dx}) \right|_{x+\Delta x} = 0 \quad (3.13)$$

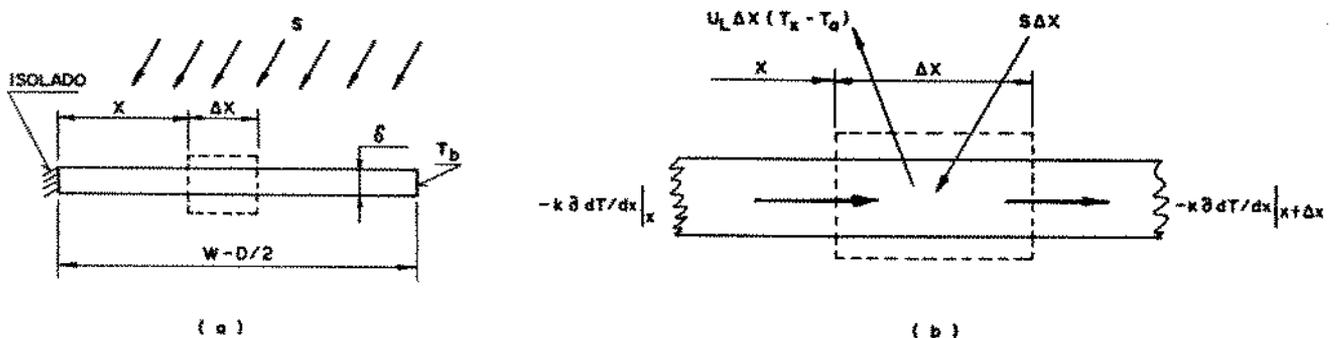


Figura 3.8: Balanço de energia de um elemento fino

Dividindo-se a equação (3.13) por Δx e efetuando o limite quando Δx tende a zero obtém-se:

$$\frac{d^2T}{dx^2} = \frac{U_L}{k\delta} \left(T - T_a - \frac{S}{U_L} \right) \quad (3.14)$$

onde S foi definido anteriormente.

Com as seguintes condições de contorno:

$$\left. \frac{dT}{dx} \right|_{x=0} = 0, \quad T|_{x=(W-D)/2} = T_b$$

onde, T_b é temperatura da base da aleta.

Define-se

$$m^2 = \frac{U_L}{k\delta} \quad e \quad \psi = T - T_a - \frac{S}{U_L}$$

e a equação (3.14) torna-se

$$\frac{d^2\psi}{dx^2} - m^2\psi = 0 \quad (3.15)$$

com as condições de contorno:

$$\left. \frac{d\psi}{dx} \right|_{x=0} = 0, \quad \psi|_{x=(W-D)/2} = T_b - T_a - \frac{S}{U_L}$$

A solução geral da equação é então:

$$\psi = C_1 \sinh mx + C_2 \cosh mx \quad (3.16)$$

As constantes de integração, C_1 e C_2 , na equação (3.16) podem ser obtidas pela substituição das condições de contorno na equação geral. Assim

$$\frac{T - T_a - \frac{S}{U_L}}{T_b - T_a - \frac{S}{U_L}} = \frac{\cosh mx}{\cosh m(W-D)/2} \quad (3.17)$$

A energia conduzida à região do tubo por unidade de comprimento na direção do fluxo, pode ser obtida pela aplicação da lei de *Fourier* na base da aleta:

$$q'_{\text{aleta}} = \frac{1}{m} [S - U_L(T_b - T_a)] \tanh \frac{m(W-D)}{2} \quad (3.18)$$

Equação (3.18) considera somente a energia de um lado do tubo, e portanto, a energia colhida nos dois lados é:

$$q'_{\text{aleta-base}} = (W - D)[S - U_L(T_b - T_a)] \frac{\tanh(m(W - D)/2)}{m(W - D)/2} \quad (3.19)$$

Utilizando-se o conceito de eficiência tem-se:

$$q'_{\text{aleta-base}} = (W - D)[S - U_L(T_b - T_a)]F \quad (3.20)$$

onde:

$$F = \frac{\tanh m(W - D)/2}{m(W - D)/2} \quad (3.21)$$

e a função F é dita fator de eficiência padrão da aleta.

A energia absorvida pela região do tubo é dada por:

$$q'_{\text{tubo}} = D[S - U_L(T_b - T_a)] \quad (3.22)$$

O calor útil do coletor por unidade de comprimento na direção do fluxo torna-se:

$$q'_u = [(W - D)F + D][S - U_L(T_b - T_a)] \quad (3.23)$$

Desprezando as resistências térmicas entre a placa absorvidora e o fluido de trabalho no evaporador do tubo de calor as quais foram mostradas anteriormente, no capítulo 2, por serem muito pequenas, o calor útil transmitido ao fluido torna-se:

$$q'_u = \frac{T_b - T_f}{\frac{1}{C_B}} \quad (3.24)$$

onde C_B é a condutância da solda ($\text{W}/\text{m}^\circ\text{C}$) e pode ser estimada pela relação:

$$C_B = \frac{k_b B}{\gamma} \quad (3.25)$$

onde:

k_b é a condutividade térmica da solda (W/mK)

B é a largura da solda ao longo do comprimento do tubo (m)

γ é a espessura média da solda (m).

Segundo Whillier e Saluja [60], a condutância de uma solda (C_B) é muito importante, pois, seu valor pode variar de 1000 Btu/hr ft /gf (1730,7 W/m°C) para um ponto soldado *welded bond* a um valor muito pequeno, 1 Btu/hr ft °F (1,73 W/m°C), para um ponto não soldado. Geralmente a condutância de uma solda deve atingir pelo menos 30 W/m°C.

Resolvendo-se a equação (3.24) pela temperatura da base (T_b) e substituindo-a na equação (3.22) obtém-se:

$$q'_a = W F' [S - U_L(T_f - T_a)] \quad (3.26)$$

onde; F' , é o fator de eficiência do coletor que depende dos detalhes de construção, e é dado por:

$$F' = \frac{1/U_L}{W \left[\frac{1}{U_L[D + (W - D)F]} + \frac{1}{C_B} + \frac{1}{\pi dk'/m} + \frac{1}{\pi D_i h_{f,i}} \right]} \quad (3.27)$$

Segundo Whillier e Saluja [60], os quatro termos no denominador da equação 3.27 representam as resistências relativas à transferência de calor devido ao efeito da aleta formada pela placa absorvedora, à solda entre a chapa e os tubos, à espessura do tubo e à camada da interface do fluido e do tubo, respectivamente. O valor dessas resistências deve ser o menor possível para obter alta eficiência do coletor.

O coletor solar com tubos de calor possui as três primeiras resistências mencionadas no denominador da equação (3.27) além da a resistência equivalente do pavio e fluido de trabalho e a resistência devido à ebulição dentro do evaporador do tubo de calor. Essas duas resistências, que caracterizam o tubo de calor, e resistência devido à parede do tubo, são muito pequenas se comparadas com as resistências da aleta e da solda, e podem ser desprezadas. Assim o fator de eficiência do coletor torna-se:

$$F' = \frac{1/U_L}{W \left[\frac{1}{U_L[D + (W - D)F]} + \frac{1}{C_B} \right]} \quad (3.28)$$

F' representa a razão da energia útil real pela energia útil se a chapa estivesse à temperatura local do fluido, e também pode ser expresso na seguinte forma:

$$F' = \frac{U_o}{U_L} \quad (3.29)$$

onde; U_L é o coeficiente global de transferência de calor entre a chapa absorvedora e o ambiente e U_o é o coeficiente global de transferência de calor entre o fluido e o ambiente.

3.4 Fator de remoção de calor

Para calcular o fator de remoção de calor, assume-se que o fluido de resfriamento do condensador como se passasse a baixo da placa absorvedora, como no caso do coletor solar convencional. Pela analogia com o último, o fator de remoção de calor é definido como a relação entre o ganho útil de energia real de um coletor e o ganho útil de energia se a placa do coletor estivesse temperatura da entrada do fluido $T_{f,i}$. Ele é dado pela relação

$$F_R = \frac{GC_p}{U_L} \left(1 - e^{-(U_L F') / GC_p} \right) \quad (3.30)$$

onde; G é o fluxo de massa por unidade de área do coletor.

O fator de remoção de calor é maior no caso de coletor solar com tubos de calor devido o maior fator de eficiência do coletor F' .

O fator F_R é equivalente à efetividade de um trocador de calor convencional, a qual é definida como a relação de transferência de calor real para a máxima transferência de calor possível. Sendo que o máximo ganho de energia útil possível pelo coletor é obtido quando todo ele estiver à temperatura de entrada do fluido; as perdas térmicas são mínimas para a vizinhança.

Com os fatores de eficiência do coletor F' , e o de remoção de calor F_R , define-se um fator de fluxo do coletor F'' como a relação entre estes fatores:

$$F'' = \frac{F_R}{F'} = \frac{GC_p}{U_L F'} \left[1 - e^{-(U_L F') / (GC_p)} \right] \quad (3.31)$$

O ganho de energia útil real Q_u , obtido pelo coletor se dá quando o máximo ganho de energia útil possível do mesmo é multiplicado pelo fator de remoção de calor, ou seja

$$Q_u = A_c F_R [S - U_L (T_i - T_a)] \quad (3.32)$$

A Equação (3.32) é conhecida como a equação Hottel-Whillier-Bliss (HWB) e utilizada para todo tipo de coletores após algumas modificações.

3.5 Efeitos de sujeira

A sujeira acumulada na cobertura transparente do coletor solar reduz a transmissão de energia por radiação, e portanto, a energia útil obtida pelo coletor solar. Hottel e Woertz [30]

concluíram que a sujeira pode diminuir a eficiência de um coletor inclinado 30° de 1% em média. Grag H.P.[24] confirmou que o fator de sujeira para um plano inclinado de 45° é de 0,92.

No caso de plástico, o fator de sujeira é menor do que o do vidro, isto, se deve possivelmente, à tendência do primeiro ser eletrostático. As figuras (3.9) mostram os fatores de sujeira do vidro e do plástico como funções de inclinação [24].

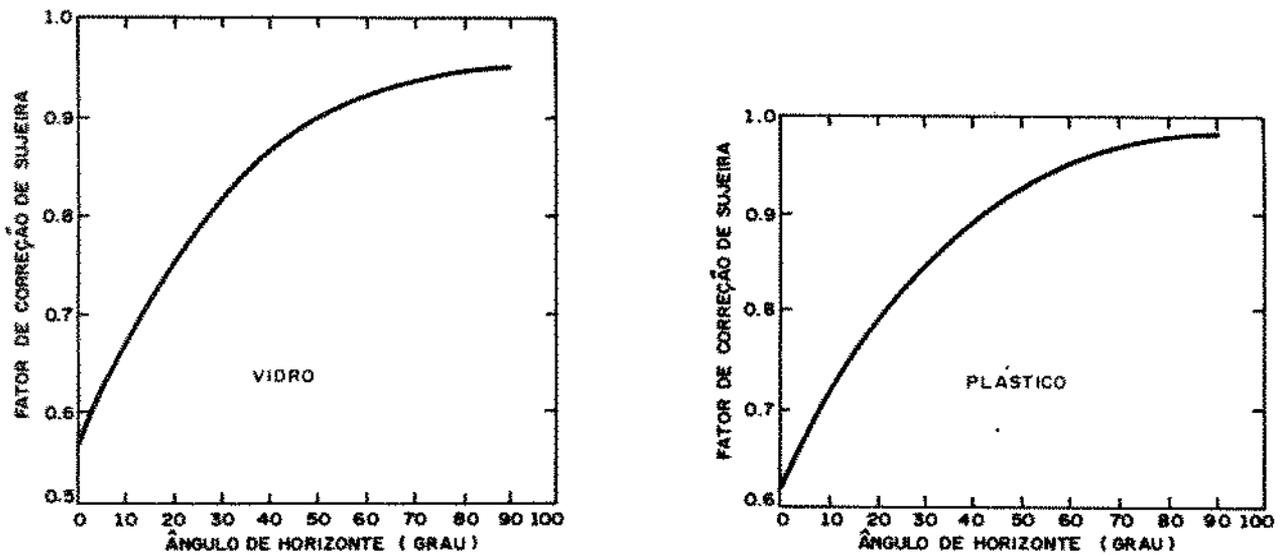


Figura 3.9: Efeito de sujeira

A medida de fator da sujeira do plástico utilizado em nossos experimentos forneceu valores de 1,00 para plásticos novos e de 0,76 para plásticos usados durante um ano. As medidas da transmitância foram feitas no departamento da física da UNICAMP e estão em anexo.

Capítulo 4

Análise Experimental

4.1 Montagem experimental

4.1.1 Montagem do coletor solar com tubos de calor

Foi projetada e construída uma bancada para realizar a parte experimental, com o objetivo de determinar a performance do coletor solar com tubos de calor e efetuar uma comparação com uma unidade comercial. A montagem de estudo é constituída de um coletor solar com 8 tubos de calor e um sistema de resfriamento mostrado na figura (4.1).

Mostramos na figura (4.1) alguns detalhes da construção do coletor. Este coletor tem uma área efetiva de $1,87 \text{ m}^2$ e consiste de uma chapa de alumínio de 4 mm de espessura pintada de preto, uma cobertura transparente de PVC com uma espessura de 0,35 mm, 8 tubos de cobre *tubos de calor*, isolamento de 0,05 m de lã de vidro e caixa armazenadora de água de PVC. O PVC foi utilizado tanto na tubulação como na cobertura por seu custo baixo.

Os tubos de calor, figura (4.2), têm um comprimento de 2,4 m cada. A parte do evaporador tem um comprimento de 2 m e diâmetro externo de 0,015 m fixado na placa absorvedora do coletor. A parte do condensador é de 0,4 m de comprimento, 0,012 m de diâmetro externo e inclinado 15° a mais que a inclinação do evaporador para permitir uma volta suave do fluido de trabalho após a sua condensação. O evaporador de cada tubo tem um pavio composto de uma camada de tela de bronze de mesh 50. Os evaporadores dos tubos de calor foram lacrados na placa absorvedora por esmagamento e solda. Após uma limpeza rigorosa os tubos

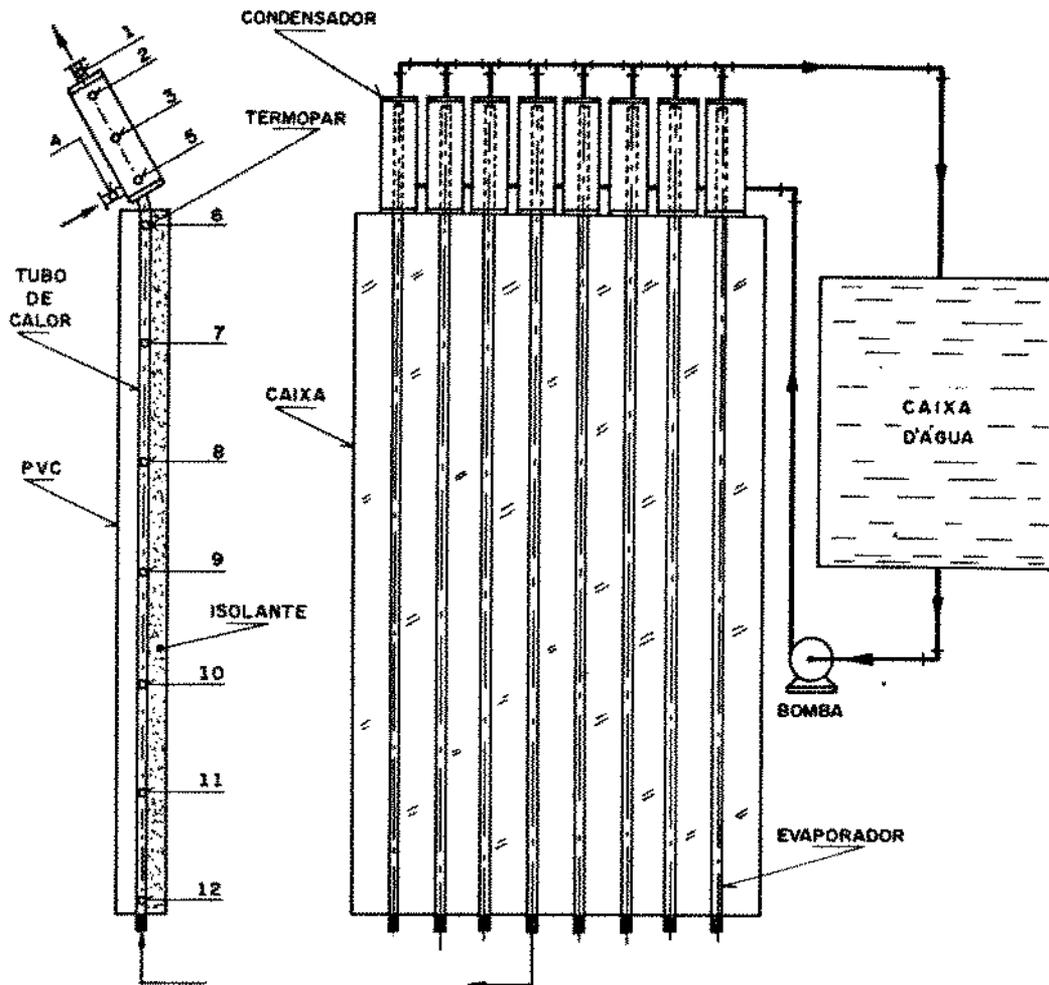


Figura 4.1: Esquema do coletor solar com tubos de calor

foram evacuados e parcialmente preenchidos com 192 cm^3 de metanol a 99% usando o sistema esquematizado na figura (4.3).

O ciclo fechado de resfriamento consiste de uma caixa armazenadora de água de PVC, de uma bomba, de tubos de 0,04 m de diâmetro em volta dos condensadores formando um arranjo paralelo e de tubulação de plástico transparente. A bomba possuía uma válvula e desvio (*bypass*) para regular o fluxo de água.

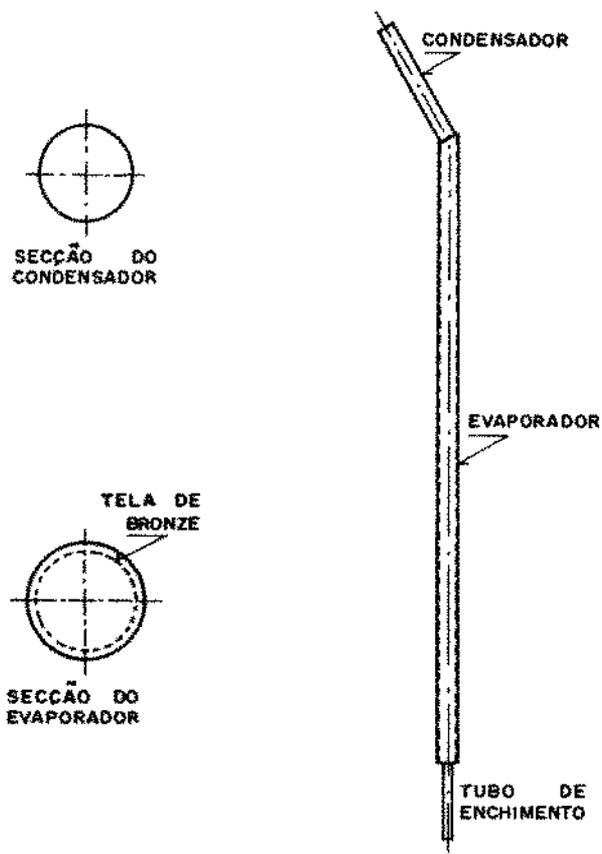
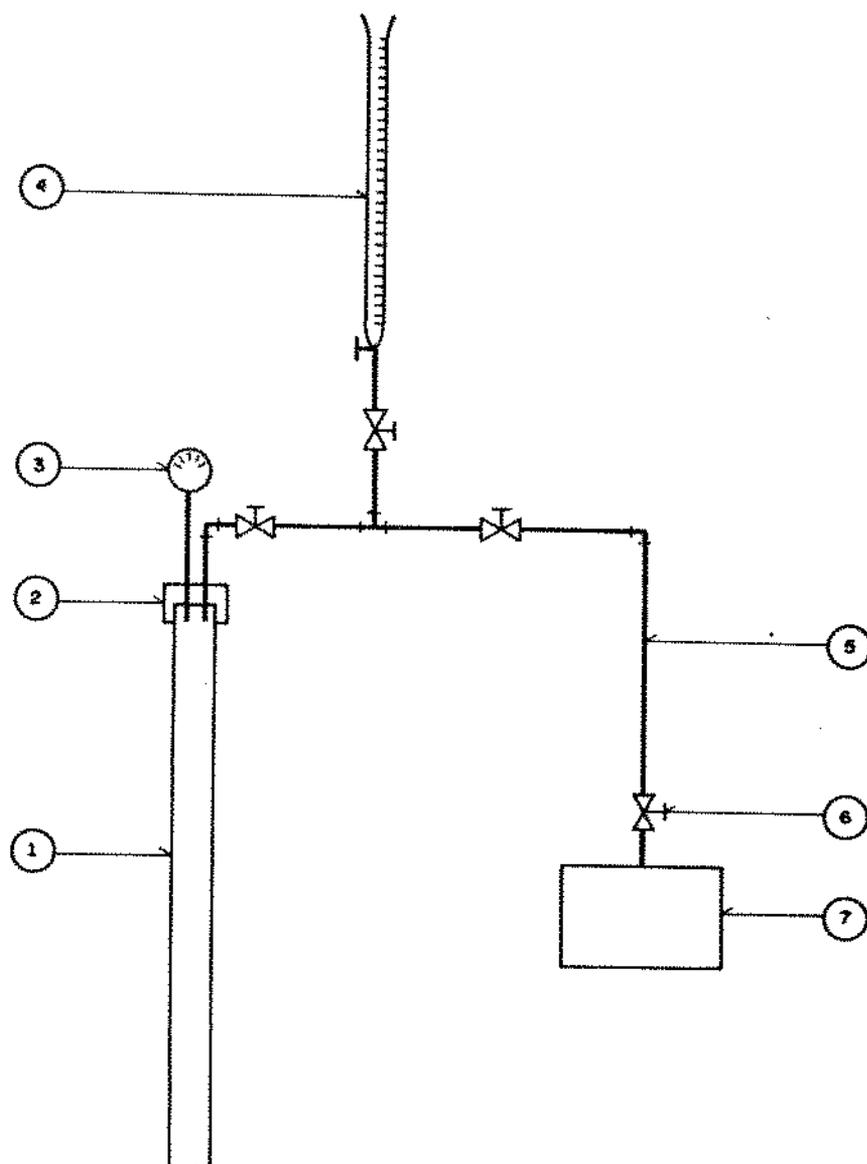


Figura 4.2: Detalhes de um dos tubos de calor



- 1 - TUBO DE CALOR 2 - TAMPA ESPECIAL DO TUBO DE CALOR
 3 - MANOVACUÔMETRO 4 - PIPETA CALIBRADA 5 - TUBULAÇÃO
 6 - REGISTROS MANUAIS 7 - BOMBA DE VÁCUO

Figura 4.3: Sistema de evacuação

4.1.2 Montagem experimental do coletor solar comercial

O coletor solar comercial, figura (4.4), consiste de uma placa absorvedora de cobre com uma área efetiva de $2,0 \text{ m}^2$ que funciona como aleta axial para 22 tubos de cobre, os quais têm com uma distância de $0,07 \text{ m}$ entre eles. Cada tubo, de $1,0 \text{ m}$ de comprimento, e diâmetro externo de $0,012 \text{ m}$, estava ligado a dois cabeçotes de $0,0254 \text{ m}$ de diâmetro. A cobertura do coletor era de vidro transparente com espessura de 3 mm . E o isolamento lateral e no fundo era de lã de vidro.

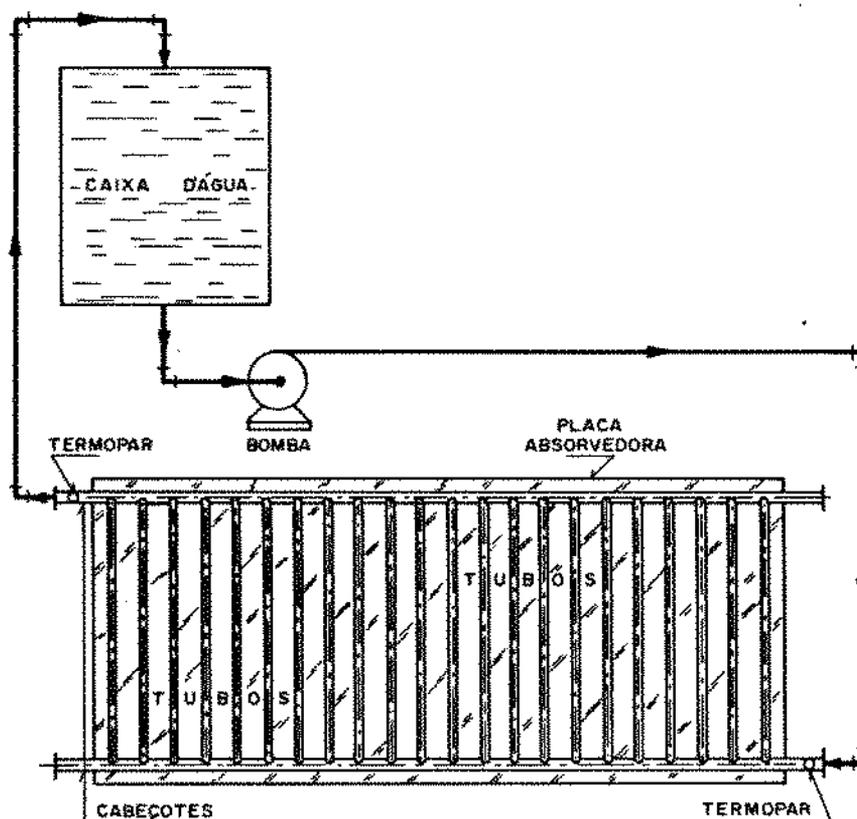


Figura 4.4: Esquema do coletor solar comercial

Para determinar o desempenho dos coletores solares [14] foi necessário medir: a intensidade global da radiação solar, G_T , no plano do coletor; a temperatura ambiente, T_a ; as temperaturas da entrada, T_i , e da saída, T_o , do coletor, do fluido de resfriamento; da vazão em massa e a velocidade do vento.

4.2 Medidas de temperatura

As leituras dos termopares cobre constantan foram feitas usando um aparelho marca Fluke (2150A-Multipoint) de vinte canais acopladas a um termômetro digital da mesma marca. Figura (4.1) mostra a distribuição dos termopares utilizados na medição das temperaturas do sistema. As medidas das temperaturas da entrada e da saída do coletor solar comercial foram feitas utilizando o mesmo aparelho.

As medidas da temperatura da caixa armazenadora de água e temperatura ambiente foram realizadas por dois termômetros de coluna de mercúrio com precisão de $0,1^{\circ}\text{C}$.

4.3 Medidas de vazão

A medição da vazão foi feita utilizando um bequer graduado de 1 l de volume e um cronômetro com divisões 0,1 s.

4.4 Medidas de velocidade do vento

Foram medidas utilizando um anemômetro tipo copo totalizador tomando medidas cada 15 minutos e foi utilizada a velocidade média para o cálculo.

4.5 Medidas de intensidade de radiação solar

A intensidade de radiação solar foi feita por um piranômetro, EPPLY, modelo PSP, colocado no lado do coletor e na mesma inclinação e sua saída foi alimentada a um registrador gráfico HP modelo 7155B, de forma contínua. Para a análise teórica do coletor, utilizamos a intensidade solar média obtida a cada 15 minutos.

4.6 Procedimento de teste

O coletor solar foi direcionado ao sentido norte com uma inclinação de 33° do horizonte.

Os testes começavam de manhã pela circulação do fluido de resfriamento (água), para se tirar o calor armazenado no coletor, e para regulagem da vazão através da bomba ligada em

circuito fechado de resfriamento. Após todas as regulagens e ligações de termopares no medidor *fluke* terem sido realizadas dava-se início do teste.

As medidas de vazão, de temperaturas, e de velocidade do vento foram feitas cada 15 minutos desde o início do teste.

4.7 Análise de erro de medidas

Utilizando-se a seguinte equação que é dada por Holman [29], para estimar os erros introduzidos no cálculo da potência útil retirada pelo sistema, devido a precisão dos instrumentos utilizados para as medidas.

$$w_Q = \left[\left(\frac{\partial Q}{\partial v} w_v \right)^2 + \left(\frac{\partial Q}{\partial T_i} w_{T_i} \right)^2 + \left(\frac{\partial Q}{\partial T_o} w_{T_o} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (4.1)$$

onde w é incerteza, Q é a potência útil retirada pelo sistema e calculada utilizando-se a equação:

$$Q = \frac{v}{t} \rho c_p (T_o - T_i) \quad (4.2)$$

onde t é o intervalo do tempo utilizado na medição da vazão.

$$t = 10 \text{ seg}$$

Desenvolvendo-se o calculo seguindo-se a equação (4.1) dada por Holman obtemos:

$$\begin{aligned} \frac{d\dot{Q}}{dv} &= \frac{\rho c_p}{t} (T_o - T_i) \\ &= 1392,9 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \frac{d\dot{Q}}{dt} &= -\frac{v \rho c_p}{t^2} (T_o - T_i) \\ &= -83,6 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \frac{d\dot{Q}}{dT_o} &= \frac{v \rho c_p}{t} \\ &= 251,0 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \frac{d\dot{Q}}{dT_i} &= -\frac{v \rho c_p}{t} \\ &= -251,0 \end{aligned}$$

As temperaturas da entrada e da saída do fluido do resfriamento foi medida usando dois termopares e a incerteza destas leituras são:

$$\delta T_i = 0,2^\circ\text{C}$$

$$\delta T_o = 0,2^\circ\text{C}$$

Para as medidas do fluxo de massa foi utilizado um bequer de 1l com divisões de 0,01 l. As medidas levam em média 10 s, para preencher 0.6l utilizando, um crômetro com 0.1 s e portanto, temos:

$$\delta v = 0,005 \text{ l}$$

$$\delta t = 0.05 \text{ s}$$

Com estes dados, e a equação (4.1) podemos calcular os erros das medidas. Por exemplo, para o dia 14/08/1990, às 13:30 horas, temos:

$$Q = 836\text{W}$$

$$T_i = 45,83^\circ\text{C}$$

$$T_o = 49,16^\circ\text{C}$$

Fazendo os cálculos chegamos a um erro de

$$w_Q = 71.5\text{W}$$

ou um erro percentual de 8,5%.

4.8 Resultados experimentais

Apresentamos na figura (4.5) uma amostra da eficiência versus horário de um dia limpo em Campinas-Brasil. A eficiência do coletor é baixa pela manhã e ao final da tarde, devido ao alto ângulo de incidência solar no plano do coletor que prejudica o funcionamento dos tubos de calor. Os resultados experimentais serão discutidos no capítulo seguinte.

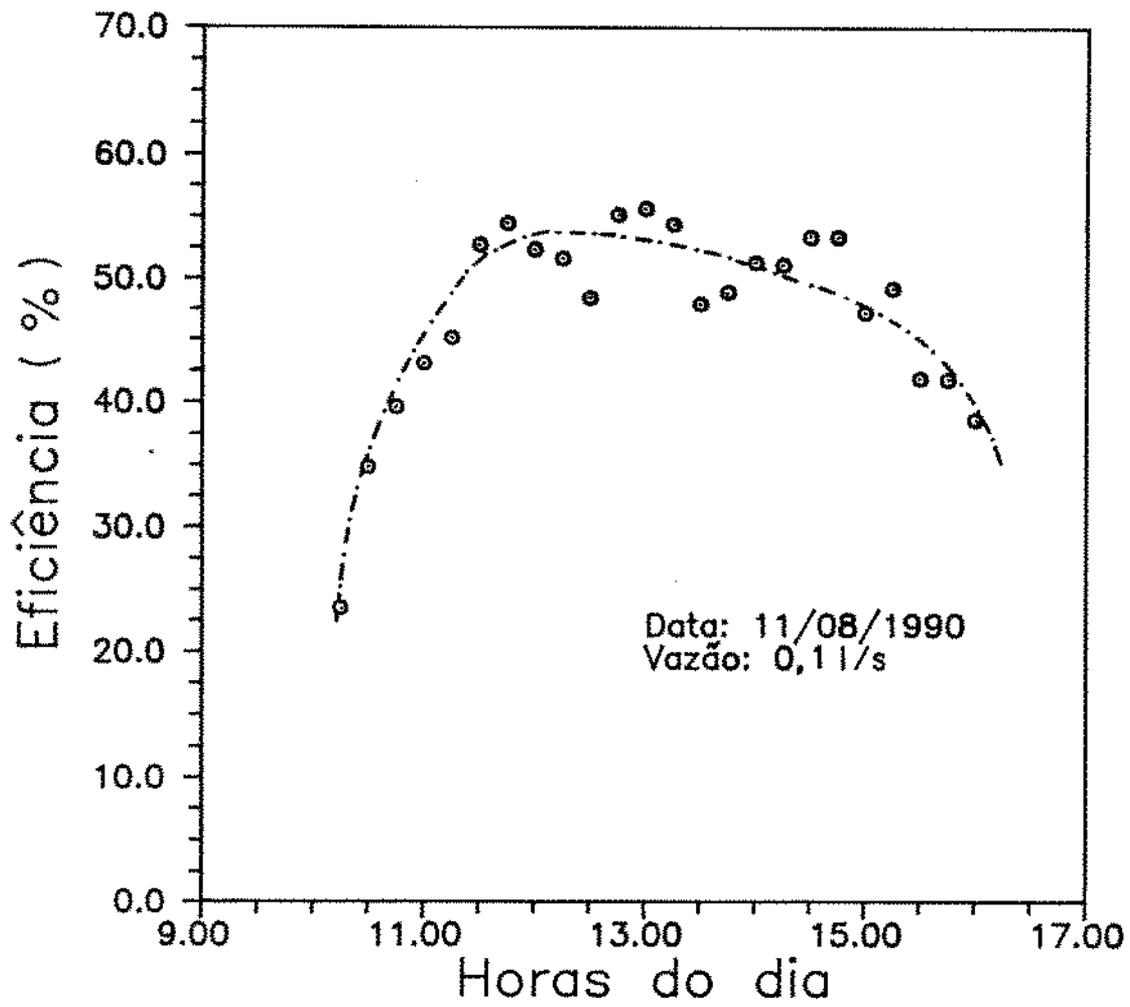


Figura 4.5: Curva de eficiência versus horário do dia

Capítulo 5

Resultados e Discussões

Apresentamos a seguir, a comparação entre os resultados experimentais de alguns testes realizados no campo e os resultados obtidos pelo modelo teórico.

As figuras (5.1 a 5.3) apresentam as curvas de eficiência para testes; com relativamente alta vazão mássica, realizados nos dias marcados nos gráficos. Notamos o baixo rendimento do sistema no começo do dia, antes de 11:30 horas, e no final da tarde, depois das 14:30 horas, devido o alto ângulo de incidência solar que prejudica o desempenho térmico dos tubos de calor. Segundo ASHRAE [2], o tempo ideal para testar um coletor solar, em uma bancada fixa e o ângulo azimutal, γ , *igual a zero*, é por volta do meio dia solar em um dia limpo, quando o ângulo de incidência dos raios é menor ou igual a 45° e a intensidade solar é maior do que 600 W/m^2 , com uma variação, de não mais, que 50 W/m^2 . Mesmo assim foram feitos os testes ao longo do dia para permitir avaliar o coletor na sua operação normal permitindo obter dados praticos para uso nos projetos. Outro ponto importante é o de permitir avaliar o desempenho real dos tubos de calor para baixas faixas de radiação.

Mostramos a variação da potência útil retirada pelo coletor nas figuras (5.4 a 5.6) para três testes e como pode-se verificar o comportamento é próximo dos resultados teóricos obtidos pelo modelo.

As figuras (5.7 a 5.9) apresentam as curvas de eficiência do sistema, para testes realizados nos dias marcados nos gráficos, e a eficiência obtida pelo modelo teórico versus $(T_i - T_a)/G_T$. Os resultados experimentais concordam com os resultados teóricos para vazões relativamente

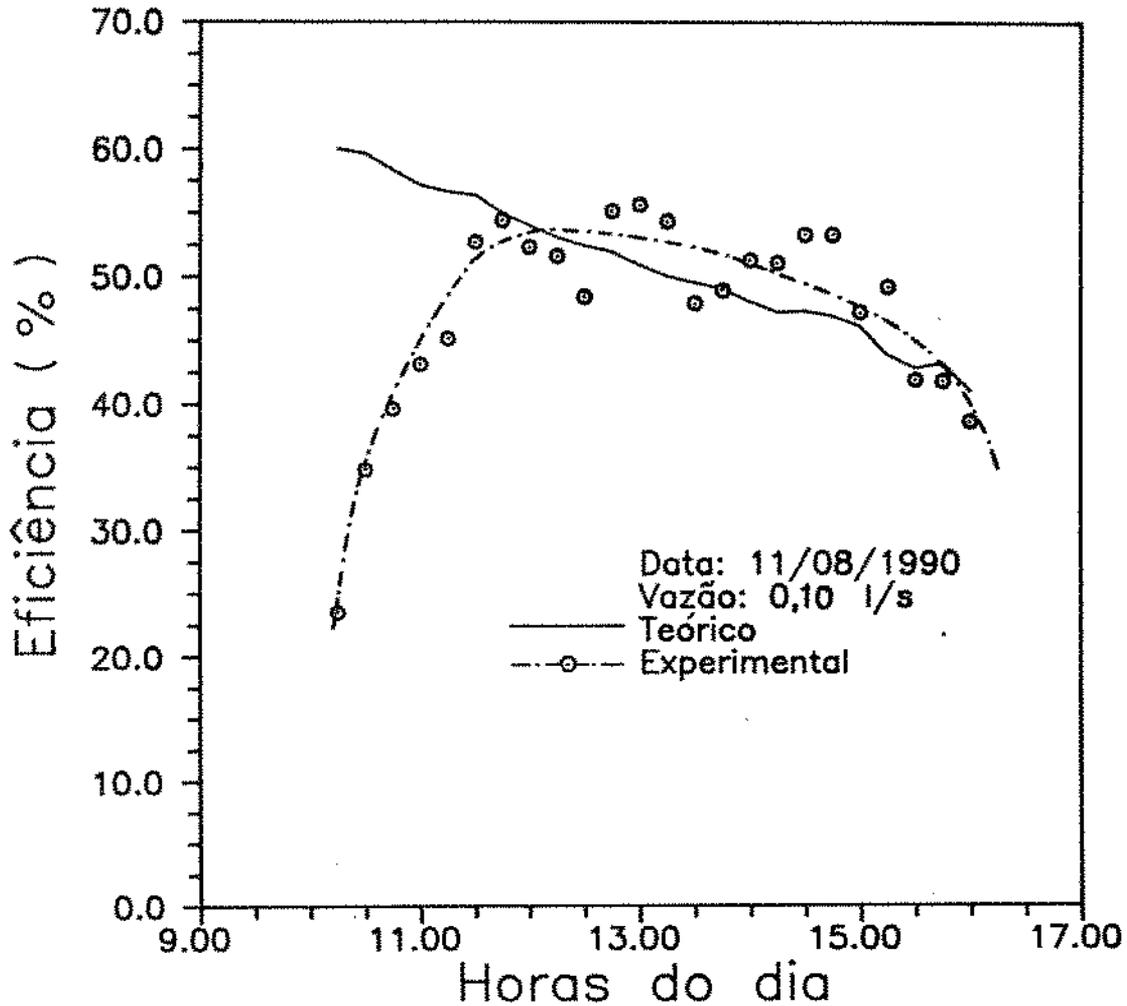


Figura 5.1: Curva da eficiência para o dia 11-08-1990

altas de fluido de resfriamento. Consideramos nestes gráficos somente o desempenho térmico do coletor solar entre 11:30 horas e 14:30 horas quando a radiação direta é praticamente perpendicular ao coletor. A curva teórica seria uma reta se U_L , F_R , $(\tau\alpha)_n$ fossem constantes, todavia eles não são, pois U_L é função da temperatura e F_R é função forte da vazão mássica, como está ilustrado nas figuras (5.10 e 5.11), isso acarreta em uma dispersão dos dados.

Pode-se notar que a dispersão dos resultados experimentais é maior do que dos resulta-

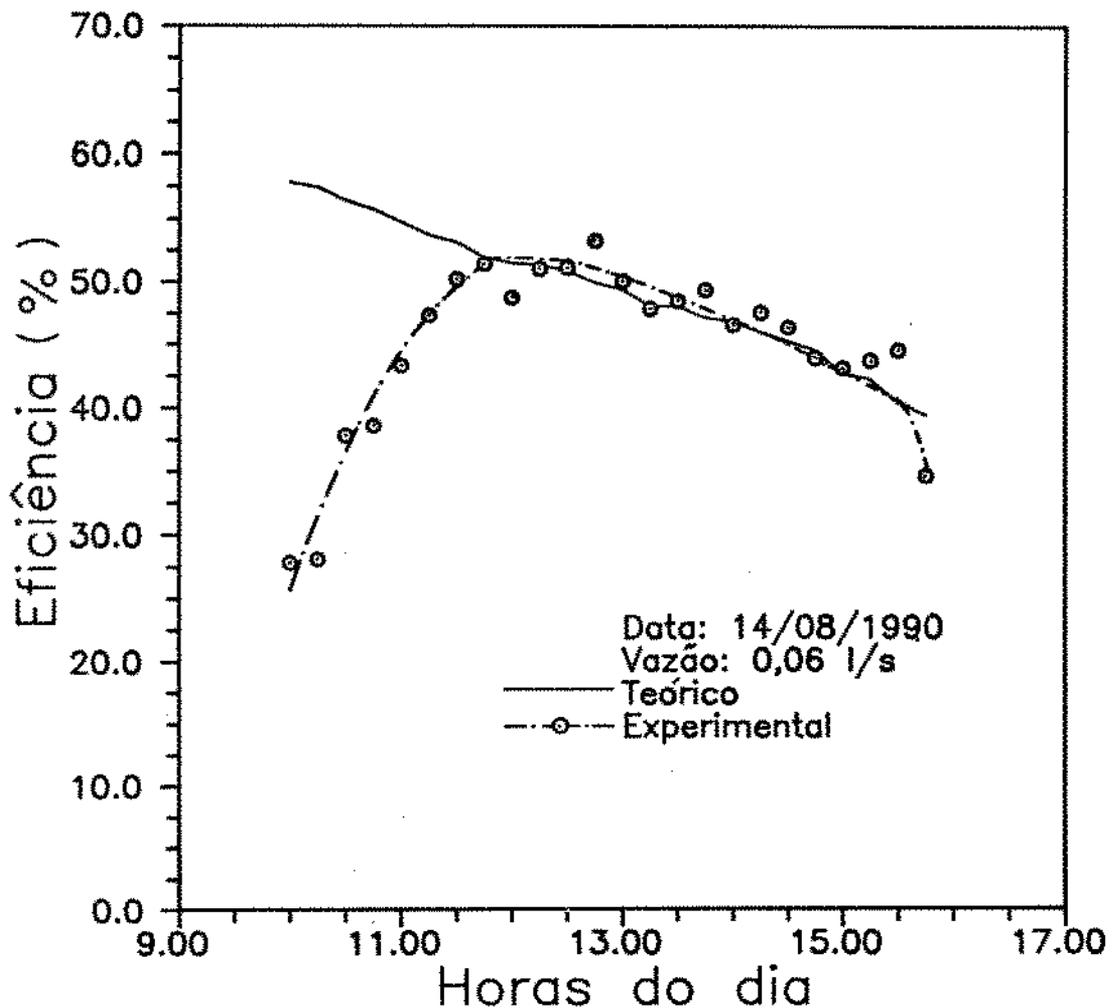


Figura 5.2: Curva da eficiência para o dia 14-08-1990

dos obtidos pelo modelo teórico, isto é natural de acontecer tendo-se na realização dos testes mesmo em regime permanente, há sempre um intervalo de variação tanto para as condições climatológicas como para as de operação. Como consequência disto existe mudança no coeficiente global de perdas térmicas no coletor, situação que não acontece no caso teórico. Some-se ainda os erros cometidos no levantamento de dados discutidos e avaliados na parte experimental.

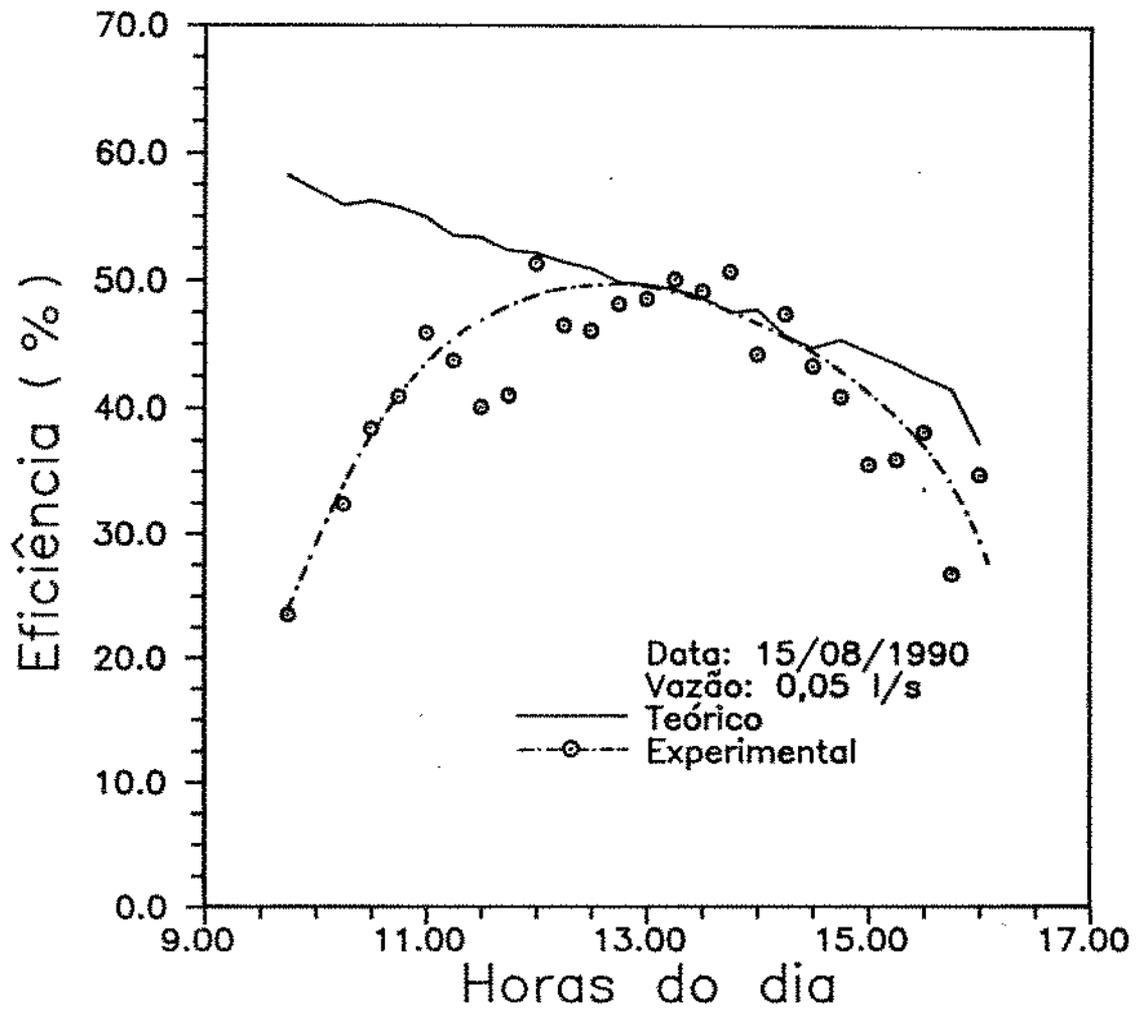


Figura 5.3: Curva da eficiência para o dia 15-08-1990

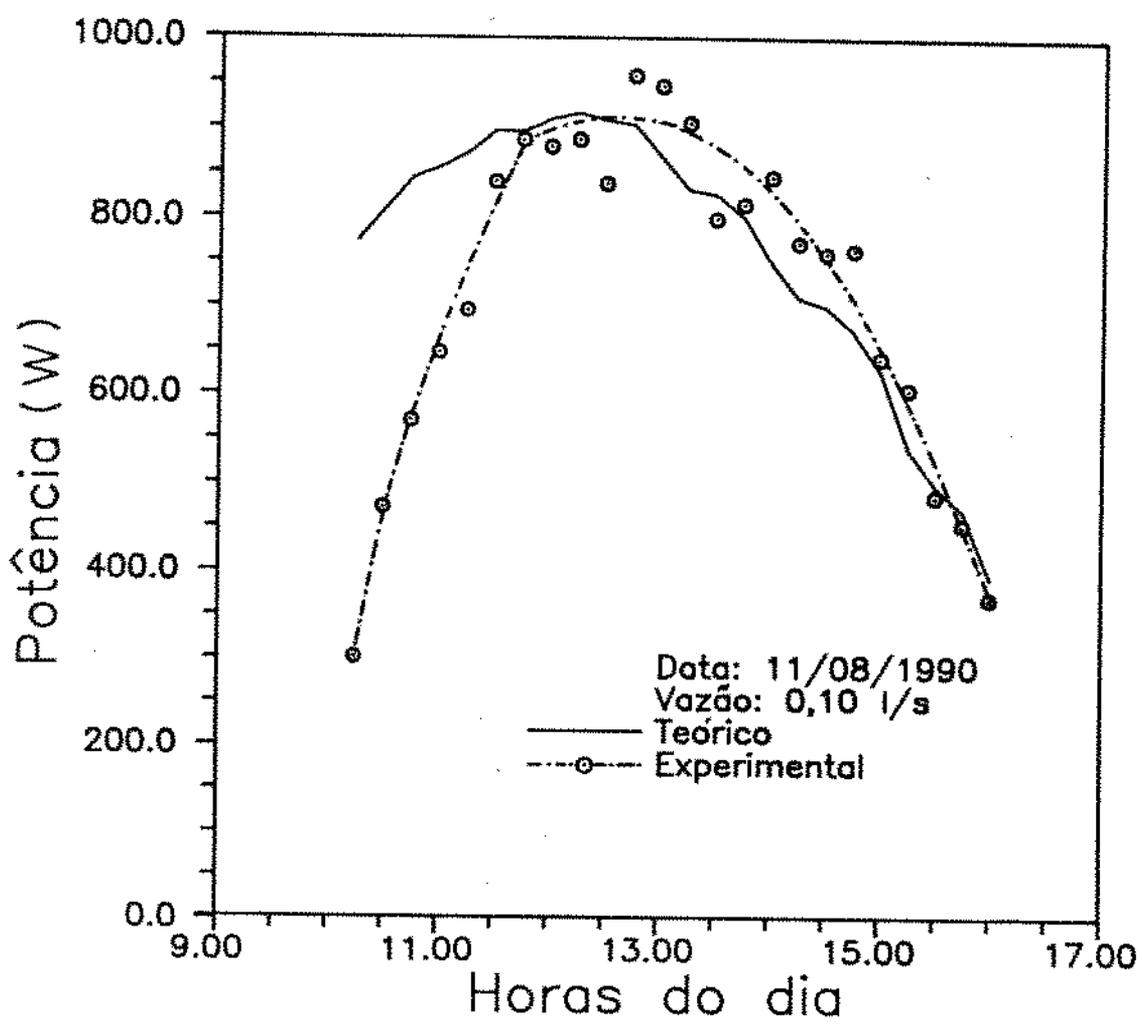


Figura 5.4: Potência térmica útil para o dia 11-08-1990

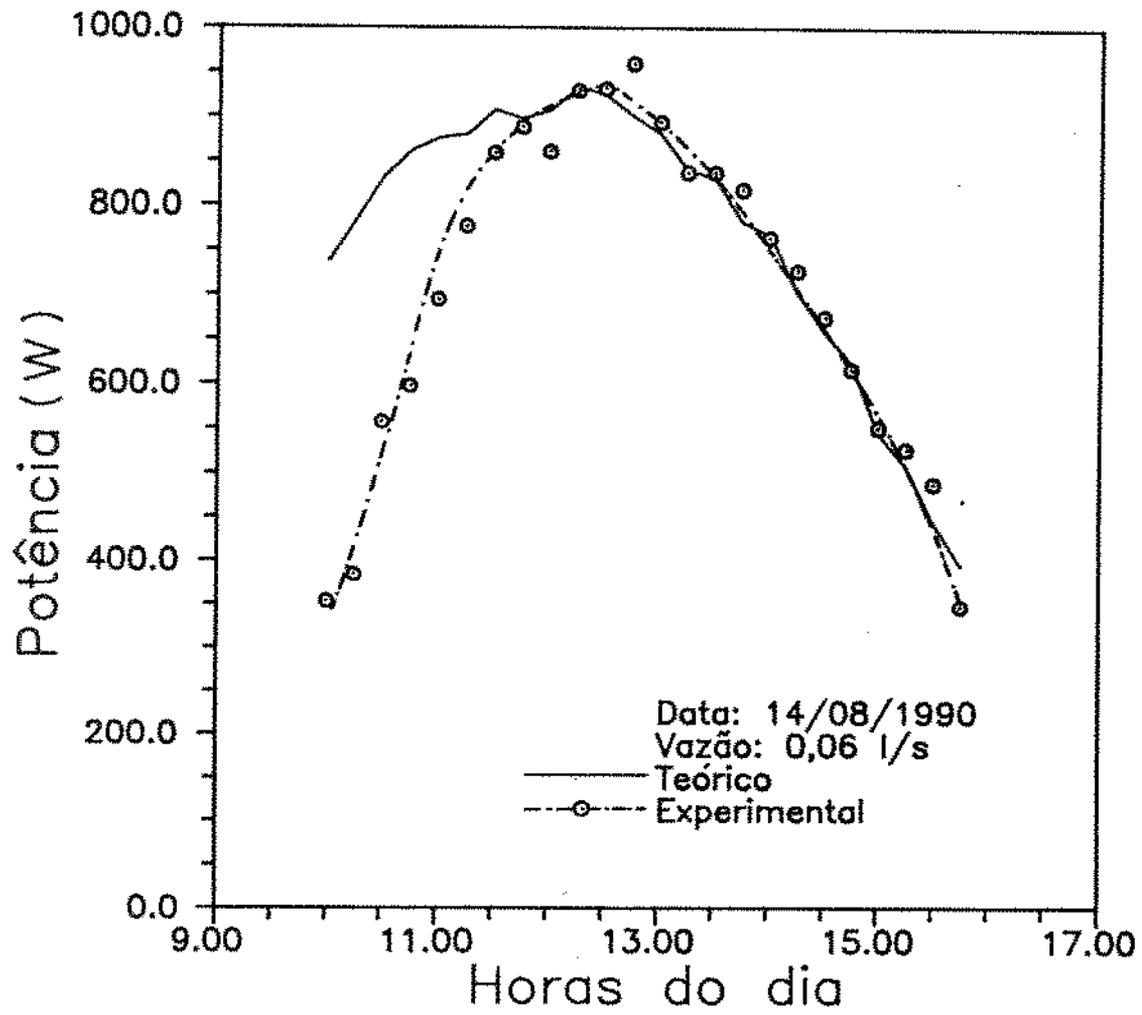


Figura 5.5: Potência térmica útil para o dia 14-08-1990

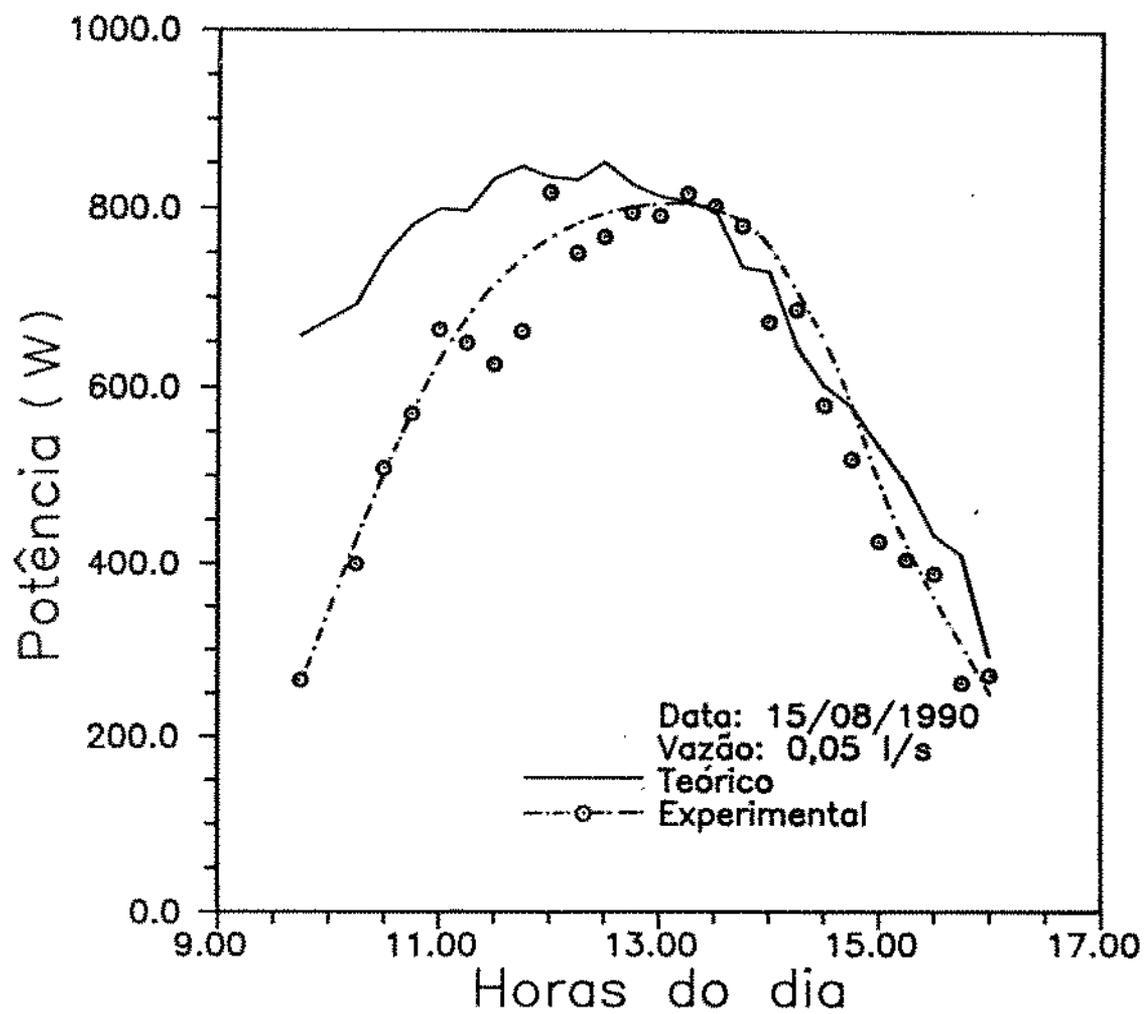


Figura 5.6: Potência térmica útil para o dia 15-08-1990

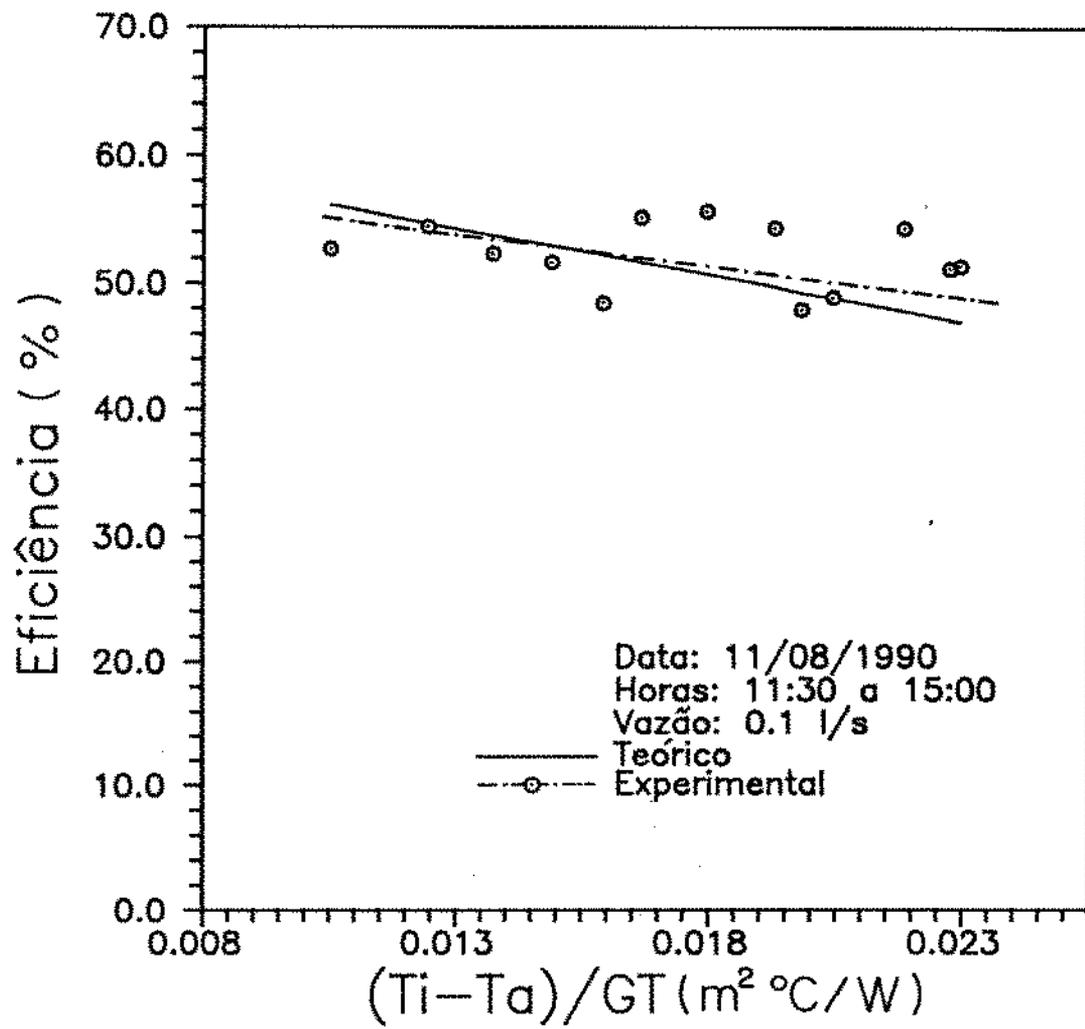


Figura 5.7: Eficiência versus $\Delta T_a/G_T$ para o dia 11-08-1990

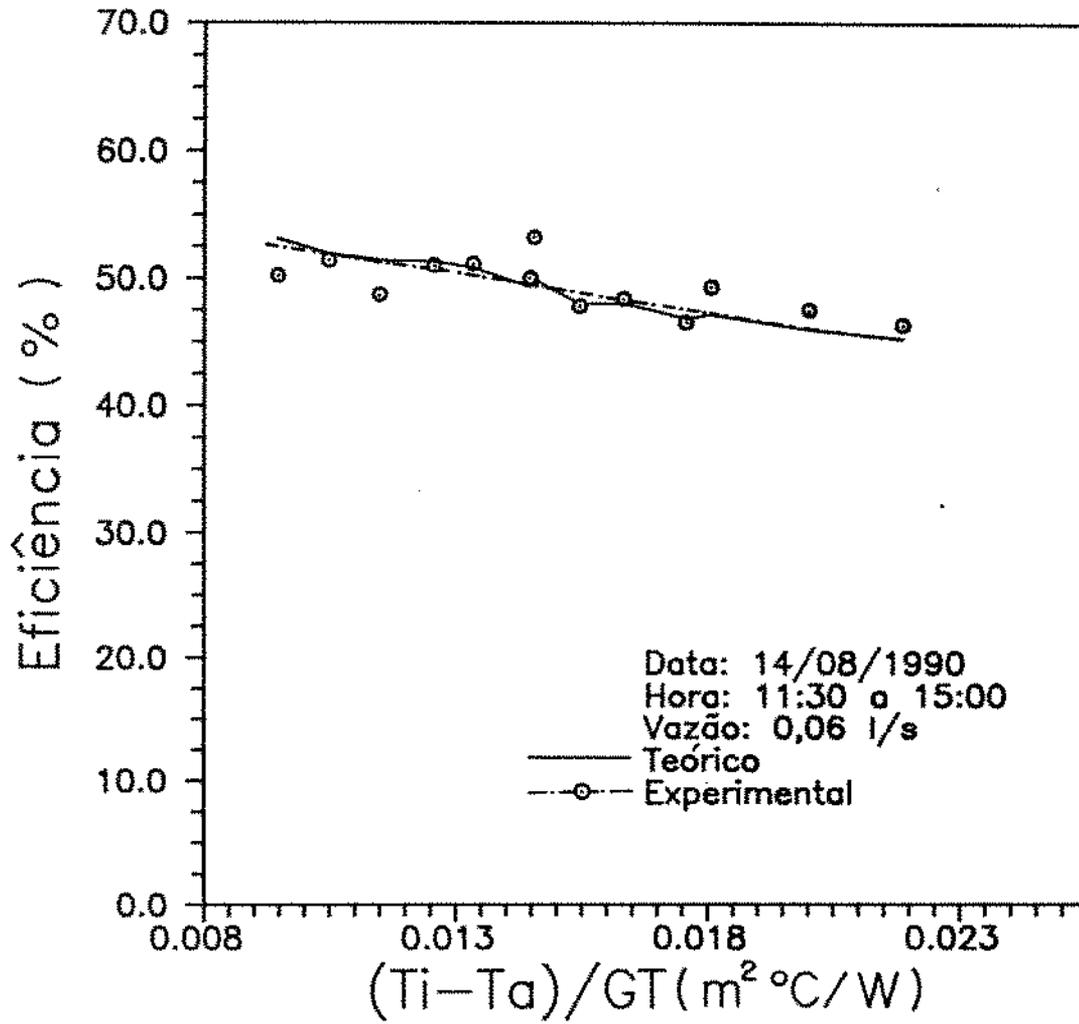


Figura 5.8: Eficiência versus $\Delta T_a/G_T$ para o dia 14-08-1990

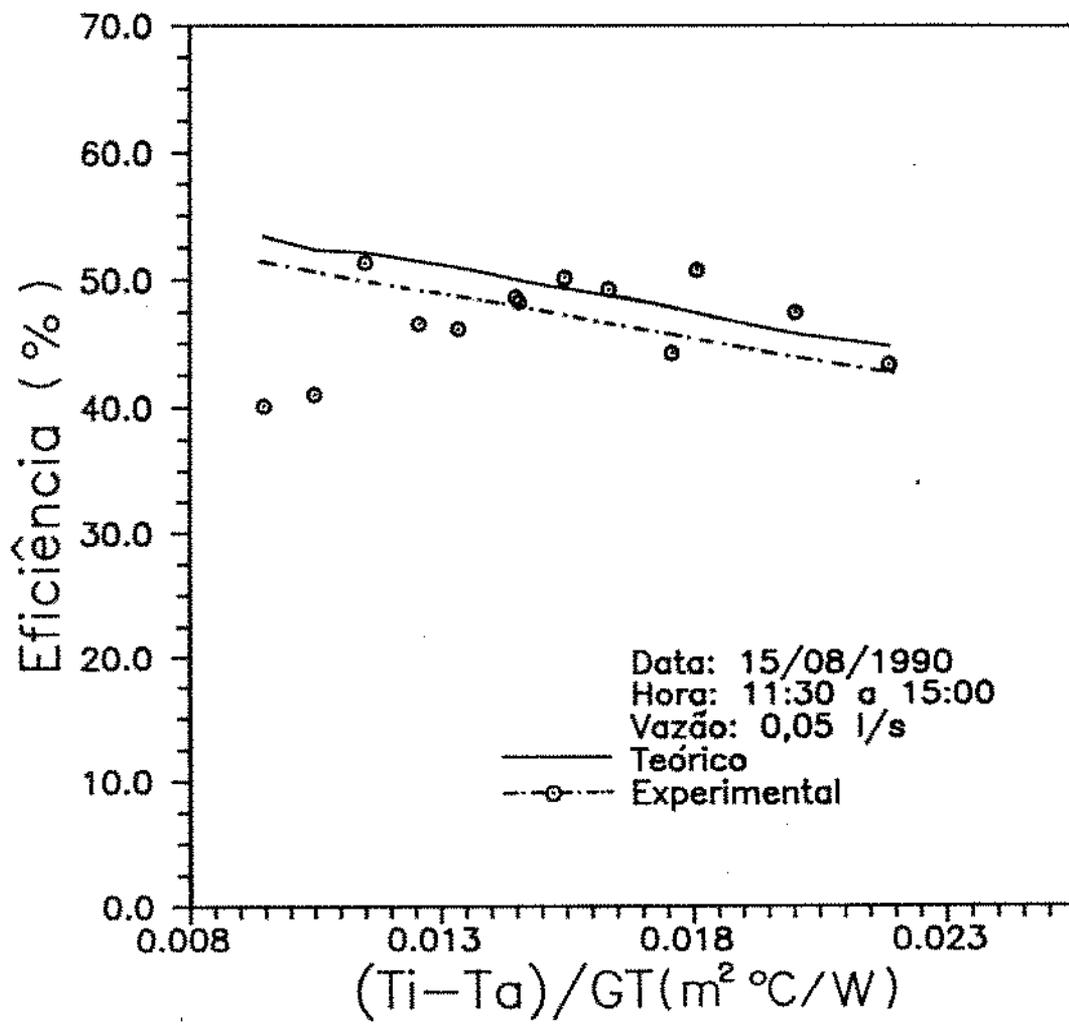


Figura 5.9: Eficiência versus $\Delta T_a/G_T$ para o dia 15-08-1990

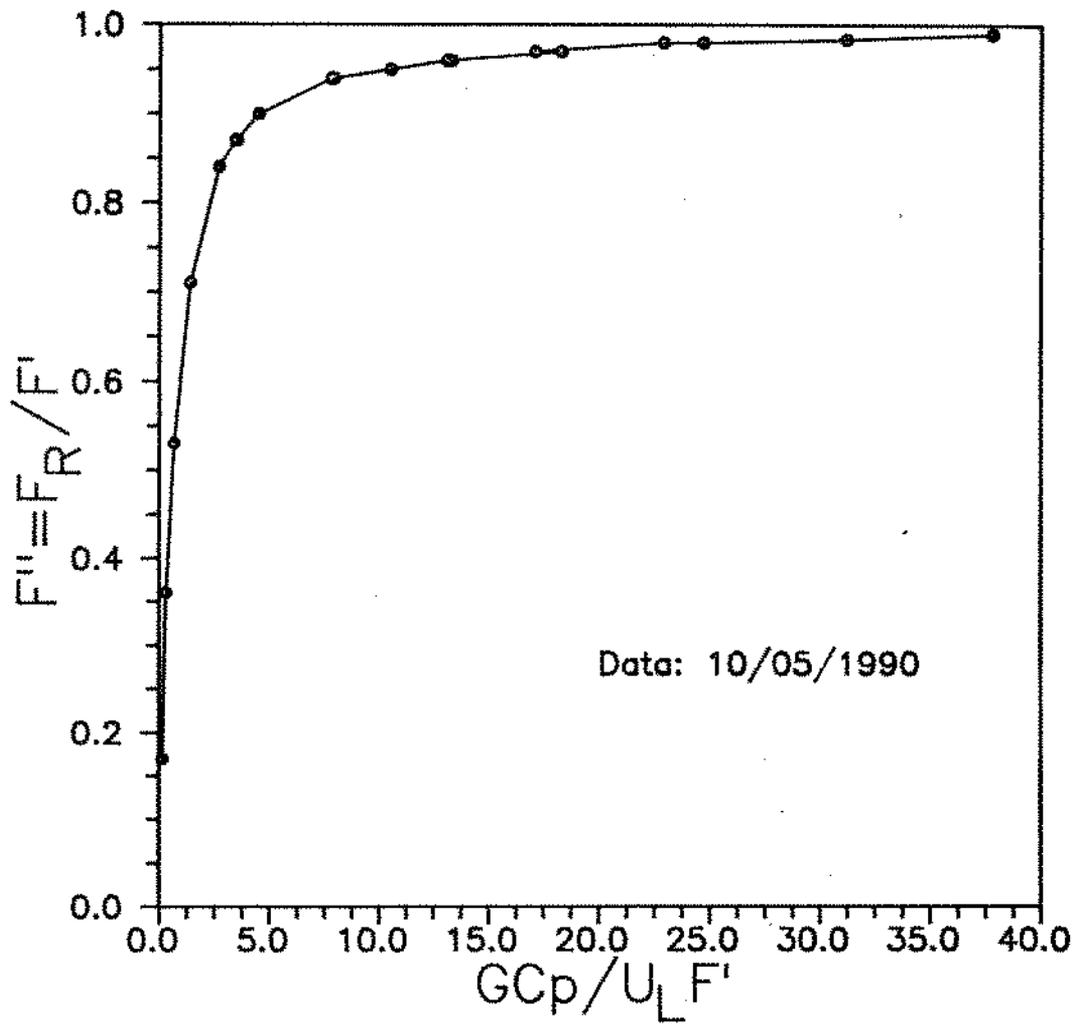


Figura 5.10: O fator de fluxo de coletor versus vazão mássica adimensional para o dia 10-05-1990

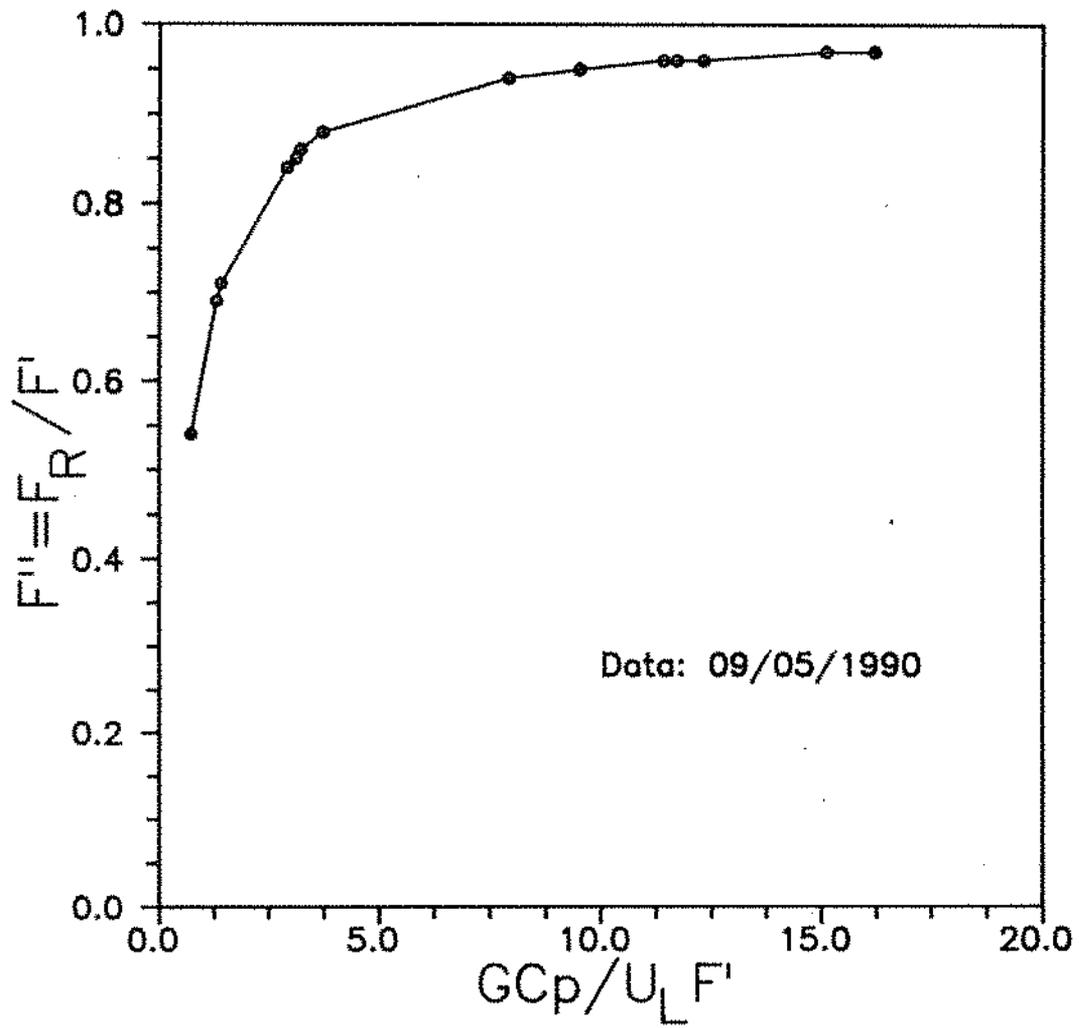


Figura 5.11: O fator de fluxo de coletor versus vazão mássica adimensional para o dia 09-05-1990

Apresentamos nas figuras (5.12 e 5.13) os resultados obtidos de rendimento horário do sistema para vazões baixas de fluido de resfriamento. Devido à vazão baixa e área de troca térmica, relativamente pequena, no lado do condensador, obtemos eficiências baixas do coletor durante o meio dia e eficiências relativamente elevadas no final da tarde, devido ao calor armazenado no sistema. A área de troca térmica é baixa pois os condensadores não eram aletados.

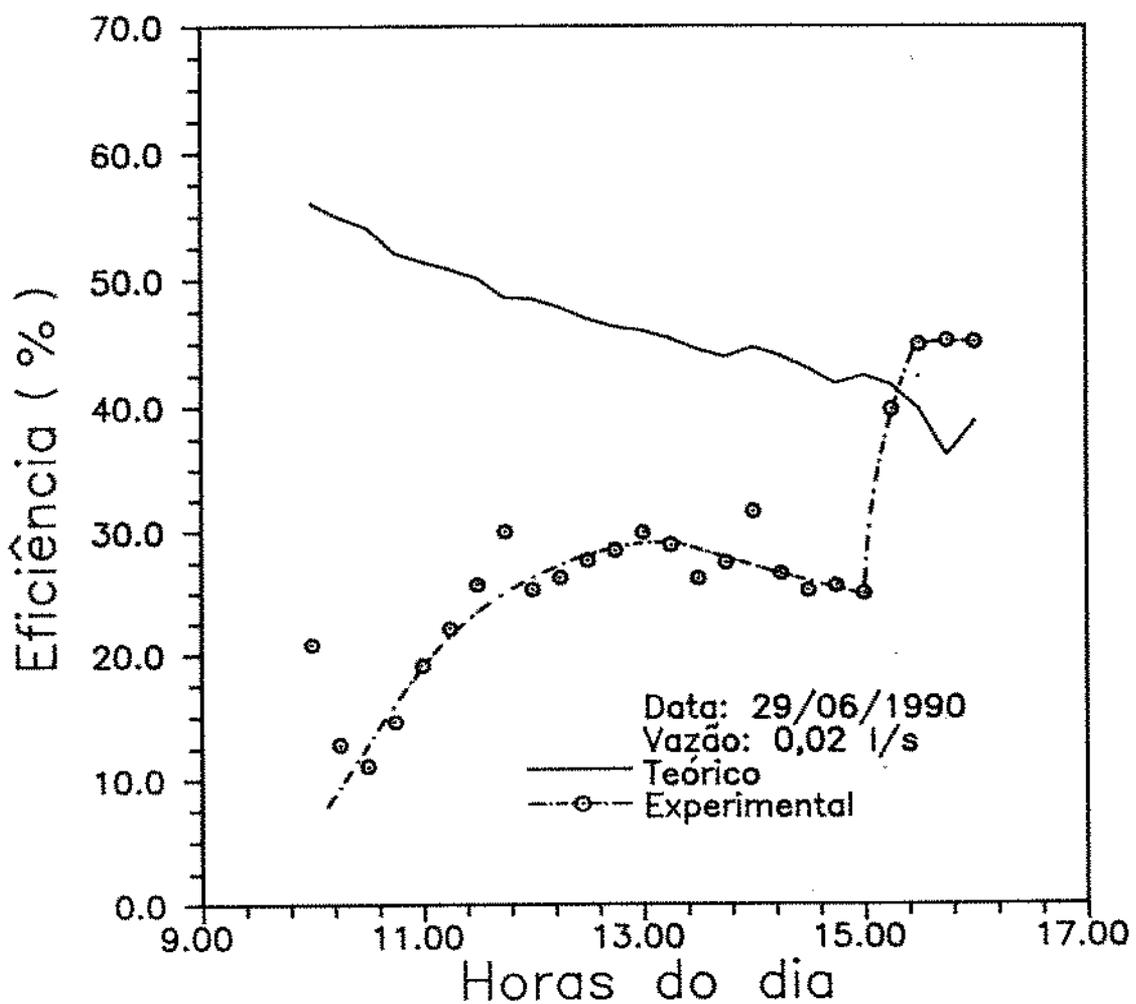


Figura 5.12: Curva de eficiência para o dia 29-06-1990

A figura (5.14) apresenta uma curva do rendimento do sistema e o rendimento obtido pelo

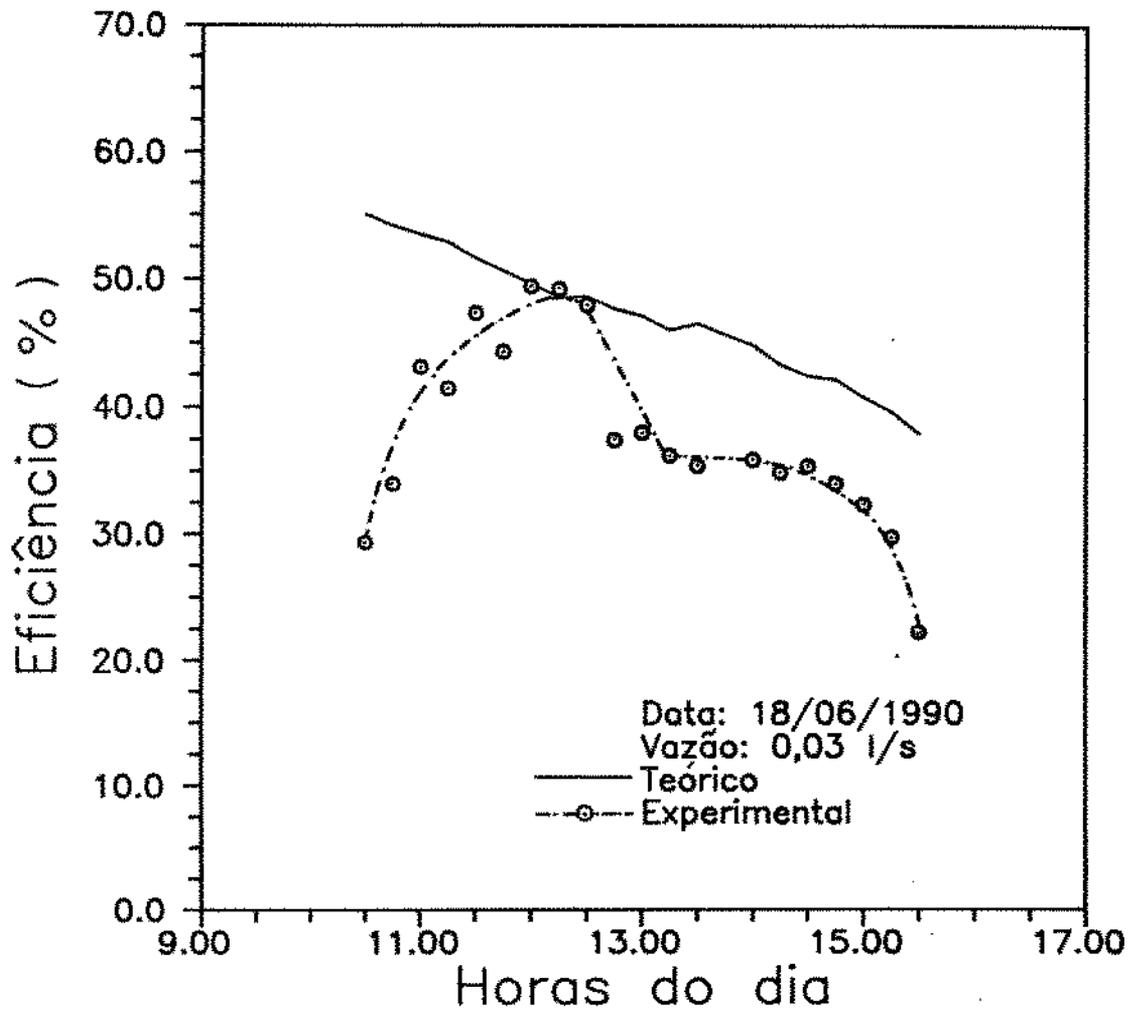


Figura 5.13: Curva de eficiência para o dia 18-06-1990

modelo teórico versus $(T_i - T_a)/G_T$ para uma vazão baixa do fluido de resfriamento. Note-se que os resultados divergem pelas mesmas razões mencionadas anteriormente. O horário dos dados está entre 11:30 horas e 14:30 horas quando a radiação direta está praticamente perpendicular ao coletor.

As figuras(5.15 a 5.18) apresentam a distribuição de temperatura ao longo do tubo de calor para algumas situações de teste. A diferença elevada entre as temperaturas do condensador e do

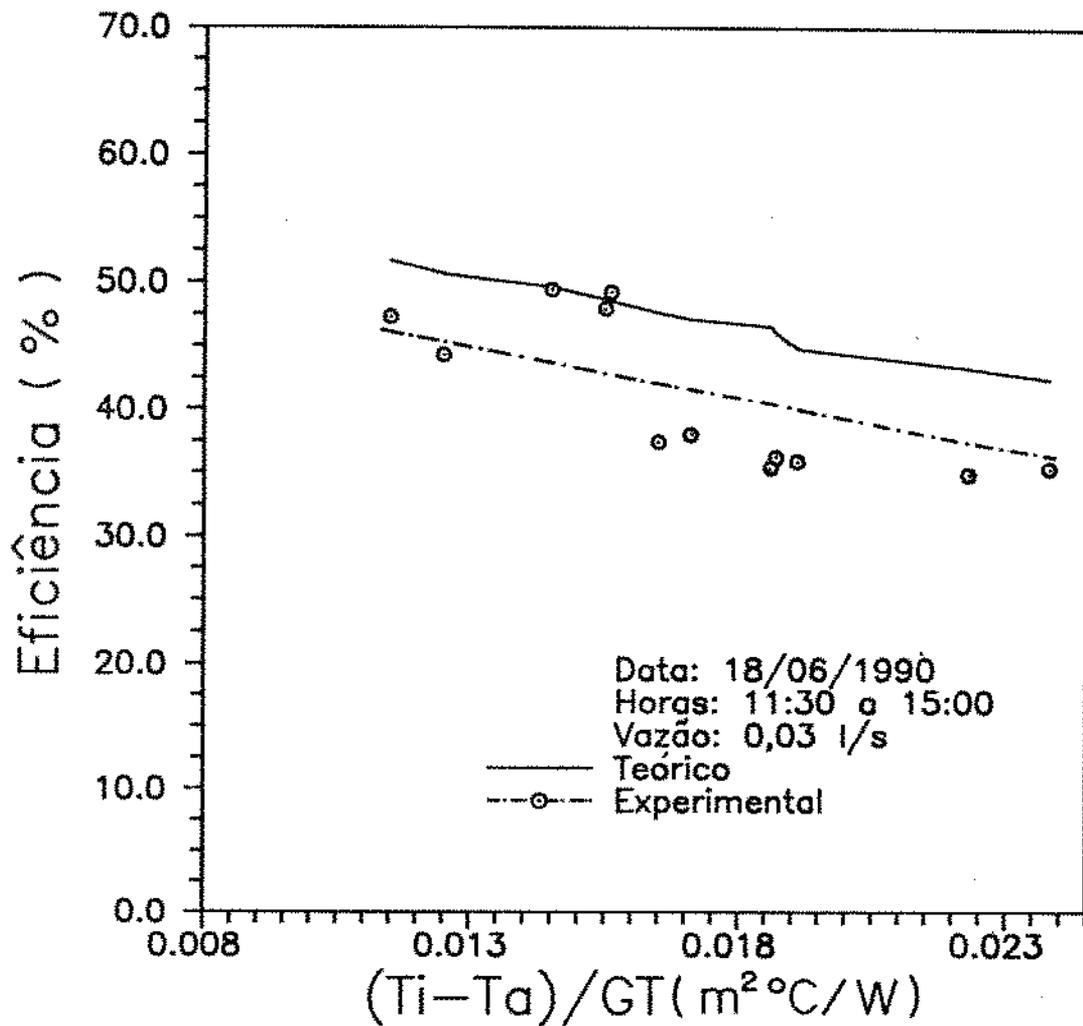


Figura 5.14: Eficiência versus $\Delta T_a / G_T$ para o dia 18-06-1990

evaporador são devidas à baixa temperatura de operação do tubo de calor e a resistência de contato que prejudicam o funcionamento do tubo aumentando sua resistência global de transferência de calor. Além disso, a temperatura do condensador está influenciada pela temperatura do fluido de resfriamento. A diferença brusca destas temperaturas mostra que não ocorre condução axial pelo tubo devido a sua parede fina. Notamos que no regime permanente, a distribuição de temperatura ao longo do tubo é constante exceto no seu ponto extremo onde ocorre perda pelo

tubo de enchimento. As figuras (5.19 e 5.20) mostram que o tubo de calor ainda não atingiu seu regime permanente e portanto não houve uma temperatura constante ao longo do seu evaporador.

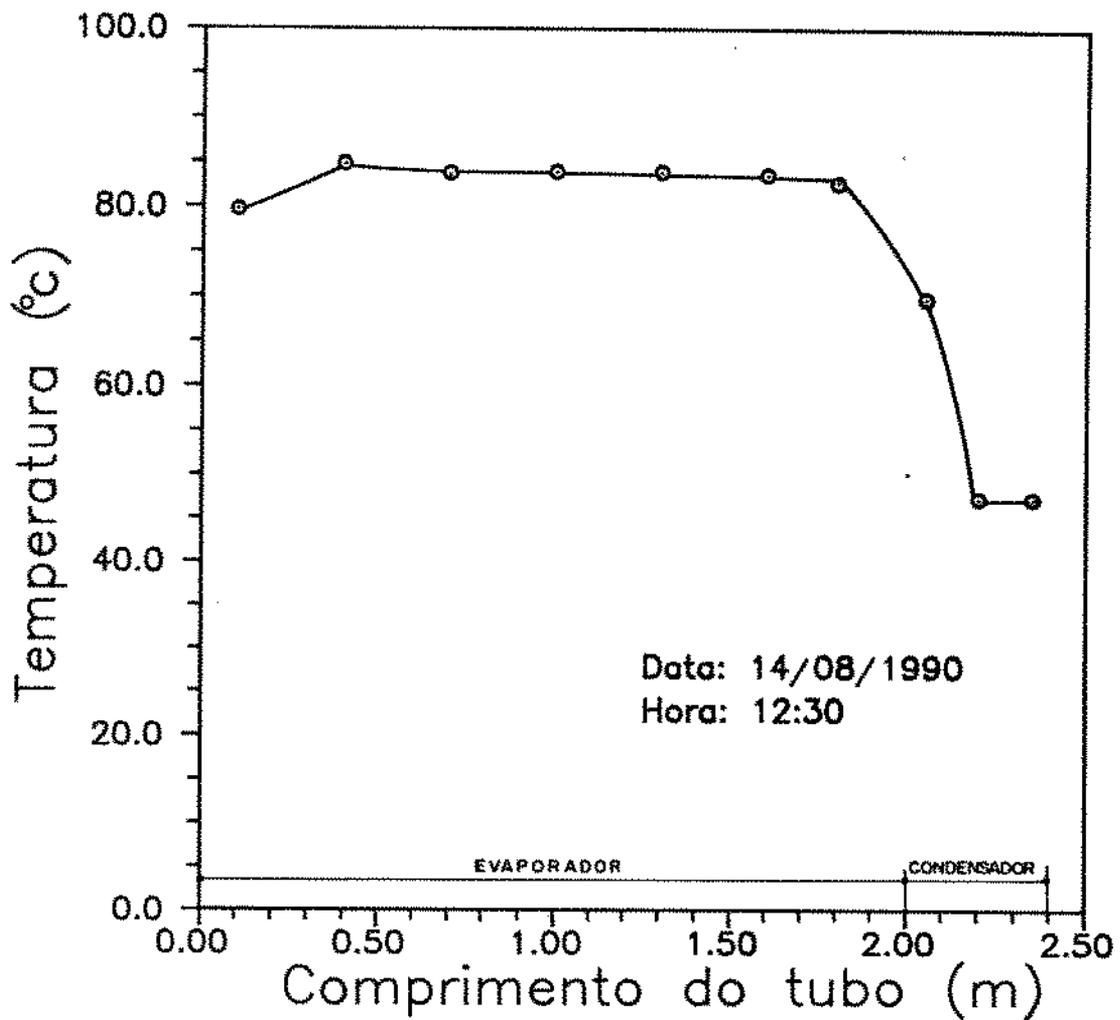


Figura 5.15: Distribuição da temperatura ao longo do tubo de calor para o dia 14-08-1990

As figuras (5.21 e 5.22) apresentam o comportamento da eficiência do sistema em função da vazão com o fator $\Delta T_a/G_T$ constante. Note-se que, a eficiência do sistema aumenta com o aumento da vazão até chegar ao seu valor máximo quando, então, tornam-se independentes.

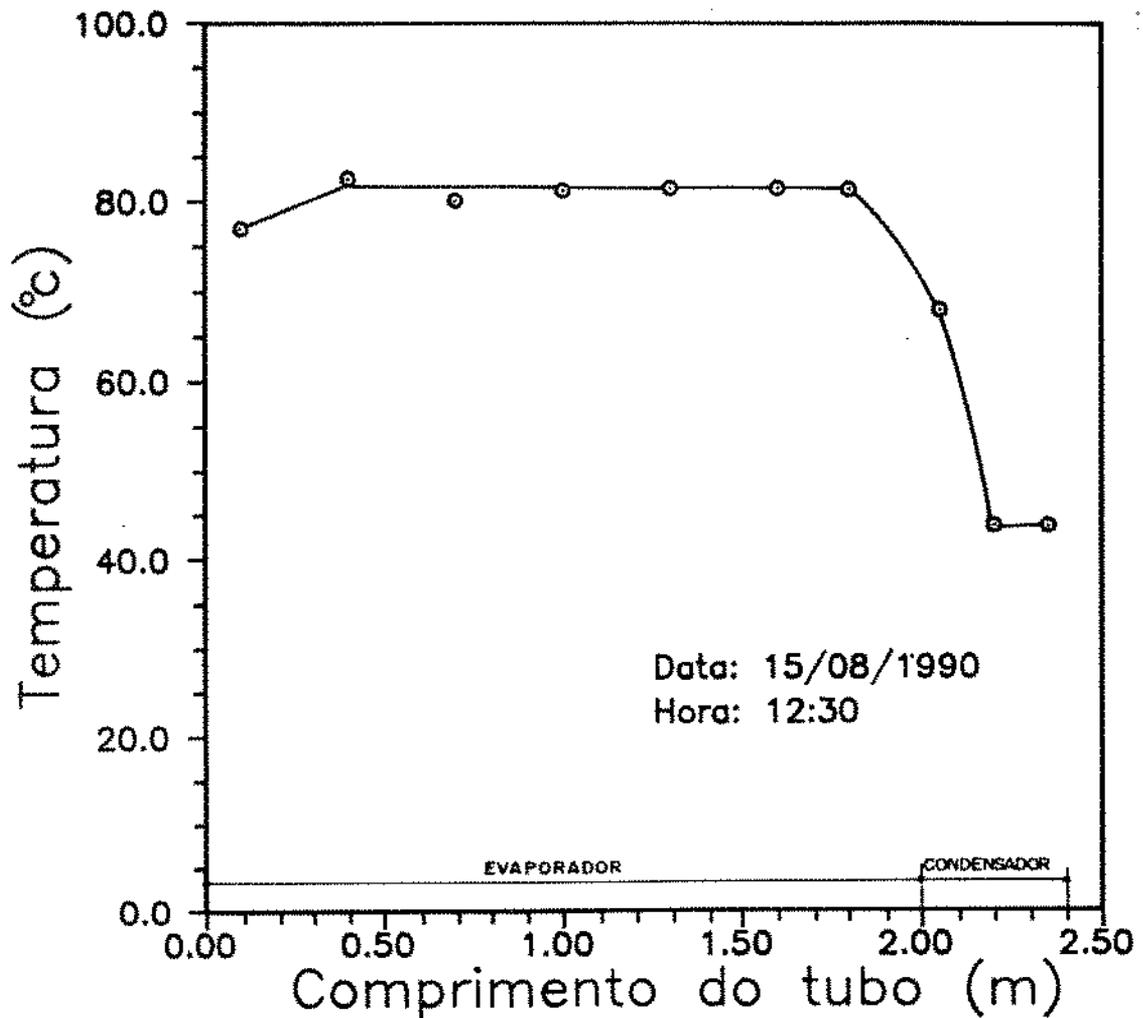


Figura 5.16: Distribuição da temperatura ao longo do tubo de calor para o dia 15-08-1990

Mostramos nas figuras (5.23 e 5.24) a comparação das eficiências de um coletor comercial e do coletor solar com tubos de calor versus o horário do dia. A eficiência do coletor solar com tubos de calor é mais alta devido a baixa temperatura da entrada, figuras (5.25 e 5.26), que influencia muito o rendimento instantâneo do coletor.

As figuras (5.27 e 5.28) apresentam a comparação de calor armazenado por unidade de área dos coletores. Note-se que o coletor solar comercial armazena mais calor do que o coletor com

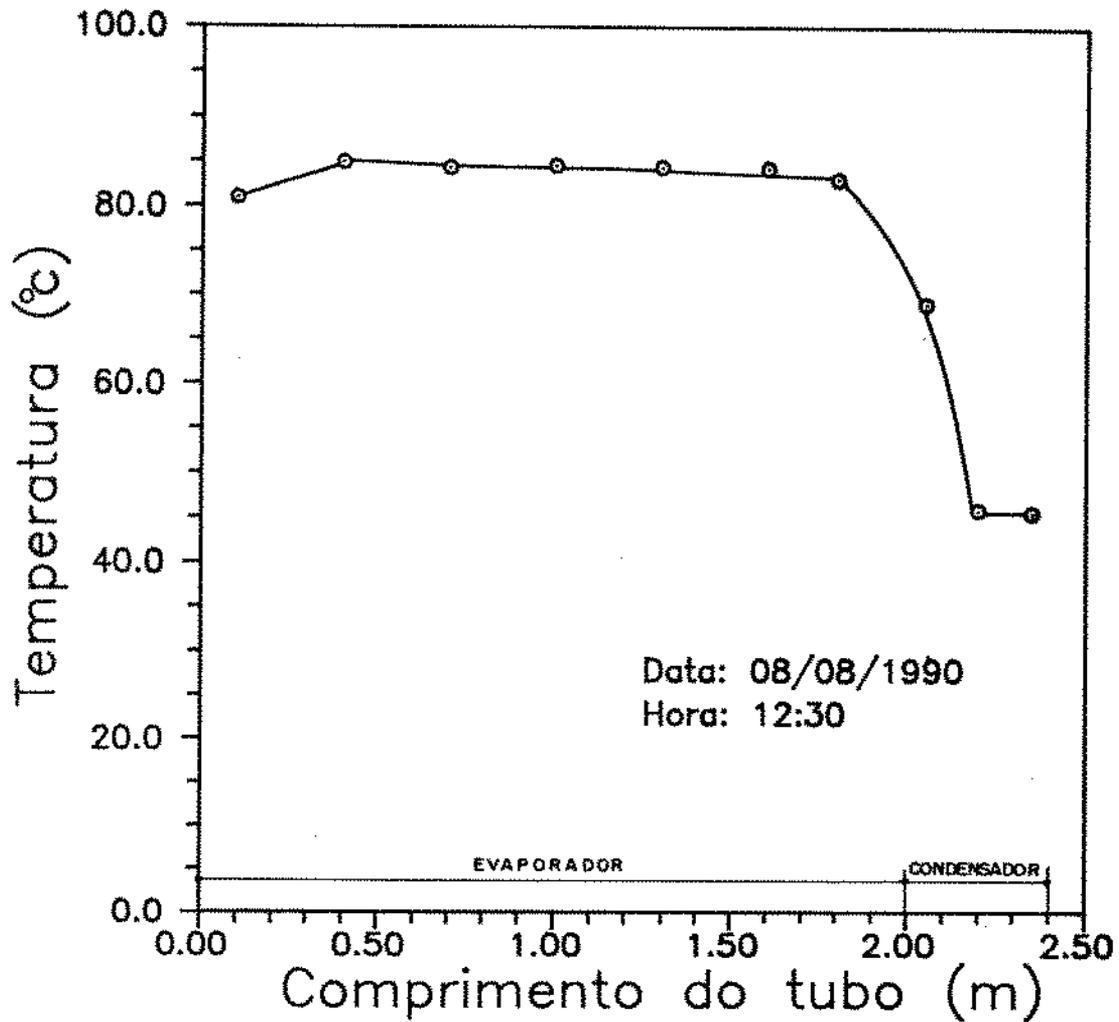


Figura 5.17: Distribuição da temperatura ao longo do tubo de calor para o dia 08-08-1990

tubos de calor o que faz o desempenho térmico do coletor solar comercial melhor do que do coletor solar com tubos de calor. O rendimento térmico do coletor solar com tubos de calor pode ser melhorado utilizando uma ou mais coberturas do vidro, diminuindo a distância entre os tubos e aletamento externo do condensador para aumentar a área de troca térmica.

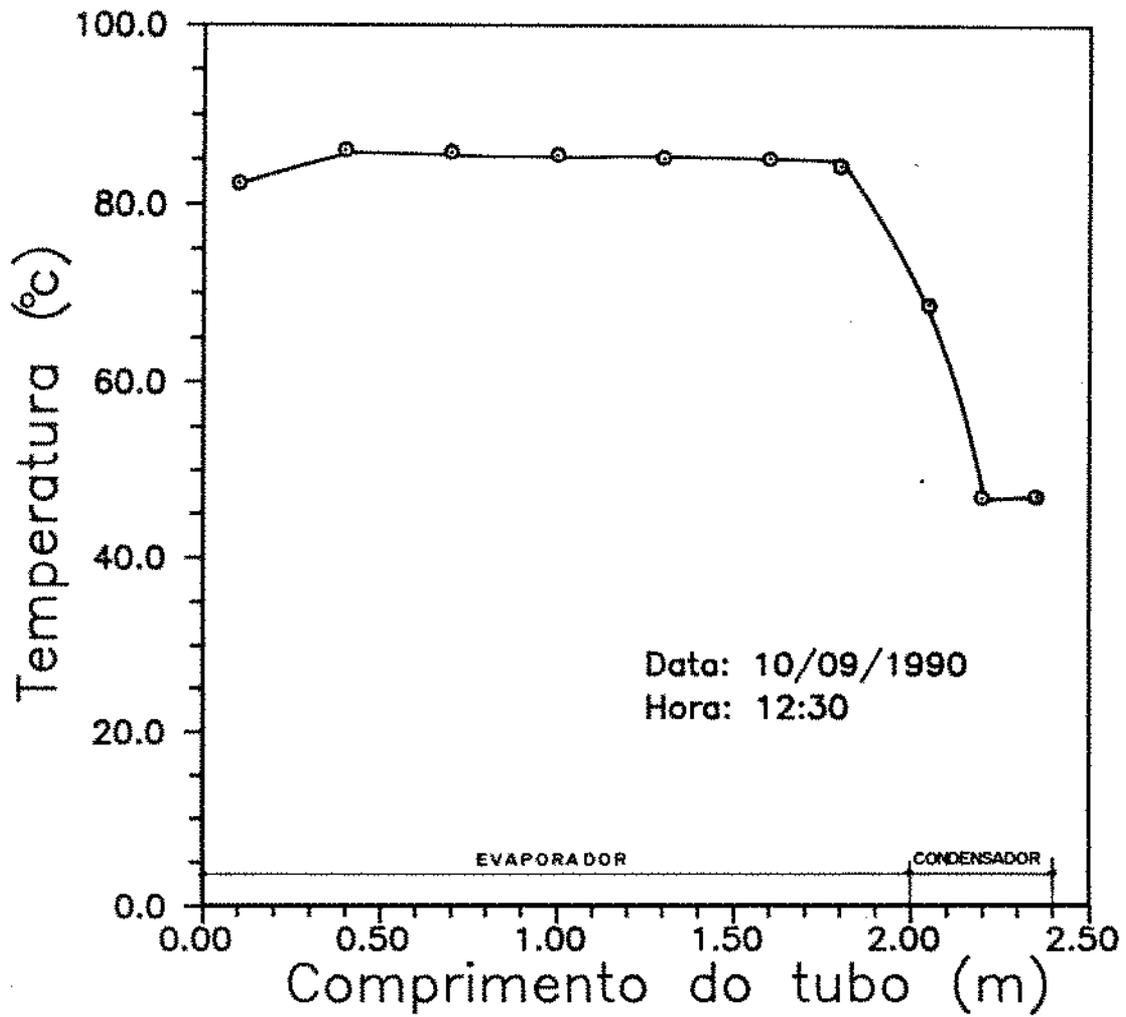


Figura 5.18: Distribuição da temperatura ao longo do tubo de calor para o dia 10-09-1990

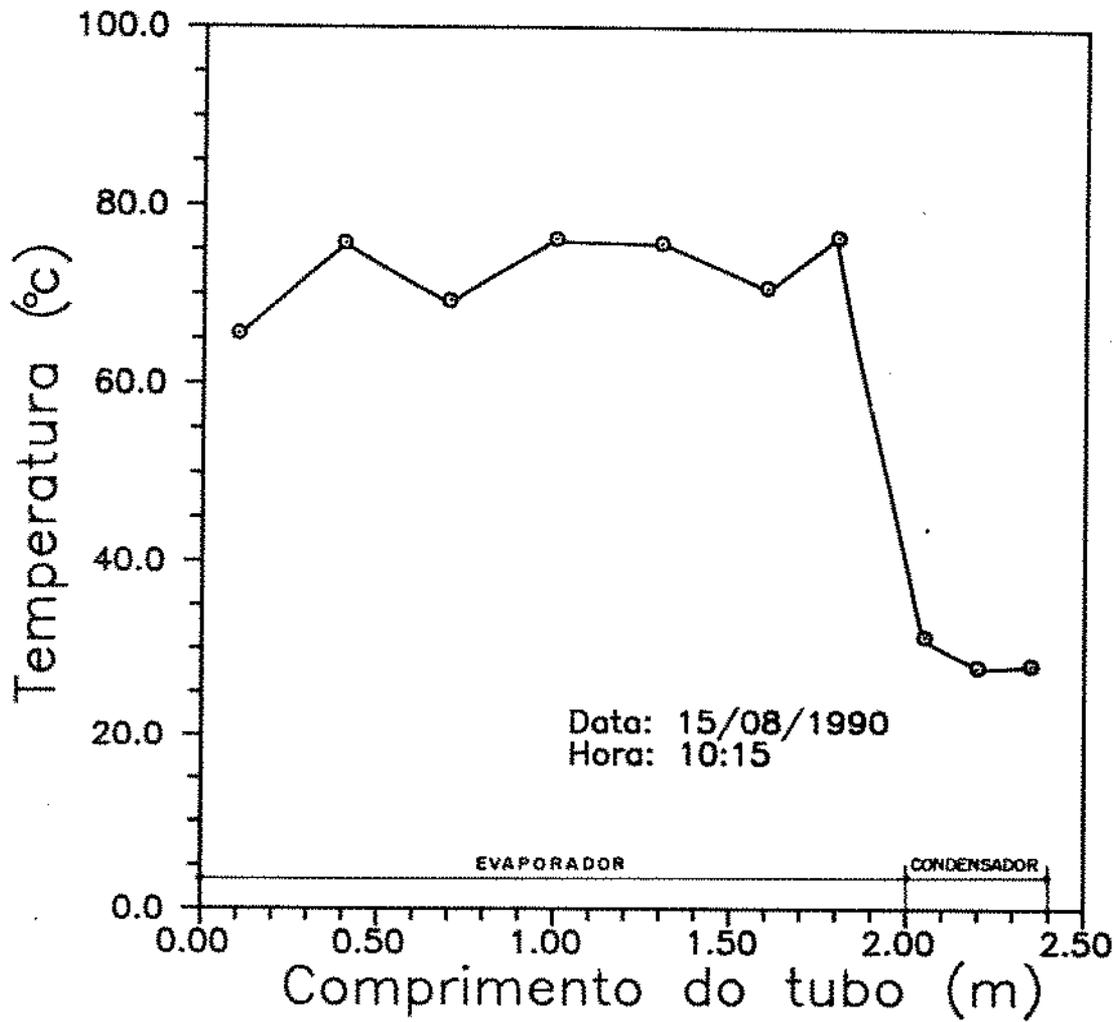


Figura 5.19: Distribuição da temperatura ao longo do tubo de calor em regime transitório para o dia 15-08-1990

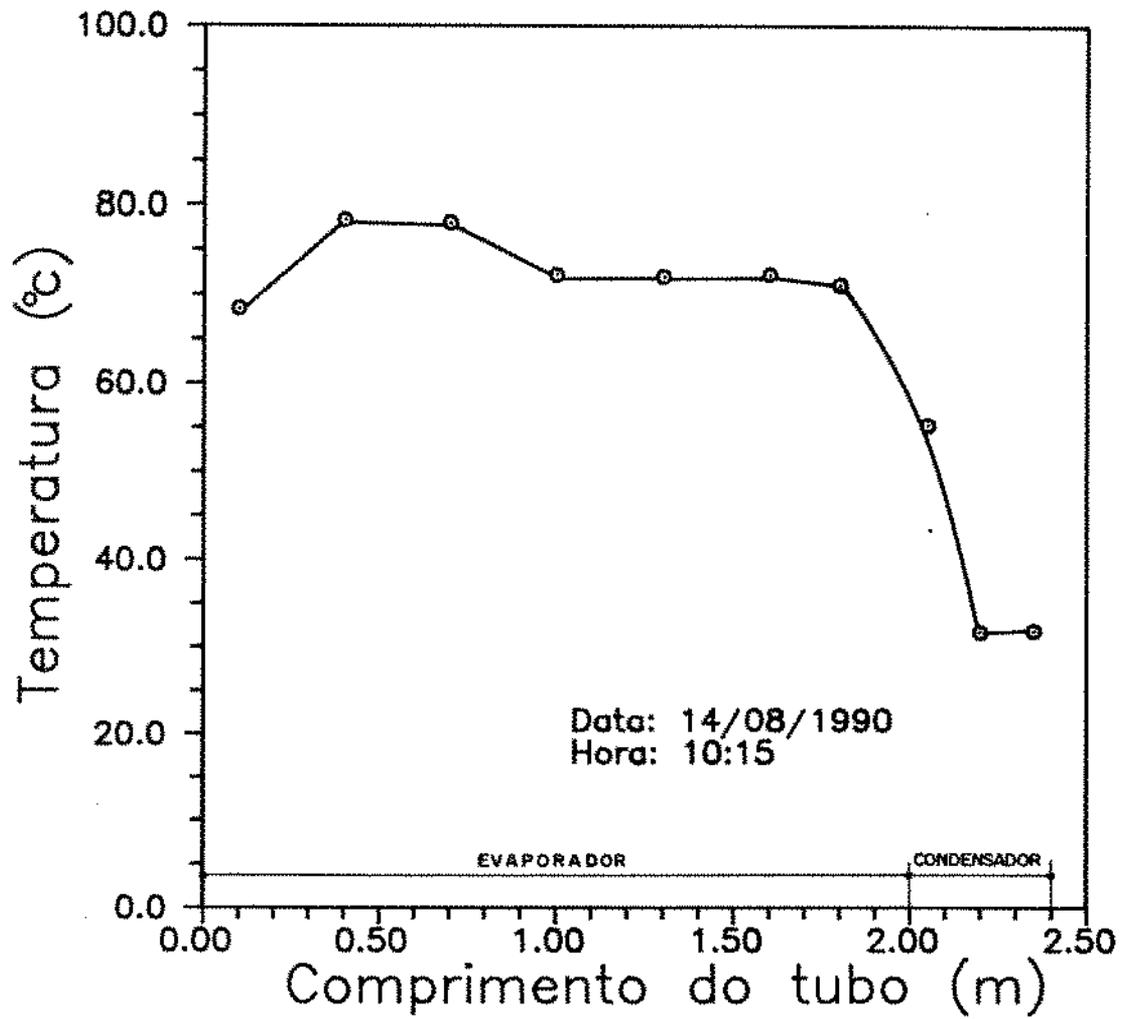


Figura 5.20: Distribuição da temperatura ao longo do tubo de calor em regime transitório para o dia 14-08-1990

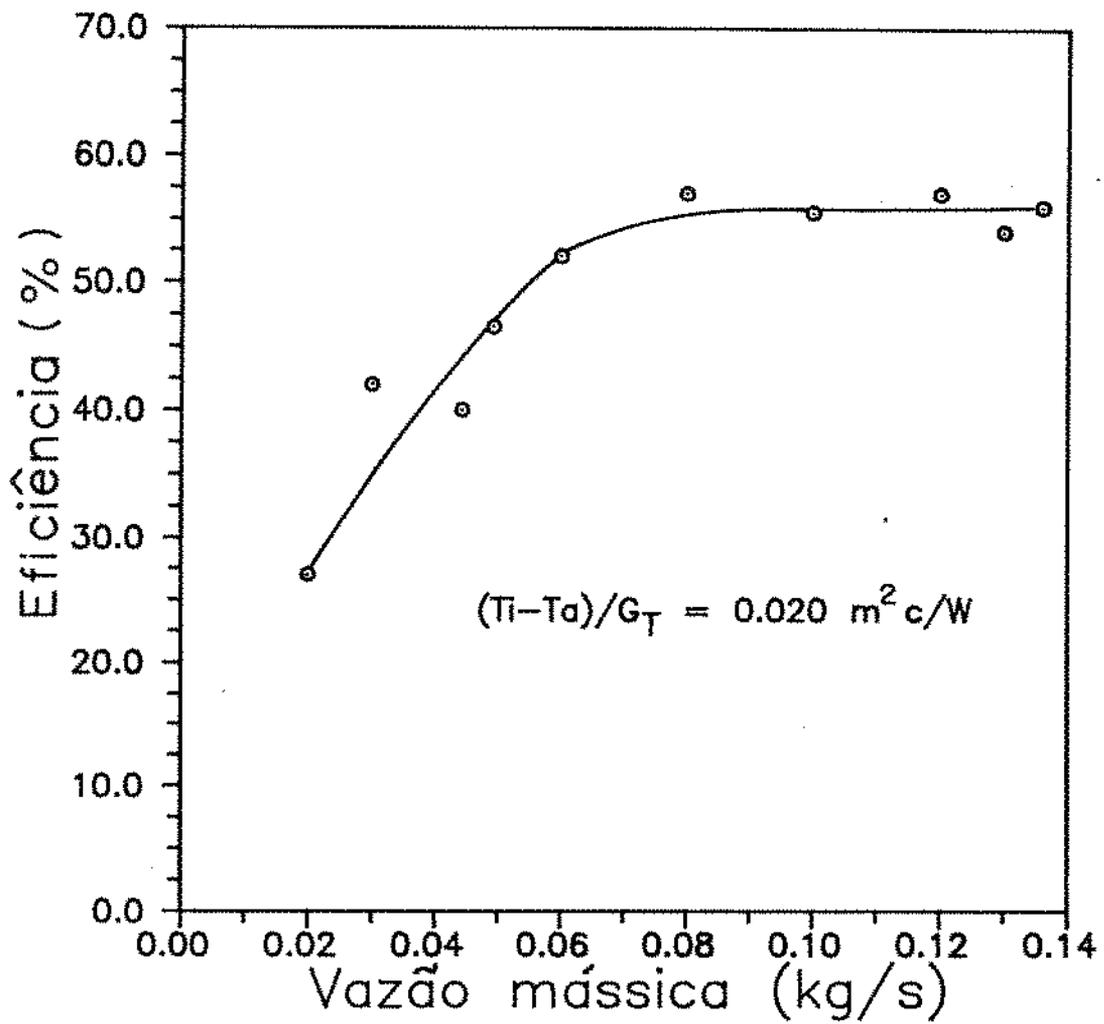


Figura 5.21: Eficiência versus vazão mássica com $\Delta T_a/G_T$ constante

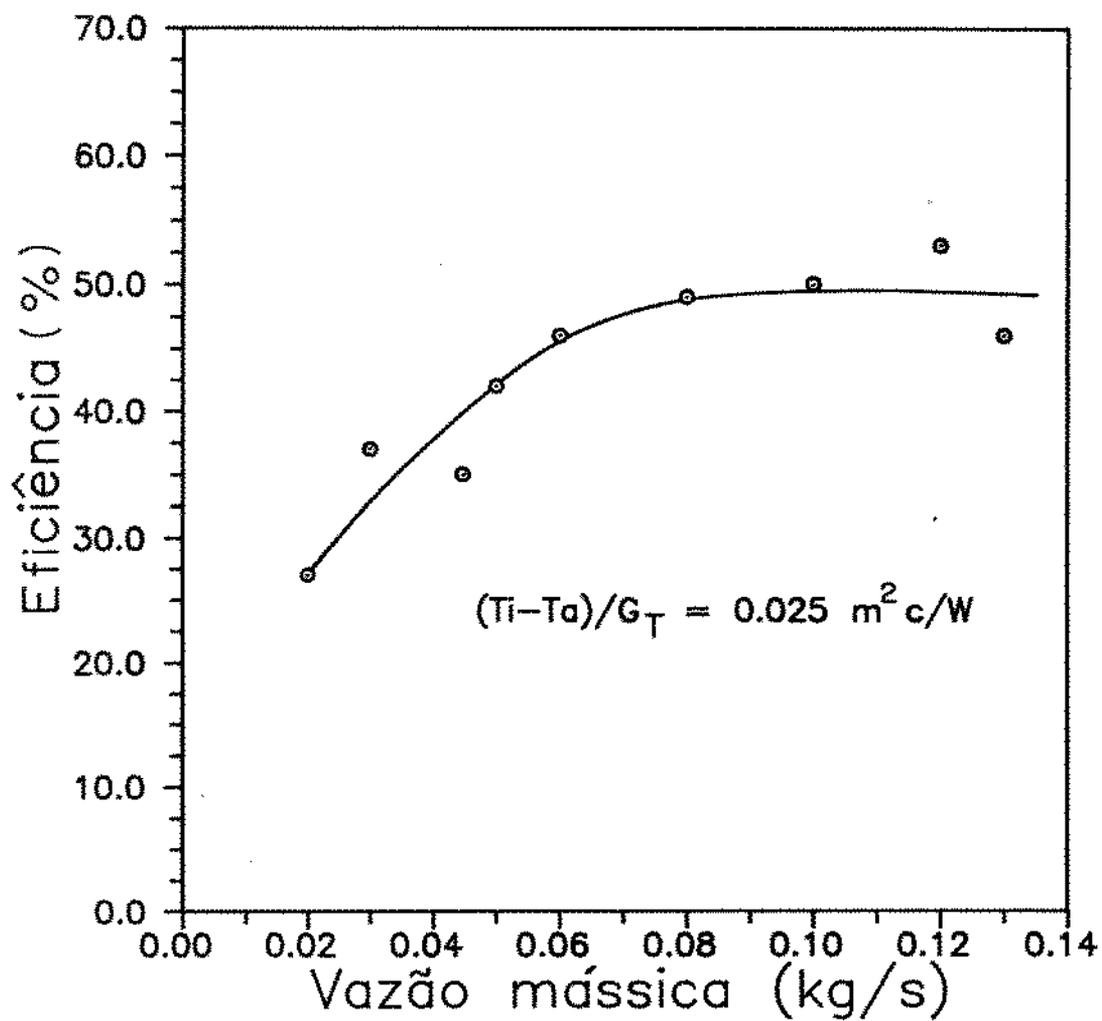


Figura 5.22: Eficiência versus vazão mássica com $\Delta T_a/G_T$ constante

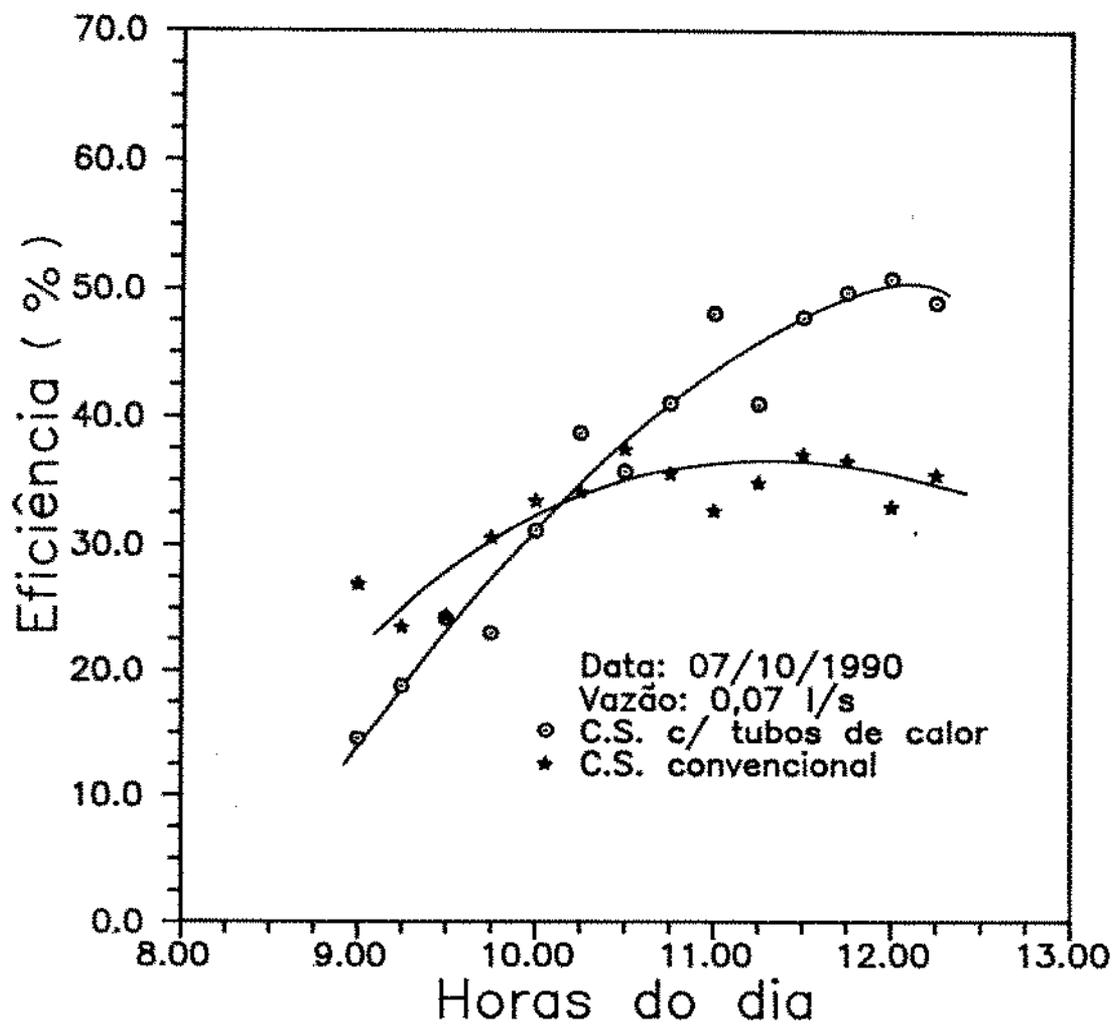


Figura 5.23: Comparação das eficiências dos coletores para o dia 07-10-1990

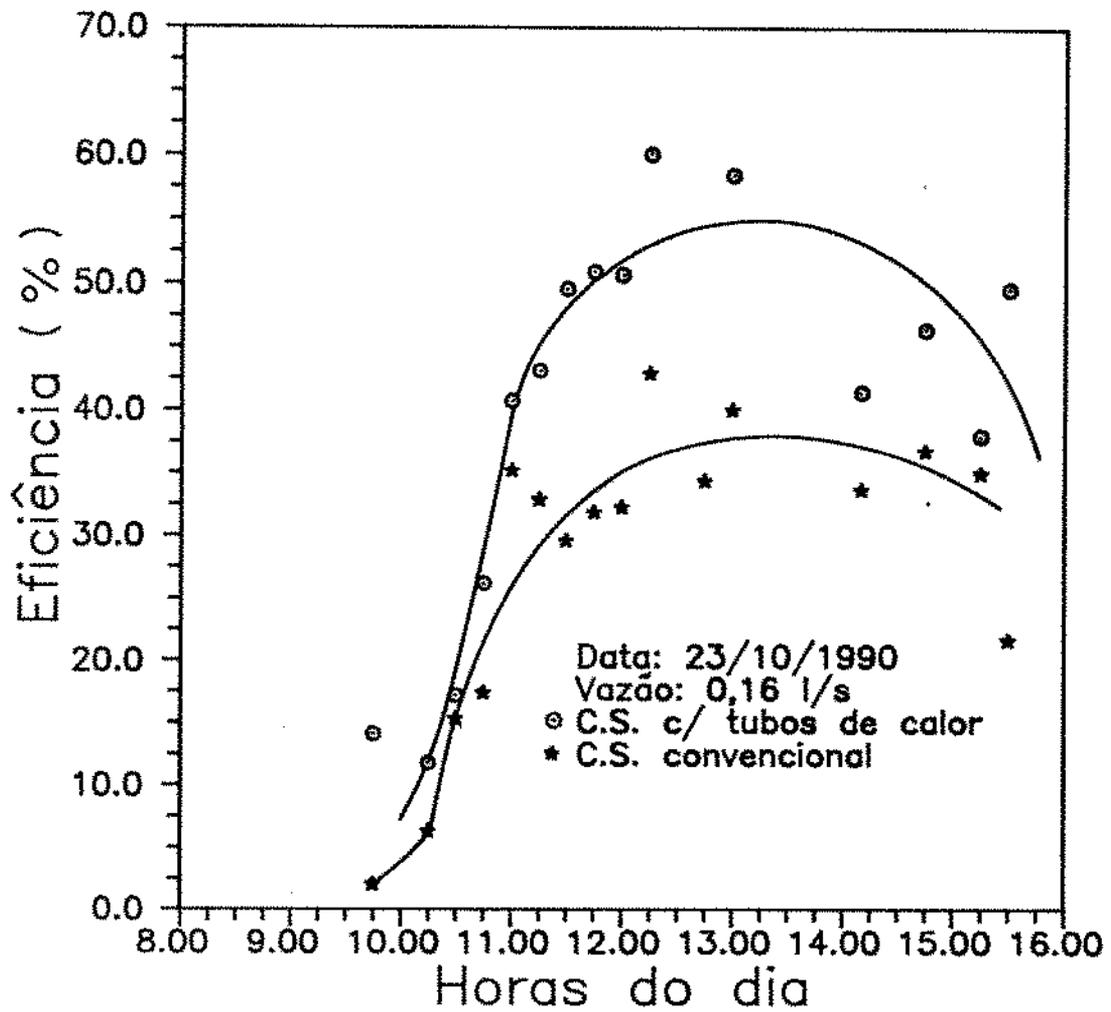


Figura 5.24: Comparação das eficiências dos coletores para o dia 23-10-1990

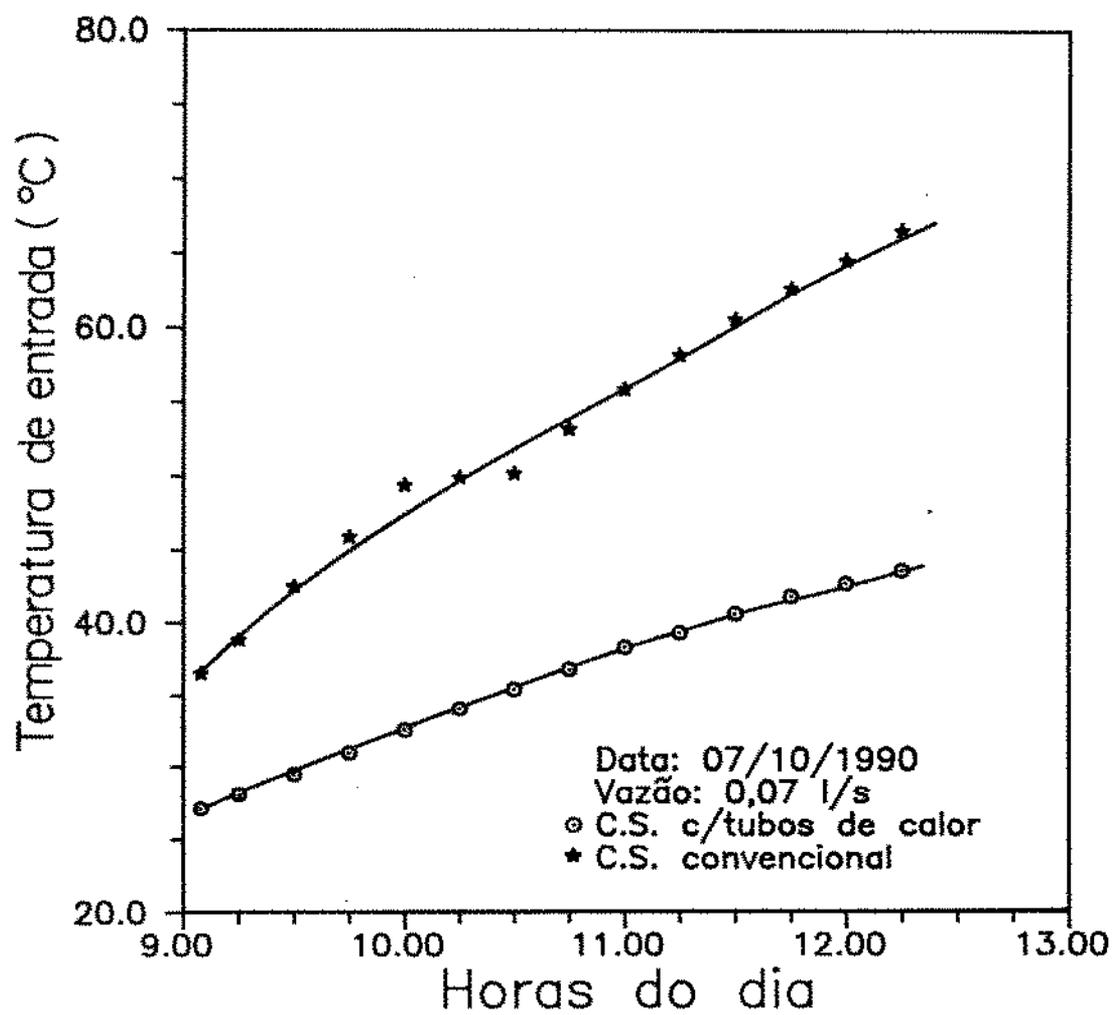


Figura 5.25: Comparação das temperaturas de entrada dos coletores para o dia 07-10-1990

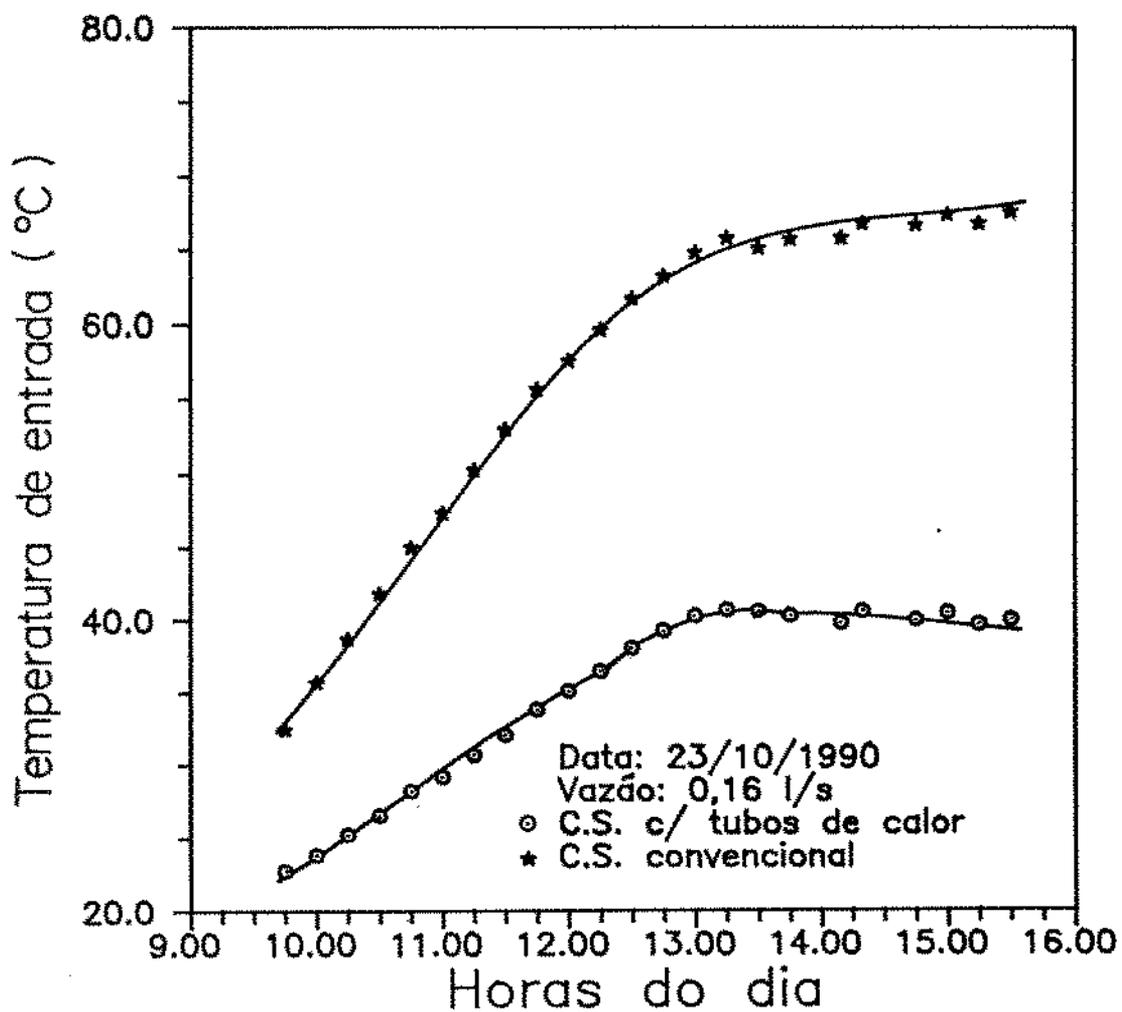


Figura 5.26: Comparação das temperaturas de entrada dos coletores para o dia 23-10-1990

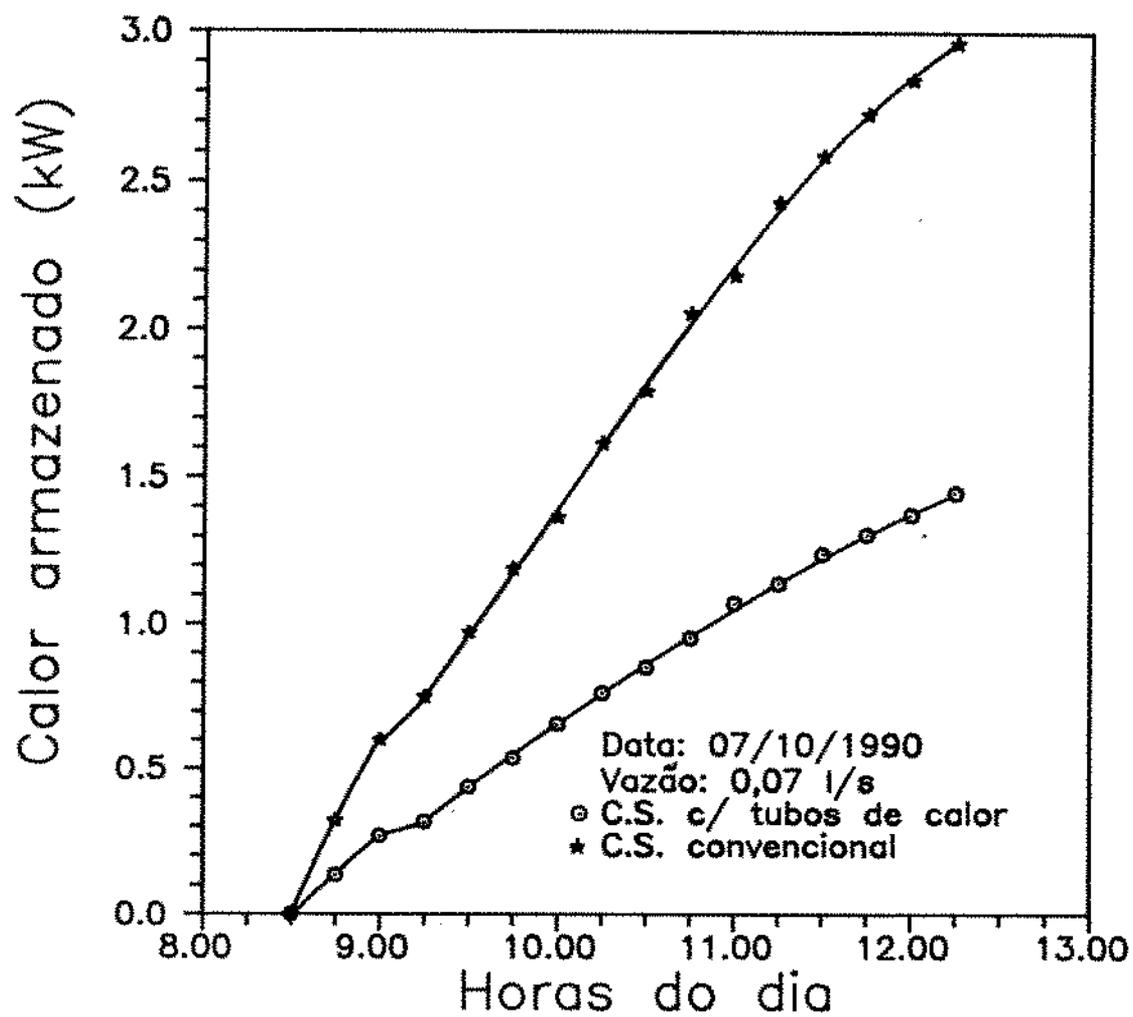


Figura 5.27: Comparação de calor armazenado por unidade de área dos coletores para o dia 07-10-1990

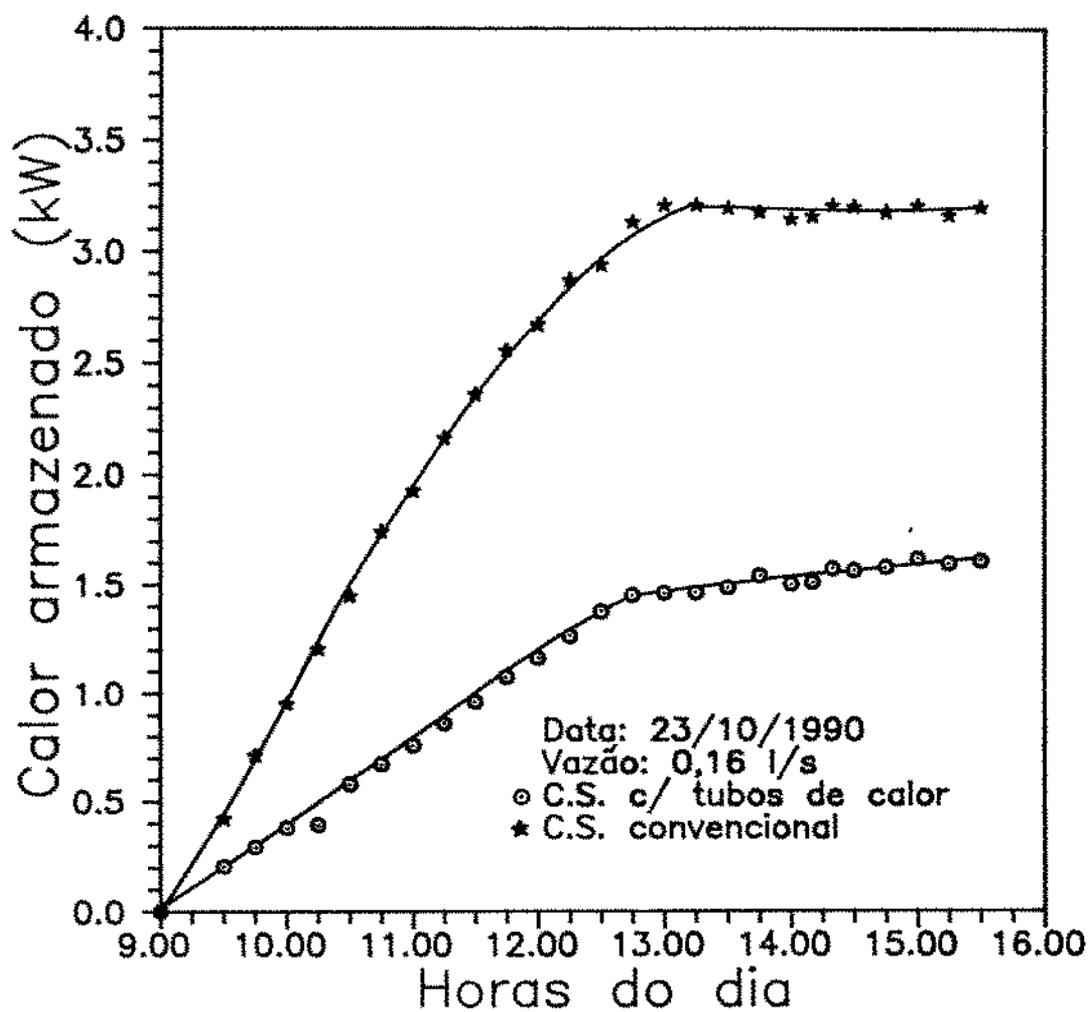


Figura 5.28: Comparação de calor armazenado por unidade de área dos coletores para o dia 23-10-1990

Capítulo 6

Aplicação em um Sistema de Aquecimento de Água

A performance de um coletor solar plano é usualmente representada pela inclinação e intersecção da curva de eficiência versus $(T_i - T_a)/G_T$ [14]. Normalmente projetos de grande porte precisam de uma série de coletores que se apresentam de variedades de arranjos dificultando a obtenção de dados experimentais para todos. Surge, portanto, a necessidade de um método para simular a curva de eficiência de uma série de coletores, baseando-se em dados referenciais a um único coletor.

Fileiras de coletores solares são normalmente arranjadas de maneira que o fluido escoe através dos coletores em uma combinação de arranjos em série e em paralelo. Como está mostrado na figura (6.1), os primeiros quatro coletores (1 a 4) em paralelo operariam como descrito pelo teste, uma vez que cada um deles tem o mesmo fluxo mássico do coletor testado, a segunda fileira de quatro coletores (5 a 8) operariam também de acordo com os dados de teste, contudo, as temperaturas de entrada destes coletores são as mesmas de saída dos primeiros quatro coletores, e portanto suas eficiências seriam menores. Da mesma maneira os coletores (9 a 12) operariam em uma eficiência ainda menor do que eficiência da fileira exterior. Para obter as eficiências corretas destas fileiras, o método descrito por Oonk R.L.[46] será utilizado.

É possível simular a reta de desempenho de uma série de coletores sabendo-se os dados da inclinação e da intersecção, no próprio fluxo de massa, de um único coletor. Apresenta-se a

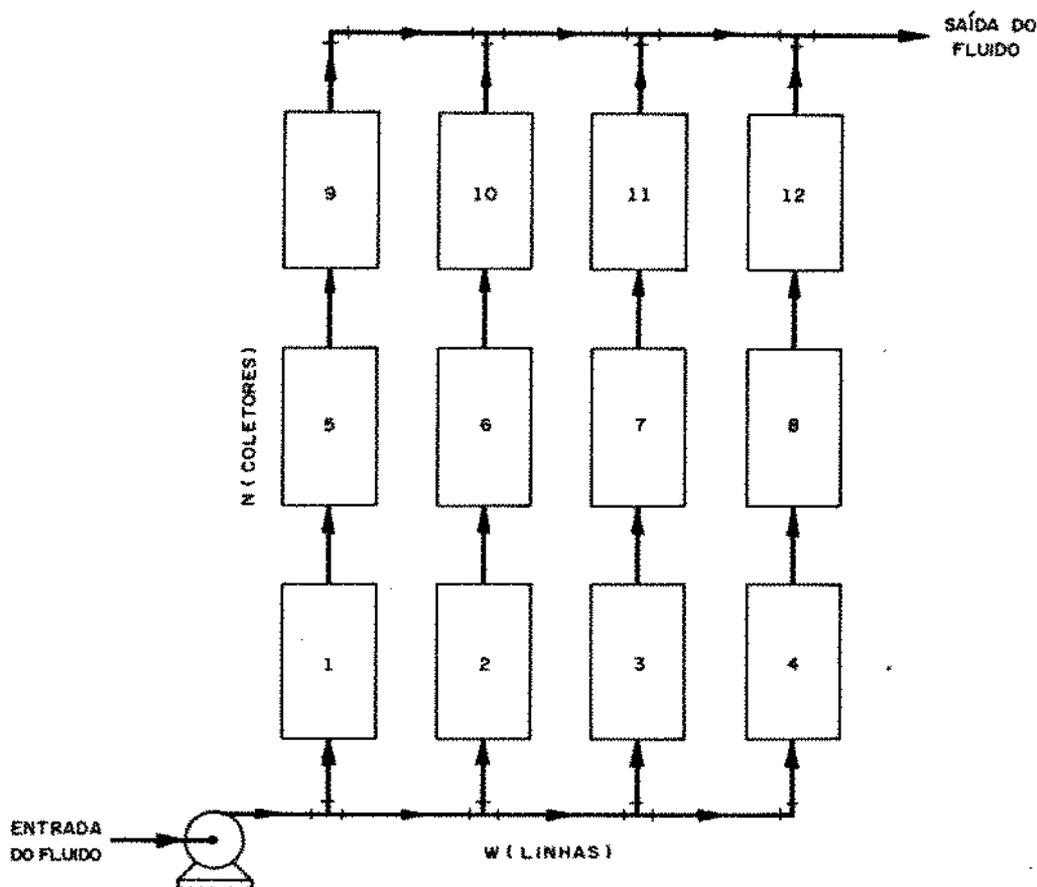


Figura 6.1: Esquema de um sistema de coletores

seguir a derivação dos fatores de correção para calcular a performance de uma série de coletores. A derivação consiste no cálculo da temperatura de um coletor, para usá-la como temperatura de entrada do próximo coletor.

Para dois coletores, que não são necessariamente de mesmas dimensões, em série, o calor útil é dado por:

$$Q_{u,1} + Q_{u,2} = A_1 F_{R1} [(\tau\alpha)_1 I_T - U_{L1}(T_i - T_a)] + A_2 F_{R2} [(\tau\alpha)_2 I_T - U_{L2}(T_{o,1} - T_a)] \quad (6.1)$$

onde, T_i é a temperatura de entrada do fluido para os dois coletores e $T_{o,1}$ é a temperatura de entrada para o segundo coletor que é calculada da saída do primeiro coletor:

$$T_{o,1} = T_i + \frac{Q_{u,1}}{\dot{m}C_p} \quad (6.2)$$

Os valores de $F_R(\tau\alpha)$ e $F_R U_L$ para cada coletor devem ser os valores correspondentes ao fluxo de massa passando nos dois coletores. Após a eliminação de $T_{o,1}$ das equações acima o calor útil do conjunto pode ser expresso na seguinte forma:

$$Q_{u,1+2} = [A_1 F_{R1}(\tau\alpha)_1(1-k) + A_2 F_{R2}(\tau\alpha)_2] I_T - [A_1 F_{R1} U_{L1}(1-k) + A_2 F_{R2} U_{L2}] (T_i - T_a) \quad (6.3)$$

onde k é dado por:

$$k = \frac{A_2 F_{R2} U_{L2}}{\dot{m}C_p}$$

Da equação (6.4), concluímos que a combinação de dois coletores em série pode ser considerada como um único coletor com as seguintes características:

$$A = A_1 + A_2$$

$$F_R(\tau\alpha) = \frac{A_1 F_{R1}(\tau\alpha)_1(1-k) + A_2 F_{R2}(\tau\alpha)_2}{A} \quad (6.4)$$

$$F_R U_L = \frac{A_1 F_{R1} U_{L1}(1-k) + A_2 F_{R2} U_{L2}}{A} \quad (6.5)$$

Se três ou mais coletores forem utilizados em série estas, equações podem ser usadas para os primeiros dois coletores, definindo um coletor equivalente. As equações anteriores são aplicadas de novo com este coletor equivalente e com o terceiro coletor obtém-se outro coletor equivalente do sistema. O processo pode ser repetido para tantos coletores quantos desejados.

Se os dois coletores forem idênticos, as equações (6.4),(6.5) reduzem-se a :

$$F_R(\tau\alpha) = F_{R1}(\tau\alpha)_1 \left(1 - \frac{k}{2}\right) \quad (6.6)$$

$$F_R U_L = F_{R1} U_{L1} \left(1 - \frac{k}{2}\right) \quad (6.7)$$

Para N coletores idênticos em série, Oonk et.al [46] mostrou que as aplicações repetidas das equações (6.6,6.7) resultam em:

$$F_R(\tau\alpha) = F_{R1}(\tau\alpha)_1 \left[\frac{1 - (1 - k)^N}{Nk} \right] \quad (6.8)$$

$$F_R U_L = F_{R1} U_{L1} \left[\frac{1 - (1 - k)^N}{Nk} \right] \quad (6.9)$$

Os valores de $F_R(\tau\alpha)$ e $F_R U_L$ são utilizados para calcular o calor útil do sistema usando-se a equação de Hottel-Whillier-Bliss [14]:

$$Q_u = A_c F_R [(\tau\alpha) I_T - U_L (T_i - T_a)] \quad (6.10)$$

onde A_c é área total do sistema.

O melhor arranjo para sistemas de coletores funcionando no modo termosifão seria em paralelo, entretanto, para os sistemas de convecção forçada deve-se fixar o número de coletores em paralelo dependendo da vazão desejada e aumentar o seu número em série para atender a demanda.

6.1 Modelamento do sistema

Serão utilizados os dados experimentais obtidos no dia 14-08-90, figura (6.2), para ilustrar a simulação do sistema de aquecimento de água e também utilizar-se-á, além da curva de eficiência versus $(T_i - T_a)/G_T$, os dados da intensidade de radiação solar do mesmo dia, figura (6.3).

Da figura (6.2), conclui-se que a interseção da reta $[F_R(\tau\alpha)] = 0,53$ e a sua inclinação $[F_R U_L] = 6,2 \text{ W/m}^2\text{C}$

Devido à pequena variação da temperatura do ambiente, esta será assumida como uma relação linear com o horário do dia.

6.2 Lay out do sistema

Na figura (6.4) está esquematizada a disposição dos coletores em um sistema de aquecimento. Normalmente a precisão da temperatura desejada em um sistema destes não é muito crítica e, portanto não teria necessidade de um sistema de controle.

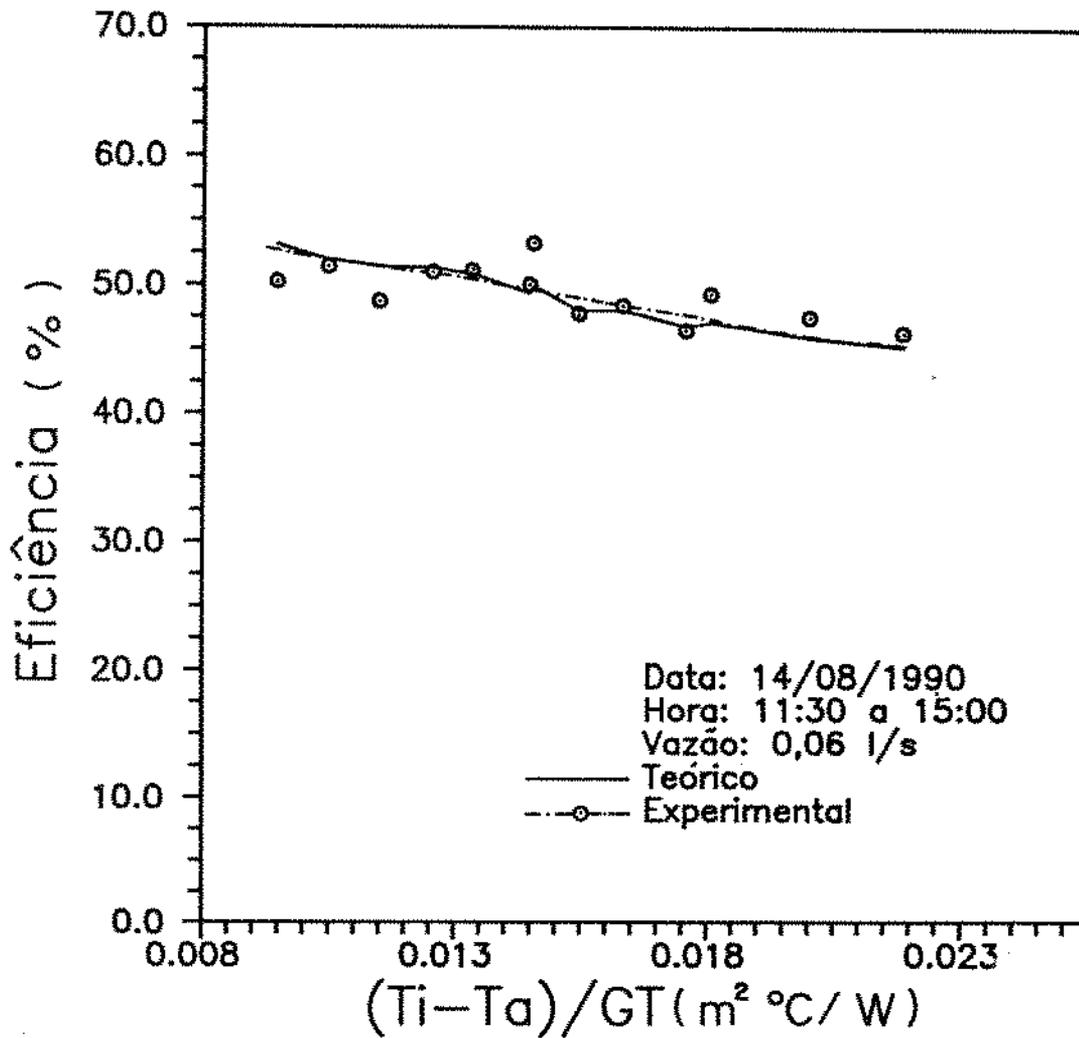


Figura 6.2: Curva de desempenho do coletor testado

6.3 Estrutura do programa

O programa computacional desenvolvido está estruturado da seguinte forma:

1. Entrada de dados

- Entra-se com a temperatura da água quente da caixa que se deseja no horário das 13 horas.

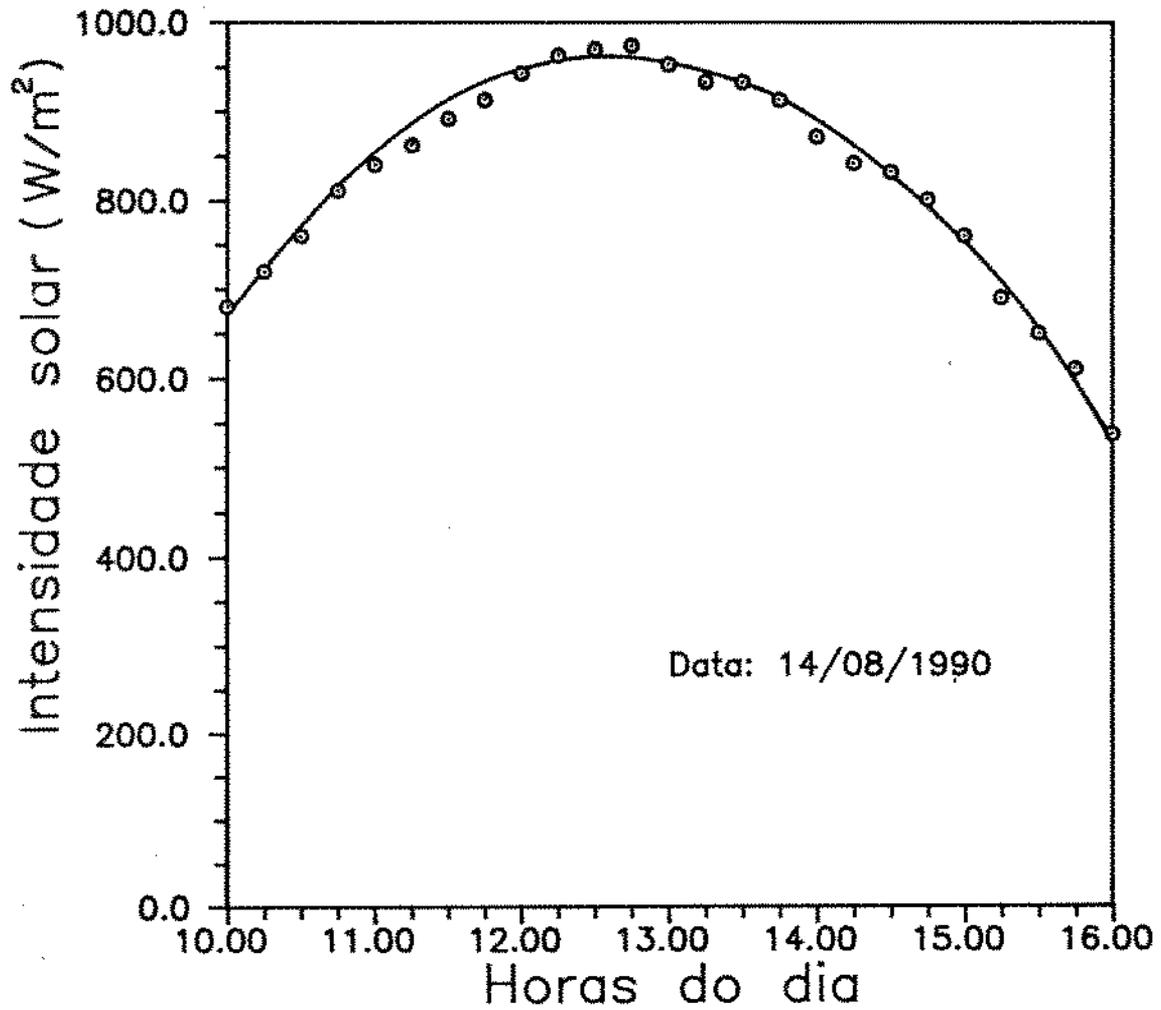


Figura 6.3: Curva de intensidade solar

- Entra-se com os dados de radiação solar G_T .
- Entra-se com massa total de água fria, M_T ; número de linhas, w ; os dados experimentais do coletor testado, tais como, inclinação da reta, $F_R U_L$, interseção, $F_R(\tau\alpha)$, área do coletor, A_c ; temperatura inicial de entrada, T_i ; vazão mássica, \dot{m} ; calor específico e o número inicial de coletores em cada linha.

2. Linearização da temperatura do ambiente, T_a , em função do horário do dia.

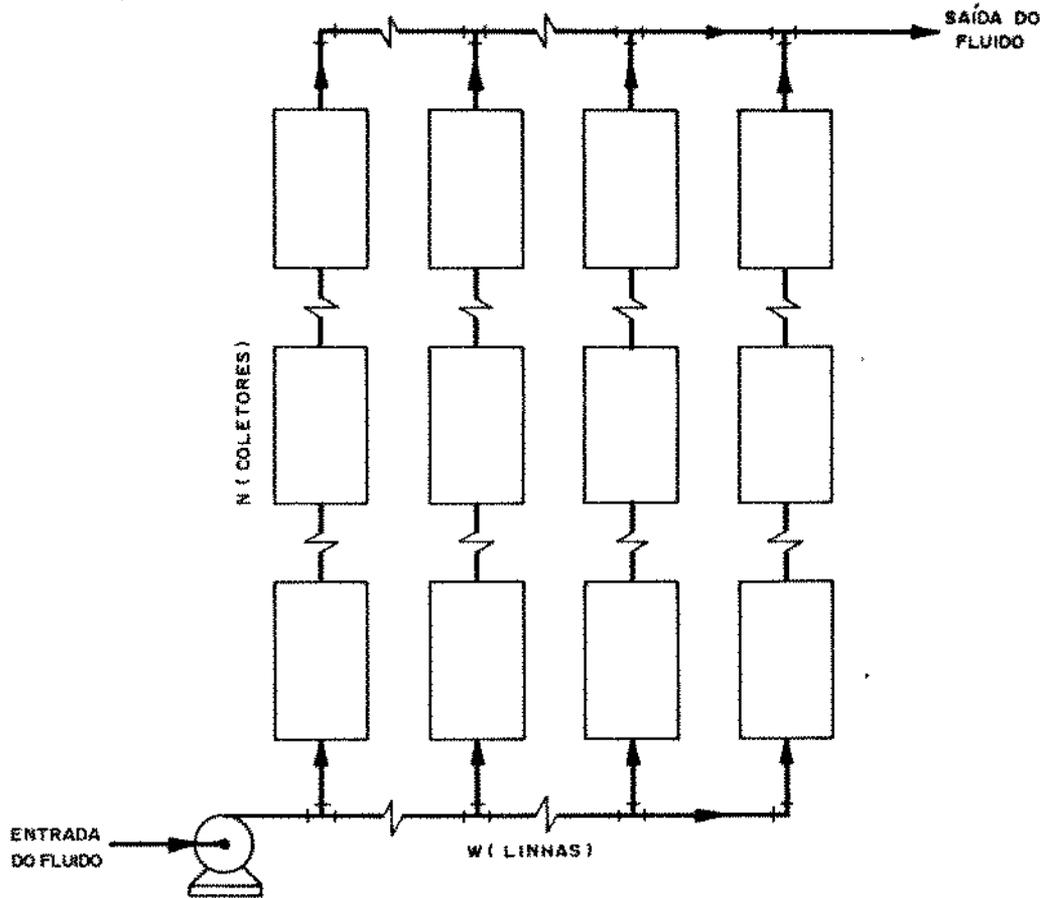


Figura 6.4: Sistema de coletores

3. Interpolação da intensidade solar.
4. Simulação da reta do sistema e o cálculo de temperatura da água fria da caixa.
5. Comparação de temperatura da água da caixa com a temperatura desejada e o aumento do número de coletores em cada linha, se necessário.

Um fluxograma do programa computacional está mostrado na figura (6.5).

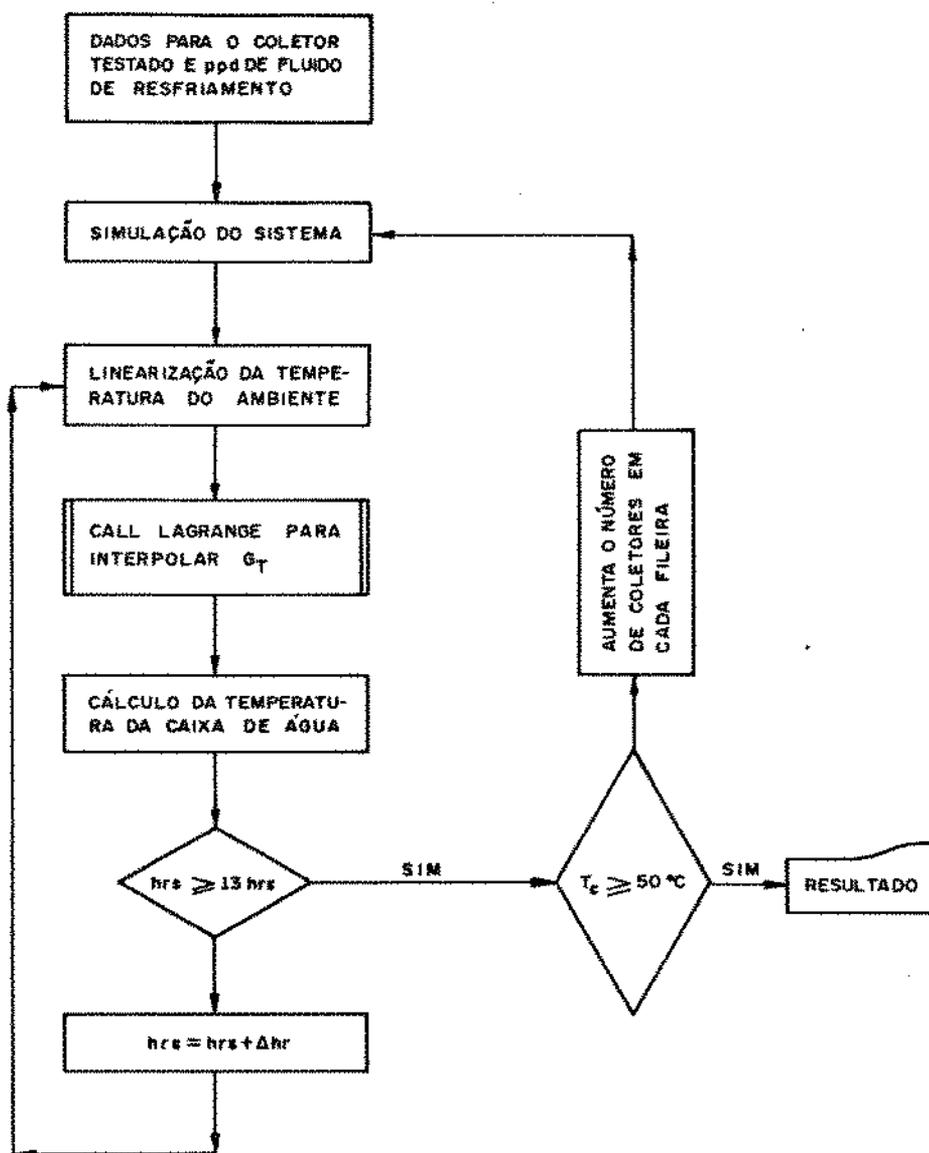


Figura 6.5: Fluxograma do programa para sistema de coletores

6.4 Resultados

A seguir apresentamos os resultados de um sistema de aquecimento para 10.000 l de água. Este projeto se baseia em uma temperatura de 50°C (323 K) as 13 horas e um número de linhas de coletores em paralelo fixos e igual 10.

Tabela 6.1: Resultados do projeto do sistema de aquecimento

N.S.	HORAS	T_c (K)	Q (MJ)
1	13:00	285,94	0,123
2	13:00	288,69	0,238
3	13:00	291,26	0,345
4	13:00	293,67	0,446
5	13:00	295,93	0,541
6	13:00	298,05	0,629
7	13:00	300,04	0,713
8	13:00	301,92	0,791
9	13:00	303,68	0,865
10	13:00	305,35	0,935
11	13:00	306,92	1,001
12	13:00	308,40	1,063
13	13:00	309,80	1,121
14	13:00	311,13	1,177
15	13:00	312,38	1,229
16	13:00	313,57	1,279
17	13:00	314,69	1,326
18	13:00	315,76	1,370
19	13:00	316,76	1,412
20	13:00	317,72	1,452
21	13:00	318,64	1,491
22	13:00	319,50	1,527
23	13:00	320,32	1,561
24	13:00	321,11	1,594
25	13:00	321,85	1,625
26	13:00	322,56	1,655
27	13:00	323,24	1,683

Q é o calor armazenado

T_c é a temperatura de caixa

N.S. é o número de coletores em série.

Capítulo 7

Conclusões e sugestões

O modelo matemático mostrou uma boa concordância com os resultados experimentais para vazões relativamente altas de fluido de resfriamento. A divergência dos resultados para vazões baixas indicou a necessidade de colocar aletas no condensador para melhorar a troca térmica.

O desempenho do tubo de calor pode ser melhorado usando dispositivo para garantir a fixação da tela dentro do tubo de forma segura. Uma mola de arame de aço pode ser utilizada.

De modo geral o comportamento do coletor solar com tubos de calor é similar ao do coletor solar convencional.

Pode-se aplicar o mesmo modelo desenvolvido por Duffie e Beckman [13] com modificações para coletores solares planos com tubos de calor, levando-se em conta a resistência térmica equivalente do pavio e do fluido de trabalho (metanol) e a resistência devido à ebulição dentro do tubo de calor.

A comparação entre o coletor solar convencional e o coletor com tubos de calor mostrou a necessidade de melhorar a construção do último diminuindo o espaçamento entre seus tubos, utilizando vidro ou plástico de boa transmitância de radiação na faixa visível e baixa transmitância de radiação na faixa infravermelha (o vidro também diminui o fator de sujeira) e /ou colocando aletas no condensador para melhorar a troca térmica.

Esta feito um novo projeto de coletor solar com tubos de calor de uma forma cuidadosa evitando as falhas do presente projeto para permitir melhor desempenho térmico.

Apêndice A

Coberturas de coletores solares planos

Coberturas de coletores solares são placas ou películas que transmitem quase toda radiação incidente, entretanto, bloqueiam a passagem da radiação infravermelha de dentro para fora do coletor produzindo o efeito estufa.

O vidro é o material mais utilizado nas coberturas de coletores devido a sua alta transmitância de ondas com comprimento curto atingindo até 91% [4] da radiação total incidente no coletor. O vidro possui ainda propriedade de não permitir a passagem da radiação de comprimento elevado, emitido pela placa do coletor. Contudo, a sua baixa resistência ao impacto deixa-o fácil de quebrar, e também a sua absorvância elevada da radiação infravermelha emitida pela placa causa um aumento da temperatura do vidro aumentando também a perda do coletor para o ambiente por convecção. Devido a esses problemas, ao custo elevado e a alta densidade do vidro, tornam-se plásticos uma escolha razoável.

Plásticos têm densidade baixa, melhor resistência do que vidro, de fácil fabricação e de boa transmitância de radiação na faixa solar, por isso alguns plásticos têm sido usados como cobertura em vários tipos de coletores solares.

A transmitância de plástico depende do tipo e espessura, sendo geralmente melhor do que do vidro, atingindo valores até 97% como no caso do Copolímero Etileno-Propileno Fluorado (FEP) [4].

Mostramos a seguir a transmitância de um vidro na faixa de radiação solar, figura (A.1), e as curvas da transmitância do plástico utilizado no nosso experimento nas faixas de radiação solar e infravermelha são mostradas, respectivamente, pelas figuras (A.2 e A.4), para o plástico novo, e figuras (A.3 e A.5), para o plástico com um ano de uso.

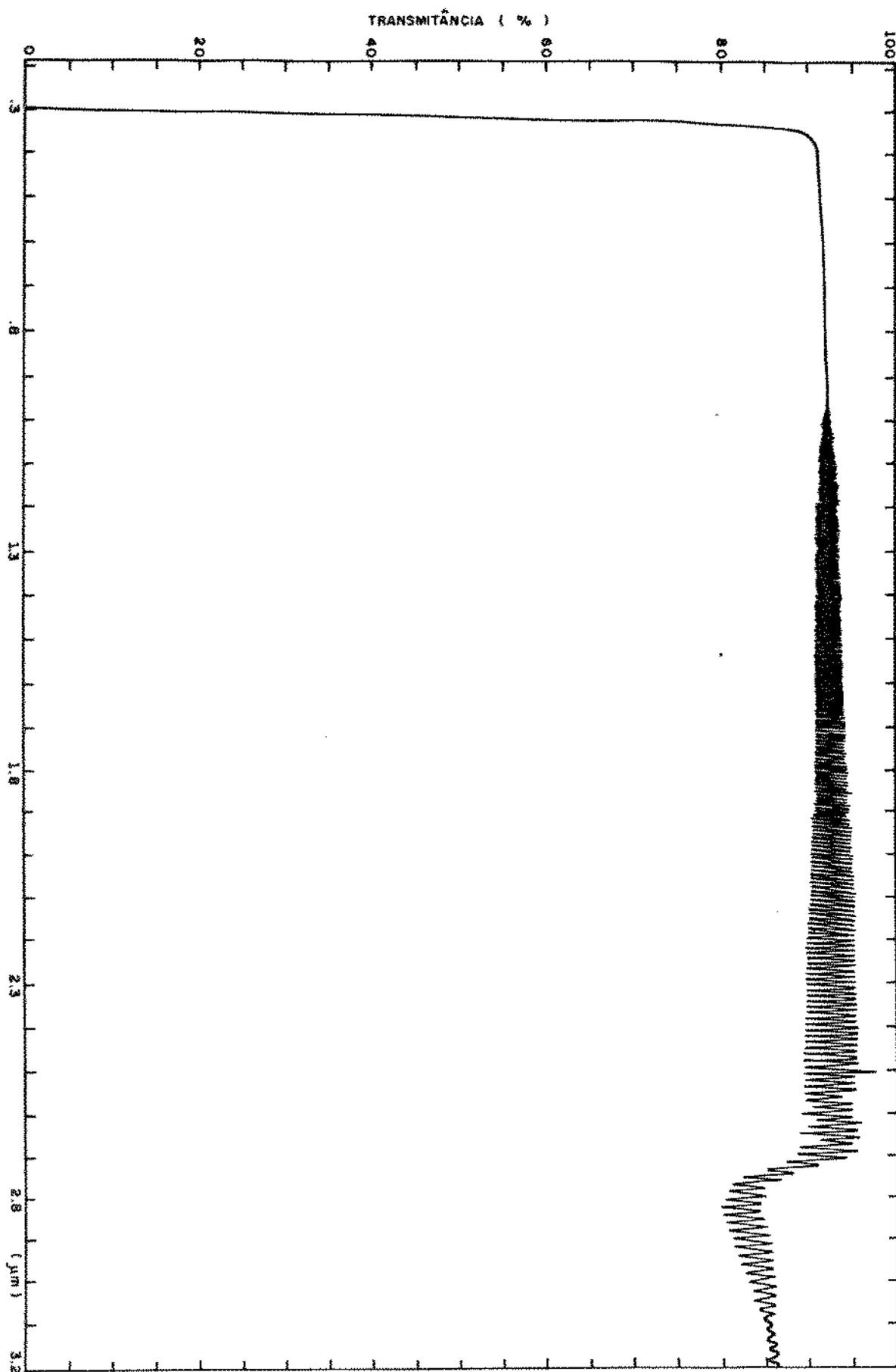


Figura A.1: Transmittância do vidro na faixa de radiação solar

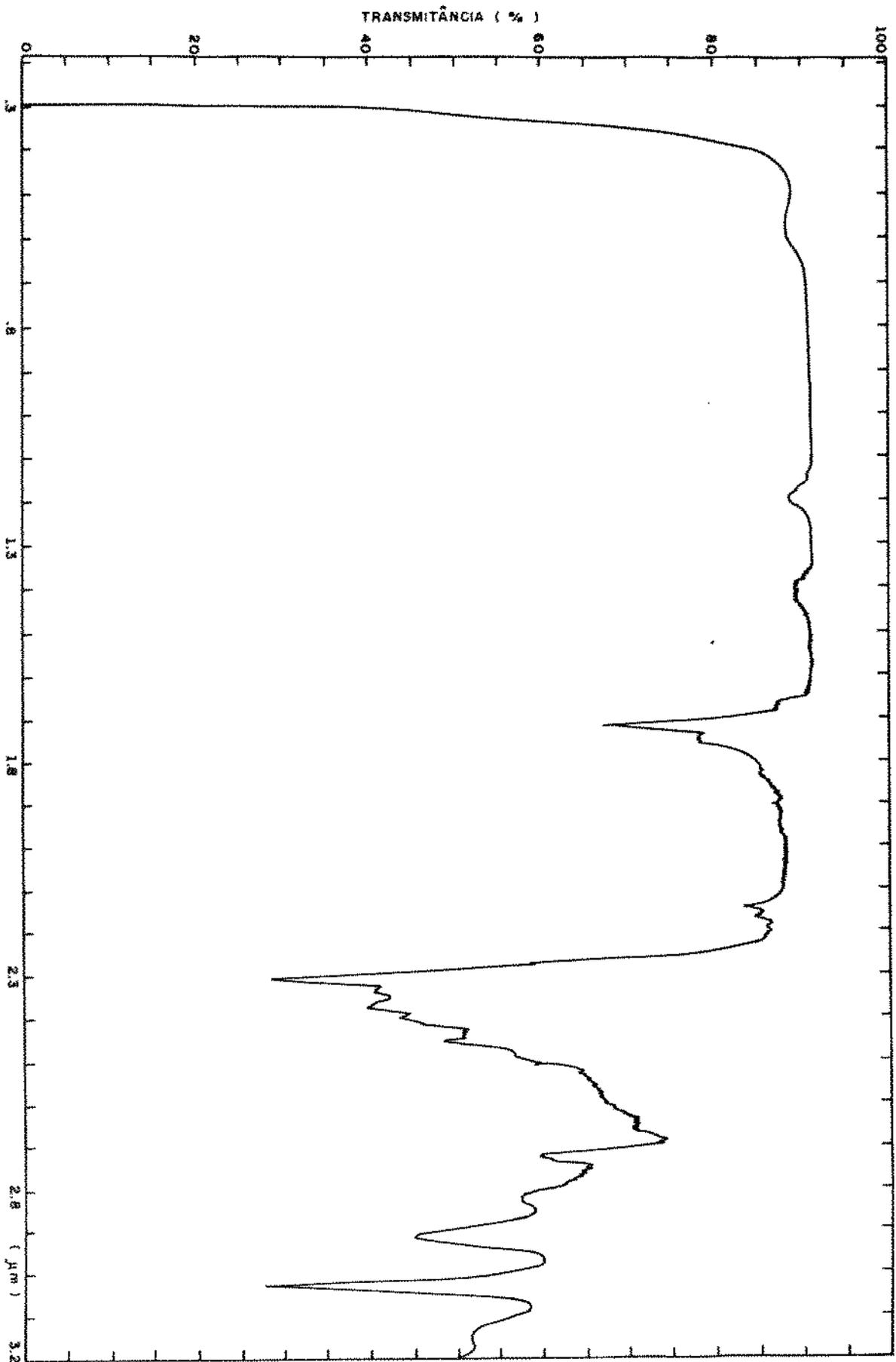


Figura A.2: Transmittância de radiação solar para um plástico novo

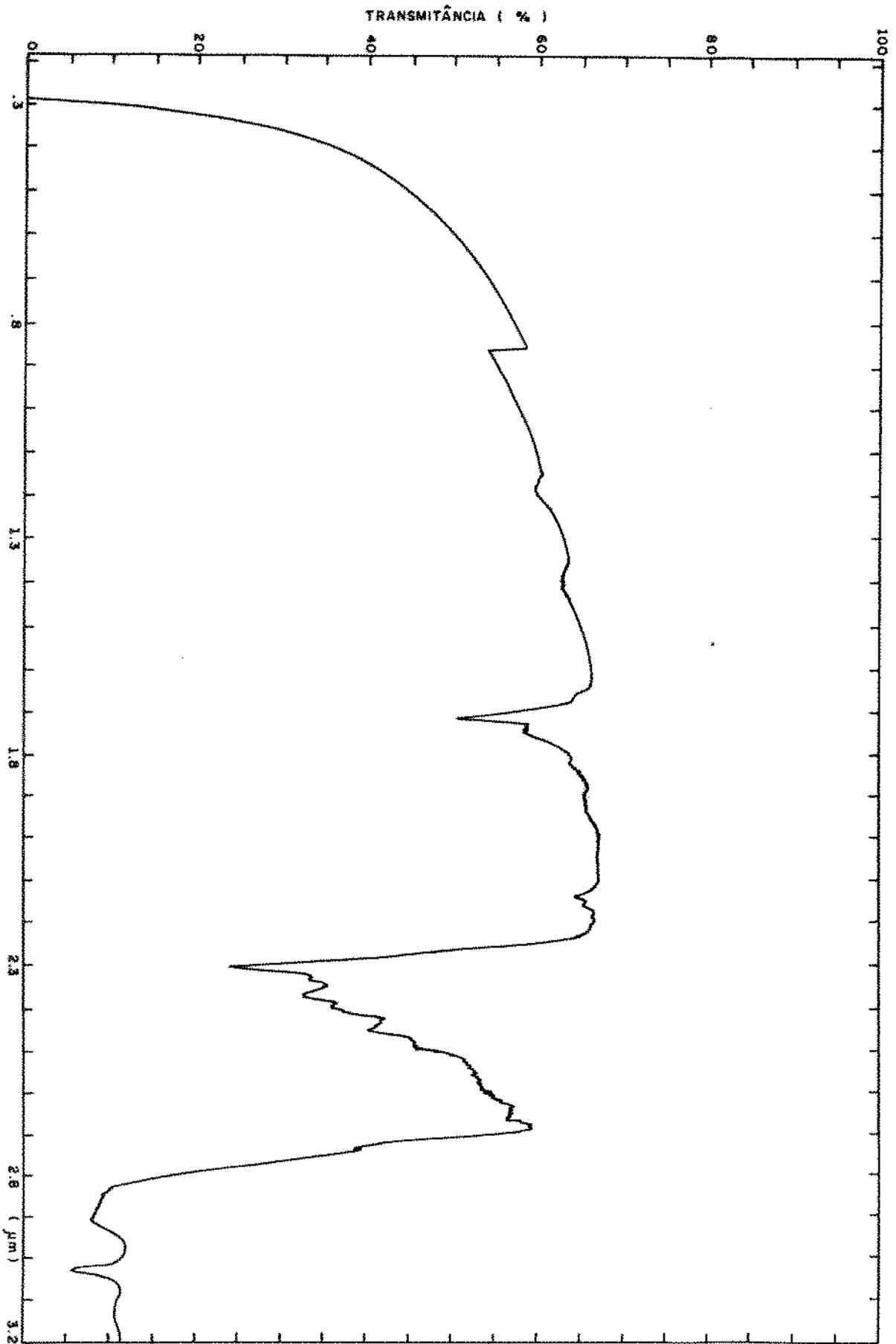


Figura A.3: Transmittância de radiação solar para um plástico usado a um ano

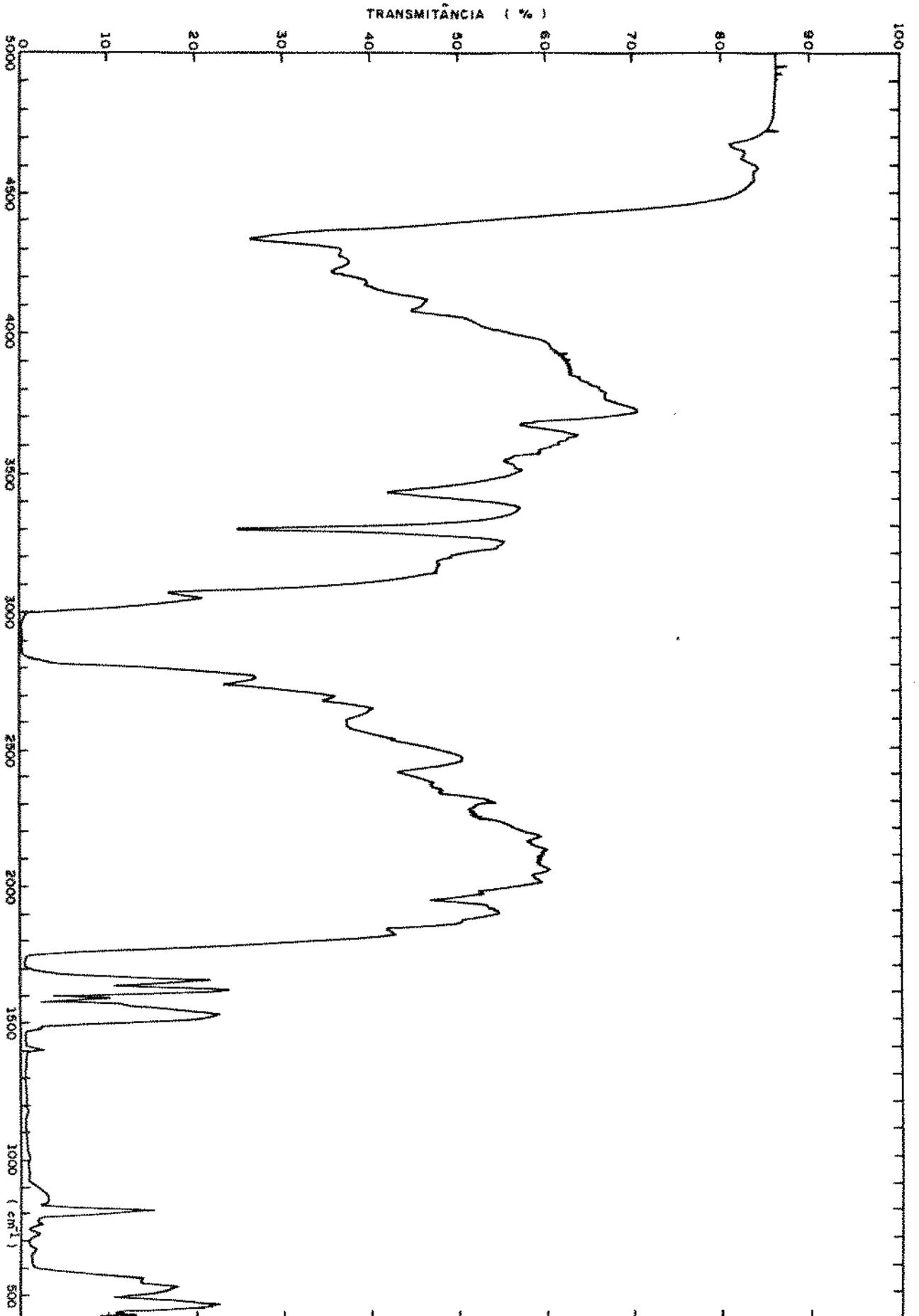


Figura A.4: Transmistaência de radiação infravermelho para um plástico novo

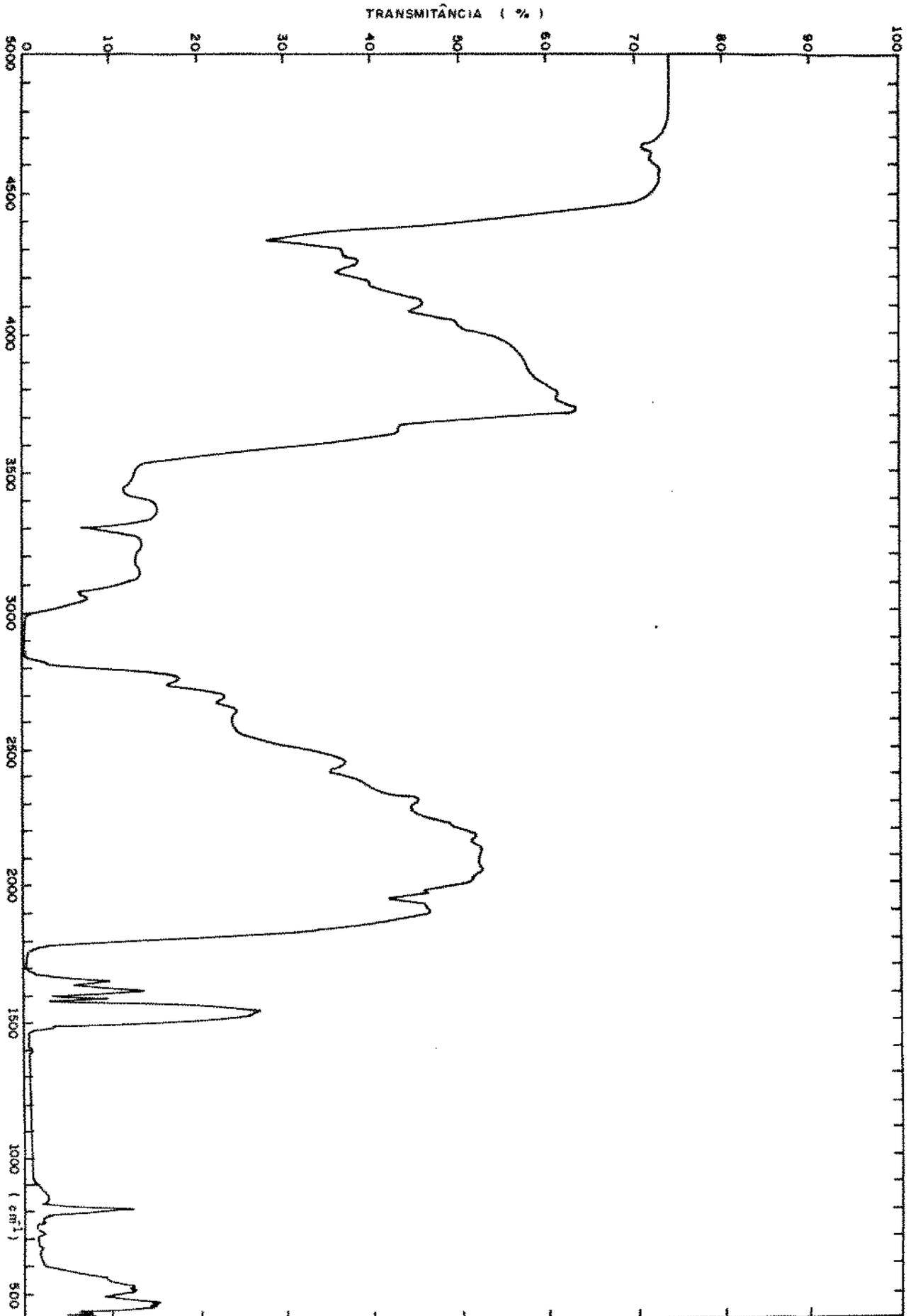


Figura A.5: Transmittância de radiação infravermelho para um plástico usado a um ano

Bibliografia

- [1] Akyurt, M., *Development of Heat Pipes for Solar Water Heaters*, Solar Energy, Vol.32(5), pp.625-631, 1984.
- [2] ASHRAE, Stanadard 93-77, *American Society of Heating, Refrigeration and Air conditioning Engineers*, it Method of Testing To Determine the Thermal Performance of Solar Collectors, New York, 1977.
- [3] Bhardwaj, R.K. e Gupta, B.K., *Performance of Flat-Plate Solar Collector*, Solar Energy, Vol.11,Nos.3-4, 1967.
- [4] Blaga, A., *Use of Plastic in Solar Energy Applications*, solar Energy, Vol.21, pp.331-338, 1978.
- [5] Bliss, R.W., *The Derivation of Several Flat Plat Efficiency Factors Useful in the Design of Flat Plate Collectors*, Solar Energy, V.3, No.4, Dec 1959.
- [6] Bliss, R., *Atmospferic Radiation Near the Surface of the Ground a Summery for Engineers*, Solar Energy, 5, PP.103-120, July-Sept 1961.
- [7] Brankston, A.C. e Smith, J.H., *Vapor Flow in Cylindrical Heat Pipes*, Jornal of Heat Transfer, August 1973.
- [8] Chi, S.N., *Heat Pipe Theory and Practice*, McGraw Hill, 1976.
- [9] Chauhan, R.S. e Kadambi, V., *Performance of a Collector-Cum-Storage Type of Solar Water Heater*, Solar Energy, Oxford, 18,(4),pp. 327-35.

- [10] Cotter, T.P., *Theory of Heat Pipes*, Report LA-3246-MS, LosAlamos, 1-37, 1965.
- [11] Desa, G.V., *Solar-Energy Utilization at Dacca*, Solar Energy, Vol.8, No.3, 1964.
- [12] Doron, B., *Testing of Solar Collector*, Solar Energy, Vol.9, No.2, 1965.
- [13] Dropkin, D. e Somerscales, E., *Heat Transfer by Natural Convection in Liquids Confined by Two Parallel Plates which are Inclined at Various Angles with Respect to the Horizontal*, ASME, J. Heat Transfer, 87, 77, 1965.
- [14] Duffie, J.A. e Beckman, W.A., *Solar Energy Thermal Process*, Jhon Willey & Sons, 1980.
- [15] Dunkle, R.V., *Thermal Radiation Tables and Applications*, ASME, 76, 1954.
- [16] Dunn, P. e Reay, D.A., *Heat Pipes*, Pergamon Press Oxford, 1976.
- [17] Eastman, G.Y., *The Heat Pipes*, Scientific American, 218(5), pp.38-46, 1980.
- [18] Feldman, K.T. e Whiting, G.H., *Application of the Heat Pipe*, Mechanical Engineering, 90, pp.48-53, 1968.
- [19] Francken, J.C., *Notes on the Effectivness of Flat Plate Collector*, Solar Energy, Vol.33, No.3/4, pp.363-366, 1984.
- [20] Frank, E., *Plastic Glazing for Solar Energy Absorption Collectors*, Solar Energy, 2(2), 3-6, 1957.
- [21] Frank, E., *Plastic Glazings for Solar Energy Absorption Collectors*, Annual Meeting of the American society of Mechanical Engineers, New York, Dec.1-6, 1957.
- [22] Fthenakis, V.M. e Leigh, R.W., *The Value of Improvements in the Absorbing and Glazing Surfaces of Solar Devices*, Solar Energy, Vol.32, No.3, pp.367-376, 1984.
- [23] Gopffarth, W.H., Harris, W.B. Davison e Baird, M.J., *Performance Correlation of Horizontal Plastic Solar Water Heaters*, Solar Energy, Vol.12, pp.183-196, 1968.
- [24] Gray, H.P., *Effect of Dirt on Transpernt Covers in Flat Plate Solar Collector*, Solar Energy, 15, 299, 1974.

- [25] Grover, G.M. e Erickson, G.F., *Structur of Very High Thermal Conductance*, Journal of Applied Physics, American Institute of Physics, 35(6), pp.1190-1191, 1964.
- [26] Hahne, E., *Parameter Effects and Performance of Flat Plate solar Collectors*, Solar Energy, Vol 34, No. 6, 497-504, 1985.
- [27] Harris, W.B., Davison, R.R. e Hood, D.W., *An Experimental Solar Water Heater*, Solar Energy, Vol.9, No.4, 1965. 1965.
- [28] Holands, K.G.T., Chinneck, J.W. e Chandrashekar, M., *Collector and Storage Efficiencies in Solar Heating Systems*, Solar Energy, Vol.23, pp.471-478, 1979.
- [29] Holman, J.P., *Experimental Methods for Engineers*, McGraw Hill, 1966.
- [30] Hottel, H.C. e Woertz, B.B., *The Performance of Flat Plate Solar Heat Collectors*, ASME 64, pp. 91-104, Feb 1942.
- [31] Imura, H. e Kozai, H., *Heat-Transfer Characteristics in Screen-Wick Heat Pipes*, JSME International Journal, Series II, Vol.31, No.1, 1988.
- [32] Ismail, K. A.R. e Abogderah, M.M., *Flat Plate Solar Collector with Heat Pipes*, 6th Miami International Symposium of Heat and Mass Transfer, Dec. 10-12, 1990, Miami, FL USA.
- [33] Kahan, U.E., *Bond Conductance in Various Tube-in-Strep Types of Solar Collector*, Solar Energy, Vol.11, No.2, 1967.
- [34] Kenna, J.P., *A Method of Rating Solar Collectors*, Solar Energy, Vol.29, No5, pp.431-434, 1982.
- [35] Khanna, *The Devopment of a Solar Water Heater and its Field Trials under Indian Tropical Conditions*, Solar Energy, Vol 12, pp 155-261, 1968.
- [36] Klein, S.A., *Calculation of Flat Plate Collector Loss Coefficients*, Solar Energy, 7(1), pp 79-80.
- [37] Kreith, F., *Principle of Heat Transfer*, 3rd ad. Scranton Pa, International Text Book Co., 1973.

- [38] Lazzarin, R., *Sistemi Solari Attivi*, Padov, Franco Muzzio, 1981.
- [39] Lee, Y. e Bedrsson, A., *The Characteristics of Heat Exchangers Using Heat Pipes or Thermosyphons*, Inst. J. Heat Mass Transfer, Vol.21, pp.221-229, Pergmon Press 1978.
- [40] Marroquín, A.I., *Relação Custo Benefício para Coletores Solares Planos e Parâmetros de Opção*, Tese de Mestrado Universidade Federal do Rio Grande do Sul, 1988.
- [41] Marschall e Adams, G., *The Efficiency of Solar Flat Plate Collectors*, Solar Energy, Vol.20, pp.413-414, 1978.
- [42] McVeigh, J.C., *Sun Power*, Pergamon Press Oxford, 1977.
- [43] Morrison, G.L., *Thermosyphon Circulation in Solar Collectors*, Solar Energy, Vol.24, pp.191-198, 1980.
- [44] Murcia, N., *Estudo Teórico e Experimental em Tubos de Calor*, Tese de Doutorado UNICAMP, 1982.
- [45] Oliphant, M.V., *Measurement of Wind Speed Distributions Across a Solar Collector*, Solar Energy, Vol.24, pp.403 to 405, 1980.
- [46] Oonk, R.L., Jones, D.E., e Cole-Appel, b.e., *Calculation of Performance of N Collectors in Series from Test Data on a Single Collector*, Solar Energy, 23, 535, 1979.
- [47] Ortabasi, U. e Fehlner P. F., *Cusp Mirror-Heat Pipe Evacuated Tubular Solar Thermal Collectors*, Solar Energy, Vol.24, pp.477-489, 1980.
- [48] Prenger, F.C., *Performance Characteristics of Gravity-Assisted Heat Pipes*, J. Spacecraft, Vol.23, No.4, July-August 1986.
- [49] Ramsey, J.W., Gupta, B.P. e Knowles, G.R., *Experimental Evaluation of a Cylindrical Parabolic Solar Collector*, Journal of heat Transfer, 99, 163-168, 1977.
- [50] Rao, S.K. e Suri, R.K., *Optimization of Flat Plate Solar Collector Area*, Salar Energy, 12, 4, 531-5, 1969.

- [51] Saatci, M.A., Olwi, A.I., Al-Hindi, R.R., Khalifa, M.A. e Akyurt M., *Passive Transport of Solar Energy Downward by Heat Pipes*, Solar Energy, Vol.14, No.7, pp.383-392, 1989.
- [52] Sodha, M.S., Bansal, N.K., Hrishikeshan, D.S. e Bansal, P.K., *A Study of Plastic Shallow Solar Pond Water Heater for Domestic Applications*, Solar Energy, Vol.34, No.6, pp.505-512, 1985.
- [53] Thekaekara, M.P., *Solar Radiation Measurement Techniques and Instrumentation*, Solar Energy, Vol.18, pp.309-325, 1976.
- [54] Tien, C.L. e Sun, H.K., *Shorter Communications Minimum Meniscus Radius of Heat Pipe Wicking Materials*, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol.14, pp.1853-1855, Pergamon Press 1971.
- [55] Vries, W.F.H., Kamming, W. e Francken, J.C., *Fluid Circulation Control in Conventional and Heat Pipe Planar Solar Collectors*, Solar Energy, Vol.24, pp.209-213, 1980.
- [56] Whillier, A., *Plastic Covers for Solar Heat Collectors*, Solar Energy, V. 7, No. 3, pp. 148-151.
- [57] Whillier, A., *Thermal Resistance of the Tube-Plate Bond in Solar Heat Collectors*, Solar Energy, V. 8, No. 3, 1964.
- [58] Whillier, A., *Low Temperature Applications of Solar Energy*, New York, ASHRAE, 1967
- [59] Whillier, A. e Saluja, G., *Effects of Materials and of Construction Details on Thermal Performance of Solar Water Heater*, Solar Energy, 9, 21, 1965.
- [60] Whillier A. e Saluja, G., *The Thermal Performance of Solar Water Heater*, Solar Energy, 9(1): 21-26, 1965.
- [61] Zanardi, M.A., *Análise Numérica e Experimental de Conjunto Concentrador com Tubos de Calor*, Tese de Doutorado UNICAMP, 1989.