ESTUDO TEÓRICO-EXPERIMENTAL DE UM CONCENTRADOR

SOLAR CILINDRO-PARABÓLICO

Gonçalo Rendeiro

TESE SUBMETIDA AO CORPO DOCENTE DA COORDENAÇÃO DOS PROGRAMAS DE PÓS-GRADUAÇÃO DE ENGENHARIA DA UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO DE JANEIRO COMO PARTE DOS REQUISITOS NECESSÁRIOS PARA A O<u>B</u> TENÇÃO DO GRAU DE MESTRE EM CIÊNCIAS (M.Sc.).

Aprovada por:

ldo t

DR. LEOPOLDO E.G. BASTOS (Presidente)

K. MAURY SADDY

DR. JAN LEON SCIESZKO

RIO DE JANEIRO, RJ - BRASIL JUNHO-1980

RENDEIRO, GONÇALO
Estudo Teórico - Experimental de um Concentrador Solar Ci
indro Parabólico (Rio de Janeiro) 1980
xxxiii, 158p. 29,7cm (COPPE-UFRJ, M.Sc., En
genharia Mecânica, 1980)
Tese - Univ. Fed. Rio de Janeiro - COPPE/UFRJ
1. Assunto I. COPPE/UFRJ II. Título (série)



À Stella e Euller com amor.

AGRADECIMENTOS

Ao Prof. Leopoldo E.G. Bastos, pelo apoio e pela valiosa orientação na elaboração deste trabalho.

Ao Programa de Engenharia Mecânica pelas di<u>s</u> ciplinas oferecidas.

Ao Programa de Engenharia Mecânica, FINEP e CNP_{α} pelo apoio financeiro.

A todas as pessoas que direta ou indiretamen te contribuiram para a realização deste trabalho.

RESUMO

Neste trabalho é realizado o estudo teórico-ex perimental do comportamento diário de um concentrador solar ci lindro-parabólico eixo leste-oeste, associado a um tanque de estocagem. O protótipo construído consta de um refletor metáli co de $2m^2$ de área, distância focal 0,25m e de dois tubos: um absorvedor (de aço enegrecido) envolvido por outro de vidro, sendo os diâmetros nominais 25,4 e 52mm respectivamente. O tan que de estocagem tem capacidade de 90%, o fluido de trabalho é água escoando a uma vazão de 200%/h numa tubulação de aço com diâmetro de 25,4mm, sendo o isolamento lã de vidro.

Sob diferentes condições diárias de insolação, velocidade de vento e temperatura ambiente foram efetuados di versos testes, com o protótipo, fixada a vazão do fluido de tra balho, medindo-se as seguintes temperaturas: de entrada e saí da do fluido de trabalho no concentrador, do fluido no interi or do tanque de estocagem, e da superfície do tubo absorvedor. Como resultado de um balanço de energia no concentrador, foi obtido um sistema de equações não lineares que representa seu comportamento para diferentes variáveis de projeto, sendo incluídas ou não aquelas utilizadas no protótipo. Para a obten ção da solução foi utilizado o método iterativo de Newton--Raphson. Assim, para idênticas condições de insolação foi rea lizado um estudo comparativo entre o modelo considerado e 0 protótipo. Conseguiu-se também através da simulação uma previ são do funcionamento do concentrador solar para vários parâme

v

tros de projeto diferentes daqueles utilizados no protótipo construído. Utilizou-se com este fim o modelo determinístico de insolação direta de Dogniaux.

A boa concordância verificada entre os result<u>a</u> dos teóricos a partir do modelo e experimentais pelo protótipo, indica que o estudo teórico desenvolvido pode ser utilizado no projeto e na previsão do comportamento de outras unidades de concentração com: valores maiores para o fator de concentração e para o comprimento do tubo absorvedor.

ABSTRACT

A theoretic-experimental study was developed for a cylindrical parabolic focussing collector east-west axis oriented, associated with a heat storage tank.

The prototype consists of a metalic thin sheet reflector $(2m^2 \text{ surface}, 0.25 \text{ focal length})$ and two concentric pipes: a receiver tube (steel black painted) and an exterior glass tube with the following nominal diameters 25.4 and 52mm.

The thermal storage vessel has a capacity of 90%, and the working fluid is water flowing at a rate of 200 %/h inside a 1" steel piping. All the system was isolated with a glass wool.

The prototype was submitted to various testing solar insolation condutions, wind speeds, ambient temperatu res. For a fixing rate of flow of the working fluid, several temperatures were measured as follows: inlet and outled fluid temperature in the receiver tube, bulk fluid temperature in the storage vessel, medium surface temperature in the receiver tube (in two points).

An energy balance in the concentrator gives a non-linear equations system representing its behaviour during direct insolation daily variation. The solution was obtained using an iterative algorithm. Using the same insolation conditions it was made a comparison between the theoretical and the experimen tal data, and the results showed that the model represents with good accuracy the considered system.

In the theory other parameters were considered besides the ones used in the constructed prototype, in order to generalize the study.

Also, the theoretical model was used to simulate the behaviour of the system for other dimensions (concentration factors, tube receiver lengths). For these aims it has been utilized the Dogniaux direct insolation deterministic model.

The good accuracy of the results obtained from the prototype and the model shows that the developed th<u>e</u> oretical study can be used to design and to simulate the behavior of a cylindrical parabolic focussing collector incre<u>a</u> sing the concentration factor and receiver tube.

	Pág
CAPÍTULO I - INTRODUÇÃO	1
CAPÍTULO II - MODELOS DE INSOLAÇÃO	3
II.1 - A Radiação Solar	3
II.2 - A Constante Solar	3
II.3 - O Tempo Solar	5
II.4 - A Declinação Solar	7
II.5 - Posição Aparente do Sol	8
II.6 - Determinação do Norte Geográfico	12
II.7 - Modelos de Insolação	15
II.8 - Modelos Determinísticos	15
CAPÍTULO III -CONCENTRADORES	20
III.1 - Análise dos Coletores Solares	20
III.2 - Tipos de Concentradores	21
III.3 - Análise do Movimento dos Concentradores	23
III.4 - Análise Teórica do Concentrador Cilindro-	
-Parabólico do Ponto de Vista Ótico	25
III.5 - Análise da Transferência de Calor em um	
Concentrador Cilindro-Parabólico	29
III.6 - Análise da Transferência de Calor no Siste	
ma Fechado Incluindo um Tanque de Estoca	
	47
III.7 - Procedimento para Avaliação da Temperatura	

	Pág.
de Saída do Fluido do Concentrador e da	
Temperatura do Fluido no Interior do Ta <u>n</u>	
que de Estocagem	57
CAPÍTULO IV - DESCRIÇÃO DO PROTÓTIPO E DA TÉCNICA EXPE	
RIMENTAL UTILIZADA	61
IV.1 - O Sistema de Concentração-Estocagem	61
IV.2 - Aparelhos de Medidas	74
IV.3 - Procedimento Experimental	79
· · · · · · · · · · · · · · · · · · ·	
CAPÍTULO V - RESULTADOS E DISCUSSÕES	81
V.1 - Escolha do Modelo Determinístico Adequa	
do para Representação dos Níveis de Ra-	
diação Solar Direta no Rio de Janeiro	81
V.2 - Resultados Teórico-Experimentais do Sis	
tema de Concentração-Estocagem	85
CAPÍTULO VI - CONCLUSÕES	107
BIBLIOGRAFIA	110
APÊNDICE A - Declinação Solar e a Equação do Tempo	116
APÊNDICE B - Cálculo dos Ângulos Zenite e Azimute So	
lar Através da Trigonometria Esférica	119
APENDICE C – Posição do Sol ·····	123

۰.

x

			Pág.
APÊNDICE	D	- Modelos de Radiação Solar Direta para	
		qualquer inclinação de superfície com	
		respeito aos Raios Solares	126
APÊNDICE	Ε·	- Cálculo Automatizado para a determinação	
		a cada minuto da Radiação Solar Direta,	
		Difusa, Refletida pelo Solo e Total, S <u>e</u>	
		gundo os Modelos Deterministicos Utiliz <u>a</u>	
		dos	130
APÊ DN I CE	F ·	- Método Iterativo de Newton-Raphson	134
APÊDNICE	G ·	- Programa Principal para Simular o Compo <u>r</u>	
		tamento do Sistema Concentrador-Estoca-	
		gem	139
APENDICE	H -	- Calibração do Rotâmetro e dos Termopares.	154

xii

INDICE DAS FIGURAS

	(II.1) - VARIAÇÃO DA CONSTANTE SOLAR AO LONGO	RA (II.	FIGUR
5	DO ANO		
7	(II.2) - MAPA DO FUSO HORÁRIO	RA (II.	FIGURA
8	(II.3) - A ORBITA DA TERRA EM TORNO DO SOL	A (II.	FIGURA
9	(II.4) - A ESFERA CELESTIAL	A (II.	FIGUR#
9	(II.5) - A ECLÍTICA DO SOL NO HEMISFÉRIO SUL	(11.	FIGURA
11	(II.6) - DEFINIÇÃO DO AZIMUTE E ZENITE SOLAR	A (II.	FIGURA
13	(II.7) - CARTA MAGNÉTICA DO BRASIL - LINHAS DE IGUAL DECLINAÇÃO	A (II.	FIGURA
14	(II.8) - CARTA MAGNÉTICA DO BRASIL - LINHAS DE IGUAL VARIAÇÃO ANUAL DE DECLINAÇÃO	A (II.	FIGURA
22	(III.1)- CONCENTRADOR PARABÓLICO DE FOCO LINEAR .	A (III	FIGURA
23	(III.2)- CONCENTRADOR ESFÉRICO DE FOCO PUNTI- FORME	A (III	FIGURA

xiii

	ESPELHO PARABÓLICO COM UM CILINDRO CEN	(111.3) -	FIGURA
26	TRADO NO PLANO FOCAL		
29	CONCENTRADOR CILINDRO-PARABÓLICO	(III.4) -	FIGURA
31	COMPONENTES DO BALANÇO DE ENERGIA CONS <u>I</u> DERADAS NO CONCENTRADOR	(III.5) -	FIGURA
31	VOLUME DE CONTROLE PARA A ANÁLISE DA TRANSFERÊNCIA DE CALOR COM A TEMPERATU- RA CONSTANTE NA SUPERFÍCIE A CADA Δ×	(III.6) -	FIGURA
4 2	FLUXOS DE CALOR INCIDENTE POR RADIAÇÃO NO CONCENTRADOR	(III.7) -	FIGURA
4 7	SISTEMA DE AQUECIMENTO COM TANQUE DE ES TOCAGEM	(III.8) -	FIGURA
48	TANQUE DE ESTOCAGEM A TEMPERATURA AMBI-	(III.9) -	FIGURA
54	TANQUE DE ESTOCAGEM	(III.10)-	FIGURA
87	MODELOS DE HOLMAN ⁽¹⁷⁾ + LIU/JORDAN ⁽¹⁴⁾ COMPARADOS COM O VALOR MEDIDO DA RADIA- ÇÃO SOLAR TOTAL NUMA SUPERFÍCIE HORIZO <u>N</u>	(V.1) -	FIGURA
φ <i>L</i>			

Pg.

FIGURA	(V.2)	- MODELOS DE DOGNIAUX ⁽⁸⁾ + LIU/JORDAN ⁽¹⁴⁾ COMPARADOS COM O VALOR MEDIDO DA RADIA- ÇÃO SOLAR TOTAL NUMA SUPERFÍCIE HORIZO <u>N</u>	
		TAL	83
FIGURA	(V.3)	- MODELOS DE KREIDER ⁽¹⁸⁾ + $LIU/JORDAN$ ⁽¹⁴⁾ COMPARADOS COM O VALOR MEDIDO DA RADIA-	
		ÇAO SOLAR TOTAL NUMA SUPERFICIE HORIZO <u>N</u> TAL	84
FIGURA	(V.4)	- RADIAÇÃO SOLAR DIRETA (23/04/80)	91
FIGURA	(V.5)	- TEMPERATURA DE ENTRADA DO FLUIDO DE TRA BALHO (23/04/80)	91
FIGURA	(V.6)	- TEMPERATURA DE SAÍDA DO FLUIDO DE TRAB <u>A</u> LHO (23/04/80)	92
FIGURA	(V.7)	- TEMPERATURA DA SUPERFÍCIE DO TUBO ABSOR VEDOR (23/04/80)	92
FIGURA	(V.8)	- TAXA DE CALOR TRANSFERIDO AO FLUIDO DE TRABALHO (23/04/80)	93
FIGURA	(V.9)	- TAXA DE CALOR CONVECTIVA NO ENVELOPE (23/ 04/80)	93

V.10) - TAXA DE CALOR CONVECTIVA TROCADA PELA SUPERFÍCIE TRANSPARENTE COM O AMBIENTE (23/04/80)	(V.10) -	FIGURA
V.11) - TAXA DE CALOR REFLETIDA DA SUPERFÍCIE REFLETORA INCIDENTE NO TUBO TRANSPAREN- TE (23/04/80)	(V.11) -	FIGURA
V.12) - TAXA DE CALOR ABSORVIDA PELA SUPERFÍCIE TRANSPARENTE (23/04/80)	(V.12) -	FIGURA
V.13) - TAXA DE CALOR TROCADA POR RADIAÇÃO E <u>N</u> TRE A SUPERFÍCIE DO TUBO ABSORVEDOR E O TUBO TRANSPARENTE (23/04/80)	(V.13) -	FIGURA
V.14) - TAXA DE CALOR PERDIDA POR RADIAÇÃO EN- TRE A SUPERFÍCIE DO TUBO TRANSPARENTE E O AMBIENTE (23/04/80)	(V.14) -	FIGURA
V.15) - EFICIÊNCIA INSTANTÂNEA DO CONCENTRADOR (23/04/80)	(V.15) -	FIGURA
V.16) - RADIAÇÃO SOLAR DIRETA (29/04/80) 97	(V.16) -	FIGURA
7.17) - TEMPERATURA DE ENTRADA DO FLUIDO DE TRA BALHO (29/04/80)	(V.17) -	FIGURA

·

xv

Pg.

· · ·		
1.18) - TEMPERATURA DE SAÍDA DO FLUIDO DE TRAB <u>A</u> LHO (29/04/80)	(V.18) -	FIGURA
.19) - TEMPERATURA DA SUPERFÍCIE DO TUBO ABSO <u>R</u> .VEDOR (29/04/80)	(V.19) -	FÍGURA
.20) - TEMPERATURA DO FLUIDO DE TRABALHO NO TANQUE DE ESTOCAGEM (29/04/80)	(V.20) -	FIGURA
.21) - TAXA DE CALOR TRANSFERIDO AO FLUIDO DE TRABALHO (29/04/80)	(V.21) -	FIGURA
.22) - TAXA DE CALOR CONVECTIVA NO ENVELOPE (29/04/80) 100	(V.22) -	FIGURA
.23) - TAXA DE CALOR CONVECTIVA TROCADA PELA SUPERFÍCIE TRANSPARENTE COM O AMBIENTE (29/04/80)	(V.23) -	FIGURA
.24) - TAXA DE CALOR REFLETIDA DA SUPERFÍCIE REFLETORA INCIDENTE NO TUBO TRANSPAREN-	(V.24) -	FIGURA
101 .25) - TAXA DE CALOR ABSORVIDA PELA SUPERFÍCIE TRANSPARENTE (29/04/80)	(V.25) -	FIGURA

xvi

Pg.

FIGURA	(V.26)	-	TAXA DE CALOR TROCADA POR RADIAÇÃO ENTRE A SUPERFÍCIE DO TUBO ABSORVEDOR E O TUBO	
			TRANSPARENTE (29/04/80)	102
FIGURA	(V.27)	•	TAXA DE CALOR PERDIDA POR RADIAÇÃO ENTRE A SUPERFÍCIE DO TUBO TRANSPARENTE E O AM	
			BIENTE (29/04/80)	102
FIGURA	(V.28)	-	EFICIÊNCIA INSTANTÂNEA DO CONCENTRADOR (29/04/80)	103
FIGURA	(V.29)	-	RADIAÇÃO SOLAR DIRETA (30/04/80)	104
FIGURA	(V.30)	-	TEMPERATURA DE ENTRADA DO FLUIDO DE TRA- BALHO (30/04/80)	104
FIGURA	(V.31)	-	TEMPERATURA DE SAÍDA DO FLUIDO DE TRABA- LHO (30/04/80)	105
FIGURA	(V.32)	-	TEMPERATURA DA SUPERFÍCIE DO TUBO ABSOR- VEDOR (30/04/80)	105
FIGURA	(V.33)	-	TAXA DE CALOR TRANSFERIDO AO FLUIDO DE TRABALHO (30/04/80)	106
FIGURA	(V.34)	-	EFICIÊNCIA INSTANTÂNEA DO CONCENTRADOR (30/04/80)	106

			Pg.
FIGURA ((A.1) -	ESFERA CELESTE	120
FIGURA ((A.2) -	SISTEMA UTILIZADO PARA A CALIBRAÇÃO DO R <u>O</u> TÂMETRO	155
FIGURA ((A.3) -	CURVA DE CALIBRAÇÃO DO ROTÂMETRO	156
FIGURA ((A.4) -	TERMOPAR TIPO I	157
FIGURA ((A.5) -	ESQUEMA DE LIGAÇÃO DOS TERMOPARES	158

xviii

ÍNDICE DAS FOTOGRAFIAS

FOTOGRAFIA (IV.1) - DISCOS DE PANO TIPO BRIM E DUAS PAS TAS DE POLIR E BRILHO UTILIZADOS PA RA POLIR A SUPERFÍCIE REFLETORA 64 FOTOGRAFIA (IV.2) - DETALHE DO SUPORTE REGULÁVEL PARA MANTER A SUPERFICIE REFLETORA SEMPRE EM FOCO COM O TUBO ABSORVEDOR 65 FOTOGRAFIA (IV.3) - TUBO ABSORVEDOR E TUBO TRANSPARENTE. 66 FOTOGRAFIA (IV.4) - TANQUE DE ESTOCAGEM TÉRMICA 68 FOTOGRAFIA (IV.5) - CONJUNTO MOTOR-BOMBA 70 FOTOGRAFIA (IV.6) - SISTEMA MOTOR, CATRACA E CORRENTE ... 71 FOTOGRAFIA (IV.7) - SISTEMA DE ORIENTAÇÃO 72 FOTOGRAFIA (IV.8) - SISTEMA DE CONCENTRAÇÃO-ESTOCAGEM .. 73 FOTOGRAFIA (IV.9) - SISTEMA DE CONCENTRAÇÃO-ESTOCAGEM .. 74 FOTOGRAFIA (IV.10) - PIRANÔMETROS 76

FOTOGRAFIA (IV.11) - DETALHE DA INSTALAÇÃO DO ROTÂMETRO . 77

Pg.

	Pg.
FOTOGRAFIA (IV.12) - ANEMÔMETRO	78
FOTOGRAFIA (IV.13) - PAINEL DE INSTRUMENTAÇÃO	79

SIMBOLOGIA

А	•	Area de Transferência de Calor no Tanque de Estoca-
		gem (Cap.III), Abertura Relativa do Espelho (Cap.II),
		Área do Concentrador (Cap. IV).
A ₂	•	Área da Superfície Externa do Tubo Transparente.
A ₃	•	Área da Superfície Externa do Tubo Absorvedor.
A _a	•	Área do Tubo Absorvedor.
A _e	•	Área do Concentrador Normal aos Raios Solares.
ams	•	Coeficiente de Dispersão Molecular para o Ar a Pres- são Atmosférica.
a _{.0}	•	Fator Total de Extinção dos Raios Solares Através da Atmosférica.
a ₂	•	Area da Superfície Interna do Tanque de Estocagem.
^{°a} 3	•	Área da Superfície Externa do Tanque de Estocagem.
^B 1	•	Controle de Bomba no Concentrador.
^B 2	•	Controle de Bomba no Tanque de Estocagem.
С	•	Abertura do Concentrador.
Ср		Calor Específico do Fluido de Trabalho

- Cp_{c} . Calor Específico do Fluido de Trabalho à Temperatura Média entre T_S e T_F.
- Cp_{ST}. Calor Específico do Fluido de Trabalho à Temperatura Uniforme do Tanque de Estocagem.
- D . Número de Dias da Sequência Anual Completa (Cap.II), Diâmetro Interno do Tubo Absorvedor (Cap. III).
- D_{TAE} . Diâmetro Externo do Tubo Absorvedor.
- D_{TTI} . Diâmetro Interno do Tubo Transparente.
- D_{DETC} . Diâmetro Externo do Tubo Absorvedor.
- D_{DETV} . Diâmetro Externo do Tubo Transparente.
- d . Diâmetro Externo do Tubo Absorvedor.
- ET . Equação do Tempo.
- Fc . Fator de Concentração.
- ${\rm Fc}_{\rm max}$. Fator de Concentração Máximo.
- F_{3-2} . Fator de Emissividade entre a Superfície do Tubo Absorvedor e a Superfície do Tubo Transparente.

f . Distância Focal.

xxiii

-

G _b	. Radiação Solar Direta.
G _d	. Radiação Solar Difusa.
G _T	. Radiação Solar Total ou Global.
G _b (t)	. Radiação Solar Direta em Função do Tempo.
G _T (t)	. Radiação Solar Total em Função do Tempo.
\overline{G}_{b}	. Radiação Solar Direta Média.
Gŗ	. Radiação Solar Refletida pelo Solo.
G _{ba}	. Radiação Solar Direta Incidente no Tubo Absorvedor.
G _{be}	. Radiação Solar Direta Incidente no Concentrador.
, G _{dh}	. Radiação Solar Difusa numa Superfície Horizontal.
Gr _L	. Número de Grashof com Respeito ao Comprimento L do Tanque de Estocagem.
g	. Aceleração da Gravidade.
h _c	. Coeficiente Médio de Transferência de Calor por Co <u>n</u> vecção Forçada no Interior do Tubo Absorvedor.

¢

- h₂
 Coeficiente Médio de Transferência de Calor por Convecção Natural entre a Superfície Externa do Tubo Absorvedor e a Superfície Interna do Tubo Transparente.
- h₄
 Coeficiente Médio de Transferência de Calor por Convecção entre a Superfície Externa do Tubo Transparente e o Ambiente.
- h
 Coeficiente Médio de Transferência de Calor por Con
 vecção Forçada no Interior do Tanque de Estocagem.
- h₃₄. Coeficiente Médio de Transferência de Calor por Con vecção entre a Superfície Externa do Tanque de Estocagem e o Ambiente.
- j . Inclinação da Superfície com Respeito aos Raios Sol<u>a</u> res.
- K' . Condutividade Térmica.
- K₂₃. Condutividade Térmica do Isolamento no Tanque de E<u>s</u> tocagem.
- L . Comprimento do Tanque de Estocagem (Cap. III), Comprimento do Tubo Transparente (Cap. IV), Comprimento do Tubo Absorvedor (Cap. V).

L _c	•	Comprimento do Tubo Absorvedor dado em Função do $\hat{A}\underline{n}$ gulo Zenite Solar.
M _L	•	Meridiano Local.
M _R	•	Meridiano de Referência.
m		Espessura Relativa da Massa de Ar (Apêndice D).
 m, m _c	•	Vazão Mássica do Fluido de Trabalho no Concentrador.
^m ST	•	Massa de Fluido no Tanque de Estocagem à Temperatura Uniforme.
m(θ ₂)	•	Massa Relativa de Ar dada em Função da Massa de Ar à Pressão Atmosférica.
Nu COND	•	Número de Nusselt Médio por Condução no Envelope.
Nu CONV	•	Número de Nusselt Médio por Convecção no Envelope.
№u _{DI}	•	Número de Nusselt Médio de Condução e Convecção no Envelope.
[₩] u'DTCV	•	Número de Nusselt Médio por Convecção no Tubo Absor- vedor.

xxv

.

,

- n . Número de Iterações (Cap. III), Visibilidade Local (Apêndice D).
- P . Pressão Atmosférica (Apêndice D), Quantidade de Calor que se Deseja Obter com o Sistema de Concentração.
- Pr . Número de Prandtl.
- P(o) . Pressão Atmosférica ao Nível do Mar.
- $P(\theta_{\tau})$. Pressão Atmosférica ao Nível de θ_{τ} .
- p . Inclinação da Parede (Cap. II).
- q . Taxa de Calor Perdido pelo Fluido no Tanque de Estocagem.
- $\mathbf{q}_{\mathbf{e}}$. Taxa de Calor Transferido ao Fluido de Trabalho em $\mathbf{x}_{\mathbf{o}}$.
- \mathbf{q}_{S} . Taxa de Calor Transferido ao Fluido de Trabalho em $$\mathbf{x}_1$.$
- q_f . Taxa de Calor Transferido ao Fluido de Trabalho em $x_1 x_0$

- q' . Taxa de Calor Perdido pelo Fluido de Trabalho no Tan que de Estocagem com o Ambiente por Unidade de Comprimento.
- q₂ . Taxa de Calor Transferido por Convecção Natural entre a Superfície do Tubo Absorvedor e o Tubo Transp<u>a</u> rente.
- q₃ . Taxa de Calor Incidente por Radiação no Tubo Transp<u>a</u> rente.
- q_4 . Taxa de Calor Transferido por Convecção entre a S<u>u</u> perfície Externa do Tubo Transparente e o Ambiente.
- q₅ . Taxa de Calor Perdido por Radiação entre a Superficie do Tubo Transparente e o Ambiente.
- q'₁ . Taxa de Calor Incidente por Radiação no Tubo Absorv<u>e</u> dor.
- q'₃ . Taxa de Calor que é Absorvido pela Superfície Transparente.
- q''₃ . Taxa de Calor Trocado por Radiação entre a Superfície
 do Tubo Absorvedor e o Tubo Transparente.
- q . Taxa de Calor Perdido pelo Fluido no Tanque de Estocagem.

Q _{1,1}	. Fluxo de Calor que é Refletido pela Superfície Re- fletora e que Incide no Tubo Transparente.
Q _{2,2}	. Fluxo de Calor Incidente no Tubo Absorvedor.
Q _{3,2}	. Fluxo de Calor Refletido do Tubo Absorvedor .
r	. Albedo do Solo.
r _o	. Raio do Tubo Absorvedor.
r ₁	. Raio Interno do Tanque de Estocagem.
r ₂	. Raio Externo do Tanque de Estocagem.
Re	. Número de Reynolds.
Ra _{DETC}	. Número de Rayleugh Definido para o Diâmetro Externo do Tubo Absorvedor.
^{Ra} DITV	. Número de Rayleigh Definido para o Diâmetro Interno do Tubo Transparente.
RTS	. Ângulo hora (Apêndice B).
SC	. Constante Solar.
SR	. Ângulo Zenite Solar (Apêndice B).

t . tempo.

i

- U . Coeficiente Global de Transferência de Calor no Ta<u>n</u> que de Estocagem.
- T . Fator Total de Perturbação Atmosférica (Apêndice D).
- T_A . Temperatura Ambiente.
- T_C . Temperatura de Entrada do Fluido de Trabalho no Ta<u>n</u> que de Estocagem ou Temperatura de Saída no Concentrador.
- T_{ASTM} . Milivoltagem Correspondente a Temperatura Lida no Termômetro da ASTM.
- T_E . Temperatura de Entrada do Fluido de Trabalho no Co<u>n</u> centrador.
- T_{ET} . Temperatura de Saída do Fluido de Trabalho no Tanque de Estocagem ou Temperatura de Entrada no Concentrador.
- T_{I.} . Tempo Local.
- T_R. Temperatura de Entrada na Carga.

T_S . Tempo Solar.

xxix

- T_S. Temperatura de Saída do Fluido de Trabalho no Concentrador.
- T_{ST}. Temperatura do Fluido de Trabalho no Interior do Tanque de Estocagem.
- T_W . Temperatura da Superfície do Tubo Absorvedor.
- \overline{T}_E . Temperatura de Mistura em $x_1 x_0$
- T₁. Milivoltagem Lida no Potenciômetro Através do Termopar Tipo I.
- T₂ . Milivoltagem Lida no Potenciômetro Através de Termopar Tipo II.
- $\mathbf{v}_{\mathbf{X}}$. Velocidade de Fluido de Trabalho no Tubo Absorvedor na Direção x.
- V . Velocidade.
- V_a . Velocidade do Vento.
- x . Coordenada.
- y . Coordenada.
- z . Comprimento do Espelho.

XXX

. Espessura de Água Condensada na Atmosfera. W . Ângulo hora. W . Velocidade Angular Média da Terra em Relação ao Sol. W_S . Ângulo que o Disco Solar faz com um Ponto na α Terra (Cap. II), Difusividade Térmica do Ar a Temperatura Ambiente (Cap. V), Elevação (Apêndice B), Absortivi dade (Cap. IV). . Absortividade do Tubo Transparente. α_2 . Absortividade do Tubo Absorvedor. α_3 . Coeficiente de Perturbação Atmosférica (Apêndice D), β Coeficiente de Expansão Volumétrica (Cap.III). . Declinação Solar. δ . Emissividade (Cap. IV). ε . Emissividade do Tubo Transparente. ε2 . Eficiência Instântanea do Concentrador. n_c . Eficiência do Sistema de Concentração Incluindo as n_1 Perdas Térmicas e Óticas.

xxxi

xxxii

^η 2	. Eficiência do Trocador de Calor.
ф	. Latitude, Vetor Resíduo (Apêndice F).
φI	. Diâmetro Interno do Tubo Transparente.
¢Е	. Diâmetro Externo do Tubo Transparente.
φ	. Matriz das Derivadas (Apêndice F).
γ	. Ângulo Azimute Solar.
Υ _c	. Inclinação do Concentrador com Respeito ao Plano H <u>o</u> rizontal.
^ү р	. Azimute da Parede.
ΥS	. Azimute do Sol.
ν	. Viscosidade Cinemática
µ	. Viscosidade Absoluta.
μf	. Viscosidade Absoluta do Ar Incidente no Tanque de Estocagem.
ρ	. Densidade do Fluido de Trabalho, Reflectividade (Cap. IV).

xxxiii

^ρ 1	. Reflectividade da Superficie Refletora.
^ρ 2	. Reflectividade do Tubo Transparente.
^ρ 3	. Reflectividade do Tubo Absorvedor.
σ	. Constante de Stefan-Boltzmann.
θ	. Ângulo Zenite Solar.
ξ	. Fator Atenuante da Radiação.
5	. Transmissividade (Cap. IV), Número de Fourrier (Cap. V).
ප _d	. Coeficiente de Transmissão para a Radição Solar Di- fusa.
₽D	. Coeficiente de Transmissão para a Radiação Solar Di- reta.
€ ₂	. Transmissividade do Tubo Transparente.

CAPÍTULO I - INTRODUÇÃO

Entre as inúmeras fontes alternativas de ene<u>r</u> gia, a solar figura como uma das mais promissoras devido seu baixo custo de utilização e sua aplicação descentralizada pri<u>n</u> cipalmente para regiões tropicais onde o nível de radiação s<u>o</u> lar é bastante significativo.

Os equipamentos utilizados para captar esta energia são denominados de coletores solares, sendo atualmente os mais empregados os coletores de placa plana e os concentr<u>a</u> dores (1-2). Os primeiros já bastante difundidos, são usados em geral para fins de aquecimento de água e de ambientes. Os co<u>n</u> centradores associados ou não à tanques de estocagem têm inúm<u>e</u> ras aplicações não só no aquecimento residencial como também em processos industriais⁽³⁾ tais como: geração de vapor,ciclos de refrigeração à absorção, secagem de produtos por absorção, etc...

Apesar do concentrador solar ter grande apl<u>i</u> cabilidade, o seu projeto ainda é de difícil elaboração devido aos limitados dados práticos disponíveis, o que impossibilita um bom dimensionamento e a verificação apriori do seu desempenho num dado local visando determinada aplicação. Para os conce<u>n</u> tradores do tipo cilindro-parabólico como fontes acessíveis de referência, somente existem os trabalhos de Tanaka⁽⁴⁾,Edenburn⁽⁵⁾ e L8f⁽⁶⁾. Assim, atualmente as pesquisa relativas a estes co<u>n</u> centradores solares revelam-se assuntos de real interesse.

1

A finalidade deste trabalho é a de desenvo<u>l</u> ver um estudo teórico-experimental de um concentrador cilí<u>n</u> dro-parabólico de eixo leste-oeste, associado ou não à um ta<u>n</u> que de estocagem

Visa-se a aquisição de dados experimentais à partir de um protótipo, e posterior confronto destes result<u>a</u> dos com os de um modelo matemático e finalmente a fixação de parâmetros que possibilitarão a construção de outras unidades de concentração com maior porte.

A técnica experimental utilizada foi desenvolvida à partir das referências (4.7). No estudo teórico o<u>b</u> jetivando a simulação do sistema concentrador-estocagem foram seguidas principalmente as metodologias apresentadas por Canellias⁽⁷⁾ para captação-estocagem, Tanaka⁽⁴⁾, Edenburn⁽⁵⁾ e Löf⁽⁶⁾ para o balanço de energia no concentrador e a de Dogniaux⁽⁸⁾ para a previsão dos níveis de insolação.

2
CAPÍTULO II - MODELOS DE INSOLAÇÃO

II.1 - A Radiação Solar

A radiação solar que atravessa o espaço até <u>a</u> tingir o topo da atmosfera, é denominada de Constante Solar, tendo seu valor fixado em 1353 W/M², ⁽⁹⁾. A intensidade da radiação solar incidente sobre a terra é entretanto menor,pois a absorção atmosférica reduz esta intensidade em um valor que depende de alguns parâmetros climáticos tais como: quantidade de vapor d'água, gás carbônico, ozônio, e poeiras que envolvem a terra.

Sobre uma superfície situada na crosta terre<u>s</u> tre, a intensidade da radiação solar incidente depende da alt<u>i</u> tude, dos fatores climáticos locais, da posição do sol e da i<u>n</u> clinação desta superfície em relação aos raios solares.

Como são inúmeros os parâmetros intervenientes à avaliação da quantidade de radiação solar que alcança a su perfície terrestre é difícil de ser conseguida. Assim são in tensas as pesquisas teóricas e experimentais visando a obten ção de dados solarimétricos e a formulação de modelos determi nísticos e estocásticos que venham possibilitar uma previsão dos níveis locais de insolação.

II.2 - A Constante Solar

nergia irradiada pelo sol que atravessa uma área unitária ex posta normalmente aos raios solares situada numa distância m<u>é</u> dia terra-sol no topo da atmosfera. Como a terra descreve uma orbita elíptica em torno do sol, a constante solar apresenta uma variação anual de <u>+</u> 3,4%, sendo positiva em 23 de setembro quando a distância terra-sol é mínima, e negativa à 21 de j<u>u</u> nho quando esta distância é máxima. O valor da constante solar pode ser obtido através da equação seguinte, desenvolvida à partir de $\binom{8}{}$.

SC = 1353. + 45,326.
$$\cos W_s D$$
 + 0,88018. $\cos 2W_s D$ - 0,00461. $\cos 3W_s D^{n+}$
+ 1,8037. $\sin W_s D$ + 0,09746. $\sin 2W_s D$ + 0,18412. $\sin 3W_s D$ (II.1)

sendo:

- SC Constante Solar, W/m^2 .
- W Velocidade angular média da terra em relação ao sol.
- D Número de dias da sequência anual completa à par tir do equinócio da primavera (23 de setembro).

A variação da constante solar de acordo com a equação (II.1) é mostrada na Figura(II.1).



FIGURA (II.1) - VARIAÇÃO DA CONSTANTE SOLAR AO LONGO DO ANO

II.3 - O Tempo Solar

O período correspondente à um dia solar é a <u>u</u> nidade de tempo universal. O dia solar ou o dia solar apare<u>n</u> te, é definido como o intervalo de tempo entre duas passagens sucessivas do sol pelo meridiano do observador.

Embora a cronometragem dos acontecimentos coti dianos não coincida com o tempo solar, duas correções devem ser aplicadas para converter o tempo local para o tempo solar. Pri meiramente, para um dado local na superfície terrestre existe uma correção constante para explicar a diferença entre o meri diano local e o meridiano de referência, no qual o tempo padrão é baseado (Ver Figura(II.2)). A segunda correção é a da equação do tempo que considera as várias perturbações na órbita terres tre e a velocidade angular média da terra em relação ao sol. O tempo solar pode ser determinado à partir da equação (10):

$$TS = TL + ET + 4. (M_R - M_L)$$
 (II.2)

Sendo:

,

TS - Tempo solar, em minutos

TL - Tempo local, em minutos

M_R - Meridiano de referência, em graus

M_r - Meridiano do local, em graus

ET - O valor médio da equação do tempo expresso em m<u>i</u> nutos, sendo obtido à partir de (8):

 $ET = 0,0072. \ CosW_{s}D - 0,0528. \ Cos2W_{s}D - 0,0012. \ Cos3W_{s}D - 0,1229. \ SenW_{s}D - 0,1565. \ Sen2W_{s}D - 0,0041. \ Sen3W_{s}D$ (II.3)



FIGURA (II.2)-MAPA DO FUSO HORÁRIO

II.4 - <u>A Declinação Solar</u>

A declinação solar é definida como o ângulo en tre o eixo polar da terra e o eixo da eclítica do sol (Ver F<u>i</u> gura(II.3)). A declinação solar varia durante o ano cerca de $\pm 23,45^{\circ}$, conforme mostra o Almanaque Náutico ⁽¹¹⁾.

Para avaliar a variação da declinação solar (δ) ao longo do ano, a equação (II.4) desenvolvida à partir de⁽⁸⁾ pode ser usada com boa precisão.

$$\delta = 0,33281 - 22,984. \operatorname{CosW}_{S} D - 0,3499. \operatorname{Cos2W}_{S} D - 0,1398 \operatorname{Cos3W}_{S} D + 3,7872. \operatorname{SenW}_{S} D + 0,0320. \operatorname{Sen2W}_{S} D + 0,07187. \operatorname{Sen3W}_{S} D$$
(II

.4)

Uma variação de δ à cada minuto pode ser obt<u>i</u> da fazendo D na equação (II.4) variar a cada minuto, conforme é mostrado no Apêndice A.



EQUINÓCIO DO OUTONO 21 DE MARÇO

FIGURA(II.3) - A ORBITA DA TERRA EM TORNO DO SOL

II.5 - Posição Aparente do Sol

ì

Em todos os modelos propostos para calcular a radiação que alcança o solo, a posição do sol a cada linstante é um fator fundamental, pois a radiação solar recebida pelo s<u>o</u> lo varia de acordo com a posição do sol no céu.

Seja agora a esfera celeste, ocupando a terra o centro da esfera, conforme mostra a Figura (II.4)⁵.



A - Equinócio da Primavera
B - Equinócio do Outono
L - Latitude do sol
T - Terra
S - Sol

O comportamento da eclítica do sol no hemisférico sul está representado na Figura (II.5).



FIGURA (I.5)- A ECLÍTICA DO SOL NO HEMISFÉRIO SUL

Para uma completa descrição da posição do sol no céu, num determinado instante, é necessário se determinar dois ângulos; o "ângulo zenite solar" e o "ângulo azimute solar", conforme é mostrado na Figura (II.6).

Através da trigonometria esférica, é possível se determinar os ângulos zenite (Θ_z) e azimute (γ) solar (Ver Apêndice B) dados pelas expressões:

$$\cos \Theta_{z} = \operatorname{Sen}\phi \cdot \operatorname{Sen}\delta + \cos\phi \cdot \cos\delta \cdot \cos W \qquad (II.5)$$

$$\cos\gamma = \frac{\operatorname{Sen\delta} - \operatorname{Sen\phi} \cdot \operatorname{Cos\theta}_{z}}{\operatorname{Cos\phi}}$$
(II.6)

Sendo: θ_z o ângulo zenite solar, γ o ângulo azimute solar, ϕ latitude do observador no ponto 0, δ declinação solar e W o ângulo hora definido ⁽¹⁰⁾, como:

$$W = \frac{\text{Hora Local}}{4} + 15. \text{ (Fuso horário + ET)} - (II.7)$$
Longitude do ponto 0 - 180

O ângulo azimute é medido na direção norte, no sentido leste ou oeste, variando entre O^O e 180^O.

Ŷ



As equações (II.5) e (II.6) são aplicáveis ta<u>n</u> to ao hemisfério norte como ao hemisfério sul, obedecendo as seguintes convenções internacionais de sinais ⁽¹¹⁾. A latitude do observador (ϕ), é positiva para o hemisfério norte e negat<u>i</u> va para o hemisfério sul. O zenite solar é positivo se estiver acima do horizonte e negativo se estiver abaixo do horizonte. A declinação solar (δ) é positiva se a declinação for norte e negativa se for sul.

Um programa automatizado de cálculo para a deter minação da trajetória do sol para o Rio de Janeiro foi desen volvido, calculando-se a posição do sol a cada minuto conforme é mostrado no Apêndice C.

II.6 - Determinação do Norte Geográfico

Após ter sido determinada a posição do sol no céu, é de interesse a determinação dos pontos cardeais geogr<u>á</u> ficos na qual tomou-se como base para o desenvolvimento dos cá<u>l</u> culos. Uma maneira bastante usual de se determinar um dos polos geográficos é o uso da bússola que dá a direção polar ma<u>g</u> nética para cada ponto escolhido, porém esta direção está d<u>e</u> fasada com o polo norte geográfico. Para cada região existe uma variação da agulha magnética. Atualmente para o Rio de Janeiro esta variação é de 19⁰ aproximadamente para oeste.

Na Figura (II.7) é mostrada a carta magnética do Brasil no ano de 1960, onde se vêem as linhas de igual de clinação, e na Figura (II.8) uma outra carta com as linhas а nuais de igual variação. Pela Figura (II.7), observa-se que pa ra o ano de 1960 no Rio de Janeiro a variação sofrida pela а gulha da bússola está em torno de 16⁰ oeste. Pela Figura(II.8) uma variação de 9' é observada. Para se determinar qual a va riação sofrida pela bússola para o ano de 1980, basta somar а 19⁰ variação registrada em 1960 o produto 9'x20 na qual dará 🦲 oeste. Sendo 9' a variação anual e 20 a diferença entre os anos de 1960 à 1980.

Na Figura (II.7) as linhas de igual variação precedidas pelo sinal "menos" indicam desvio para oeste,enqua<u>n</u> to que as de sinal "mais" indicam desvio para leste.



FIGURA (I.7)- CARTA MAGNÉTICA DO BRASIL - LINHAS DE IGUAL DECLINAÇÃO (Observatório Nacional.)

-



FIGURA (II.8)— CARTA MAGNÉTICA DO BRASIL — LINHAS DE IGUAL VARIAÇÃO ANUAL DE DECLINAÇÃO. (Observatório Nacional.)

II.7 - Modelos de Insolação

Os modelos matemáticos existentes para o cálc<u>u</u> lo da radiação solar recebida pelo solo, são dos tipos determ<u>i</u> nísticos e estocásticos.

Os modelos deterministicos determinam a insol<u>a</u> ção para condições de céu claro e são fundamentados na lei de Beer⁽¹²⁾, que se refere à atenuação exponencial da radiação s<u>o</u> lar em função do caminho percorrido na atmosfera.

O estabelecimento de um modelo estocástico é atualmente ainda difícil, em vista da pequena quantidade de i<u>n</u> formação disponível sobre níveis locais de insolação, meteor<u>o</u> lógicos e da variação geográfica dos dados.

Os estudos existentes utilizam séries temporais sendo que um dos modelos mais utilizados é o de ARIMA⁽¹³⁾.

Neste trabalho serão considerados os modelos determisnísticos de insolação utilizando os dados disponíveis de insolação para a região do Rio de Janeiro.

II.8 - Modelos Determinísticos

Basicamente, os modelos determinísticos empr<u>e</u> gados para a determinação da quantidade de radiação solar t<u>o</u> tal (G_T) recebida pelo solo, são constituídos de três parcelas: radiação solar direta (G_b), radiação solar difusa (G_d) e radiação solar refletida pelo solo (G_r), esta última sendo d<u>e</u> pendente do tipo de albedo existente na região. Portanto:

$$G_{T} = G_{b} + G_{d} + G_{r}$$
 (II.8)

Para a estimativa dos níveis da radiação solar direta na região urbana do Rio de Janeiro, três modelos dete<u>r</u> minísticos serão utilizados (Ver Apêndice D). Estes modelos s<u>e</u> guem a expressão geral dada pela equação (II.9)distinguindo-se basicamente quanto aos valores do argumento da função expone<u>n</u> cial.

$$G_{bh} = SC. \cos \theta_z Exp(\xi)$$
 (II.9)

Onde, G_{bh} é a radiação solar direta numa supe<u>r</u> fície horizontal, SC a constante solar dada pela equação(II.1), θ_z o ângulo formado pela reta que une terra-sol e a perpendic<u>u</u> lar ao plano do observador dada pela equação (II.5) e ξ fator atenuante da radiação.

Para a componente difusa da radiação solar, foi utilizado o modelo desenvolvido por Liu/Jordan⁽¹⁴⁾. Este mod<u>e</u> lo já se verificou aceitável para duas regiões do País⁽¹⁵⁾ (¹⁶⁾. Este modelo propõe uma relação linear entre a radiação solar difusa e a radiação solar direta numa superfície horizontal em uma região não industrial onde a atmosfera é relativamente lim pa e o efeito da poeira é pequeno. Portanto a relação foi d<u>e</u> senvolvida considerando somente a variação do conteúdo de vapor d'água na atmosfera.

$$\mathcal{E}_{d} = 0,2710 - 0,2939 \mathcal{E}_{D}$$
 (II.10)

Sendo: $\overline{\mathcal{S}_d}$ o coeficiente de transmissão para a radiação solar difusa numa superfície horizontal e $\overline{\mathcal{S}_D}$, o co<u>e</u> ficiente de transmissão para a radiação solar direta e defin<u>i</u> dos como:

$$\overline{G}_{D} = \frac{G_{bN}}{SC_{N}} = \frac{G_{bh}}{SC_{h}} = \frac{G_{bh}}{SC \cdot Cos\theta_{z}}$$
(II.11)

$$\overline{G}_{d} = \frac{G_{dh}}{SC_{h}} = \frac{G_{dh}}{SC \cos \theta_{z}}$$
(II.12)

Logo:

$$\frac{G_{dh}}{SC \cos \theta_2} = 0,2710 - 0,2939 \frac{G_{bh}}{SC \cos \theta_2}$$
(II.13)

$$G_{dh} = 0,2710 \text{ SC } \cos \theta_z - 0,2939G_{bh}$$
 (II.14)

Sendo: G_{dh} a radiação solar difusa numa supe<u>r</u> fície horizontal e os índices N e h referem-se à superfícies no<u>r</u> mal e horizontal aos raios solares respectivamente.

A componente radiação refletida pelo solo (G_r) pode ser determinada para condições de céu claro de acordo com (8):

$$G_r = 0, 5. r. (G_b + G_d). (1 - \cos p)$$
 (II.15)

Sendo, r o albedo do solo e p a inclinação da superfíciesem relação ao horizonte.

Valores do albedo ^('8)para várias superfícies são listados na Tabela(II.1).

Natureza do solo	Albedo
Água do Mar	0,04
Asfalto	0,18
Campos não cultivados	0,26
Cimento e Concreto	0,55
Gramado	0,18 à 0,23
Zona Urbana	0,20
L	

Tabela (II.1) - Valores de Albedo para várias naturezas de solo.

Com a obtenção à partir de modelos determinis ticos dos termos do lado direito da equação (II.8), a intensi dade da radiação solar total $G_T(t)$ incidente sobre uma super fície, ficará determinada. Onde, $G_T(t)$ resultante dependerá do modelo determinístico utilizado para a radiação solar direta. Assim, são testados três tipos de modelos para esta radiação: os modelos de Dogniaux⁽⁸⁾, Holman⁽¹⁷⁾ e Kreider⁽¹⁸⁾, resultando três diferentes curvas teóricas para $G_T(t)$. Isto possi bilitará uma comparação com as curvas medidas da radiação s<u>o</u> lar total. Será escolhida a curva de $G_T(t)$ que melhor se aju<u>s</u> tar a curva de valores medidos para a região considerada. Co<u>n</u> sequentemente o modelo determinístico da radiação solar direta inserido na melhor curva teórica de G_T , será o que melhor r<u>e</u> presentará os níveis locais de radiação solar direta.

Um programa automatizado de cálculo foi desenvo<u>l</u> vido (Ver Apêndice E) considerando a variação da posição do sol à cada minuto e calculando cada uma das componentes da r<u>a</u> diação solar total: Radiação Solar Direta, Radiação Solar Dif<u>u</u> sa e Radiação Solar Refletida pelo solo.

Como base para o desenvolvimento dos cálculos, utilizou-se o ano de 1974, para o qual se achavam disponíveis dados de insolação total diária já integrados ⁽¹⁹⁾. Além di<u>s</u> so, verificou-se que, para região considerada, o ano de 1974 não apresentou oscilações climáticas importantes.

Os modelos teóricos empregados, se referem as condições de céu claro, sem nuvens e consequentemente foram desprezados dados solarimétricos correspondentes aos dias apr<u>e</u> sentando acentuado grau de nebulosidade, isto é, foram exclu<u>í</u> dos aqueles dias com um percentual de nebulosidade maior do que 5/10 (10/10 céu totalmente encoberto, 0/10 céu claro).Foi admitido para a radiação solar total integrada no dia consid<u>e</u> rado, um erro máximo de \pm 10% do valor da radiação solar t<u>o</u> tal medida.

CAPÍTULO III - CONCENTRADORES

III.1 - Análise dos Coletores Solares

Os equipamentos utilizados para a captação da energia solar e sua transformação em energia térmica são denomi nados de coletores solares. Estes coletores podem ser de dois tipos: placa plana e concentrador. O primeiro deles é constituí do basicamente de uma placa seletiva absorvendo a radiação solar global incidente, onde o fluido de trabalho circula 'nо in terior de uma serpentina, barrilete, ou em canais aderentes ao absorvedor. Protegendo do ambiente o absorvedor e causando o е feito serra, encontra-se à pequena distância deste uma janela de vidro. A superfície inferior da placa absorvente é isolada e 0 contorno lateral é fechado por meio de material também isolan te. Estes coletores são caracterizados pela facilidade de cons trução, sendo já encontrado no mercado e visam basicamente uma utilização para fins residenciais.

O coletor solar do tipo concentrador se destina as situações onde se deseja obter grandes taxas de energia té<u>r</u> mica e temperaturas mais elevadas, que são as características dos processos industriais.

O concentrador é constituído basicamente de uma superfície refletora-concentradora da radiação solar direta sobre um absorvedor. Como vantagens destes equipamentos em relação aos coletores planos, os concentradores apresentam os pontos a seguir: as superfícies refletoras requerem pouca quantidade de

material e são construtivamente mais simples. A área de absor ção para um sistema concentrador é menor para uma mesma quanti dade de radiação solar. Como a área de absorção é menor,a densi dade de energia ao nível do absorvedor é superior, podendo en tão o fluido caloportador trabalhar à temperaturas mais elevadas considerando uma mesma área de captação de energia. Devido à menor superfície específica do absorvedor, podem ser utilizadas superfícies seletivas ou isolamento pelo vácuo para reduzir as perdas térmicas e aumentar a eficiência de maneira econômica.Co mo as temperaturas em sistemas com concentração podem ser mais elevadas, a quantidade de calor que pode ser estocado é maior e em consequência o custo de estocagem será menor para estes sis temas do que aqueles utilizando coletores planos. Como desvanta gens dos concentradores em relação aos coletores de placa plana podem ser observadas às seguintes características: em sistemas de concentração a radiação solar difusa não é aproveitada. Nos sistemas utilizando refletores estacionários é necessário um а juste periódico seja do concentrador, seja do receptor térmico segundo a orientação dada a estes com respeito aos pólos geográ flexíveis havendo efei ficos. Um sistema movel requer conexões to de fadiga e requerendo manutenções periódicas e possíveis pa nes. Também, o poder refletor dos espelhos decresce com o tempo e há necessidade de prateá-los ou repolí-los periodicamente.

III.2 - Tipos de Concentradores

Atualmente estão sendo desenvolvidos vários t<u>i</u> pos de concentradores⁽²⁰⁻²²⁾ tais como: concentradores de focol<u>i</u> near, de foco puntiforme, prismáticos, lentiformes, etc...

III.2.1 - Concentradores de Foco Linear

São concentradores utilizados para média conce<u>n</u> tração ($1 < F_{c} \le 68, 4$).

São constituídos basicamente por um refletor p<u>a</u> rabólico, podendo apresentar várias configurações geométricas, com o absorvedor situado no eixo focal da parábola (Figura(III.1)) por onde circula um fluido caloportador.



III.2.2 - Concentradores de Foco Puntiforme

São captores solares de alta concentração. (F_C> 68,4). São constituídos geralmente de um espelho (esférico ou parabólico) com o absorvedor situado no ponto focal aprese<u>n</u> tando várias configurações geométricas. Estes tipos de concen

tradores fornecem elevadas temperaturas no absorvedor. $(400^{\circ}C \le T \le 3.000^{\circ}C)$ Figura(III.2).



FIGURA(III.2) - CONCENTRADOR ESFÉRICO DE FOCO PUNTIFORME

O movimento dos concentradores é definido segu<u>n</u> do o tipo de concentração utilizado (concentração linear ou puntiforme), e da orientação do concentrador com respeito aos pólos geográficos.

Os concentradores de foco linear (Figura(III.1)), podem ter duas orientações distintas dependendo de sua utiliz<u>a</u> ção, em termos da potência térmica gerada. Se fixado na direção Leste-Oeste, o dispositivo orientador da posição do sol d<u>e</u> verá ter um movimento obedecendo a eclítica do sol à cada dia. Pois, a variação diária da declinação solar durante o dia é p<u>e</u> quena.

Se fixado o concentrador na direção N - S, o dispositivo orientador, deverá ter os dois movimentos: Zenital (obedecendo a cada minuto o ângulo Zenite Solar) e Eclitical (obedecendo a cada dia a posição da eclítica solar). Nota-se que a última orientação possibilitará uma maior potência tér mica de captação, pois os raios solares incidentes serão sempre perpendiculares ao tubo absorvedor. Em contrapartida, seu custo de fabricação será bem mais elevado, pois o dispositivo orientador solar deverá ser mais sofisticado.

Para os concentradores de foco puntiforme Figura(III.2),o dispositivo orientador da posição do sol deverá ter os dois movimentos: Zenital e Azimutal à cada minuto.

Neste trabalho é analisado o concentrador par<u>a</u> bólico de foco linear eixo leste-oeste.

Considerando um espelho ideal, ou seja, toda a radiação solar que chega ao espelho, reflete e incide no abso<u>r</u> vedor.

$$G_{be} = G_{ba} \tag{III.1}$$

sendo,

 ${f G}_{{
m b} \cdot {
m e}}$: A radiação solar direta incidente no espelho.

G_{ha} : A radiação solar incidente no absorvedor.

Sendo $A_e \in A_a$, respectivamente as áreas do $e\underline{s}$ pelho e do absorvedor, pode-se escrever:

$$\frac{\frac{G_{ba}}{A_{a}}}{\frac{G_{be}}{G_{be}}} = \frac{A_{e}}{A_{a}} = F_{c} \qquad (III.2)$$

Esta razão é denominada de Fator de Concentração, ou seja:

$$F_{c} = \frac{A_{e}}{A_{a}} = \frac{Area do refletor normal ao raios solares}{Area do absorvedor}$$



Observando a Figura(III.3)e considerando que os comprimentos (z) do espelho e do absorvedor são idênticos,r<u>e</u> sulta:

$$F_{c} = \frac{C Z}{2\pi r_{0} Z} = \frac{C}{2\pi r_{0}}$$
(III.4)

onde:

$$r_0 = L. SEN(\frac{\alpha}{2})$$
 (III.5)

e,
$$L = \sqrt{(f-y)^2 + x^2}$$
 (III.6)

A equação da parábola com vértice na origem é dada por:

$$x^2 = 4$$
. f y (III.7)

$$L = \sqrt{(f-y)^{2} + 4 f y}$$
 Desenvolvendo:

$$L = F + y$$
 (III.8)

A abertura do espelho pode ser definida como:

$$A = \frac{C}{f}$$
(III.9)

mas :

$$C = 2 x$$

logo:

$$x = \frac{A f}{2}$$
(III.10)

Substituindo a equação (III.7) e a equação (III.10) na equação (III.8), tem-se:

$$L = f \left(1 + \frac{A^2}{16}\right)$$
 (III.11)

Da mesma forma, as equações (III.5), (III.9) e (III.11) na equação (III.4), resulta:

$$F_{c} = \frac{A}{2\pi (1 + \frac{A^{2}}{16}) \operatorname{Sen} \frac{\alpha}{2}}$$
(III.12)

sendo α o ângulo que o disco solar faz com um ponto na terra, segundo ⁽²³⁾ α = 32', logo:

$$F_{c} = \frac{-34,198 \text{ A}}{1 + \frac{A^{2}}{16}}$$
(III.13)

A máxima concentração ocorrerá quando:

$$\frac{dF_{c}}{dA} = \frac{1}{2\pi \text{ SEN } \frac{\alpha}{2}} \begin{bmatrix} \frac{1}{1 + \frac{A^{2}}{16}} - \frac{\frac{2A^{2}}{16}}{(1 + \frac{A^{2}}{16})^{2}} \end{bmatrix} = 0 \quad (\text{III.14})$$

A = + 4

A solução negativa não será considerada pois $F_c > 0$. Logo, substituindo na equação (III.13):

$$F_{C_{MAX}} = 68,4$$

O fator de concentração está relacionado pri<u>n</u> cipalmente com o ganho de energia solar por unidade de área do absorvedor, porém o aumento deste fator até o seu limite máx<u>i</u> mo implicará no aumento de custos do sistema. Isto porque o concentrador deverá estar bem posicionado a cada instante em relação aos raios solares, necessitando assim de um disposit<u>i</u> vo de orientação da posição do sol mais elaborado. III.5 - Análise da Transferência de Calor em um Concentrador Cilindro-Parabólico

O concentrador solar cilindro-parabólico de foco linear utilizado neste trabalho é mostrado na Figura(III.4.)



O modelo matemático proposto para o concentr<u>a</u> dor foi desenvolvido a partir de (4-6), considerando as s<u>e</u> guintes hipóteses:

(i) O sistema encontra-se em equilíbrio térmico

(ii) Os raios solares incidentes são perfeitamen te paralelos. (iii) O refletor tem uma superfície perfeit<u>a</u> mente parabólica.

(iv) As propriedades de superfície e a trans mitância são constantes em todo o espectro da radiação para o qual são aplicados e independem da temperatura e do ângulo de incidência da radiação.

(v) Os perfis de velocidade e temperatura do fluido de trabalho estão plenamente desenvolvidos.

(vi) Despreza-se o efeito serra entre a supe<u>r</u> fície transparente e o tubo absorvedor, e considera-se ar na região anular (caso mais geral).

(vii) O gradiente de temperatura através da e<u>s</u> pessura da parede do tubo absorvedor e tubo transparente são desprezados.

(viii) A temperatura do tubo absorvedor e do t<u>u</u> bo transparente são circunferencialmente uniforme.

As componentes do balanço de energia a serem consideradas nesta análise estão esquematizadas na Figura III.5.



FIGURA (III.5) - COMPONENTES DO BALANÇO DE ENERGIA CONSI-DERADAS NO CONCENTRADOR

Determinação da Taxa de Calor Transferido ao fluido de trabalho.

Para facilidade de elaboração do modelo matem<u>á</u> tico será usada na parede do tubo absorvedor uma hipótese de temperatura constante a cada comprimento de tubo dx. Ver Figura (III.6).



FIGURA (III.6) — VOLUME DE CONTROLE PARA A ANÁLISE DA TRANSFE-RÊNCIA DE CALOR COM A TEMPERATURA CONSTANTE NA SUPERFÍCIE A CADA Δ_X

No regime permanente com o campo de velocidades e temperaturas já desenvolvidos, pode-se escrever o seguinte b<u>a</u> lanço de energia.

$$q_e - q_s + q_f = 0 \tag{III.15}$$

sendo:

$$q_e = \rho Cp \frac{\pi D^2}{4} v_x T_E |_x$$
(III.15.a)

$$q_{s} = \rho Cp \frac{\pi D^{2}}{4} v_{x} T_{E} \Big|_{x+\Delta x}$$
(III.15.b)

$$q_{f} = \overline{h}_{c} \pi D \Delta x \quad (T_{W} - \overline{T}_{E})$$
 (III.15.c)

Substituindo as equações (III.15.a), (III.15.b) e (III.15.c) na equação (III.15), e considerando a hipótese de campo de velocidade desenvolvido, $v_{\chi} \neq v_{\chi}(x)$

$$\rho Cp v_{X} \frac{D}{4} \left(\frac{T_{E} \left| x + \Delta x - \overline{T_{E}} \right| x}{\Delta x} \right) - \overline{h}_{C} \left(\overline{T}_{W} - \overline{T}_{E} \right) = 0$$

e, passando ao limite $\Delta x \rightarrow 0$, pode-se escrever:

$$\rho C p V_X = \frac{D}{4} - \frac{dT_E}{dx} - \overline{h}_C (T_W - \overline{T}_E) = 0 \qquad (III.16)$$

$$\cdot \cdot \frac{\mathrm{d} T_{\mathrm{E}}}{\mathrm{d} \mathrm{x}} = \frac{4 \mathrm{h}}{\mathrm{\rho} \mathrm{Cp} \mathrm{v}_{\mathrm{X}} \mathrm{D}} \left(T_{\mathrm{W}} - \overline{\mathrm{T}}_{\mathrm{E}} \right)$$
(III.17)

ou,

$$\frac{dT_{E}}{T_{W}^{-}\overline{T}_{E}} = \frac{4\overline{h}_{c}}{\rho C p v_{x} D} dx \qquad (III.18)$$

Fazendo A = $\frac{4\overline{h}_{c}}{\rho C p v_{x} D}$ e integrando até alguma posição ao longo

do eixo x, obtém-se:

$$\int_{T_{E}} \frac{dT_{E}}{T_{W} - T_{E}} = \int_{x_{o}} x_{o} dx$$

$$T_{E} = A x | x_{o}$$

$$- \ln (T_{W} - \overline{T}_{E}) | x_{o} = A x | x_{o}$$

$$ln \left(\frac{T_{W} - T_{E}}{T_{W} - T_{S}}\right) = A \left(x_{1} - x_{0}\right)$$

$$\frac{T_W - T_E}{T_W - T_S} = e^{A(x_1 - x_0)}$$

Portanto

$$(T_W - T_E) = (T_W - T_S) - e^{A(x_1 - x_0)}$$

ou,

$$T_{S} = T_{E} = T_{E} = -A(x_{1}-x_{0}) + T_{W} = (1 - A(x_{1}-x_{0}))$$

$$x_{1} = x_{0} + T_{W} = (1 - A(x_{1}-x_{0}))$$

$$(111.19)$$

Sendo $T_S \begin{vmatrix} x_1 \\ x_1 \end{vmatrix}$ a temperatura de saída do fluido de trabalho na posição x_1 , $T_E \begin{vmatrix} x_0 \\ x_0 \end{vmatrix}$ a temperatura de entrada do flui do de trabalho na posição $x_0 \in T_W \begin{vmatrix} x_1 - x_0 \\ x_1 - x_0 \end{vmatrix}$ a temperatura da super fície na posição $x_1 - x_0$.

Esta solução dará a t

Esta solução dará a temperatura de saída do fluido de trabalho que por hipótese será válida somente para temperatura de parede constante. Assim, será considerada como uma condição de integração:

Para a determinação do valor da constante A, n<u>e</u> cessita-se determinar o valor do coeficiente médio de transf<u>e</u> rência de calor por convecção forçada, conforme o regime de e<u>s</u> coamento⁽²⁴⁾. EDENBURN ⁽⁵⁾ utilizou em problemas semelhantes as relações a seguir:

$$Re < 2100$$
 , $Pr > 0,7$

$$\bar{h}_{c} = 1,86.K.(Re_{DH}.Pr.D_{H})^{0,33}.D_{H}^{-1,33}.(\frac{\mu_{b}}{\mu_{s}})^{0,14}$$
 (III.21)

(ii) Escoamento turbulento (Tubos longos, líquidos e gases)

$$Re > 6000$$
 , $Pr > 0,7$

$$\bar{h}_{c} = 0,023.K$$
. $Re^{0,8}.Pr^{0,33}.D_{H}^{-1}$ (III.22)

sendo:

$$\operatorname{Re}_{DH}$$
 - Número de Reynolds = $\frac{\rho VD_{H}}{\mu}$ (III.23)

Pr - Número de Prandtl =
$$\frac{\mu Cp}{K}$$
 (III.24)

Todas as propriedades físicas do fluido são av<u>a</u> liadas à temperatura média aritmética entre $T_W \in \overline{T}_E$ (Temperatura da superfície do tubo e temperatura de mistura respectivamente). A taxa de calor transferido por convecção natural entre a superfície do tubo absorvedor e o tubo transp<u>a</u> rente.

$$q_2 = A_3 \overline{h}_2 (T_W - \overline{T})$$
(III.25)

sendo:

 A_{z} - Área da superfície externa do tubo absorvedor.

 \overline{h}_2 - Coeficiente médio de transferência de calor por convecção natural entre a superfície externa do tubo absorvedor e a supe<u>r</u> fície interna do tubo transparente.

 T_W - Temperatura da superfície do tubo absorvedor, ^OK

 \overline{T} - Temperatura de mistura do espaço compreendido entre a su perfície do tubo absorvedor e a superfície interna do tubo transparente, ^OK.

Se o espaço compreendido entre a superfície e<u>x</u> terna do tubo absorvedor e a superfície interna do tubo transp<u>a</u> rente contiver ar à pressão atmosférica, então h_2 poderá ser o<u>b</u> tido ⁽²⁵⁾ por:

$$\overline{h}_2 = \frac{Nu_{Di} \cdot K}{L_c}$$
(III.26)

sendo:

- K Condutividade térmica do Ar, W/M^OK
- L_c 0 comprimento do tubo absorvedor dado em função da distância focal (f) e do ângulo zenite solar (θ_z) na forma: $L_c = L_c - f$. tg θ_z , para θ_z >90.
- Nu_{DI} O número de Nusselt médio de condução e convecção no envelope, definido como:

$$\overline{N}u_{DI} = \left[\left(\overline{N}u_{i_{COND}} \right)^{15} + \left(\overline{N}u_{i_{CONV}} \right)^{15} \right]^{1/15}$$
(III.27)

O número de Nusselt médio por condução, é definido como:

$$\overline{N}_{u_{i_{COND}}} = 2/\ln (D_{TTI}/D_{TAE})$$
(III.27.a)

- D_{TTI} Diâmetro interno do tubo transparenté, M
- D_{TAE} Diâmetro externo do tubo absorvedor, M

O número de Nusselt médio por convecção é definido sendo:

$$Nu_{i_{CONV}} = \frac{1}{\left(\frac{1}{\overline{Nu'_{DTCV}}} + \frac{1}{\overline{Nu'_{DITV}}}\right)}$$
(III.27.b)

sendo:

 $\overline{\mathrm{N}}\mathrm{u'}_\mathrm{DTCV}$ - Nusselt médio no tubo absorvedor

$$\overline{N}u_{DTCV} = 2 \left\{ \ell_{n} \left[1 + 2 \left(\left[0, 518R_{a}^{1/4}_{DETC} \left\{ 1 + \left(\frac{0, 559}{Pr} \right)^{3/5} \right]^{-5/12} \right] \right] \right\} \right\} \left[0, 18R_{a}^{1/4}_{DETC} \left[0, 18R_{a}^{1/4}_{DETC} \right]^{-1} \right] \left[0, 18R_{a}^{1/4}_{DETC} \right]^{-1} \right] \left[0, 18R_{a}^{1/4}_{DETC} \right]^{-1} \left[0, 18R_{a}^{1/4}_{DETC} \right]^{-1}$$

sendo:

Ra_{DETC} - O número de Rayleigh definido por

$$Ra_{DETC} = D_{DETC}^{3} g \beta (T_{W} - \overline{T}) Pr / v^{2}$$
(III.29)

Onde:

 D_{DETC} - Diâmetro externo do tubo absorvedor, M

β - Coeficiente de expansão volumétrica,
$$1/{}^{\circ}\tilde{K}$$

$$v$$
 - Viscosidade do fluido, M²/S

Nu'DITV - Número de Nusselt para a superfície interna do tubo transparente definido por:
$$\widetilde{Nu}_{\text{DITV}} = 2 \left\{ -\ln \left[1 - 2 \left(\left[\left\{ \left(\frac{2}{1 - e^{-0}, 25} \right)^{5/-3} + \left(0, 587. \text{ G.Ra}_{\text{DITV}} \right)^{5/-3} \right]^{3/5} \right]^{1/5} + \left[0, 1 - 2 \left(\left[\left[\left(\frac{2}{1 - e^{-0}, 25} \right)^{-1/5} + \left(0, 587. \text{ G.Ra}_{\text{DITV}} \right)^{5/-3} \right]^{-1/5} \right]^{-1/5} \right]^{-1/5} \right\} \right\}$$

$$\left[\left[0, 1 - 2 \left(\left[\left[\left(\frac{2}{1 - e^{-0}, 25} \right)^{-1/5} + \left(0, 587. \text{ G.Ra}_{\text{DITV}} \right)^{5/-3} \right]^{-1/5} \right]^{-1/5} \right]^{-1/5} \right]^{-1/5} \right]^{-1/5}$$

$$\left[\left[0, 1 - 2 \left(\left[\left[\left[\left(\frac{2}{1 - e^{-0}, 25} \right)^{-1/5} + \left(0, 587. \text{ G.Ra}_{\text{DITV}} \right)^{-1/5} \right]^{-1/5} \right]^{-1/5} \right]^{-1/5} \right]^{-1/5} \right]^{-1/5}$$

$$\left[\left[0, 1 - 2 \left(\left[\left[\left[\left[\left(\frac{2}{1 - e^{-0}, 25} \right]^{-1/5} + \left(0, 587. \text{ G.Ra}_{\text{DITV}} \right]^{-1/5} \right]^{-1/5} \right]^{-1/5} \right]^{-1/5} \right]^{-1/5} \right]^{-1/5} \right]^{-1/5}$$

$$\left[\left[\left[0, 1 - 2 \left(\left[\left[\left[\left[\left(\frac{2}{1 - e^{-0}, 25} \right]^{-1/5} + \left(0, 587. \text{ G.Ra}_{\text{DITV}} \right]^{-1/5} \right]^{-1/5} \right]^{-1/5} \right]^{-1/5} \right]^{-1/5} \right]^{-1/5} \right]^{-1/5}$$

$$\left[\left[\left[\left[\left[\left(\left[\left[\left[\left(\frac{2}{1 - e^{-0}, 25} \right]^{-1/5} + \left(0, 587. \text{ G.Ra}_{\text{DITV}} \right]^{-1/5} \right]^{-1/5} \right]^{-1/5} \right]^{-1/5} \right]^{-1/5} \right]^{-1/5} \right]^{-1/5}$$

sendo:

$$G = \left[\begin{pmatrix} 1 & -5 \\ 1 & +\frac{0,6}{Pr^{0},7} \end{pmatrix}^{-5} + \begin{pmatrix} 0,4 + 2,6 & Pr \\ 0,4 + 2,6 & Pr \end{pmatrix}^{-5} \right]^{-1/5}$$

$$Ra_{DITV} = D^{3}_{DITV} g \beta (\overline{T} - T_{V}) Pr / v^{2}$$
(III.31)

onde:

D_{DETV} - Diâmetro interno do tubo transparente, M

Todas as propriedades físicas são avaliadas à temperatura média aritmética entre $(T_W e \overline{T}) e (\overline{T}_V e \overline{T})$.

A temperatura de mistura \overline{T} é obtida por iteração considerando:

$$\frac{\overline{\overline{T}} - T_{V}}{T_{W} - \overline{T}} = \frac{\overline{N}u'_{DTCV}}{\overline{N}u'_{DITV}}$$
(111.32)

Se o espaço contiver ar a baixa pressão, o co<u>e</u> ficiente médio de transferência de calor \overline{h}_2 , poderá ser avali<u>a</u> do por ⁽²⁴⁾:

$$\overline{h}_2 = 2.K / (D_{DTCV} \ln(D_{DTTV} / D_{DTCV})$$
 (III.33)

sendo K a condutividade térmica para o ar a baixa pressão.

3. A taxa de calor transferido por convecção en tre a superfície externa do tubo transparente e o ambiente.

$$q_4 = A_2 \overline{h}_4 (T_V - T_A)$$
 (III.34)

sendo:

 A_2 - Área da superfície externa do tubo transparente, M^2

$$T_A$$
 - Temperatura ambiente, ^OK.

Se a velocidade do ar incidente na superfície transparente for zero, \overline{h}_4 pode ser avaliado segundo ⁽⁵⁾ para qualquer inclinação do concentrador por:

$$\overline{\overline{h}}_{4} = 1,41 \left[\left| T_{V} - T_{A} \right| / (L_{c} \operatorname{SenY}_{c} + D_{DETT} \operatorname{CosY}_{c}) \right]^{1/4}$$
(III.35)

sendo: D_{DETT} o diâmetro externo do tubo transparente, M

$$\gamma_{c}$$
 - Inclinação do concentrador com respeito ao plano horizontal em graus.

Caso a velocidade do ar seja diferente de zero, \overline{h}_4 pode ser avaliado ⁽²⁴⁾ por:

$$\bar{h}_4 = \frac{K C R e^P}{D_{DETT}}$$
(III.36)

onde: Re - Número de Reynolds = $\frac{V_A D_{DETT}}{v}$

sendo ${\rm V}_{\rm A}$ a velocidade do vento, M/S

P e C dependem do número de Reynolds de acordo com (24) d<u>a</u> do na Tabela(III.1).

Re	СС	Р	. ,
0,4 - 4	0,891	0,330	•
4. – 40	0,821	0,385	
40 - 4.000	0,615	0,466	
4.000 40.000	0,174	0,618	
> 40.000	0,0239	0,805	•
		1	

Tabela(III.1) - Valores de C e P relacionados com Reynolds.

4. A taxa de calor incidente por radiação no t<u>u</u> bo transparente.

Considerando os fluxos de calor incidente por radiação no concentrador, conforme mostra a Figura (III.7).



FIGURA(III.7)- FLUXOS DE CALOR INCIDENTE POR RADIAÇÃO NO CONCENTRADOR

sendo:

Q_{1,1} - O fluxo de calor que é refletido pela superfície reflet<u>o</u> ra e que incide no tubo transparente é definido por:

$$Q_{1,1} = \rho_1 F_c G_b$$
 (111.38)

onde:

 $Q_{2,2}$ - O fluxo de calor incidente no tubo absorvedor

 $Q_{2,2} = \sigma_2 \quad Q_{1,1} + \rho_2 \quad Q_{3,2}$ (III.39)

onde:

.

$$Q_{3,2} = \rho_3 (\sigma_2 Q_{1,1} + \rho_2 Q_{3,2})$$

$$Q_{3,2} = \frac{\rho_2 \rho_3 Q_{3,2}}{\rho_2 \rho_3 Q_{3,2}} = \frac{\rho_3 \sigma_2 Q_{1,1}}{\rho_3 \sigma_2 Q_{1,1}}$$

$$Q_{3,2} = \frac{\rho_3 \sigma_2 Q_{1,1}}{1 - \rho_2 \rho_3}$$
(III.41)

Portanto, a taxa de calor incidente por radiação no tubo transparente, será:

$$q_3 = A_2 \alpha_2 Q_{3,2}$$

logo:

$$q_{3} = \frac{A_{2}^{\alpha} 2^{\sigma} 2^{\rho} 3^{\rho} 1^{Fc} G_{b}}{1 - \rho_{2}^{\rho} 3}$$
(III.42)

5. A taxa de calor que é absorvida pela supe<u>r</u> fície transparente.

$$q'_{3} = A_{2}\alpha_{2}Q_{1,1}$$

$$q'_{3} = A_{2}\alpha_{2}\rho_{1}F_{c}G_{b}$$
(III.43)

6. A taxa de calor trocado por radiação entre a superfície do tubo absorvedor e o tubo transparente.

$$q_3'' = A_3 \sigma F_{3-2} (T_W^4 - T_V^4)$$
 (III.44)

sendo:

 $F_{3-2} - 0$ fator de emissividade definido⁽¹²⁾ como:

.

$$F_{3-2} = \frac{1}{1/\epsilon_3 + \frac{A_3}{A_2}(1/\epsilon_2 - 1)}$$
(III.44.a)

7. A taxa de calor perdido por radiação entre a superfície do tubo transparente e o ambiente.

$$q_5 = A_2 \epsilon_2 \sigma (T_V^4 - T_A^4)$$
 (III.45)

sendo:

 T_A - Temperatura ambiente, ^OK.

O balanço de energia na superfície transparen

te será então:

$$q_3 + q_3 + q_3 + q_2 = q_5 + q_4$$
 (III:46)

ou seja:

,

$$\frac{A_{2}^{\alpha} 2^{\overline{\sigma}} 2^{\rho} 3^{\rho} 1^{\overline{F}} c^{\overline{G}} b}{1 - \rho_{2} \rho_{3}} + \frac{A_{2}^{\alpha} 2^{\rho} 1^{\overline{F}} c^{\overline{G}} b}{1 - \rho_{2} \rho_{3}} + \frac{A_{2}^{\alpha} 2^{\rho} 1^{\overline{F}} c^{\overline{G}} b}{1 - \rho_{2} \rho_{3}} + \frac{A_{2}^{\alpha} 2^{\rho} 1^{\overline{F}} c^{\overline{G}} b}{1 - \rho_{2} \rho_{3}} + \frac{A_{2}^{\alpha} 2^{\rho} 1^{\overline{F}} c^{\overline{G}} b}{1 - \rho_{2} \rho_{3}} + \frac{A_{2}^{\alpha} 2^{\rho} 1^{\overline{F}} c^{\overline{G}} b}{1 - \rho_{2} \rho_{3}} + \frac{A_{2}^{\alpha} 2^{\rho} 1^{\overline{F}} c^{\overline{G}} b}{1 - \rho_{2} \rho_{3}} + \frac{A_{2}^{\alpha} 2^{\rho} 1^{\overline{F}} c^{\overline{G}} b}{1 - \rho_{2} \rho_{3}} + \frac{A_{2}^{\alpha} 2^{\rho} 1^{\overline{F}} c^{\overline{G}} b}{1 - \rho_{2} \rho_{3}} + \frac{A_{2}^{\alpha} 2^{\rho} 1^{\overline{F}} c^{\overline{G}} b}{1 - \rho_{2} \rho_{3}} + \frac{A_{2}^{\alpha} 2^{\rho} 1^{\overline{F}} c^{\overline{G}} b}{1 - \rho_{2} \rho_{3}} + \frac{A_{2}^{\alpha} 2^{\rho} 1^{\overline{F}} c^{\overline{G}} b}{1 - \rho_{2} \rho_{3}} + \frac{A_{2}^{\alpha} 2^{\rho} 1^{\overline{F}} c^{\overline{G}} b}{1 - \rho_{2} \rho_{3}} + \frac{A_{2}^{\alpha} 2^{\rho} 1^{\overline{F}} c^{\overline{G}} b}{1 - \rho_{2} \rho_{3}} + \frac{A_{2}^{\alpha} 2^{\rho} 1^{\overline{F}} c^{\overline{G}} b}{1 - \rho_{2} \rho_{3}} + \frac{A_{2}^{\alpha} 2^{\rho} 1^{\overline{F}} c^{\overline{G}} b}{1 - \rho_{2} \rho_{3}} + \frac{A_{2}^{\alpha} 2^{\rho} 1^{\overline{F}} c^{\overline{G}} b}{1 - \rho_{2} \rho_{3}} + \frac{A_{2}^{\alpha} 2^{\rho} 1^{\overline{F}} c^{\overline{G}} b}{1 - \rho_{2} \rho_{3}} + \frac{A_{2}^{\alpha} 2^{\rho} 1^{\overline{F}} c^{\overline{G}} b}{1 - \rho_{2} \rho_{3}} + \frac{A_{2}^{\alpha} 2^{\rho} 1^{\overline{F}} c^{\overline{G}} b}{1 - \rho_{2} \rho_{3}} + \frac{A_{2}^{\alpha} 2^{\rho} 1^{\overline{F}} c^{\overline{G}} b}{1 - \rho_{2} \rho_{3}} + \frac{A_{2}^{\alpha} 2^{\rho} 1^{\overline{F}} c^{\overline{G}} b}{1 - \rho_{2} \rho_{3}} + \frac{A_{2}^{\alpha} 2^{\rho} 1^{\overline{F}} c^{\overline{G}} b}{1 - \rho_{2} \rho_{3}} + \frac{A_{2}^{\alpha} 2^{\rho} 1^{\overline{F}} c^{\overline{G}} b}{1 - \rho_{2} \rho_{3}} + \frac{A_{2}^{\alpha} 2^{\rho} 1^{\overline{F}} c^{\overline{G}} b}{1 - \rho_{2} \rho_{3}} + \frac{A_{2}^{\alpha} 2^{\rho} 1^{\overline{F}} c^{\overline{G}} b}{1 - \rho_{2} \rho_{3}} + \frac{A_{2}^{\alpha} 2^{\rho} 1^{\overline{F}} c^{\overline{G}} b}{1 - \rho_{2} \rho_{3}} + \frac{A_{2}^{\alpha} 2^{\rho} 1^{\overline{F}} c^{\overline{G}} b}{1 - \rho_{2} \rho_{3}} + \frac{A_{2}^{\alpha} 2^{\rho} 1^{\overline{F}} c^{\overline{G}} b}{1 - \rho_{2} \rho_{3}} + \frac{A_{2}^{\alpha} 2^{\rho} 1^{\overline{F}} c^{\overline{G}} b}{1 - \rho_{2} \rho_{3}} + \frac{A_{2}^{\alpha} 2^{\rho} 1^{\overline{F}} c^{\overline{G}} b}{1 - \rho_{2} \rho_{3}} + \frac{A_{2}^{\alpha} 1^{\overline{F}} c^{\overline{G}} b}{1 - \rho_{3}} + \frac$$

8. A taxa de calor por radiação incidente no tubo absorvedor .

Pela Figura (III.7) é fácil verificar que, o fl<u>u</u> xo de calor incidente no tubo absorvedor será:

$$Q_{2,2} = \mathcal{F}_2 Q_{1,1} + \rho_2 Q_{3,2}$$
 (III.48)

substituindo $Q_{3,2} = \rho_3 Q_{2,2}$, tem-se:

$$Q_{2,2} = \overline{G}_2 Q_{1,1} + \rho_2 \rho_3 Q_{2,2}$$

$$\therefore Q_{2,2} = \frac{\overline{G}_2 Q_{1,1}}{1 - \rho_2 \rho_3}$$

$$Q_{2,2} = \frac{\overline{G}_2 \rho_1 F_c G_b}{1 - \rho_2 \rho_3}$$

Portanto, a taxa de calor incidente por radiação no t<u>u</u> bo absorvedor será:

$$q_{1}' = \frac{A_{3}\alpha_{3}\overline{c_{2}\rho_{1}}F_{c}G_{b}}{1 - \rho_{2}\rho_{3}}$$
(III.49)

A condição de balanço de energia no tubo absorvedor é verificada quando:

$$q'_1 = q_f + q_2 + q''_3$$
 (III.50)

logo:

$$\frac{A_{3}\alpha_{3}\overline{c_{2}}^{\rho}1^{F}c^{G}b}{1 - \rho_{2}\rho_{3}} = \stackrel{\text{in}}{} Cp (T_{S}^{-T}E) + A_{3}\overline{h}_{2}(T_{W}^{-T}) +$$

III.5.1 - A Eficiência Instantânea do Concentrador

A eficiência térmica instantânea do concentra dor é definida como a percentagem de radiação solar direta i<u>n</u> cidente no concentrador e a taxa de calor transferido ao flu<u>i</u> do de trabalho num determinado instante, logo:

$$n_{c} = \frac{q_{f}}{L.C.G_{b}}$$
(III.52)

sendo: L o comprimento do tubo absorvedor e C a abertura do co<u>n</u> centrador.

III.6 - <u>Análise da Transferência de Calor no Sistema Fechado In</u> cluindo um Tanque de Estocagem

No § III.5 foi estudado o balanço de energia no concentrador.

Como a energia solar tem uma natureza intermitente, o projeto de um sistema de captação da energia solar d<u>e</u> ve conter um dispositivo de armazenamento da energia térmica. Assim, para uma análise mais completa será considerado o sist<u>e</u> ma indicado na Figura (III.8).



FIGURA (III. 8) - SISTEMA DE AQUÉCIMENTO COM TANQUE DE ESTOCAGEM

Para se fazer uma análise da transferência de calor em um sistema fechado, ter-se-á em princípio que estab<u>e</u> lecer qual o tipo de estocagem térmica conveniente. Alguns a<u>u</u> tores⁽²⁶⁻²⁷⁾desenvolveram este estudo com uma estocagem à calor sensível por meio de tanques com estratificação de temperat<u>u</u> ras do líquido de estocagem. Neste tipo de estocagem o fluido aquecido pelo concentrador penetra na parte superior do tanque de estocagem a uma temperatura T determinada à partir do bala<u>n</u> ço térmico no coletor e esta temperatura sofre variações à ca

47

da seção transversal do tanque de estocagem até atingir ao <u>e</u> quilibrio térmico com o tempo. Esta análise se torna bastante complexa se for considerada esta variação de temperatura a cada altura do tanque.

Um outro método bastante utilizado (7) é co<u>n</u> siderar a temperatura no tanque de estocagem à calor sensível uniforme, sendo que o fluido aquecido pelo coletor penetra no tanque de estocagem por baixo e devido sua densidade ser menor que a do fluido contido no tanque de estocagem, este tende a subir se misturando mais rapidamente, mantendo com isso uma te<u>m</u> peratura uniforme em todo o tanque de estocagem. térmica. Este sistema é o representado pela Figura (III.8).

Com isto é possível se fazer um balanço de <u>e</u> nergia no tanque de estocagem conforme mostra a Figura (III.9).



FIGURA (III. 9) - TANQUE DE ESTOCAGEM A TEMPERATURA AMBIENTE.

sendo:

 T_{ET} - Temperatura de entrada no concentrador ou de saída do tanque de estocagem, ${}^{O}K$

48

- T_{C} Temperatura de saída do concentrador ou de entrada no tanque de estocagem, ${}^{O}K$
- T_R Temperatura de entrada na Carga, ${}^{O}K$
- T_{G} Temperatura de saída da Carga, ^OK

Como as perdas de calor nos tubos que ligam o concentrador com o tanque de estocagem e este com a carga são desprezíveis quando comparadas com a perda de calor no tanque de estocagem, pode-se admitir que:

$$T_{ET} = T_{E}$$

$$T_{C} = T_{S}$$
(III.53)

Escrevendo a equação do balanço de energia p<u>a</u> ra o tanque de estocagem, resulta:

$$m_{ST} Cp_{ST} \frac{dT_{ST}}{dt} = \dot{m}_C Cp_C B1(T_S - T_{ST}) - \dot{m}_G Cp_G B2$$
(III.54)
$$(T_{ST} - T_G) - UA (T_{ST} - T_A)$$

sendo:

$$Q_{G} = \dot{m}_{G} C \dot{p}_{G} B2(T_{ST} - T_{G})$$
 (III.55)

logo a equação (III.54) pode ser escrita na forma:

$$m_{ST} C_{PST} \frac{dT_{ST}}{dt} = \dot{m}_{C} C_{PC} B1 (T_{S} - T_{ST}) - Q_{G} - UA (T_{ST} - T_{A})$$
(III.56)

sendo:

- m_{ST} Massa de fluido no tanque de estocagem à temperatura <u>u</u> niforme (Kg)
- Cp_{ST}- Calor específico do fluido de trabalho à temperatura un<u>i</u> forme
- dT_{ST} Variação da temperatura uniforme do tanque de estocagem dt com o tempo
- m_c Vazão Mássica do fluido no concetrador
- Cp_{C} Calor específico do fluido à temperatura do concentrador
- T_{S} Temperatura do fluido de trabalho na saída do concentr<u>a</u> dor, ^OK
- T_{ST} Temperatura do fluido de trabalho no tanque de estocagem, o_{K}
- U Coeficiente global de transferência de calor no tanque de estocagem
- A Area de transferência de calor no tanque de estocagem

 T_A - Temperatura ambiente, ^OK

B1 - Controle de bomba no concentrador

B1 = 1 \implies bomba 1 operando

B1 = 0 \implies bomba 1 parada

B2 - Controle de bomba no tanque de estocagem

B2 = 1 \implies bomba 2 operando B2 = 0 \implies bomba 2 parada

Considerando:

 $K_{1} = m_{ST} \cdot Cp_{ST}$ $K_{2} = m_{C} \cdot Cp_{C} B1$ $K_{3} = Q_{G}$ $K_{4} = UA$

A equação (III.56) resulta:

$$K_{1} \frac{dT_{ST}}{dt} = K_{2}(T_{S} - T_{ST}) - K_{3} - K_{4} (T_{ST} - T_{A})$$

$$K_{1} \frac{dT_{ST}}{dt} = K_{2} T_{S} - K_{2} T_{ST} - K_{3} - K_{4} T_{ST} + K_{4} T_{A}$$

Se

 $K_5 = K_2 T_S$ $K_6 = K_4 T_A$

Tem-se:

$$K_1 - \frac{dT_{ST}}{dt} = K_5 - K_3 + K_6 - (K_2 - K_4) T_{ST}$$

Considerando:

$$K_7 = (K_5 - K_3 + K_6) / K_1$$

 $K_8 = (K_2 + K_4) / K_1$

Obtem-se finalmente:

$$\frac{dT_{ST}}{dt} = K_7 - K_8 T_{ST}$$
(III.57)

A equação (III.57) é uma equação diferencial de primeira ordem a coeficientes constantes, portanto poderá ser diretamente integrada se forem constantes num determinado in<u>s</u> tante a temperatura ambiente e a radiação solar direta.

Separando as variáveis na equação (III.57):

$$\frac{dT_{ST}}{K_7 - K_8 T_{ST}} = dt$$
(111.58)

Multiplicando a equação (III.58) por (-K₈), tem-se:

$$-\frac{K_8}{K_7 - K_8 T_{ST}} dT_{ST} = -K_8 dt$$

Integrando

$$\int -\frac{K_8}{K_7 - K_8 T_{ST}} d^T ST = \int -K_8 dt$$

An $(K_7 - K_8 T_{ST}(t)) = -K_8 t + C$ (III.59)

A condição inicial em t = 0

$$C = ln (K_7 - K_8 T_{ST}(0))$$
 (III.60)

Substituindo a equação (III.60) na equação (III.59), obter-se-á a solução geral em função do tempo para a equação (III.58).

$$\ln (K_7 - K_8 T_{ST}(t)) = -K_8 t + \ln (K_7 - K_8 T_{ST}(0))$$

$$\cdot K_7 - K_8 T_{ST}(t) = e^{-K_8 t + \ln (K_7 - K_8 T_{ST}(0))}$$

$$K_7 - K_8 T_{ST}(t) = (K_7 - K_8 T_{ST}(0)) e^{-K_8 t}$$

$$\cdot K_7 - K_8 T_{ST}(t) = (K_7 - K_8 T_{ST}(0)) e^{-K_8 t}$$

$$\cdot K_7 - K_8 T_{ST}(t) = (K_7 - K_8 T_{ST}(0)) e^{-K_8 t}$$

$$\cdot K_7 - K_8 T_{ST}(t) = (K_7 - K_8 T_{ST}(0)) e^{-K_8 t}$$

$$\cdot K_7 - K_8 T_{ST}(t) = (K_7 - K_8 T_{ST}(0)) e^{-K_8 t}$$

$$\cdot K_7 - K_8 T_{ST}(t) = (K_7 - K_8 T_{ST}(0)) e^{-K_8 t}$$

$$\cdot K_7 - K_8 T_{ST}(t) = (K_7 - K_8 T_{ST}(0)) e^{-K_8 t}$$

$$\cdot K_7 - K_8 T_{ST}(t) = (K_7 - K_8 T_{ST}(0)) e^{-K_8 t}$$

$$\cdot K_7 - K_8 T_{ST}(t) = (K_7 - K_8 T_{ST}(0)) e^{-K_8 t}$$

$$\cdot K_7 - K_8 T_{ST}(t) = (K_7 - K_8 T_{ST}(0)) e^{-K_8 t}$$

$$\cdot K_7 - K_8 T_{ST}(t) = (K_7 - K_8 T_{ST}(0)) e^{-K_8 t}$$

$$\cdot K_7 - K_8 T_{ST}(t) = (K_7 - K_8 T_{ST}(0)) e^{-K_8 t}$$

$$\cdot K_7 - K_8 T_{ST}(t) = (K_7 - K_8 T_{ST}(0)) e^{-K_8 t}$$

$$\cdot K_7 - K_8 T_{ST}(t) = (K_7 - K_8 T_{ST}(0)) e^{-K_8 t}$$

$$\cdot K_7 - K_8 T_{ST}(t) = (K_7 - K_8 T_{ST}(0)) e^{-K_8 t}$$

$$\cdot K_7 - K_8 T_{ST}(t) = (K_7 - K_8 T_{ST}(0)) e^{-K_8 t}$$

Sendo, $T_{ST}(t)$ a temperatura do fluido de traba lho no tanque de estocagem num determinado instante $t;T_{ST}(0)$ a temperatura do tanque de estocagem em t=0; $K_7 \in K_8$ constantes dadas em função da temperatura de saída do fluido no concentra dor (T_S); temperatura ambiente (T_A), vazão mássica do fluido de trabalho no concentrador (\dot{m}_c); calor específico do fluido de trabalho no concentrador (Cp_c); coeficiente global de trans ferência de calor no tanque de estocagem (U); capacidade do tanque de estocagem (m_{ST}) e calor específico do fluido de tra balho no interior do tanque de estocagem (CP_{ST}).

III.6.1 - Cálculo do Coeficiente Global de Transferência de Calor no Tanque de Estocagem.



Pode-se escrever o seguinte balanço de energia por unidade de comprimento L do tanque, considerando a Figura (III.10.

$$q' = \bar{h}_{12} \cdot 2\pi r_1 (T_{ST} \Big|_{1}^{-T_{ST}} \Big|_{2}^{-T_{ST}} \Big|_{2}^{-T_{ST}} \Big|_{2}^{-T_{ST}} \Big|_{2}^{-T_{ST}} \Big|_{3}^{-T_{ST}} \Big|_{3}$$

Sendo:

$$\left| \begin{array}{c} T_{ST} \right|_{1} - T_{ST} \right|_{2} = \frac{q'}{\overline{h}_{12} \cdot 2\pi r_{1}} \\ T_{ST} \left|_{2} - T_{S} \right|_{3} = \frac{-q'}{\frac{2\pi \cdot K_{23}}{\frac{2\pi \cdot K_{23}}{\frac{2\pi \cdot (r_{2}/r_{1})}{\frac{2\pi \cdot (r_{2}/r_{1})}{\frac{2\pi \cdot (r_{2}/r_{1})}{\frac{2\pi \cdot (r_{2}/r_{1})}}} \right|$$

$$|_{3} - T_{A} = \frac{q'}{\bar{h}_{34} \cdot 2\pi \cdot r_{2}}$$

Porém, como admitido anteriormente T_{ST} unifo<u>r</u> me no interior do tanque de estocagem,

$$\begin{bmatrix} T_{ST} \\ 1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} T_{ST} \\ 2 \end{bmatrix}$$

Portanto:

$$\left. \begin{array}{c} \mathbf{T}_{\mathrm{ST}} \right|_{1} & - \left. \mathbf{T}_{\mathrm{ST}} \right|_{2} &= 0 \\ 1 & 2 \end{array}$$
 (III.63.a)

$$|^{T}ST|_{2} - |^{T}S|_{3} = \frac{q'}{\frac{2\pi \cdot K_{23}}{\ln (r_{2}/r_{1})}}$$
 (III.63.b)

$$T_{S}|_{3} - T_{A} = \frac{q'}{\bar{n}_{34} \cdot 2\pi r_{2}}$$
 (III.63.c)

Somando as equações (III.63.a), (III.63.b) e (III.63.C),obtem--se:

$$| T_{ST} | - T_{A} = q' \left(\frac{\ln(r_{2}/r_{1})}{2\pi \cdot K_{23}} + \frac{1}{\overline{h}_{34} \cdot 2\pi r_{2}} \right)$$
 (III.64)

Referindo-se ao comprimento L do tanque de $e\underline{s}$ tocagem, tem-se:

$$q = q' \cdot L \tag{III.65}$$

Sendo as áreas
$$a_2 = 2 \cdot \pi \cdot r_1 \cdot L$$
 $e a_3 = 2 \cdot \pi \cdot r_2 \cdot L$

logo:

$$q = U_{2} a_{2} (T_{ST}|_{1} - T_{A}) = U_{3} a_{3} (T_{ST}|_{1} - T_{A})$$
 (III.66)

sendo:

$$U_{2} = \frac{1}{\frac{a_{2} \cdot \ln(r_{2}/r_{1})}{2\pi L \cdot K_{23}} + \frac{2}{a_{3} \cdot \overline{h}_{34}}}$$
(III.67)

$$U_{3} = \frac{1}{\frac{a_{3} \cdot \ln(r_{2}/r_{1})}{2\pi L} + \frac{1}{\bar{h}_{34}}}$$
(III.68)

Sendo \overline{h}_{34} o coeficiente médio de transferência de calor para a superfície externa do tanque de estocagem. E<u>s</u> te coeficiente poderá ser determinado de acordo com o regime de transferência de calor.

Se a velocidade do ar V_a \neq 0, ter-se-á conve<u>c</u> ção forçada e \overline{h}_{34} poderá ser avaliado por ⁽²⁴⁾:

$$\overline{h}_{34} = K C Re^{P}/D$$
 (III.69)

Sendo:

$$Re = \rho V D/\mu_{f}$$
(III.70)

е,

C e D são mostrados com função do número de Reynolds na T<u>a</u> bela (III.1).

Se a velocidade do ar for nula, ter-se-á co<u>n</u> vecção natural e \bar{h}_{34} poderá ser avaliado por⁽²⁴⁾:

$$\bar{h}_{34} = 0,555 \text{ K} (Gr_L .Pr)^{1/4} . \cdot 10 < Gr_L .Pr < 10^9$$
(III.71)

III.7 - <u>Procedimento Para Avaliação da Temperatura de Saída do</u> <u>Fluido no Concentrador e da Temperatura do Fluido no</u> <u>Interior do Tanque de Estocagem</u>

Considerando as equações resultantes do bala<u>n</u> ço de energia no concentrador:

$$T_{S} \Big|_{x_{1}}^{= T_{E}} \Big|_{x_{0}}^{e^{-A(x_{1}-x_{0})} + T_{W}} \Big|_{x_{1}-x_{0}}^{-A(x_{1}-x_{0})}$$
(III.19)

$$\frac{\overline{T} - \overline{T}_{V}}{\overline{T}_{W} - \overline{T}} = \frac{\overline{N}u'_{DTCV}}{\overline{N}u'_{DITV}}$$
(III.32)

$$\frac{A_{2}^{\alpha} 2 \overline{c}_{2}^{\rho} 3^{\rho} 1^{F} c^{G} b}{1 - \rho_{2}^{\rho} 3} + A_{2}^{\alpha} 2^{\rho} 1^{F} c^{G} b + A_{3}^{\sigma} \overline{r}_{3-2} (T_{W}^{4} - T_{V}^{4}) + (III.47)$$

$$A_{3} \overline{h}_{2} (T_{W} - \overline{T}) = A_{2} \varepsilon_{2}^{\sigma} (T_{V}^{4} - T_{A}^{4}) + A_{2} \overline{h}_{4} (T_{V} - T_{A})$$

$$\frac{A_{3}^{\alpha} 3 \overline{c}_{2}^{\rho} 1^{F} c^{G} b}{1 - \rho_{2}^{\rho} 3} = \overline{m} C p (T_{S} - T_{E}) + A_{3} \overline{h}_{2} (T_{W} - \overline{T}) + (III.51)$$

 $A_{3}\sigma F_{3-2} (T_{W}^{4} - T_{v}^{4})$

Observa-se que estas equações são funções da temperatura de saída do fluido no concentrador (T_S) , temperatu ra de entrada do fluido de trabalho no concentrador (T_E) , tem peratura da superfície do tubo absorvedor (T_W) , temperatura de mistura no envelope (\overline{T}) , temperatura da superfície transparen te (T_V) e temperatura ambiente (T_A), portanto o sistema forma do por estas equações está indeterminado. Partindo da hipótese de que todo sistema inicialmente se encontra à temperatura am biente, quando então o primeiro nível de radiação solar direta é perceptivel, pode-se neste instante considerar que a tempera tura de entrada do fluido de trabalho no concentrador seja i gual à temperatura ambiente, ou seja:

 $T_{E} = T_{A}$ (III.72)

Com esta consideração o problema ficará então determinado pois ter-se-á 4 equações à 4 incógnitas. Como as equações resultantes do balanço de en**e**rgia são equações não lineares, o uso de um método matemát<u>i</u> co iterativo se faz necessário.

Um método iterativo bastante utilizado com boa precisão é o método de Newton-Raphson ⁽²⁸⁾ (Ver Apêndice F), sendo que os valores da temperatura considerados como solução devem satisfazer a condição.

$$\sum_{i} |T^{n+1} - T^{n}| < \varepsilon (10^{-3})$$
 (III.73)

sendo T as temperaturas, n o número de iterações e ε o valor do resíduo.

Com as temperaturas $T_S, T_E, T_W, \overline{T}, T_v \in T_A$ determinadas, a temperatura do tanque de estocagem é calculada admitindo que a temperatura de saída do fluido no concentrador é <u>i</u> dêntica à temperatura de entrada no tanque de estocagem, ou se ja, fazendo na equação (III.61) $T_{ST}(0) = T_S$

Com isto a temperatura de estocagem é determ<u>i</u> nada, considerando que no intervalo de 15 minutos o nível de r<u>a</u> diação solar direta e as temperaturas do concentrador perman<u>e</u> cem constantes.

Com a temperatura de estocagem calculada, e<u>s</u> ta é admitida como sendo a temperatura de entrada do fluido, no concentrador para a seguinte iteração satisfazendo a condição (III.73). O processo é repetido até o último nível de radiação solar direta na curva de G_b(t).

A temperatura de parede do tanque de estoca gem T|₃ (equação (III.62)) é avaliada iterativamente calculando q' da equação (III.62) e substituindo na equação (III.63.c) cal culando então um novo T|₃ até que a diferença entre T|₃ⁿ⁺¹ e T|₃ⁿ n iterações seja:

$$\left| \begin{array}{c} T \\ 3 \end{array} \right|^{n+1}_{3} - T \\ 3 \end{array} \right|^{n}_{3} \left| \leq 0, 1 \right|$$
 (III.74)

Um programa automatizado de cálculo é mostrado no Apêndice G considerando todas as condições mencionadas acima.

CAPÍTULO IV - DESCRIÇÃO DO PROTOTIPO E DA TECNICA EXPERIMEN TAL UTILIZADA

IV.1 - O Sistema de Concentração - Estocagem

Com a finalidade de se proceder a um estudo ex perimental do sistema de concentração-estocagem da energia so lar, foi construído um protótipo. Através deste sistema protó tipo são obtidos dados experimentais e determinados parâmetros que são comparados com os correspondentes obtidos pela simula ção em computador digital. Obtém-se assim confiabilidade no programa de simulação executado, podendo este servir de base para o estudo e dimensionamento de futuras unidades de concen tração solar similares.

Para a construção do protótipo do sistema de concentração foi utilizado o desenvolvimento apresentado em (29), que fornece a área útil de concentração em função do nível mé dio de radiação solar direta e da quantidade de calor esperada do sistema.

A área do concentrador (A) é definida como:

$$A = \frac{P}{n_1 n_2 \bar{G}_b}$$
(IV.1)

Sendo, P a quantidade de calor que se deseja obter com o sist<u>e</u> ma de concentração, n_1 a eficiência do sistema de concentração incluindo as perdas térmicas e óticas, n_2 a eficiência do tr<u>o</u> cador de calor quando o sistema de concentração está acoplado a uma carga, Figura (III.9) e \bar{G}_b a intensidade da radiação s<u>o</u> lar direta média, (W/M²). dia.

A intensidade da radiação solar direta média (\bar{G}_b) é calculada à partir da média de cinco dias com céu claro para diferentes meses na primeira metade do ano (Ver Tabela(IV.1))

Dia	\overline{G}_{b} (W/M ²).Dia
06/01/74	267,23
21/02/74	246,54
16/03/74	223,54
03/05/74	156,08
09/06/74	124,12
Ē	214,19

Tabela(IV.1) - Determinação de $\overline{\bar{G}}_{b}$

Para o sistema em consideração, considerou-se P = 1 KWh, η_1 = 0,50 (30) e η_2 = 0,20. Assim substituindo-se estes valores na equação (IV.1) resulta a Área A = 2M².

O sistema de concentração - estocagem é const<u>i</u> tuído basicamente de:

- (i) Concentrador da energia solar
- (ii) Tanque de estocagem térmica
- (iii) Equipamentos auxiliares

- 1 Bomba de circulação
- Mecanismo de controle do equipamento para seguir a eclítica do sol
- (iv) Tubulações

(i) Concentrador da energia solar

Foi construído um concentrador cilíndrico par<u>a</u> bólico de foco linear, com sua estrutura em madeira compensada de 20mm de espessura. Como superfície refletora foi utilizado folhas de alumínio de 1mm de espessura presas através de par<u>a</u> fusos de metal reguláveis compensando o efeito da dilatação térmica entre o alumínio e a madeira.

O concentrador tem como dimensões básicas lm de abertura, 2m de comprimento e 0,25m de distância focal.

Para a construção da parábola, foram obtidos via computador digital vários pontos desta e então marcadas em escala real num papel com o auxílio do "PLOTER".Posteriormente o papel foi colocado na madeira e esta foi cortada seguindo a curva desenhada.

A superfície refletora após ser montada, foi devidamente polida para manter a melhor reflectividade possível. Para tanto foram utilizados discos de pano tipo brim e duas pastas de polir e brilho de carnaúba. Fotografia (IV.1).



•Fotografia (IV.1) - Discos de pano tipo brim e duas pastas de polir e brilho utiliz<u>a</u> dos para polir a superfície refletora.

O refletor foi então articulado através de dois suportes reguláveis para manter a superfície refletora sempre em foco com o tubo absorvedor. Fotografia (IV.2).



Fotografia (IV.2) - Detalhe do suporte regulável para manter a superfície refletora sem pre em foco com o tubo absorvedor.

O tubo absorvedor é constituído de um tubo de ferro galvanizado de 1" de diâmetro nominal e 2m de comprime<u>n</u> to pintado de preto fosco para manter a maior absortividade possível. Fotografia (IV.3).



Fotografia (IV.3) - Tubo absorvedor e tubo transpa . rente.

As características radiativas do tubo absorv<u>e</u> dor consideradas, foram baseadas em alguns trabalhos exper<u>i</u> mentais semelhantes (4-6).

> Absorvidade $\alpha \neq 90\%$ Emissividade : $\varepsilon = 10\%$ Reflectividade $\rho = 10\%$

Como superfície transparente, foi utilizado um tubo de vidro com baixo teor de óxido de ferro, garantindo com isto uma boa transmissividade. Fotografia (IV.3).

As características radiativas do tubo de vi dro consideradas de acordo com outros trabalhos semelhantes $^{(4-6)}$ foram:

Absortividade α = 10%Emissividade ε = 10%Reflectividade ρ = 10%Transmissividade \mathfrak{S} = 90%

O tubo de vidro tem as seguintes simensões:

Comprime	nto	L	=	2 m
Diâmetro	Externo	φE	=	0,052m
Diâmetro	Interno	1 [¢]	=	0,047m

(ii) Tanque de estocagem térmica

Um recipiente com capacidade de 90 litros foi utilizado como tanque de estocagem térmica. Fotografia (IV.4)

O isolamento térmico foi conseguido com lâm<u>i</u> nas de lã de vidro com 5 cm de espessura protegidas por uma malha de arame e uma fina camada de cimento (a fim de protegê-lo da umidade).

Um by-pass foi instalado na entrada do tanque de estocagem para permitir operar o sistema também sem o ta<u>n</u> que de estocagem.Fotografia (IV.4).



Fotografia (IV.4) - Tanque de estocagem térmica.

(iii) Equipamentos auxiliares

1 - Bomba de circulação

Foi utilizado uma bomba de palhetas acionada por um motor elétrico de baixa potência, para a circulação do fluido de trabalho no sistema.

Esta bomba possui as seguintes especificações:

Marca	-	Thompson Products Inc.
Série Nº	-	TF443876W
Vazão M	=	700 GPH
Rotação	-	1500 RPM

O motor elétrico possui as seguintes especif<u>i</u>

cações:

Marca	-	Brasi1
Rotação	-	1500 RPM
Potência	-	1/20 CV
Voltagem	-	110V. (A.C)
Amperagem	-	1,7A

Nota-se no entanto que a potência da bomba r<u>e</u> querida pelo sistema pode ser considerada desprezível (5% da potência fornecida pelo sistema), levando em consideração que o tanque de estocagem térmica e o tubo absorvedor estão à uma mesma altura monométrica, e que a perda de carga ao longo da tubulação e as perdas de cargas acidentais (curvas, joelhos, Te e válvulas) são muito pequenas com isto garantindo o uso de bombas de baixa potência.

A vazão do fluido de trabalho no sistena é controlado por uma válvula globo na saída da bomba.

O conjunto motor-bomba é visto na Fotografia (IV.5).



Fotografia (IV.5) - Conjunto motor-bomba.

2 - Mecanismo de Controle do equipamento para seguir a eclítica do sol.

Para posicionar a superfície refletora foi <u>u</u> tilizado um sistema de orientação: motor, catraca e corrente conectadas com a estrutura de madeira. Ver Fotografia (IV.6).



Fotografia (IV.6) - Sistema motor, catraca e corrente.

O posicionamento da superfície refletora é feito acionando-se o sistema motor-redutor-catraca e verif<u>i</u> cando a posição da superfície refletora com relação ao plano da eclítica solar por meio de um transferidor localizado no t<u>u</u> bo absorvedor. Fotografia (IV.7).



Fotografia (IV.7) - Sistema de orientação.

Um ajuste diário será suficiente, visto que a eclítica do sol varia de aproximadamente 0,6⁰ a cada 24 h<u>o</u> ras.

(iv) Tubulações

A tubulação que liga o concentrador ao tanque de estocagem é constituído de tubo de ferro galvanizado com 1" de diâmetro nominal, devidamente isolados com calhas de lã de vidro de 5cm de espessura protegidos por uma malha de ar<u>a</u> me coberta por uma fina camada de cimento.

Uma vista geral do sistema é mostrado pelas Fotografias (IV.8) e (IV.9).



· Fotografia (IV.8) - Sistema de concentração-estocagem.



Fotografia (V.9) - Sistema de concentração-estocagem.

IV.2 - Aparelhos de Medidas

IV.2.1 - Medidas de Temperaturas

As medidas de temperaturas são efetuadas ut<u>i</u> lizando termopares de ferro-constantan conectados a um pote<u>n</u> ciômetro marca LEEDS-NORTHRUP modelo 8690-2. O esquema de l<u>i</u> gação assim como os pontos a serem medidos, estão mostrados no Apêndice H.
As temperaturas medidas são as seguintes: Tem peratura de entrada do fluido de trabalho no tubo absorvedor, temperatura da superfície do tubo absorvente, temperatura de saída do fluido de trabalho no tubo absorvedor e temperatura do tanque de estocagem. A temperatura ambiente é medida com um termômetro com bulbo de mercúcio.

IV.2.2 - Medida da Radiação Solar Direta

A radiação solar direta é medida através de dois piranômetros, sendo que um para a leitura da radiação s<u>o</u> lar total e o outro para a leitura da radiação solar difusa. Por diferença de leitura, resultará a radiação solar direta.

Os piranômetros utilizados possuem as segui<u>n</u> tes especificações.

- Piranômetro utilizado para leitura da radi<u>a</u> ção solar total.

> Marca - EPPLEY RADIOMETER Modelo - 8-48 Nº Série - 13773

- Piranômetro utilizado para leitura da radi<u>a</u> ção solar difusa.

> Marca - THEODOR FRIEDRICHS Tipo - OC10

Neste último foi adaptado uma banda de alum<u>í</u> nio regulável de 7cm de espessura posicionando de acordo com o plano da eclítica, a fim de que durante o dia o piranômetro receba somente radiação solar difusa. Fotografia (IV.10).



'Fotografia (IV.10) - Piranômetros.

IV.2.3 - Medida da Vazão do Fluido de Trabalho

Para a medida da vazão do fluido de trabalho que é água, foi utilizado um rotâmetro desenvolvido por (31). Dentro da faixa de vazão utilizada, este apresenta erro de leitura da ordem de 4,5% no máximo (31). A faixa de trabalho deste rotâmetro é de 0-350 l/h aproximadamente.

Por facilidade de instalação, este foi inst<u>a</u> lado na entrada do tanque de estocagem. Fotografia (IV.11).

A curva de calibração do rotâmetro é mostrada no Apêndice H.



· Fotografia (IV.11) - Detalhe da instalação do rotâme-

tro.

IV.2.4 - Medida da Velocidade do Vento

Um anemômetro tipo concha com leituras por c<u>é</u> lula foto-elétrica com registro em um frequencímetro será ut<u>i</u> lizado para medir a velocidade do vento. Fotografia (IV.12).

O anemômetro projetado e construído por ⁽³¹⁾, fornece leituras instantâneas com uma precisão da ordem de 4%. O frequencímetro possui as seguintes especificações:

Marca	-	LEADER	ELECTRONICS
Série Nº	-	6070135	



.Fotografia (IV.12) - Anemômetro.

IV. 3 - Procedimento Experimental

Antes de iniciar cada corrida, a superfície r<u>e</u> fletora é ajustada de acordo com o plano da eclítica. Em segu<u>i</u> da é acionada a bomba de circulação e regulada sua vazão com o auxílio do rotâmetro, até que se estabeleça o regime de escoamento desejado.

O potenciômetro é calibrado para serem tomadas as primeiras medidas iniciais de temperaturas. Uma vista do painel de instrumentação é mostrada na Fotografia (IV.13).



Fotografia (IV.13) - Painel de instrumentação.

A cada 15 minutos são então levantados todas as seguintes medidas. Temperatura de entrada e saída do flui do de trabalho, temperatura da superfície do tubo absorvedor, temperatura do fluido de trabalho no tanque de estocagem, te<u>m</u> peratura ambiente, vazão do fluido de trabalho, velocidade do vento, radiação solar total e radiação solar difusa.

A pressão no sistema é controlada através de um manômetro, para que durante a jornada de trabalho o fluido permaneça sempre em estado líquido.

Com isto obter-se-ão o comportamento do sist<u>e</u> ma de concentração ao longo do dia para posterior comparação com o modelo teórico desenvolvido. CAPÍTULO V - RESULTADOS E DISCUSSÕES

V.1 - Escolha do Modelo Determinístico Adequado para Represen tação dos Níveis de Radiação Solar Direta no Rio de Janeiro.

Nas Figuras (V.1), (V.2) e (V.3) são mostradas para 96 dias selecionados as curvas da intensidade da radiação solar total $G_{T}(t)$ obtidas através dos modelos determinísticos utilizados, em comparação com a curva da radiação solar total medida numa superfície horizontal. A curva de $G_{T}^{}(t)$ teórica que melhor se ajustou foi a de Dogniaux⁽⁸⁾ +Liu/Jordan ⁽¹⁴⁾, Figu ra(V.2), onde o erro encontrado em relação a radiação solar to tal medida a cada dia, não foi superior à 10% conforme crité rio estabelecido no §(II.8).Portanto, o modelo determinístico escolhido para representar os níveis de radiação solar direta o de Dogniaux ⁽⁸⁾ (Ver Apêndice D). O valor instantâneo será da intensidade da radiação solar direta obtida a partir deste modelo, será então usada como dado de entrada para a simulação do comportamento do sistema de concentração.







V.2 - <u>Resultados Teórico-Experimentais do Sistema de Concentra</u> ção-Estocagem.

Com a finalidade de ser analisado o sistema ind<u>i</u> cado na Figura (III.8), foi desenvolvido o estudo teórico-exper<u>i</u> mental conforme indicado nos Capítulos III e IV.

Foram realizadas duas campanhas de medidas utili zando o sistema concentrador protótipo, correspondentes aos dias 23 e 29/04/80, sendo considerado então respectivamente o siste ma sem e com estocagem térmica. As medidas a cada 15 minutos a partir de 10 horas da manhã compreenderam: Intensidade da ra diação solar total e radiação solar difusa numa superfície ho rizontal (Durante um período de 6 horas); temperatura ambiente; temperatura de entrada e saída do fluido de trabalho no concen trador; temperatura da superfície do tubo absorvedor (em dois pontos); temperatura do fluido de trabalho no interior do tan que de estocagem, vazão do fluido de trabalho (controlada em 200 l/h) e velocidade do vento.

Nos dias considerados registraram-se as seguintes medidas: em 23/04/80; temperatura ambiente $T_A = 30^{\circ}C$, velocidade do vento predominante $V_A = 0.97M/S$, em 29/04/80; temperatura am biente $T_A = 33.44^{\circ}C$, velocidade do vento predominante $V_A = 0.765$ M/S.

As curvas de variação com o tempo das grandezas: medidas nos experimentos realizados estão representadas nas F<u>i</u> guras (V.4), (V.5), (V.6) e(V.7) para o dia 23/04/80 e nas Figuras (V.16), (V.17), (V.18), (V.19) e (V.20) para o dia 29/04/80. As curvas apresentadas referem-se a valores med<u>i</u> dos quando incide no equipamento uma radiação solar direta real. O número de Fourier que aparece em algumas figuras indicadas por $\mathfrak{S} = \frac{\alpha t}{L^2}$ refere-se à α difusividade térmica calculada a temperatura ambiente, L comprimento do tubo absorvedor e t o tempo.

O estudo teórico compreendendo a simulação do com portamento do sistema foi desenvolvido no Capítulo III. Esta simulação permite calcular as mesmas grandezas que foram med<u>i</u> das a partir dos experimentos, além de outras como taxas de calor envolvidas no balanço térmico do concentrador e verificar também que variações poderiam ter estas grandezas pela modificação de alguns parâmetros de projeto do sistema.

Mantidas idênticas as características do sistema quando da realização dos experimentos, é realizada uma simula ção do seu comportamento. Havendo ai a possibilidade de se va riar à entrada dos dados de radiação solar direta, permitindo--se verificar o comportamento teórico a partir de dados reais de insolação e de valores partindo do modelo determinístico de Dogniaux ⁽⁸⁾. Assim para os dias já considerados foi realiz<u>a</u> da uma simulação em computador digital cujos resultados são а presentados nas Figuras (V.4)à (V.15)para o dia 23/04/80 e nas Figuras (V.16)à (V.28)para o dia 29/04/80. Nestes gráficos 05 pontos indicados como "Calculados" referem-se a valores obti dos por simulação utilizando dados reais de insolação, e os pontos "Simulados" são aqueles resultantes da utilização do mo delo de radiação solar direta de Dogniaux ⁽⁸⁾.

86

× 7

Na Figura(V.4)é observada a variação com o tempo da intensidade da radiação solar direta obtida a partir da téc nica experimental citada no § IV.2.2. Nota-se que o modelo de terminístico de Dogniaux utilizado que se verificou satisfatório para o ano de 1974, não se comportou tão bem para o ano de 1980. Deve-se levar em consideração que o modelo dã apenas uma previsão dos níveis de radiação solar direta para a região em função dos parâmetros micro-climáticos observados, facili tando assim obter-se através de simulação uma previsão do com portamento do sistema utilizado. Sabe-se hoje que para uma es colha do ano de referência à partir do qual são retirados 05 dados solarimétricos que são usados em estudos de simulação, requer uma série temporal de dados correspondentes a aproxima damente vinte anos (33).

Nas Figuras(V.5),(V.6) e(V.7) pode ser verificado a boa concordância entre os valores medidos e os calculados(usan do a intensidade da radiação solar direta real) das temperatu ras de entrada e saída do fluido de trabalho no concentrador,e temperatura da superfície do tubo absorvedor. o mesmo não ocor rendo entretanto com os valores simulados pois estes são resul tantes de cálculos onde foram usados o modelo de radiação solar direta escolhido que forneceu para os dias considerados, ní veis de radiação solar direta abaixo dos valores medidos. As sim, esta influência é notada nas demais Figuras(V.5)à(V.14)do dia 23/04/80. De uma maneira geral, os valores simulados se mostraram abaixo dos valores medidos e calculados possibilitan do com isto uma certa segurança quanto à fixação de parâmetros de projeto.

A Figura (V.8)mostra a taxa de calor transferido ao fluido de trabalho em função do período de insolação. É o<u>b</u> servado que há uma diminuição de q com o decréscimo da radi<u>a</u> ção solar direta incidente no concentrador.

O comportamento ao longo do período de insolação considerado das taxa de calor convectiva trocada pela superfi cie transparente com o ambiente, taxa de calor refletida da su perfície refletora incidente no tubo transparente, taxa de ca lor absorvida pela superfície transparente e taxa de calor per dida por radiação entre a superfície do tubo transparente e o ambiente são mostradas nas Figuras(V.10),(V.11),(V.12) e(V.14). Ve rifica-se tendências semelhantes aquelas observadas na Figura (V.8), com as taxas de calor decrescendo com a redução da inten sidade da radiação solar direta incidente no concentrador.

A Figura(V.15) representa a variação da eficiê<u>n</u> cia instantânea do concentrador com o tempo. Nota-se que os v<u>a</u> lores simulados estão bem de acordo com os valores calculados.

As Figuras(V.16)à(V.28)foram obtidas para o dia 29/04/80, quando se utilizou o sistema completo, isto é, empr<u>e</u> gando tanque de estocagem.

Pode ser observado na Figura(V.16)a variação da intensidade da radiação solar direta medida e simulada com o tempo. Observa-se que a previsão do modelo determinístico de Dogniaux se mostrou mais satisfatório em comparação com o dia anterior 23/04/80. Figura(V.4).

As Figuras (V.17)a(V.20) mostram a concordância das diferentes temperaturas medidas, calculadas e simuladas. E no tado a validade da hipótese feita no § III.7 de identidade en tre a temperatura de entrada do fluido de trabalho no concentrador e a temperatura do fluido no interior do tanque de esto cagem.

Os comportamentos das taxas de calor envolvidas no balanço térmico do concentrador são mostradas anas Figuras (V.21)ā(V.27).Observa-se que a taxa de calor trocada por radia ção entre as superfícies dos tubos absorvedor e transparente e a taxa de calor convectiva no envelope são muito inferiores <u>a</u> quelas envolvidas no balanço térmico do concentrador.

A Figura(V.28) mostra a variação da eficiência in<u>s</u> tantânea do concentrador com o tempo. Nota-se a boa concordâ<u>n</u> cia entre os valores calculados e simulados.

As Figuras(V.29) à (V.33) apresentam para um dia de terminado o estudo comparativo entre o comportamento do siste ma protótipo atual sem utilizar o tanque de estocagem térmica, com outras situações em que foram aumentados o fator de concen tração ou o comprimento do tubo absorvedor. As 👘 curvas foram conseguidas por simulação utilizando o modelo de radiação solar direta de Dogniaux. Foi escolhido o dia 30/04/80 onde fo ram consideradas: temperatura ambiente $T_A = 33^{\circ}C$, velocidade do vento V_A=1,163 M/S e vazão do fluido de trabalho fixada em 200 l/h. O número de Fourier que aparece em algumas figuras indi cadas por $\mathcal{S} = \frac{\alpha t}{d^2}$ refere-se à α difusividade térmica calculada à

temperatura ambiente, d o diâmetro externo do tubo absorvedor (d = 0,034m) e t o tempo em segundos.

Pode ser notado a partir das Figuras (V.30), (V.31) e(V.32) um aumento significativo das temperaturas com respeito aos valores obtidos pelo protótipo. Para as duas condições de aumento do fator de concentração e aumento do comprimento do tubo absorvedor, a que melhor oferece vantagem é a segunda, pois além de fornecer temperatura mais elevadas não aumenta os pro blemas de posicionamento do concentrador com respeito aos raios solares que seria provocado pelo aumento do fator de concentra ção. Observa-se também, que para uma mesma área de captação 0 aumento do comprimento do tubo absorvedor oferece ainda maior taxa de calor transferida ao fluido de trabalho conforme mos tra a Figura(V.33).









Figura (∇ 10)— Taxa de calor convectiva trocada pela superfície transparente com o ambiente (23/04/80)



Figura (▼ 11)— Taxa de calor refletida da superfície refletora incidente no tubo transparente (23/04/80)





Figura (12.14)— Taxa de calor perdida por radiação entre a superfície do tubo tranparente e o ambiente (23/04/80)













fície transparente com o ambiente (29/04/80)



Figura(12.24)— Taxa de calor refletida da superfície refletora incidente no tubo transparente (29/04/80)





Figura(V.27) — Taxa de calor perdida por radiação entre a superfície do tubo transparente e o ambiente (29/04/80)







Figura (¥.29)— Radiação solar direta (30/04/80)





Figura $(\underline{\nabla}, 31)$ – Temperatura de saida do fluido de trabalho (30/04/80)



Figura $(\nabla, 32)$ – Temperatura da superficie do tubo absorvedor (30/04/80)



CAPÍTULO VI - CONCLUSÕES

À partir dos resultados teórico-Experimentais apresentados, podem ser retiradas as seguintes conclusões.

O modelo determinístico escolhido para a re presentação dos níveis de radiação solar direta para a região urbana do Rio de Janeiro que se mostrou satisfatório para o ano de 1974, não se comportou tão bem quando aplicadoaos dias considerados (23 e 29/04) no ano de 1980. Assim, este modelo parece servir apenas como ferramenta auxiliar para uma previ são dos níveis de radiação solar direta na região.

As equações do modelo matemático escolhido p<u>a</u> ra representar o comportamento do sistema constituído do co<u>n</u> centrador cilindro-parabólico e tanque de estocagem, aprese<u>n</u> taram resultados compatíveis com aqueles obtidos através de experimentos com o protótipo. Figuras (V.4) à (V.28).

Os valores fixados para os parâmetros de projeto que possibilitam a construção e operação do sistema con centrador protótipo tais como: comprimento, abertura e distân cia focal do concentrador, diâmetros internos e externo dos tubos absorvedor e transparente, propriedades radiativas dos tubos transparente e absorvedor, mostraram-se adequados permi tindo a obtenção de uma resposta satisfatória do sistema, con forme pode ser visto à partir dos resultados teórico-experi mentais apresentados no Capítulo V. O programa automatizado de cálculo desenvolvido pode ser aplicado para o dimensionamento e a previsão do com portamento de maiores unidades de concentração daquela util<u>i</u> zada. Figuras (V.30) à (V.33).

Em termos construídos pode-se dizer que a el<u>a</u> boração do sistema protótipo concentrador-estocagem foi bastante simples podendo ser reproduzido em escalas maiores para atender diferentes necessidades.

Para se obter temperaturas e taxas de calor mais elevadas daquelas obtidas pelo protótipo, um aumento dos comprimentos do tubo absorvedor e do concentrador seriam con venientes. Com este procedimento há a vantagem de não serem aumentados os problemas de posicionamento do concentrador com relação aos raios solares que seria verificado para um fator de concentração maior.

Como sugestões para completar os estudos aqui realizados, podem ser sugeridas as seguintes:

Desenvolver superfícies refletoras de baixo custo, mais resistentes ao tempo e com maior poder de refle<u>c</u> tividade. Isto poderia ser conseguido através de espelhos c<u>o</u> muns ou à partir da cromagem de chapas de aço de pequena e<u>s</u> pessura.

Utilizando foto-eletricidade pode ser desen volvido um sistema automático para posicionar a superfície re

fletora com respeito aos raios solares durante o ano, tendo em vista que o dispositivo utilizado no protótipo permite somente o posicionamento a cada dia.

Desenvolver um tipo de vedação nas extremid<u>a</u> des do tubo transparente com o tubo absorvedor a fim de eliminar ao máximo a entrada de poeiras e umidade que afetam na transmissividade da superfície transparente. Para reduzir as perdas convectivas, obter vácuo no ânulo entre as superfícies do tubo absorvedor e tubo transparente.

Usar outros fluidos de trabalho ono sistema protótipo como alguns fluidos orgânicos (Dowtherm, Gilotherm) existentes no mercado e estudar seu desempenho em relação ao fluido aqui utilizado.

Mudar a orientação do concentrador,posiciona<u>n</u> do-o na direção norte-sul e verificar quais as vantagens em termos de taxas de calor e temperaturas que iria proporcionar em relação a essa orientação dada ao protótipo.

BILBLIOGRAFIA

- 1. RON, A.J. "Dynamic Modelling and Verification of a flat--plate Solar Collector", Solar Energy, V.24,pp.117 - 128, 1980.
- 2. COLLARES-PEREIRA, M. "High Temperature Solar Colletor with Optimal Concentration: Non-Focusing Fresnel Lens with Secondary Concentrator", Solar Energy, V.23, pp.409 - 420, 1979.
- 3. Vários Autores "Applications Thermiques de L'Energie So laire dans Le Domaine de La Recherche e et de L'Industrie" - Colloque Internationaux du Centre National de La Recherche Scientifique, 1961 - Pa ris - France.
- 4. TANAKA, T., et al "An Analysis of a Cylindrical Parabolic Focussing Collector for Distributed Collector Power System" - Proceeding of the International Solar Energy Society Congress, Vol. II, pp.1244 - 1253, New Delhi, India - January 1978.
- 5. EDENBURN, M.W. "Performance Analysis of a Cylindrical Parabolic Focussing Collector and Comparison with Experimental Results", Solar Energy, V.18, pp.437-444, 1976.
- 6. LOF, G.O.G., et al "Energy Balances on a Parabolic Cylynder Solar Collector" Transactions of the ASME, pp.24-32, Jan. 1962.
- 7. CANELLIAS, M. e JAVELAS, R. "Simulation d'un Système de Chauffage Solaire", Revue Gènerale Thermique, Nº 205. pp.17-24, Jan. 1979.
- 8. DOGNIAUX, R. "Programme de Calcul pour la Predetermina tion Precise des Eclaitrements Energetiques et Luminex em Relation avec l'utilization de L'Ener gie Solaire", Colloque International - Electricite Solaire, pp.9-18, 1-5 Mars 1976, Toulouse-France.
- 9. THEKAEKARA, M.P. "Solar Energy Outside the Earth's Atmosphere", Solar Energy, Vol.14, pp.109-127, 1973.
- 10. HARKNESS, E.L. e MEHTA, M.L. "Solar Radiation Control in Building", Architectural Science Series, Applied Science Publishers, Chap. 2, 1978.
- 11. Almanaque Náutico para 1979, Marinha do Brasil, Departamen to de Hidrografia e Navegação.
- 12. SIEGEL, R. e HOWELL, J.R. "Thermal Radiation Heat Trans fer", McGraw-Hill Kogakusha LTD, 1972.
- 13. THIEBAUT, E. "Contribution a L'Analyse Globale du Systè me Ènergétique Gestion Optimale d'une Production

Électro-Solaire", Thèse pour l'obtention du D<u>i</u> plôme de Docteur-Ingénieurs, Université Paul S<u>e</u> bastier de Toulouse, Toulouse-France, 1978.

- 14. LIU, B.Y.H. e JORDAN, R.C. "The Interrelationship and Caracteristic Distribution of Direct, Diffuse and Total Solar Radiation", Solar Energy, 3(4),1960.
- 15. MACEDO, I.C., et al "Aplicação de um Método Indireto de Solarimetria para a Energia Incidente na Região Amazônica", Trabalho apresentado no I Congresso Brasileiro de Energia, A-2, pp.127-137, Rio de Janeiro, 1978.
- 16. OGURA, M.K. e DAUD, M.A. "Estimativa das Quantidades de Radiação Solar Global e Difusa em Médias Mensais para o Estado de S. Paulo", Trabalho apresentado no I Congresso Brasileiro de Energia, A-4,pp.30--42, Rio de Janeiro, 1978.
- 17. HOLMAN, J.P. "Heat Transfer", Chap 13, McGraw-Hill Book Company, 1972.
- 18. KREIDER, J.F. e KREITH, F. "Solar Heating and Cooling Engineering Practical Design and Economics", McGraw--Hill Book Company, 1975.
- 19. Dados Solarimétricos fornecidos pelo Departamento Nacional de Meteorologia do Rio de Janeiro.

- 20. MILLS, D.R. e GIUTRONICH, J.E. "Ideal Prism Solar Con centrators", Solar Energy, V.21, pp.423-430,1978.
- 21. MANNAN, K.D. e BANNEROT, R.B. "Optimal Geometries for one and Two-Faced Symmetric Side-Wall Booster Mirros", Solar Energy, V.21, pp.385-391, 1978.
- 22. PIERCE, N.T. "Efficiet, Low-Cost, Concentrating Solar Collectors", Solar Energy, V.19, pp.395-400,1977.
- 23. PALZ, W. "Electricidad Solar", Primeira Edición 1978, Editorial Blume - Unesco.
- 24. WELTY, J.R. "Engineering Heat Transfer", Chap.5, John Wiley, 1974.
- 25. KUEHN, T.H. e GOLDSTEIN, R.J. "Correlating Equations for Natural Convection Heat Transfer Between Ho rizontal Circular Cylinder", Int. J. Heat Mass Transfer, V.19, pp.1127-1134, 1976.
- 26. LAVAN, Z. e THOMPSON, J. "Experimental Study of Thermally Stratified Hot Water Storage Tank". Solar Energy, Vol. 19, pp.519-527, 1977.
- 27. BUCHBERG, H. e ROULET, J.R. "Simulation and Optimization of Solar Collection and Storage for House Heating", Solar Energy, Vol. 12, pp.31-50,1968.

- 28. CARNAHAN, B., et al "Applied Numerical Methods", John Wiley and Sons, Nova Iorque, 1969.
- 29. RENDEIRO, G. e BASTOS, L.E.G. "Um Modelo Teórico para os Níveis de Insolação no Rio de Janeiro e sua Aplicabilidade a um Sistema de Refrigeração So lar à Absorção", Trabalho apresentado no V Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica, At-02, pp.21-31, Campinas - São Paulo, Dezembro, 1979.
- 30. DESAUTEL, J. e PERI, G. "Capteurs a Concentration du Rayonnement Solaire-Estimation du [Rendment", Colleque International - Electricite Solaire, pp. 397-411, 1-5 Mars/1976, Toulouse - France.
- 31. SUZUKI, H. Projeto e Construção de um Rotâmetro reali zado no Laboratório de Dinâmica das Máquinas -Programa de Engenharia Mecânica-COPPE/UFRJ,1979.
- 32. FERNANDES, L.C.V. Projeto e Construção de um Anemôme tro realizado no Laboratório Pesado de Fenômenos dos Transportes - Programa de Engenharia Mecâni ca - COPPE/UFRJ, 1979.
- 33. Comunicação particular do Prof. J.L. Abatut. (LAAS/CNRS)-França em 29/05/80.
- 34. VANT-HULT, L.L. e Hildebrandt, A.F. "Solar Thermal Power System basead on Optical Transmission", Solar

Energy, V.18, 1976.

35. WALRAVEN, R. - "Calculating the Position of the Sun", So_ lar Energy, V.20, pp.393-397, 1978.

APÊNDICE A

.

DECLINAÇÃO SOLAR

e a

ΕQUAÇÃO DO ΤΕΜΡΟ

APÊNDICE A

DECLINAÇÃO SOLAR E A EQUAÇÃO DO TEMPO

Um programa automatizado de cálculo foi desenvo<u>l</u> vido à partir das equações (II.3) e (II.4) considerando incr<u>e</u> mentos de tempo da ordem de um minuto.

HORA(I) = HORA(I-1) + 1. (A.1)

RO(I) = WS * (DIA + HORA(I)/1440.) (A.2)

Com isto, se obtém a variação da declinação s<u>o</u> lar e da equação do tempo a cada minuto. Estes resultados são após comparados com os valores listados no Almanaque Naútico⁽¹¹⁾. Os valores encontrados apresentam uma precisão da ordem de 0,00023 RAD. Que é sem dúvida satisfatória, pois segundo ⁽³⁴⁾, para dispositivos de captação da energia solar esta precisão deverá ser da ordem de 0,0008 RAD.

Após ter realizado este programa automatizado de cálculo e quando o mesmo já se encontrava em utilização, rec<u>e</u> beu-se a referência ⁽³⁵⁾ que segue um processo de cálculo sim<u>i</u> lar e usa incrementos horários de tempo. PROGRAMA PARA CALCULAR O VALOR DA EQUAÇÃO DO TEMPO E DA DECLINAÇÃO SOLAR A CADA MINUTO.



APÊNDICE B

•

CÁLCULO DOS ÂNGULOS ZENITE E AZIMUTE SOLAR ATRAVÉS DA TRIGONOMETRIA ESFÉRICA.

•

APÊNDICE B

CÁLCULO DOS ÂNGULOS ZENITE E AZIMUTE SOLAR ATRAVES DA TRIGONO METRIA ESFERICA

Considere a esfera celestial, com o observador no ponto 0 a uma latitude ϕ , o sol com uma declinação δ a âng<u>u</u> lo hora W, conforme mostra a Figura (A.1).



FIGURA (A.1) - ESFERA CELESTE

Aplicando a lei dos cossenos da trigonometria esférica no triângulo esférico TRS, resulta:

 $\cos(\widehat{SR}) = \cos(\widehat{TR}) \cos(\widehat{TS}) + \sin(\widehat{TR}) \sin(\widehat{TS}) \cos(\widehat{RTS})$ (A.3)

Porém:

 \widehat{SR} - é o ângulo zenite solar (θ_z) \widehat{TR} - 90- ϕ , onde ϕ é a latide do observador

$$\begin{split} \overline{\text{TS}} &= 90 - \delta \text{, onde } \delta \; \bar{\text{e}} \; a \; declinação \; \text{solar} \\ \overline{\text{RTS}} = \tilde{\text{e}} \; o \; \hat{\text{angulo hora}} \; (\text{W}) \\ \\ \text{Portanto:} \\ & \text{Cos6}_{Z} \; \pm \; \text{Cos}(90 - \phi) \text{. Cos}(90 - \delta) + \; \text{Sen}(90 - \phi) \text{. Sen}(90 - \delta) \text{. Cos}(\text{W}) \\ & \text{logo, a equação} \; (\text{II.5}) \; \text{do capítulo II } \bar{\text{e}} \; \text{mostrada.} \\ & \text{Cos6}_{Z} \; = \; \text{Sen} \phi \; \text{Sen} \delta + \; \text{Cos} \phi \; \text{Cos} \delta \; \text{CosW} & (A.4) \\ & \text{A equação} \; (\text{II.6}) \; \text{do capítulo II pode ser mos} \\ & \text{trada analisando o triângulo esférico TRS.} \\ & \text{Cos}(90 - \delta) \; = \; \text{Cos}(90 - \phi) \; \text{Cos}_{Z} + \; \text{Sen}(90 - \phi) \text{. Sen}_{Z} \; \text{Cos} \gamma \\ & \text{ou seja:} \\ & \text{Sen} \delta \; = \; \text{Sen} \phi \; \text{Cos} \phi_{Z} \; + \; \text{Cos} \phi \; \text{Sen} \theta_{Z} \; \text{Cos} \gamma \\ & \text{Portanto:} \\ & \text{Cos} \varphi \; = \; \frac{\text{Sen} \; \delta - \; \text{Sen} \phi \; \text{Cos} \theta_{Z}}{\text{Cos} \phi \; \text{Sen} \theta_{Z}} \quad (A.5) \\ & \text{As equações } (A.4) \; e \; (A.5) \; \text{podem ser escritas} \\ & \text{em função da elevação } (\alpha), \; \text{definida como:} \\ \end{split}$$

 $\theta_z = 90 - \alpha$

•

logo:

 $\cos(90-\alpha) = \operatorname{Sen}\phi$ $\operatorname{Sen}\delta$ + $\cos\phi$ $\cos\delta$ \cosW

 \cdot Sen α = Sen ϕ Sen δ + Cos ϕ Cos δ CosW (A-6).

$$Cos\gamma = \frac{Sen\delta - Sen\phi Cos(90-\alpha)}{...Cos\phi. Sen(90-\alpha)}$$

 $. Cos \gamma = \frac{Sen \delta - Sen \phi Sen \alpha}{Cos \phi Cos \alpha}$

As equações (A.6) e (A.7) são aplicáveis ta<u>n</u> to para o hemisférico norte como para o hemisférico sul obed<u>e</u> cendo as convenções internacionais de sinais⁽¹¹⁾.

APÊNDICE C

.

POSIÇÃO DO SOL





APÊNDICE D

÷.,

MODELOS DE RADIAÇÃO SOLAR DIRETA PARA QUALQUER INCLINAÇÃO DE SUPERFÍCIE COM RESPEITO AOS RAIOS <u>SOLARES</u>

APÊNDICE D

MODELOS DE RADIAÇÃO SOLAR DIRETA PARA QUALQUER INCLINAÇÃO DE SUPERFÍCIE COM RESPEITO AOS RAIOS SOLARES

Foram objeto de análise três modelos determinísticos de radiação solar direta que melhor comportamento <u>a</u> presentaram enquanto parcelas constituintes dos modelos de r<u>a</u> diação solar total, que são comparados com os dados solamétr<u>i</u>: cos disponíveis de radiação solar total.

1. Modelo de Holman⁽¹⁷⁾

$$G_b = SC. Cos j EXP (-n. a_{ms} \cdot m)$$
 (A.8)

Sendo:

- G_b Radiação solar direta numa superfície qualquer em W/m².
 SC Constante solar 1353 W/m² ± 21 W/m², dado pela equação (II.1).
 j Inclinação da superfície com respeito aos raios solares
- n Visibilidade local.
- a Coeficiente de dispersão molecular para o ar a pressão a<u>t</u> mosférica, dado por:

$$a_{ms} = 0,128 - 0,054 \log m$$
 (A.9)

m – Espessura relativa da massa de ar expressada por

$$m = Sec \theta_{\chi}$$
(A.10)

2. Modelo de Dogniaux⁽⁸⁾

$$G_{b} = SC \operatorname{Cos j EXP}(-\overline{a}_{o}mT)$$
 (A.11)

Sendo:

a_o - Fator total de extinção dos raios solares através da atm<u>o</u> fera, dado por:

$$a_0 = 1,4898481 - 2,1098213. \cos \alpha + 0,6322546.$$

 $\cos 2\alpha + 0,0252033. \cos 3\alpha - 1,0022497. \sin \alpha + 1$ (A.12)
 $1,0077314. \sin 2\alpha - 0,2605971 \sin 3\alpha$

m - Massa de ar, definida como:

$$m = m_h - \frac{P}{1000}$$
 (A.13)

m_h- Massa de ar ótica, dado por:

$$m_h^{=} \frac{1}{Sen\alpha + 0,15 (\alpha + 3,885) - 1,253}$$
 (A.14)

- α Em graus
- P Pressão atmosférica em milibares
- T Fator total de perturbação atmosférica, dado por:

$$T = \left[\frac{\alpha + 85}{39,5 e^{-W} + 47,4} + 0,1 \right] + (16 + 0,22W) \beta$$
(A.15)

w - Espessura de água condensada na atmosfera em mm. β - Coeficiente de perturbação atmosférica, sendoZona Rural β = 0,05

Zona Urbana $\beta = 0, 10$ Zona Industrial $\beta = 0, 20$

G = 0,5.SC.Cos_j (e
$$-0,65m(\theta_z) + e^{-0,095m(\theta_z)}$$
) (A.16)

Sendo:

 $m(\theta_z)$ - A massa relativa de ar dada em função da massa de ar à pressão atmosférica m(0)

$$m(\theta_{z}) = m(0) \frac{P(\theta_{z})}{P(0)}$$
(A.17)

sendo: $m(0) = \left\{ 1299 + \left[614 \text{ Sen } (\pi/_2 - \theta_z)^2 \right] \right\}^{1/2} - 614 \text{ Sen } (\pi/_2 - \theta_z) \text{ (A.18)}$ $P(\theta_z)$ é a pressão atmosférica ao nível de θ_z , milibares P(0) é a pressão atmosférica ao nível do mar, milibares

Os modelos de Holman ⁽¹⁷⁾ e Kreider ⁽¹⁸⁾, foram aqui extrapolados para qualquer inclinação de superfície com respeito aos raios solares.

$$\cos j = \cos_{D} \operatorname{Sena} + \operatorname{Senp} \operatorname{Cosa} \operatorname{Cos}(\gamma_{c} - \gamma_{D})$$
(A.19)

$$Com Cosj = 0$$
 para $j > 90$

Sendo

P - A inclinação da parede $\gamma_S = \gamma_P$ - São os azimutes do sol e da parede respectivamente.

APÊNDICE E

CÁLCULO AUTOMATIZADO PARA A DETERMINAÇÃO A CADA MINUTO DA RADIAÇÃO SOLAR DIRETA, DIFUSA, REFLE TIDA PELO SOLO E TOTAL, SEGUNDO OS MODELOS DETERMINÍSTICOS UTILIZADOS. PROGRAMA PARA CALCULAR A CADA MINUTO A RADIAÇÃO SOLAR DIRETA, DIFUSA, REFLETIDA PELO SOLO E TOTAL, SEGUNDO OS MODELOS DETERMI-NÍSTICOS UTILIZADOS









. . .

APÊNDICE F

•

METODO ITERATIVO DE NEWTON-RAPHSON

.

APÊNDICE F

METODO ITERATIVO DE NEWTON-RAPHSON

Considerando as equações resultantes do bala<u>n</u> ço de energia no concentrador representadas pelas equações (III.19), (III.32), (III.47) e (III.51) e considerando-as como:

$$F_1(T_W, TMF, TTT, T_S) = \frac{TMF - TTT}{T_W - TMF} +$$

$$\frac{\ln \left\{ 1 - 2 \left[\left[\left[C_{1} + C_{8} \left(TMF - TTT \right)^{5/12} \right]^{3/5} \right]^{1.5} + C_{9} \left(TMF - TTT \right)^{5} \right\}^{-1/15} \right]}{\ln \left[1 + 2 \left[C_{10} \left(T_{W} - TMF \right)^{1.5/4} + C_{11} \left(T_{W} - TMF \right)^{5} \right]^{-1/15} \right]} = 0$$
(A.20)

Sendo as constantes definidas como:

$$C_{1} = \left(\frac{2}{1 - e^{-0.25}}\right)^{5/3}$$

$$C_{2} = \left[1 + \left(\frac{0.559}{Pr}\right)^{3/5}\right]^{-5/12}$$

$$C_{3} = 0.587^{5/3} \cdot G^{5/3}$$

$$C_{4} = 0.1^{15}$$

$$C_{5} = (0.518 C_{2})^{15}$$

$$C_{6} = D_{DITV}^{3} \cdot G \beta_{1} \cdot Pr_{1}/v_{1}^{2}$$

$$C_{7} = D_{DETC}^{3} \cdot G \cdot \beta_{2} \cdot Pr_{2}/v_{2}^{2}$$

$$C_{8} = C_{3} \cdot C_{6}^{5/12}$$

$$C_{9} = C_{4} \cdot C_{6}^{5}$$

$$C_{10} = C_{5} \cdot C_{7}^{15/4}$$

$$C_{11} = C_{4} \cdot C_{7}^{5}$$

$$F_{2} (T_{W}, TMF, TTT, T_{S}) = D_{1} + D_{2} (T_{W}^{4} - TTT^{4}) + D_{3} (T_{W} - TMF) - D_{4} (TTT^{4} - T_{A}^{4}) - D_{5} (TTT - T_{A}) = 0$$
(A.21)

Sendo as constantes:

$$D_{1} = \frac{A_{2} \alpha_{2} \overline{c}_{2} \rho_{3} \rho_{1} F_{c} G_{b}}{1 - \rho_{2} \rho_{3}} + A_{2} \alpha_{2} \rho_{1} F_{c} G_{b}$$

$$D_{2} = A_{3} \sigma F_{3-2}$$

$$D_{3} = A_{3} \overline{h}_{2}$$

$$D_{4} = A_{2} \sigma_{E_{2}} \varepsilon_{2}$$

$$D_{5} = A_{2} \overline{h}_{4}$$

$$F_{3} (T_{W}, TMF, TTT, T_{S}) = E_{2} (T_{S} - T_{E}) + E_{3} (T_{W} - TMF) + E_{4} (T_{W}^{4} - TTT^{4}) - E_{1} = 0$$
(A.22)

Sendo: $E_1 = A_3 \alpha_3 2 \rho_1 F_c G_b / (1 - \rho_2 \rho_3)$ $E_2 = \dot{m} Cp$ $E_3 = D_3$ $E_4 = A_3 \sigma F_{2-1}$

$$F_4$$
 (T_W , TMF, TTT, T_S) = $T_S - P_1 - P_2 T_W = 0$ (A.23)

Sendo:

$$P_1 = T_E e^{-A(x_1 - x_0)}$$

 $P_2 = 1 - e^{-A(x_1 - x_0)}$

Calcula-se a matriz das derivadas parciais for mada pelas equações (A.20), (A.21), (A.22) e (A.23), na forma:

.

$$f_{ij}(x) = \frac{\delta fi(x)}{\delta x_j}$$
(A.24)

logo:

$$\begin{bmatrix} \frac{dF_1}{dT_W} & \frac{dF_1}{dTMF} & \frac{dF_1}{dTTT} & \frac{dF_1}{dT_S} \\ \frac{dF_2}{dT_W} & \frac{dF_2}{dTMF} & \frac{dF_2}{dTTT} & \frac{dF_2}{dT_S} \\ \frac{dF_3}{dT_W} & \frac{dF_3}{dTMF} & \frac{dF_3}{dTTT} & \frac{dF_3}{dT_S} \\ \frac{dF_4}{dT_W} & \frac{dF_4}{dTMF} & \frac{dF_4}{dTTT} & \frac{dF_4}{dT_S} \\ \end{bmatrix} = \varphi(T_W, TMF, TTT, T_S) \quad (A.25)$$

$$\begin{bmatrix} R_1 \\ R_2 \\ R_3 \\ R_4 \end{bmatrix} = \phi$$
(A.26)

Portanto a solução será:

$$X_{K+1} = X_{K} - \varphi_{\cdot\phi}^{-1}$$
(A.27)

Ou seja:

$$T_{W_{k+1}} = T_{W_{K}} - \psi^{-1} \cdot \phi$$
 (A.28)

$$TMF_{K+1} = TMF_{K} - \Psi^{-1} \cdot \phi \qquad (A.29)$$

$$TTT_{K+1} = TTT_{K} - \psi^{-1} \cdot \phi \qquad (A.30)$$

$$T_{S_{K}^{+}\hat{1}} = T_{S_{K}} - \psi^{-1} \phi$$
 (A.31)

Sendo:

 $T_{W_{K+1}}$, TMF_{K+1} , $TTT_{K+1} e T_{S_{K+1}}$ solução do sistema formado p<u>e</u> las equações (A.20), (A.21), (A.22) e (A.23) desde que:

$$R(I) < 0,001$$
, $I = 1,4$

sendo R(I) o vetor resíduo.

APÊNDICE G

PROGRAMA PRINCIPAL PARA SIMULAR O COMPOR-TAMENTO DO SISTEMA CONCENTRADOR-ESTOCAGEM

• ,

.

.

PROGRAMA PRINCIPAL PARA SIMULAR O COMPORTAMENTO DO SISTEMA CONCENTRADOR - ESTOCAGEM
















SUB-ROTINA INV PARA INVERSÃO DE MATRIZ





.



SUB-ROTINA ITERATIVA DE NEWTON



152



APÉNDICE H

CALIBRAÇÃO DO ROTÂMETRO E DOS TERMOPARES

CALIBRAÇÃO DO ROTÂMETRO E DOS TERMOPARES

H.1 - Calibração do Rotâmetro

O Rotâmetro foi calibrado utilizando-se o si<u>s</u> tema esquematizado na Figura(A.2).



FIGURA (A.2) – SISTEMA UTILIZADO PARA A CALIBRAÇÃO DO ROTÂMETRO

Através da válvula V é regulada a vazão do flu<u>i</u> do de trabalho, sendo obtido através de um cronômetro o tempo necessário para o enchimento da proveta graduada P. Foram util<u>i</u> zadas várias vazões à diferentes temperaturas conforme mostra a curva de calibração obtida. Figura(A.3).



H.2 - Calibração dos Termopares

A medida da temperatura do fluido de trabalho e da parede do tubo absorvedor, foram conseguidos através de te<u>r</u> mopares de ferro-constantan.

Os três termopares (tipo I)utilizados para a med<u>i</u> da da temperatura do fluido de trabalho, foram soldados em poços metálicos a fim de protege-los da oxidação. Ver Figura(A.4).

156

Para a medida da temperatura da superfície do tubo absorvedor, foi introduzido um termopar (tipo II) em um pequeno orifício não vazante na própria superfície do tubo a<u>b</u> sorvedor e posteriormente soldado.



FIGURA (A.4) - TERMOPAR TIPO I

A calibração foi realizada colocando-se os te<u>r</u> mopares em banho de óleo SAE20-50 à temperatura controlada. A través de um termômetro com bulbo de mercúrio da ASTM série 1346 imerso no banho, pode-se então medir a temperatura do banho. A cada acréscimo ou diminuição de um grau no banho verificada p<u>e</u> lo termômetro eram tomadas dez leituras seguidas para cada t<u>i</u> po de termopar alternativamente em milivolts.

A curva de calibração do termopar tipo I é de terminada a partir da equação (A.32):

$$T_{ASTM} = 1,471-2,347T_1+2,498T_1^2-0,7728T_1^3+0,1041T_1^4-0,005069T_1^5$$
 (A.32)
Sendo: T_{ASTM} a milivoltagem correspondente a temperatura lida
no termômetro da ASTM, T_1 a milivoltagem lida no potenciômetro
através do termopar tipo I.

A curva de calibração do termopar tipo II é d<u>e</u> terminada a partir da equação (A.33):

 $T_{ASTM} = 0,9235 - 0,9939T_2 + 1,464T_2^2 - 0,455T_2^3 + 0,06158T_2^4 - 0,00307T_2^5 (A.33)$

Sendo T₂ a milivoltagem lida no potenciômetro através do term<u>o</u> par tipo II.

Na Figura(A.5) é mostrado o esquema de ligação dos termopares com o potenciômetro assim como os pontos a serem medidos


