



Figura 2.14: Torre Solar de San Francisco, California, USA.

do sol. Concentradores solares que não exigem alto rendimento podem ser ajustados semanalmente, mensalmente ou por estações solares. Para uma melhor eficiência deve-se ter um ajuste horário contínuo que pode ser manual ou mecanizado.

### 2.4.5 Índice de Concentração

A definição mais comum do índice de concentração ( $C$ ), ou índice de concentração por área, vem da razão entre a área de abertura e a área do receptor do concentrador, conforme a Equação (2.44).

$$C = \frac{A_a}{A_r} \quad (2.44)$$

Esse índice tem um limite máximo que depende do tipo de concentração focal. A taxa de concentração máxima, baseada na segunda lei da termodinâmica e nas trocas de calor entre o sol e seu receptor é apresentada por Duffie e Beckman (1980). A Equação 2.45 permite o cálculo desse limite máximo utilizando as medidas das correlação entre o sol e terra, Figura 2.15.

$$\left( \frac{A_a}{A_r} \right)_{max,c} = \frac{R^2}{r^2} = \frac{1}{\sin^2 \theta_s} \quad (2.45)$$

Os concentradores podem ser divididos em duas categorias, os que não formam imagem e os que formam imagens. O primeiro, como sugere o nome, não produz claramente uma imagem definida do sol no seu absorvedor, mas sim distribui radiação das partes do disco solar em todas as partes do absorvedor. Um índice de concentração menor que 10 é considerado baixo. Já os concentradores que formam imagem no absorvedor, em

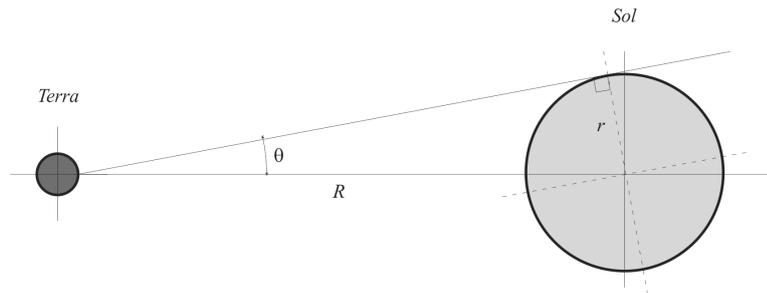


Figura 2.15: Correlação entre o sole e a terra.

contraste, produzem índices de concentração variável mas, teoricamente, muito altos.

### 2.4.6 Coletor Cilíndrico ou Linear

Coletores cilíndricos ou lineares com seção parabólica tem sido propostos para aplicações que exigem índice de concentração intermediária com temperaturas na faixa de 100 a 500°C. A Figura 2.16 mostra uma instalação de um coletor desse tipo que produz vapor, por exemplo, para operar uma bomba de irrigação. Os receptores usados, nesse caso, podem ser planos ou cilíndricos.



Figura 2.16: Concentrador solar cilíndrico.

A seção transversal de um concentrador linear parabólico é mostrado na Figura 2.17 e 2.18. A Equação de uma parábola em termos de sistemas de coordenadas, é dado pela Equação (2.46)

$$y^2 = 4fx \quad (2.46)$$

A radiação direta mostrada na Figura 2.18 é incidente sobre o refletor no ponto  $B$ , em que o raio do espelho é máximo em  $r_r$ . O ângulo  $\phi_r$ , *rim angle*, é descrito por  $AFB$ , e dado pela Equação (2.47).

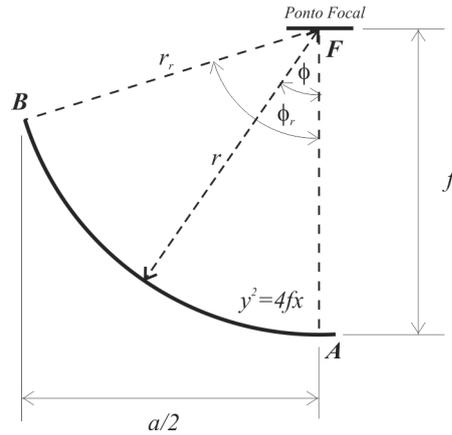


Figura 2.17: Seção transversal do concentrador linear parabólico, adaptado de Duffie e Beckman (1980).

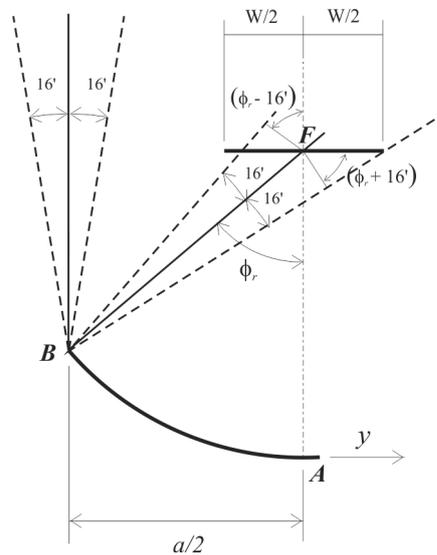


Figura 2.18: Seção transversal dimensionada, adaptado de Duffie e Beckman (1980).

$$\phi_r = \tan^{-1} \left[ \frac{8(f/a)}{16(f/a)^2 - 1} \right] = \sin^2 \left( \frac{a}{2r_r} \right) \quad (2.47)$$

Por conveniência o ângulo  $\phi_r$  é plotado junto a uma função de  $f/a$  como na Figura 2.19. Para um ponto na parábola refletora o raio do espelho local é dado pela Equação (2.48). Em um receptor com características planas  $\phi$  varia de 0 a  $\phi_r$ , enquanto que  $r$  varia de  $f$  a  $r_r$  e o tamanho da imagem no plano focal de D (em alguns casos  $r$  é igual a  $f$ ) a  $W$ .

$$r = \frac{2f}{1 + \cos \phi} \quad (2.48)$$

Uma incidência direta da radiação solar tem um ângulo total de 0.53 (ou seja, 32' ou um ângulo médio  $\theta_s$  de 0.267 ou 16') e é incidido sobre o concentrador em direção paralela

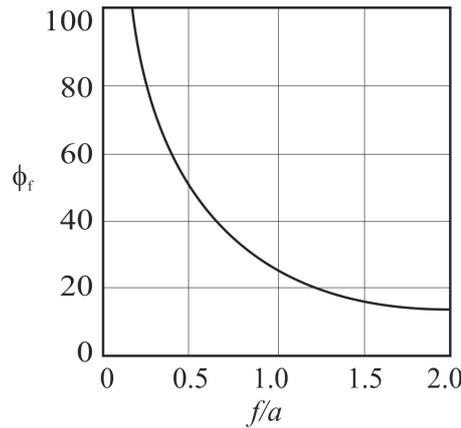


Figura 2.19: Relação do ângulo  $\phi_r$ , adaptado de Duffie e Beckman (2006).

ao plano central da parábola, que é o plano descrito pelo eixo e o foco da parábola. Para o presente propósito, assume-se que o concentrador é simétrico e que a radiação direta faz é perpendicular à abertura.

Para refletores parabólicos de forma e alinhamento perfeitos, o tamanho do receptor para interceptar toda a imagem solar pode ser calculado. O diâmetro  $D$  de um receptor cilíndrico é dado pela Equação (2.49).

$$D = 2r_r \sin 16' \quad (2.49)$$

Contendo um receptor plano, com normal direcionada ao eixo da parábola, como na Figura 2.18, o comprimento  $W$  é dado pela Equação (2.50).

$$W = \frac{2r_r \sin 16'}{\cos (\phi_r + 16')} \quad (2.50)$$

Como apresentado pelas equações (2.48) e (2.50) o comprimento focal é um fator determinante para o tamanho da imagem assim como a abertura  $a$  é para a energia total. Portanto, o brilho da imagem ou a concentração do fluxo de energia no receptor de um concentrador será uma função da relação  $f/a$ .

Se um refletor é pequeno, com superfície bidimensional, normalmente acontecem erros de inclinação. As imagens criadas no plano focal para um perfeito alinhamento, segundo Duffie e Beckman (2006), deverão se apresentar como na Figura 2.20. Refletores imperfeitos produzem imagens maiores do que as teóricas.

Um segundo método de correção das imperfeições é considerar um ângulo de  $(\delta + 0.53)$  graus. Tal que  $\delta$  é um ângulo de dispersão que mede os erros angulares, como mostrado na Figura 2.21. Com  $\delta$ , as equações são aceitas para focos cilíndricos ou planos. O diâmetro

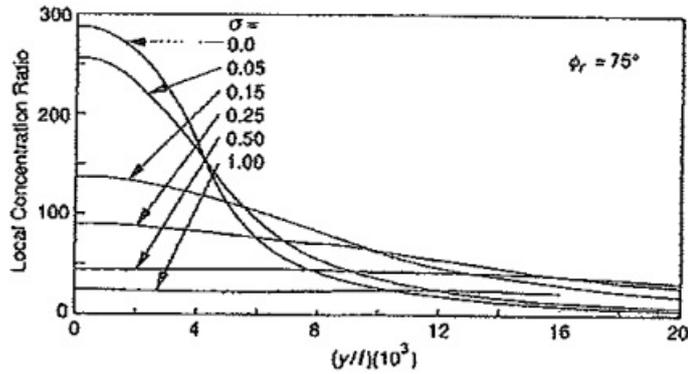


Figura 2.20: Correções para um refletor imperfeito (arco de 75 graus), adaptado de Duffie e Beckman (2006).

do receptor cilíndrico que intercepta a imagem é calculado pela Equação (2.51).

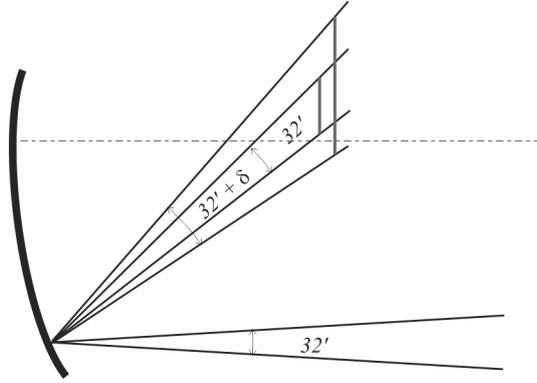


Figura 2.21: Ângulo de dispersão para medição de erros angulares, adaptado de Duffie e Beckman (2006).

$$D = 2r_r \sin \left( \frac{\delta}{2} + 0.267 \right) = \frac{a \sin \left( \frac{\delta}{2} + 0.267 \right)}{\sin \phi_r} \quad (2.51)$$

Para o receptor plano, normal ao eixo do parábola tem-se a Equação (2.52).

$$W = \frac{2r_r \sin \left( \frac{\delta}{2} + 0.267 \right)}{\cos \left( \phi_r + \frac{\delta}{2} + 0.267 \right)} = \frac{a \sin \left( \frac{\delta}{2} + 0.267 \right)}{\sin \phi_r \cos \left( \phi_r + \frac{\delta}{2} + 0.267 \right)} \quad (2.52)$$

As Equações 2.51 e 2.52 retornam o valor do diâmetro e do comprimento das imagens da parábola imperfeita, que pode ser descrita pela dispersão do ângulo  $\delta$ . A relação  $(a/W)_{\delta \rightarrow 1}$  é definida como a razão entre a área de abertura e a área total do receptor, quando ele é grande o bastante para interceptar todos os raios da radiação, ou seja,  $\delta = 1$ . Com essa relação encontra-se o índice de área de concentração máxima,  $C_{max}$ , o qual significa a interceptação total da imagem.

Para um concentrador que produz uma imagem com fronteiras bem definidas, sem erros e com o posicionamento do receptor adequado (que é um receptor plano, de largura  $W$  e com sombra  $W$ ), o índice de área de concentração máxima é dado pela Equação (2.53).

$$C_{max} = \frac{\sin \phi_r \cos \left( \phi_r + \frac{\delta}{2} + 0.267 \right)}{\sin \left( \frac{\delta}{2} + 0.267 \right)} - 1 \quad (2.53)$$

A perda óptica pode ser expressa pelo fator de interceptação,  $\gamma$ , que é definido como a fração entre a radiação espetacular refletida com a interceptada pelo receptor. Para uma imagem arbitrária como na Figura 2.22, a área abaixo da curva é energia total refletida pelo plano focal. Se o receptor ocupa o comprimento de A a B, a área hachurada representará sua energia. Portanto a definição de  $\gamma$  é escrita através da Equação (2.54). Em que  $w$  é a distância do centro até a área focal.

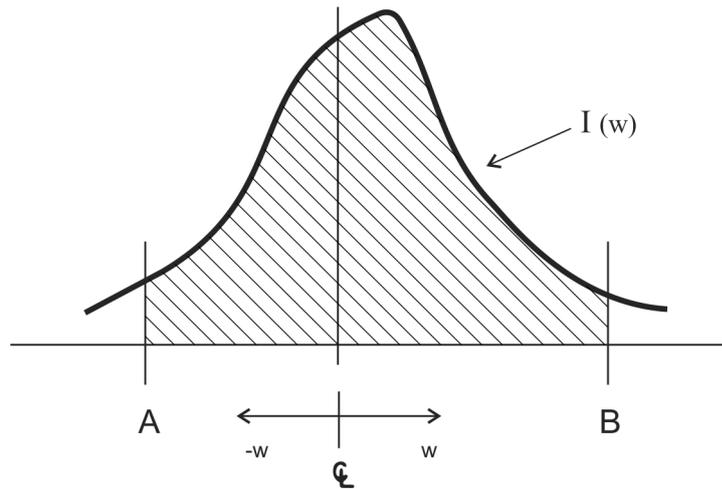


Figura 2.22: Distribuição de fluxo em um concentrador solar cilíndrico, adaptado de Duffie e Beckman (1980).

$$\gamma = \frac{\int_A^B I(w) dw}{\int_{-\infty}^{\infty} I(w) dw} \quad (2.54)$$

Há também perdas ópticas no receptor pela imperfeição da reflectância, da transmitância e da absorvância.

A radiação absorvida ( $S$ ), por unidade de área, em uma abertura sem sombras pode ser escrita pela Equação (2.55), em que  $G_{b,a}$  é a radiação direta no plano de abertura,  $\rho$  é a reflectância do refletor,  $\tau$  é a transmitância da superfície,  $\alpha$  é absorvância para a incidência da radiação solar no receptor e  $\gamma$  é o fator de interceptação.

$$S = G_{b,a} \rho \gamma \tau \alpha \quad (2.55)$$

## 2.5 Evaporador Solar

O uso do evaporador solar é uma alternativa não só para regiões próximas ao mar, desprovidas de rios, como também para regiões interiores que possuem poços artesianos com elevado teor de sal. Segundo Daniels (1978) o custo de funcionamento baixo, já que substitui a queima de combustíveis fósseis pela energia solar, a pouca necessidade de mão de obra e a facilidade de instalação são os maiores atrativos. É um sistema conhecido da humanidade desde a época de Aristóteles e pode ser visto como uma importante estratégia ao combate à deficiências hídricas e energéticas.

### 2.5.1 Mecanismo

A distribuição da energia solar e os processos de transferência de calor e de massa são a base do funcionamento de um evaporador solar. Embora haja diferenças de geometria entre eles, o mecanismo é basicamente o mesmo: captação dos raios solares, evaporação da água salobra, condensação da água destilada e cristalização do sal no recipiente. Quanto ao rendimento, segundo Bezerra (1998), da radiação solar incidente no evaporador, 68% é dissipada seja pelo vitral, pelas paredes do destilador, pela refletividade, pelo isolamento térmico, restando apenas 32% de energia útil. O fluxo energético é representado pela Figura 2.23.

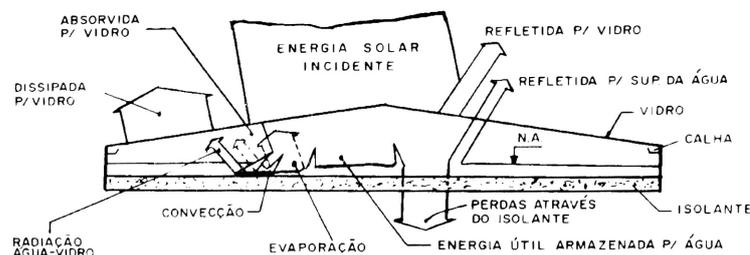


Figura 2.23: Fluxo energético no evaporador solar simples, adaptado de Bezerra (1998).

### 2.5.2 Histórico

A captação da energia solar para o tratamento por separação de água salobra tem uma grande prerrogativa por envolver mecanismos sustentáveis e de baixo-custo sendo, portanto, uma solução viável para aquisição de água doce.

Segundo Talbert, Eibling e Lof (1970), o primeiro documento oficial do conceito de um evaporador solar foi feito em 1742 por Nicolo Ghezzi na Itália, embora outras pessoas já o utilizaram como Aristóteles, no século IV a.C e os alquimistas árabes para produção de água potável no século XVI d.C.

A primeira unidade moderna foi construída por Charles Wilson em 1872 em Las Salinas, no Chile. Tinha uma área total de  $4459 \text{ m}^2$  com 64 reservatórios de água feitos de madeira preta e recobertos por vidros inclinados. Produzia diariamente 20000 litros de água potável e ficou ativa durante 40 anos.

### 2.5.3 Modelos

Uma variedade de evaporadores solares já foram propostos, serão apresentados neste trabalho, os que são comumente empregados tais como: evaporador solar, evaporador solar de efeito simples/múltiplo e o evaporador solar de mecha.

#### Evaporador Solar Aberto

No evaporador, um contato direto entre a atmosfera e a água é estabelecido, pois não possui cobertura. Seu funcionamento é inspirado no ciclo físico da água e tem como principal função a obtenção de sal. A Figura 2.24 apresenta uma vista esquemática deste equipamento.

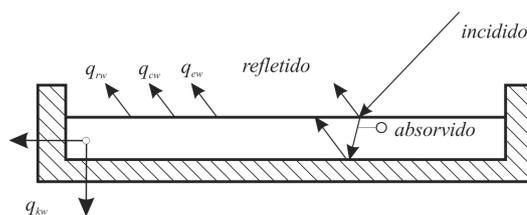


Figura 2.24: Corte transversal de um evaporador solar, adaptado de Santori (1996).

As representações do calor perdido pela água, ou seja,  $q_{ew}$ ,  $q_{rw}$ ,  $q_{cw}$  e  $q_{kw}$  significam respectivamente a perda por evaporação, radiação, convecção e condução.

#### Evaporador Solar de Efeito Simples

O evaporador solar simples é coberto por um ou dois vidros inclinados contendo: um depósito de água salobra, sistemas de controles de nível de água, calhas para captação de água destilada e isolamento térmico da estrutura. A Figura 2.25 apresenta esse modelo.

A radiação solar entra no evaporador aquecendo a água salobra. A água irá evaporar e condensar na superfície do vidro, sendo coletada por calhas laterais. Bezerra (1998) considera como escoamento estacionário os evaporadores com superfície de destilação maiores que dois metros quadrados.

O comparativo entre a eficiência entre o evaporador aberto e o evaporador solar de efeito simples foi estudado por Santori (1996) que afirmou que a taxa de evaporação no evaporador de efeito simples é menor do no evaporador aberto, mesmo com temperaturas da água iguais. Já El-Bahi (1999) estudou o desempenho do evaporador solar de efeito simples com condensador e com uma inclinação minimizada. Obteve uma produção diária de  $7 \text{ L/m}^2$  e observou que a produção diminuiu cerca de 70 % quando não se utilizava o condensador.

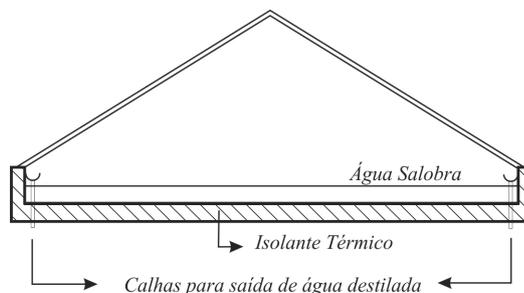


Figura 2.25: Corte transversal de um evaporador solar, adaptado de Duffie e Beckman (1980).

### Evaporador Solar de Efeito Múltiplo

O evaporador solar de efeito múltiplo foi concebido para aumentar a eficiência do evaporador de efeito simples. Possui somente um lado inclinado e contém internamente camadas que correspondem aos estágios. Cada estágio possui alimentação própria de água salobra, calhas para recolhimento de água destilada e dispositivos para o transporte da água não destilada até a bandeja inferior. O nível de água dessas bandejas deve ser constante. A Figura 2.26 representa o corte transversal de um evaporador com três estágios.

Segundo Talbert, Eibling e Lof (1970) para um sistema com dez estágios a produção de água destilada aumenta em até seis vezes quando comparado a um evaporador de efeito simples de mesma área.

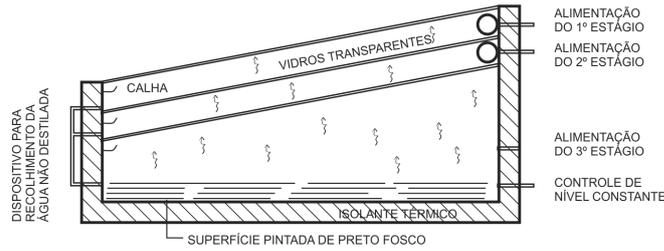


Figura 2.26: Evaporador solar de múltiplo efeito com três estágios, adaptado de Bezerra (1998).

### Evaporador de Mecha

Tem um sistema semelhante ao evaporador solar de múltiplo efeito, com apenas um lado inclinado e estágios internos. Possui diferenças quanto ao tipo de alimentação de água salobra e no sistema de isolamento térmico.

No evaporador de mecha, uma ou mais chapas metálicas pintadas de preto fosco (face superior) dão sustentação a um tecido poroso, conhecido como mecha, que passa pela parte inferior da chapa. Dois rolos tensionam as extremidades do tecido que é mergulhado em um recipiente contendo água salobra. A última chapa é pintada de branco e funciona como um condensador, conforme Figura 2.27.

As laterais e o topo são isolados termicamente porém a parte inferior é aberta, mantendo-se em contato com o ar ambiente. O processo térmico desse equipamento foi simulado por Bouchekima et al. (1998).

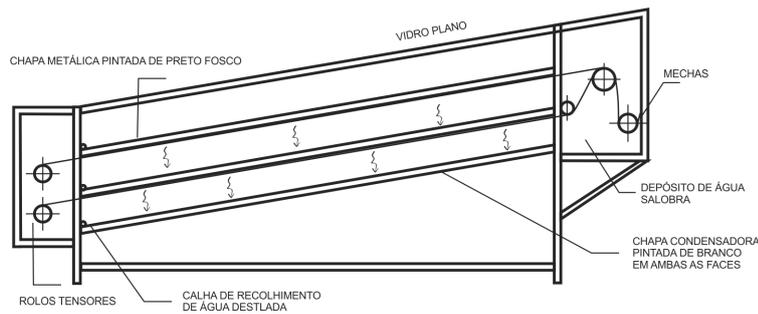


Figura 2.27: Evaporador solar de mecha, adaptado de Bezerra (1998).

### Outros Mecanismos

Além dos métodos tradicionais outros mecanismos vem sendo estudado por pesquisadores como por exemplo Al-Kharabsheh (2003) que propõe a inserção de um sistema de vácuo por gravidade no evaporador solar, Figura 2.28 e Kalogirou (2001) que insere um mecanismo de borrifamento por microbolhas para facilitar a evaporação produzindo anualmente por  $m^2$ ,  $11,2 m^3$  de água potável, Figura 2.29. Os desafios para os futuros

invenções se baseiam na diminuição da área de captação solar, na redução de custos e, evidentemente, em uma melhor eficiência.

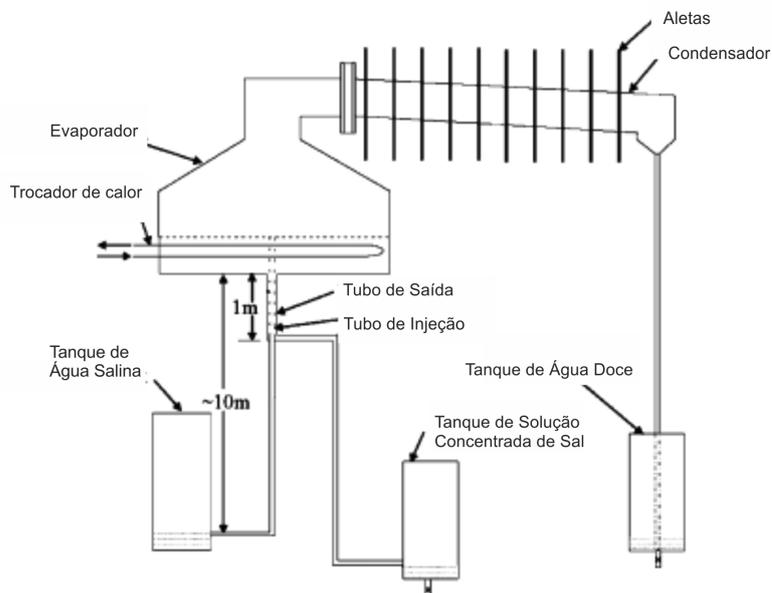


Figura 2.28: Evaporador solar com sistema de vácuo, adaptado de Al-Kharabsheh (2003).

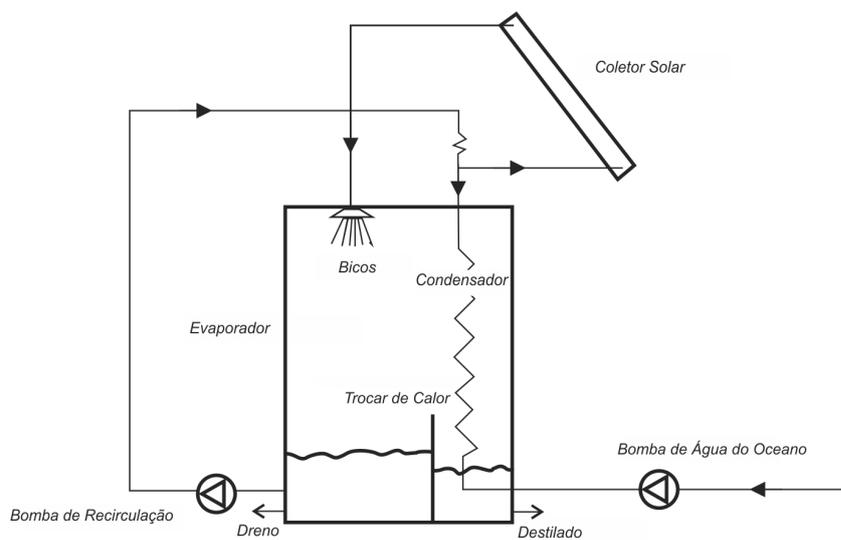


Figura 2.29: Evaporador solar com borrifamento, adaptado de Kalogirou (2001).



---

---

# CAPÍTULO 3

---

## Materiais e Métodos

Este capítulo apresenta os dados geográficos da instalação da unidade, os critérios para sua construção e o mecanismo para definição do sentido cardeal. Discorre, também, sobre a metodologia para aquisição dos dados experimentais e os materiais utilizados.

### 3.1 Localização Geográfica

Neste trabalho, entende-se como unidade, a composição do coletor solar e do evaporador que foram devidamente instalados na Unidade de Pesquisas Avançadas da Engenharia Química. Está fixada na latitude  $18,92811^\circ$  S, longitude  $48,22766^\circ$  W e altitude de 938 metros.

### 3.2 Construção da Unidade

O planejamento dimensional da unidade foi baseado em propostas teóricas. Para definição da curvatura utilizou-se de traçados ópticos. Para a definição do comprimento da tubulação, da temperatura máxima e das vazões mássicas utilizou-se um balanço energético. Os algoritmos matemáticos foram desenvolvidos através do *software* SCILAB e estão disponíveis no Apêndice C.

### 3.2.1 Definição da Curvatura da Calha

Considerando os conhecimentos das leis de reflexão e da trigonometria, pode-se determinar os pontos focais de uma curvatura qualquer utilizando-se dos procedimentos a seguir, ilustrados também na Figura 3.1:

1. Traça-se, em um plano cartesiano, a função representativa da curvatura  $[f(x)]$ ;
2. Traça-se o raio de incidência no qual irá atingir a curvatura paralelamente ao eixo vertical no ponto P;
3. Traça-se a derivada da função  $[f'(x)]$  no ponto P $[f(x)]$ , o que resulta em uma reta que tangencia a curvatura;
4. Determina-se a reta normal à tangente do ponto P, cujo coeficiente angular é  $\frac{-1}{f'(x)}$ ;
5. O ângulo entre o raio incidido e a normal é o mesmo ângulo entre a normal e o raio refletido;
6. Com base na equação da reta, Equação (3.1), e de posse das informações das coordenadas do ponto P( $x_p$ ,  $y_p$ ), do coeficiente angular da reta do raio de reflexão ( $m$ ) e sabendo que o ponto de foco F tem coordenadas que irão cruzar o eixo y, ou seja F(0,  $y_f$ ), finalmente encontra-se o ponto focal.

$$y - y_p = m(x_f - x_p) \quad (3.1)$$

em que:

$$m = \operatorname{tg} \left( \frac{\pi}{2} + \alpha + \alpha' \right) \text{ e}$$

$$\alpha = \frac{\pi}{2} + \operatorname{arctg} \left( \frac{-1}{f'(x)} \right)$$

### 3.2.2 Balanço de Energia

Nesta etapa do projeto foi feito um balanço de energia num trecho reto de tubulação, exposta simultaneamente à radiação solar e convecção, cujo interior há escoamento de um fluido à taxa  $\dot{m}$ , conforme esquema apresentado na Figura 3.2.

As seguintes hipóteses simplificadoras foram adotadas considerando uma tubulação cilíndrica com um fluido escoando em seu interior:

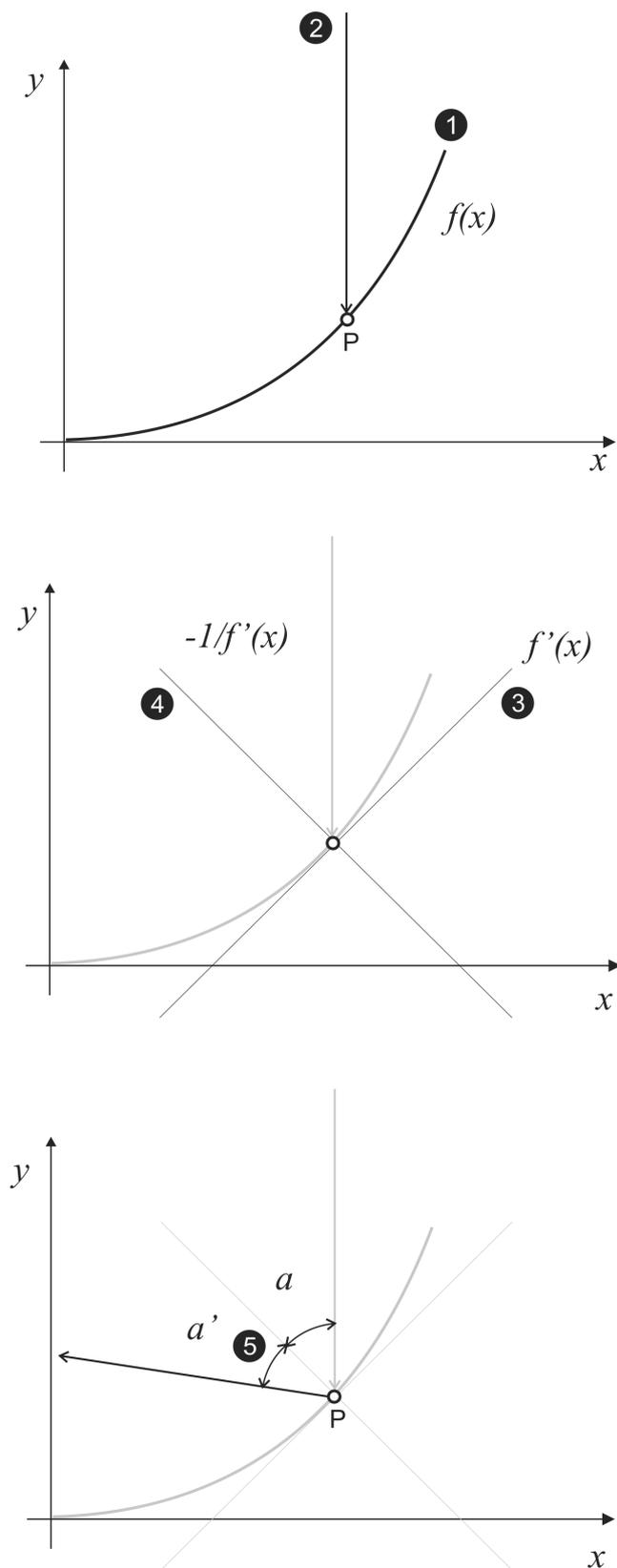


Figura 3.1: Procedimentos para encontrar o foco de uma curva.

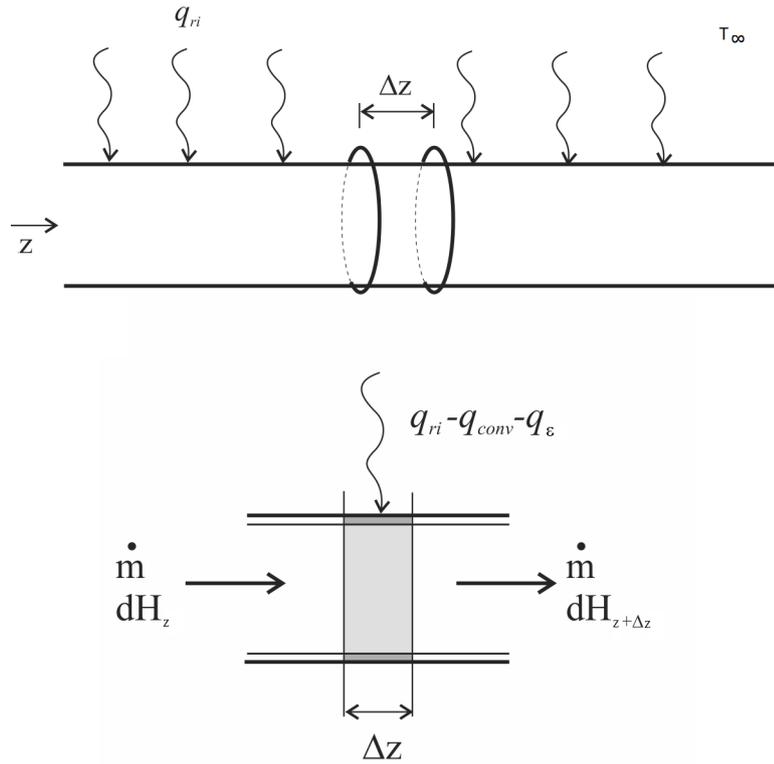


Figura 3.2: Balanço de energia em tubulação cilíndrica.

- Estado estacionário (São constantes:  $\dot{m}$ ,  $q_{ri}$ ,  $q_{conv}$  e  $q_{\epsilon}$ );
- Espessura da tubulação desprezível e material condutor;
- Resistência térmica convectiva interna desprezível;
- Comportamento da tubulação como um corpo negro;
- Escoamento unidimensional (direção “z”);
- Fluido entra na tubulação à temperatura ambiente ( $T_{\infty}$ );
- Variações de energia cinética e potencial desprezíveis.

Realizando um balanço entálpico em um elemento de controle “ $\Delta z$ ”:

$$\dot{m} dH_z - \dot{m} dH_{z+\Delta z} + q_{ri} dA - dq_{conv} - dq_{\epsilon} = 0 \quad (3.2)$$

Das tabelas de vapor, sabe-se que a Entalpia de um líquido pode ser relacionada diretamente com sua temperatura através de um equação do tipo:

$$\hat{H} = C_1 T \quad (3.3)$$

Em se tratando de água:

$$C_1 = 4187,015 \left( \frac{J}{kg^\circ C} \right)$$

$$R^2 = 0,99$$

As Equações (3.2) e (3.3) seguem a:

$$\frac{dT}{dz} = \frac{\pi D}{C_1 \dot{m}} \left[ q_{ri} - h(T - T_\infty) - \sigma(T^4 - T_\infty^4) \right] \quad (3.4)$$

A EDO representada pela Equação (3.4) pode ser resolvida numericamente aplicando as aproximações do Método de Euler conforme a Equação (3.5).

$$T_{n+1} = T_n + \Delta z T'_n \quad (3.5)$$

O que resulta na Equação (3.6).

$$T_{n+1} = T_n + \Delta z \left\{ \frac{\pi D}{C_1 \dot{m}} \left\{ q_{ri} - h(T - T_\infty) - \sigma \left[ (T + 273,15)^4 - (T_\infty + 273,15)^4 \right] \right\} \right\} \quad (3.6)$$

A condição de contorno considerada foi de  $T(0)=T_\infty$  e o coeficiente convectivo de transferência de calor para a superfície externa da tubulação pode ser calculado pela correlação de Zukauskas (1972):

$$\bar{Nu}_D = C Re_D^m Pr^n \quad (3.7)$$

$$Pr = \frac{\mu c_p}{k} \quad (3.8)$$

$$Re = \frac{\rho v_\infty D}{\mu} \quad (3.9)$$

$$\bar{Nu}_D = \frac{\bar{h}D}{k} \quad (3.10)$$

Com as seguintes limitações:

$$0,5 < Pr < 500$$

$$1 < Re_D < 10^6$$

Valores de  $C$  e de  $m$ , para esta correlação, são mostrados na Tabela 3.1.

Tabela 3.1: Coeficientes da correlação de Zukauskas (1972).

$Re_D$	$C$	$m$
1-40	0,75	0,4
40-1000	0,51	0,5
1000- $2 \cdot 10^5$	0,26	0,6
$2 \cdot 10^5$	0,076	0,7

Se  $Pr \leq 10$ ,  $n = 0,37$ .

Se  $Pr > 10$ ,  $n = 0,36$ .

As propriedades físicas do ar podem ser representadas pelas seguintes expressões (com temperaturas em °C com coeficiente de correlação linear de 0,99):

$$\rho \left[ \frac{kg}{m^3} \right] = -0,51 \cdot 10^{-8} T^3 + 0,686 \cdot 10^{-5} T^2 - 3,76 \cdot 10^{-3} T + 1,25227 \quad (3.11)$$

$$c_p \left[ \frac{J}{kg} \right] = -4,8 \cdot 10^{-7} T^3 + 6,07 \cdot 10^{-4} T^2 - 1,122 \cdot 10^{-2} T + 1006,71 \quad (3.12)$$

$$\mu [Pa \cdot s] = 2,1 \cdot 10^{-14} T^3 - 3,5 \cdot 10^{-11} T^2 + 5,04341 \cdot 10^{-8} T + 171,63 \cdot 10^{-7} \quad (3.13)$$

$$k \left[ \frac{W}{m \cdot ^\circ C} \right] = -9 \cdot 10^{-13} T^3 - 3,3 \cdot 10^{-8} T^2 + 8,05 \cdot 10^{-5} T + 2,4103 \cdot 10^{-2} \quad (3.14)$$

Quando a convecção e a emissão da superfície retiram calor à mesma taxa com que a radiação que chega à tubulação por reflexão, tem-se que a temperatura do fluido não varia mais com a posição axial:

$$\frac{dT}{dz} = 0 \quad (3.15)$$

Nestas condições, a Equação (3.15) é capaz de fornecer a temperatura máxima que um sistema de aquecimento alcança considerando as perdas de calor, ou seja, quando está em equilíbrio.

Portanto, a Equação 3.4 representa a equação física que descreve a variação da temperatura do fluido ao longo do comprimento do tubo aquecedor. Para tanto, ela deve ser resolvida numericamente, permitindo ao usuário que informe diferentes coeficientes de película, temperaturas ambientes, temperaturas iniciais do fluido e radiações locais, captada pelo coletor espelhado e refletido sobre o tubo receptor que se encontra na linha focal.

### 3.2.3 Cálculo da radiação que chega a tubulação ( $q_{ri}$ )

Para calcular a radiação incidida sobre a área da tubulação, a Equação (3.16) utilizou-se dos dados de radiação ( $q_r$ ) disponibilizados pelo Instituto Nacional de Meteorologia (INMET) e disponibilizados no Apêndice D. Vale lembrar que  $C$  é o índice de concentração encontrado pela Equação (2.44) que é a razão entre a área de abertura da calha e a área do receptor. Na Figura 3.3, o retângulo em preto maior ilustra a área de abertura da calha ( $A_a$ ) e o menor a área do receptor ( $A_r$ ).

$$q_{ri} = q_r \cdot C \quad (3.16)$$



Figura 3.3: Área de abertura da curvatura.

### 3.3 Orientação do coletor

A altura solar e o azimute variam, conforme dito no capítulo anterior em função da latitude local, do dia do ano e do horário solar.

Para uma melhor definição da orientação cardinal considerou-se o "caminho do sol" e as disposições dos recursos para o projeto.

### 3.4 Dados Experimentais

Este trabalho teve natureza experimental e qualitativa. Seus dados foram captados para a caracterização preliminar do sistema de aquecimento.

#### 3.4.1 Sistema de Aquecimento

O sistema de aquecimento foi composto pelo coletor solar, por uma bomba peristáltica (modelo WEG CFW08), calibrada conforme Apêndice A e um tanque pulmão (10 L) isolado termicamente.

A obtenção dos dados térmicos foi realizada através de termômetros inseridos conforme a Figura 3.4. O primeiro mede a temperatura do tanque, o segundo a temperatura antes do fluido percorrer o tubo receptor e o terceiro depois do fluido percorrer o tubo receptor. As leituras foram realizadas manualmente de 15 em 15 min, das 09:00 até as 16:00 horas. Os dados atmosféricos foram adquiridos através do Instituto Nacional de Meteorologia (INMET), a partir de informações da estação meteorológica da Universidade Federal de Uberlândia, *Campus Santa Mônica*.

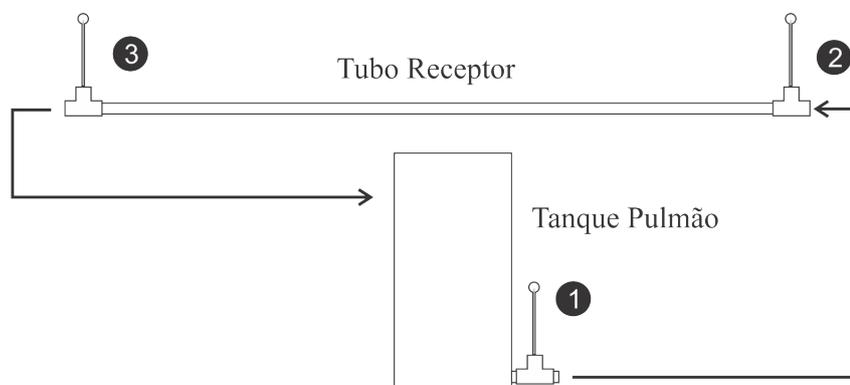


Figura 3.4: Distribuição dos termômetros no sistema para captação dos dados.

Para pré-caracterizar o equipamento foram testados, com 1 e 2 passes, quatro vazões:

5 , 10 e 20  $L/h$  e via termossifão. A vazão de  $40L/h$  foi testada apenas para 2 passes (montado com dois tubos receptores).

A calha foi ajustada manualmente conforme a posição do sol de modo a manter o foco sempre no tubo receptor.

## 3.5 Materiais

### 3.5.1 Sistema de Aquecimento

O sistema de aquecimento foi construído em quatro etapas: a estrutura de apoio, a calha parabolóide, o sistema de trava angular e a fixação dos espelhos. A ilustração do sistema é feita pela Figura 3.5

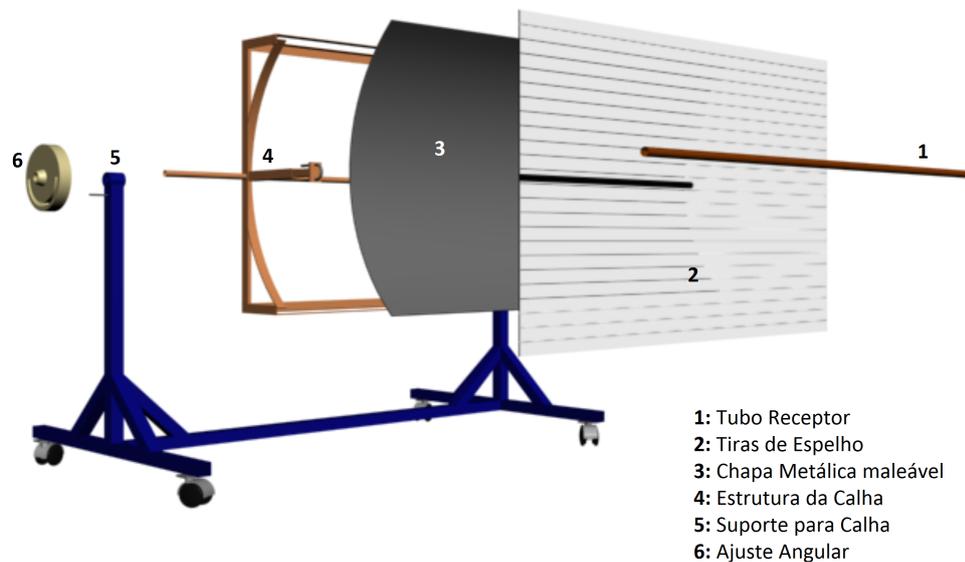


Figura 3.5: Vista explodida do coletor solar.

A estrutura de apoio foi projetada visando um melhor transporte da unidade. Os materiais utilizados foram um perfil quadrado de 40x40#18 mm para a base da estrutura, um tarugo de latão sextavado de 1.1/2" que possibilitava a rotação do eixo e quatro rodízios giratórios para facilitar a locomoção.

A estrutura da calha parabolóide foi feita com cantoneiras de 1.1/4"x1.1/4"x1/8". O formato da curvatura foi moldado com ferro chato de 1.1/4"x1/8" gabaritados segundo à

função da parábola. O eixo rotativo foi composto por uma tubulação de 5/8" e atravessava toda a estrutura da calha.

O sistema de trava angular foi usinado em um tarugo de PVC de 200 mm com um furo semicircular.

As tiras de espelho com 1800x50x4 mm, foram assim dimensionadas para acompanhar a curvatura da calha.

### 3.5.2 Evaporador

O evaporador foi construído em três etapas: o vaso condensador, evaporador e armazenador. Todos eles utilizaram como base uma tubulação de aço inoxidável 304 de 6" e visores de vidro com 5 mm de espessura. O evaporador foi ilustrado na Figura 3.6.

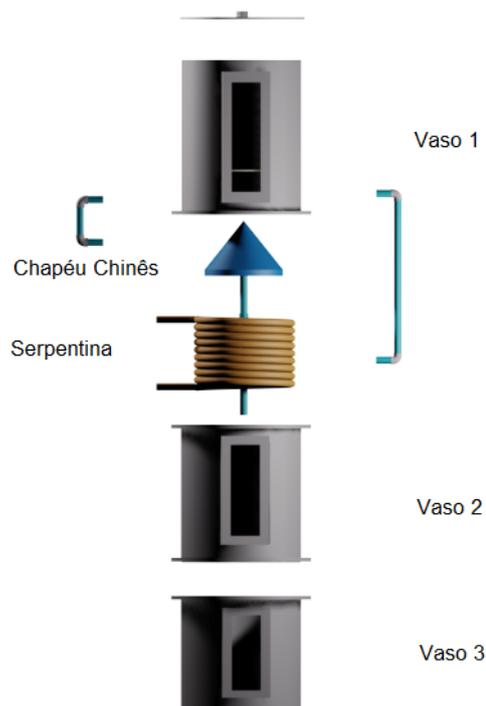


Figura 3.6: Vista explodida do evaporador.

Uma tubulação de aço inoxidável 304 3/8" e uma válvula globo de 3/8" foram responsáveis pelo transporte do líquido entre os vasos. A serpentina foi feita de tubulação de aço inoxidável 304 3/8" e o chapéu chinês com uma chapa de aço inoxidável 304 de 150x150#2 mm. Os vasos foram conectados com flanges moldados.

---

---

# CAPÍTULO 4

---

## Resultados e Discussões

Este capítulo apresenta os resultados do trabalho descrevendo detalhes da construção do coletor solar e do evaporador, bem como os resultados da pré-caracterização do coletor solar. A exposição dos dados teve como intuito uma análise qualitativa uma vez que é impossível reproduzir as mesmas condições meteorológicas de um dia de ensaio em outro dia.

### 4.1 Construção da Unidade

A construção de um protótipo de concentrador solar na Faculdade de Engenharia Química da Universidade Federal de Uberlândia (FEQUI/UFU), representou um dos resultados que a presente dissertação desejou gerar. No entanto, para sua efetiva construção, necessitar-se-ia definir, dentre inúmeras possibilidades, quais as dimensões geométricas mais adequadas para as partes acessórias desse concentrador. A esse fim, foi inicialmente feito um estudo preliminar e teórico envolvendo conceitos de óptica geométrica e balanço de energia para fundamentar e auxiliar na tomada de decisão.

#### 4.1.1 Definição da Curvatura da Calha

Três tipos de funções matemáticas foram propostas para a curvatura pretendida para o concentrador solar, a saber: parabólica, circular e exponencial. Todos os cálculos

foram baseados na consideração de que o raio solar de incidência sempre estava paralelo ao eixo das ordenadas.

### Curvatura Parabólica

A Equação (4.1) representou a função matemática parabólica. O valor de  $a$  adotado para os cálculos foi de  $0,625m^{-1}$ .

$$y = ax^2 \quad (4.1)$$

Seguindo os passos descritos na Seção 3.2.1 foi possível plotar a Figura 4.1.

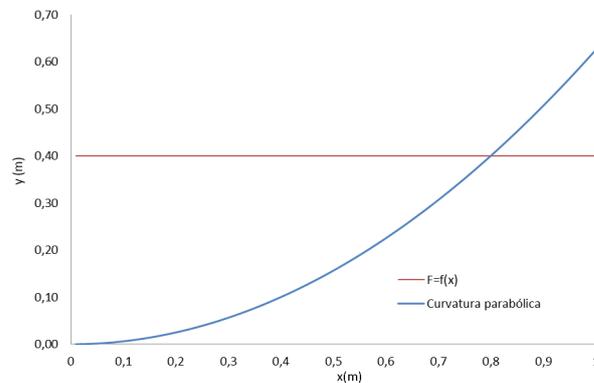


Figura 4.1: Curvatura parabólica ( $y = 0,625x^2$ ) e distância focal ( $F$ ).

Pela leitura visual percebeu-se que a linha de foco permanecia constante, no caso igual a  $0,4\text{ m}$ , durante toda a curvatura parabólica. Neste contexto, verificou-se que uma curvatura com formato parabólico era a situação ideal para o aquecimento de um fluido com escoamento horizontal, como era o pretendido nesse trabalho, haja vista que o tubo aquecedor coincidiria com a linha focal da calha. Uma visão do corte da calha é mostrada na Figura 4.2.

### Curvatura Circunferencial

A Equação (4.2) representou a função matemática circunferencial escolhida para esta etapa de investigação. Os valores de  $a$ ,  $b$  e  $R$ , adotados para os cálculos foram respectivamente  $0$ ,  $1$  e  $1\text{ m}$ .

$$y = b - \sqrt{R^2 - (x - a)^2} \quad (4.2)$$

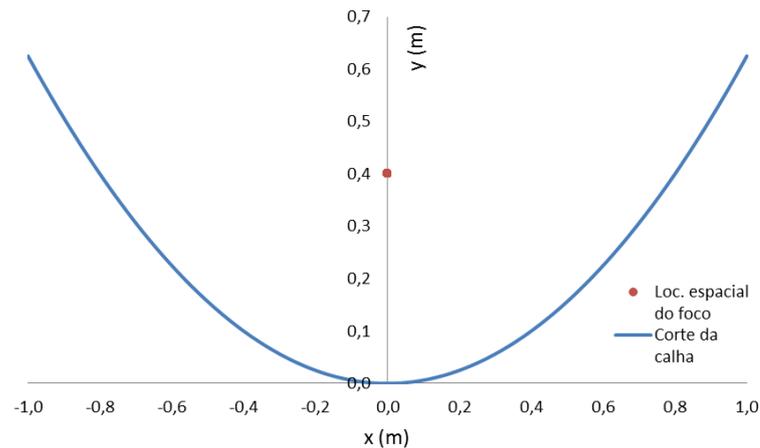


Figura 4.2: Corte parabólico da calha e localização espacial do foco.

Seguindo os passos descritos na Seção 3.2.1 foi possível plotar a Figura 4.3.

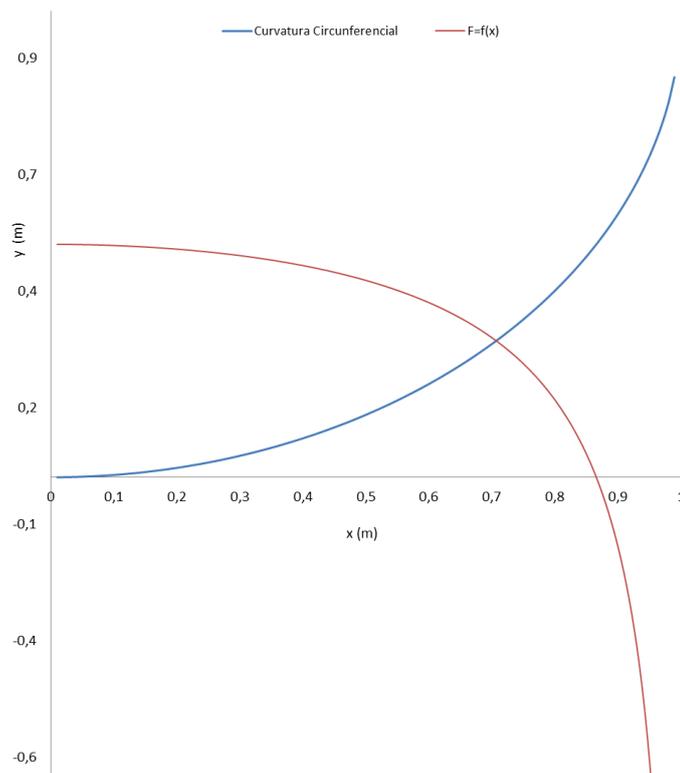


Figura 4.3: Curvatura circunferencial ( $y = 1 - \sqrt{1^2 - x^2}$ ) e distância focal (F).

A distância focal da função matemática circunferencial não foi constante como a da função matemática parabólica, o que não favorece o aquecimento para um escoamento horizontal, pois somente uma parte da radiação é refletida para o tubo aquecedor. À medida em que a curvatura se afasta do centro, há dispersão dos raios refletidos.

De forma representativa, a Figura 4.3 sugere valores de foco negativos o que seria uma refração e não uma reflexão (inexistente neste caso). Há de se considerar nesses casos

uma dupla reflexão, ou seja, o raio de reflexão irá atingir a curvatura se comportando-se como um raio de incidência, vindo a se refletir novamente. A vista do corte da calha circunferencial e a dispersão do foco são demonstrados na Figura 4.4.

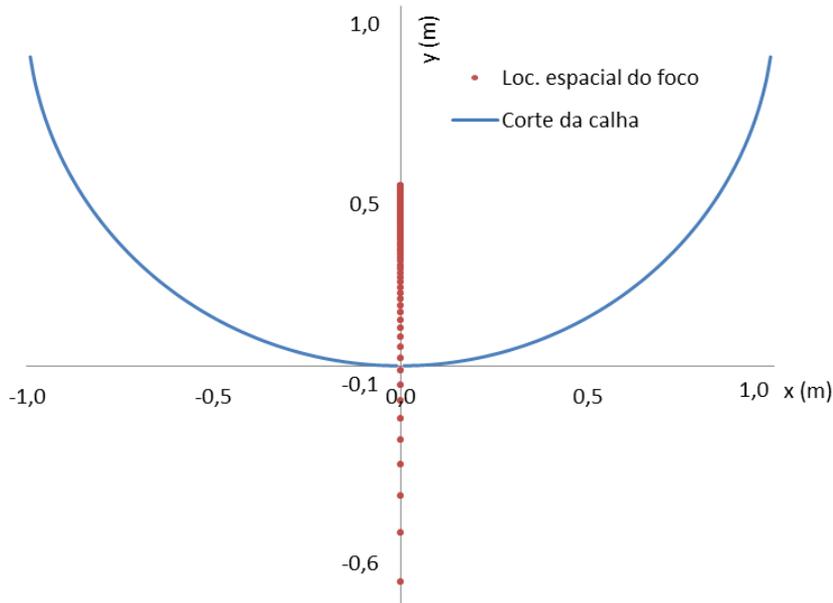


Figura 4.4: Corte circunferencial da calha e localização espacial do foco.

Neste caso, observou-se que o ponto focal era constante somente para a região central da calha. Por consequência, uma curvatura circunferencial para a calha pode ser usada se, e somente se, a estrutura tiver grandes valores para o raio de curvatura.

### Curvatura Exponencial

A Equação (4.3) representou a função exponencial admitida. Os valores de  $a$  e  $b$  adotados para os cálculos foram  $\frac{1}{2}m$  e  $\frac{1}{2}m^{-1}$ .

$$y = ae^{bx} - a \quad (4.3)$$

Seguindo os passos descritos na Seção 3.2.1 foi possível plotar a Figura 4.5.

O comportamento dos pontos focais ao longo da curvatura difere-se dos dois modelos anteriores por apresentar valores maiores quando se desloca do centro para a periferia da curvatura, apresentando dispersão dos raios incidentes. Mas, da mesma forma que a função matemática circunferencial, essa curvatura não foi uma boa opção para um escoamento horizontal por perder grande parte da radiação refletida. A representação exponencial da calha e a dispersão do foco são apresentados na Figura 4.6.

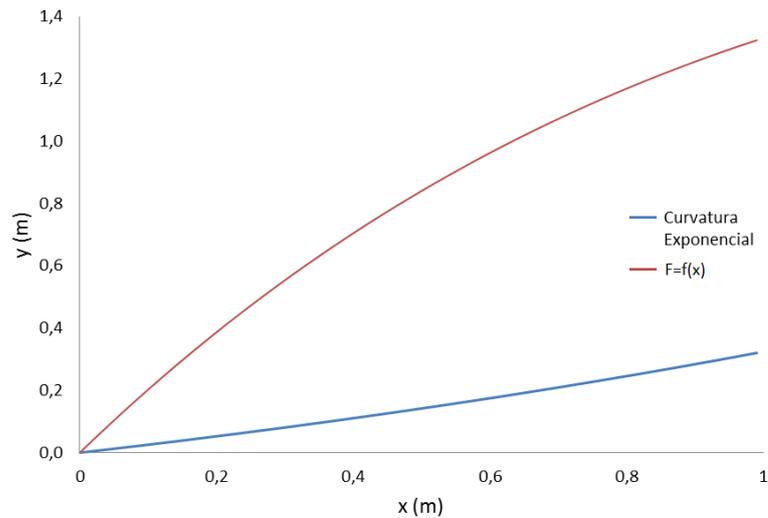


Figura 4.5: Curvatura exponencial ( $y = \frac{1}{2}e^{\frac{1}{2}x} - \frac{1}{2}$ ) e distância focal (F).

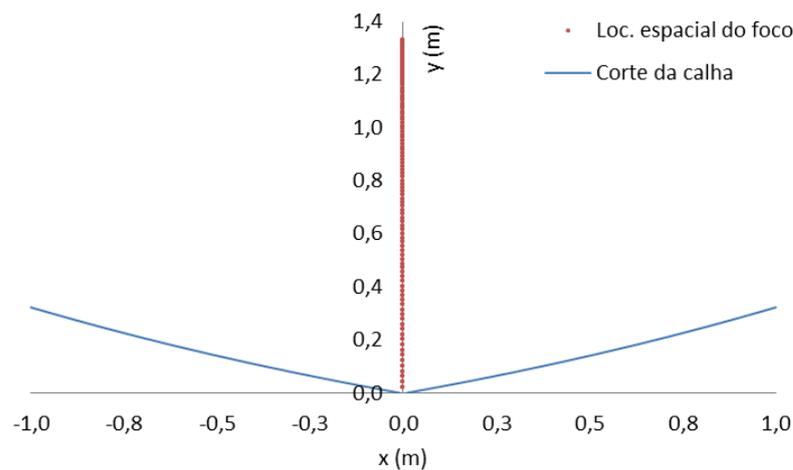


Figura 4.6: Curvatura exponencial da calha e localização espacial do foco.

Portanto, visto que o trabalho está voltado para um escoamento do fluido de forma horizontal adotou-se como função curvatura a função parabólica.

#### 4.1.2 Cálculo da área de abertura da calha

Um ensaio teórico foi feito para dimensionalizar a área da calha usando como base de cálculo o balanço de energia apresentado na Seção 3.2.2. O objetivo pretendido foi o de atingir a temperatura de  $100^{\circ}\text{C}$ , utilizando como referência uma temperatura ambiente média de  $25^{\circ}\text{C}$  e um coeficiente de película de  $40 \text{ W}/\text{m}^2\text{C}$  o que é razoável para a cidade de Uberlândia-MG.

Pela Figura 4.7 foi possível afirmar que para atingir a temperatura esperada a tubulação precisaria receber cerca de  $3650 \text{ W/m}^2$ .

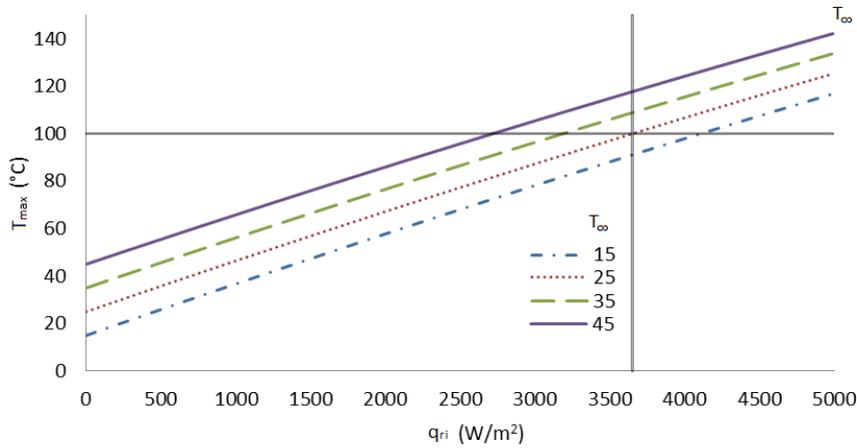


Figura 4.7: Temperatura de equilíbrio do fluido em função da radiação  $q_{ri}$  ( $h=40 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}}$ ).

### Comprimento da tubulação

Considerou-se como comprimento da tubulação,  $L_{total}$ , a distância necessária para que o fluido atingisse a temperatura máxima com uma precisão de 3 casas decimais. A Figura 4.8, permitiu afirmar que para uma vazão volumétrica de  $20 \text{ L/h}$  considerando uma captação de  $3650 \text{ W/m}^2$  de radiação solar, um coeficiente de película de  $40 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$ , uma temperatura ambiente de  $25^\circ\text{C}$  e uma temperatura inicial do fluido de  $20^\circ\text{C}$ , precisa-se de aproximadamente 43 metros de tubulação para atingir a temperatura máxima de  $100^\circ\text{C}$ .

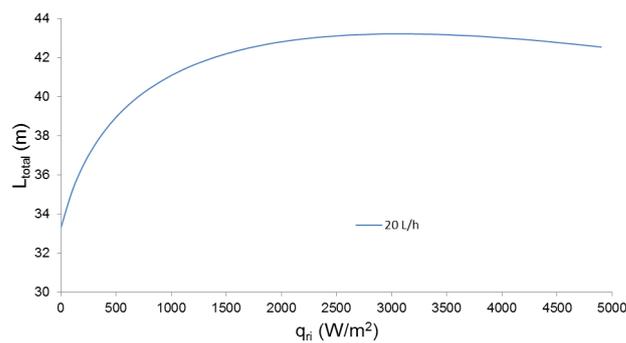


Figura 4.8: Comprimento de tubulação necessário para se alcançar uma temperatura de  $100^\circ\text{C}$  à  $20 \text{ L/h}$  e  $40 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$ .

Para outras vazões pode-se utilizar os dados da Figura 4.9.

Baseado nessas informações e considerando um  $q_r$  de  $730 \text{ W/m}^2$  e o diâmetro da tubulação de  $0,03 \text{ m}$  foi possível encontrar pela Equação 4.4 derivada da Equação 3.16 a área de abertura da calha que foi de aproximadamente  $20 \text{ m}^2$ .

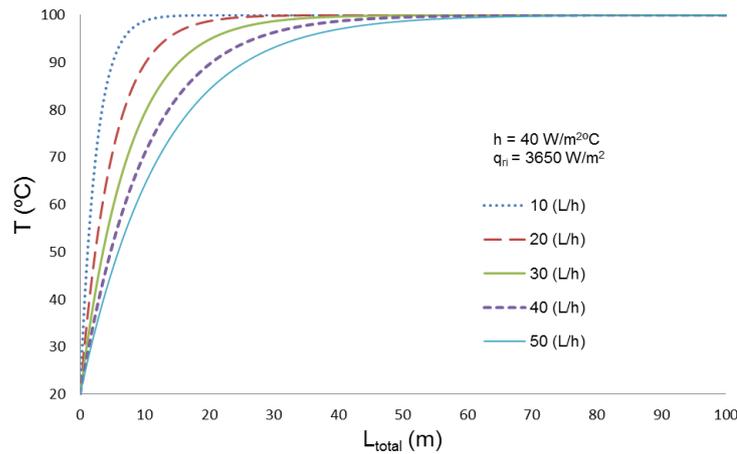


Figura 4.9: Temperatura do fluido em função do comprimento da tubulação para distintas vazões volumétricas.

$$A_a = \frac{\pi D L_{total} q_{ri}}{q_r} \quad (4.4)$$

Portanto, para se atingir a temperatura de 100°C a uma vazão de 20 L/h e nas condições especificadas nessa seção deve-se utilizar cerca de 43 metros de tubulação e uma área de abertura da calha de 20 m<sup>2</sup>.

### 4.1.3 Orientação cardeal

A investigação para qual sentido direcionar o equipamento teve como base o caminho do sol para os diferentes dias do ano. Nesta fase pretendeu-se determinar se esse movimento seguiria o sentido Norte-Sul ou Leste-Oeste.

Os pontos pontilhados das Figuras 4.10 e 4.11 representam a posição do sol enquanto que a linha curvada representa a movimentação do concentrador solar. Para acompanhar o sol no sentido Leste-Oeste, Figura 4.10 a calha deve se movimentar diariamente cerca de 180° mantendo uma média de deslocamento de  $\frac{15^\circ}{h}$ . Para acompanhar o sol no sentido Norte-Sul, Figura 4.11 a calha deve se mover, segundo o ângulo da altura solar, no máximo 90°, ou seja metade do sentido Leste-Oeste.

Como a rotação do equipamento é manual e visando facilitar o processo de medição, escolheu-se o sentido Norte-Sul entendendo que, assim, a possibilidade de erros seriam minimizados.

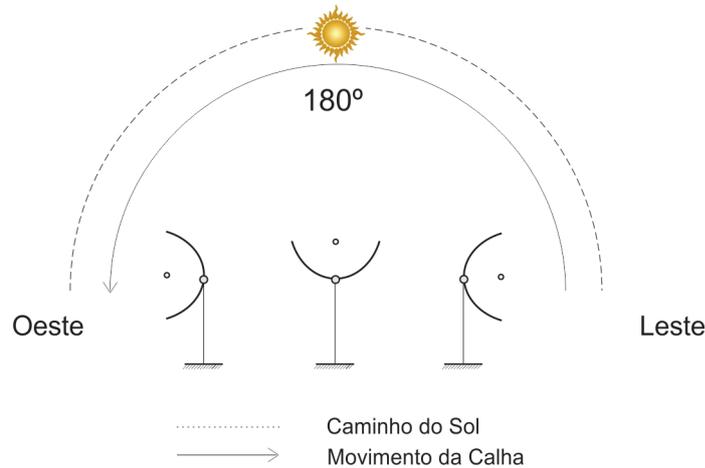


Figura 4.10: Representação do caminho do Sol para o sentido Leste-Oeste.

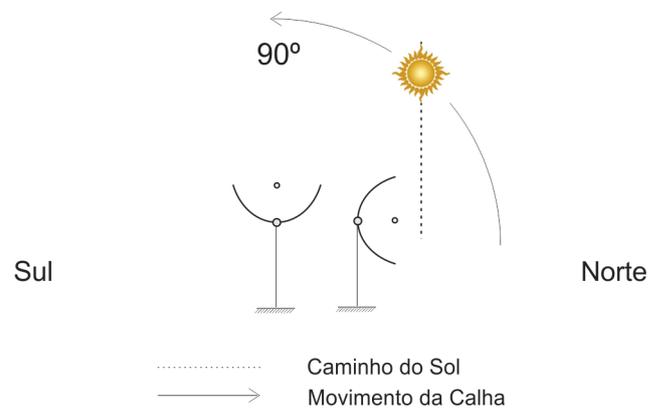


Figura 4.11: Representação do caminho do Sol para o sentido Norte-Sul.

#### 4.1.4 Influência do coeficiente de transferência de calor

Analisando o histórico registrado pelo INMET, observou-se que a velocidade média dos ventos em Uberlândia não ultrapassava a  $5 \text{ m/s}$ . Com base nessa informação e seguindo as equações descritas na Seção 3.2.2, foi possível plotar o gráfico da Figura 4.12 para três temperaturas ambiente:  $0^\circ\text{C}$ ,  $15^\circ\text{C}$  e  $30^\circ\text{C}$ .

Observou-se pelos resultados que a velocidade do vento foi um fator crucial para o aumento do coeficiente convectivo de transferência de calor, o que não aconteceu quando se analisou a influência da temperatura ambiente. Com o vento a  $5 \text{ m/s}$  e a uma temperatura ambiente de  $25^\circ$  o coeficiente de película foi de  $48,56 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$  o que representa uma perda energética razoável.

Portanto, para locais com perdas convectivas de calor, é recomendável que o sistema seja protegido da ação dos ventos.

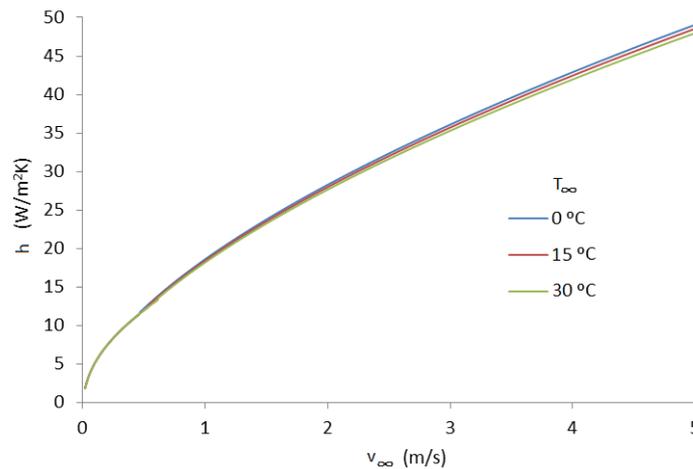


Figura 4.12: Coeficiente de película ( $h$ ) em face da velocidade dos ventos atmosféricos ( $v_{\infty}$ ) e de temperaturas ambiente ( $T_{\infty}$ ).

#### 4.1.5 Protótipo

O modelo de construção do concentrador solar foi apenas um protótipo e, portanto, não foi construído com os 43  $m$  de tubulação e com a área de abertura de 20  $m^2$ . As dimensões escolhidas, visando um menor custo e a possibilidade de locomoção do equipamento, foram de 1,8  $m$  para a tubulação receptora e 2  $m^2$  para a área de abertura da calha, o que possibilitou uma envergadura espelhada de 2,17  $m^2$ .

Nessas condições, para que o fluido atinja a  $T_{max}$ , com os valores propostos na Seção 4.1.2, ele deve circular pelo menos  $\frac{L_{total}}{L_{tubo}}$  vezes, que para o protótipo equivaleria a 24 vezes. Conforme a vazão, o fluido atingirá a temperatura máxima em um tempo  $t_{max}$  definido pela Equação 4.5. Para uma vazão de 20  $L/h$  e também com os dados da Seção 4.1.2 foram necessários cerca de 91 minutos.

$$t_{max} = \left( \frac{\pi D^2 L_{total}}{4Q} \right) \quad (4.5)$$

#### 4.1.6 Coletor Solar

Considerando que um dos objetivos dessa dissertação foi a construção do protótipo de um concentrador solar a partir das dimensões definidas na Seção 4.1.5 foi concebido sua construção conforme as Figuras 4.13 e 4.14.

Um tubo quadrado de metalon de 40x40#18  $mm$  fez a estrutura de apoio da calha, desenhado em formato de pedestal. Com 4 rodízios giratórios para facilitar o transporte, a estrutura teve 2200  $mm$  de comprimento, 1220  $mm$  de largura e 1400  $mm$  de altura.

No centro, uma estrutura piramidal reforçava todas as junções de ângulo reto conforme Figura B.1 do Apêndice B.



Figura 4.13: Coletor solar de calha parabólica montado.

A calha paraboloide, Figura B.2 do Apêndice B, teve suporte de cantoneira, apoiada com ferro chato o qual possibilitava o formato da parábola. O eixo rotativo foi composto por um tubo galvanizado do qual foi fixado por um mancal de trava.

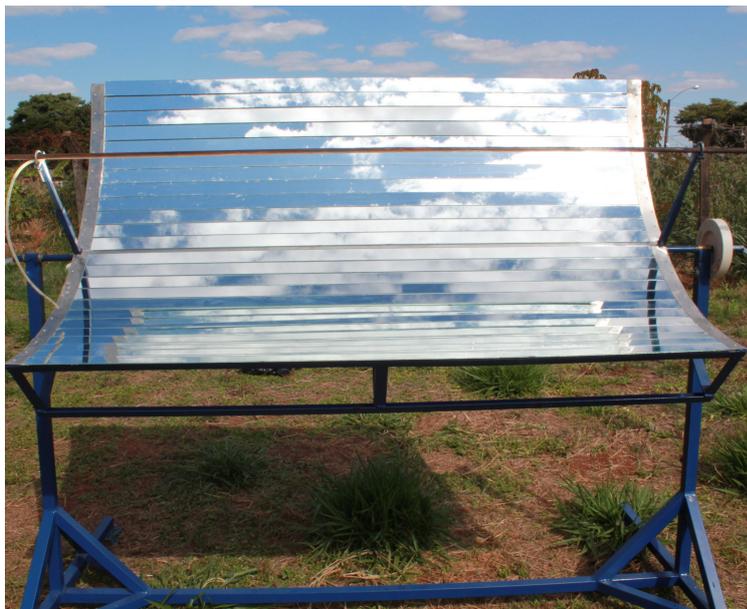


Figura 4.14: Fotografia da vista frontal do coletor solar.

As tiras de espelhos de 1800x50#3 mm foram coladas com silicone incolor neutro em uma chapa metálica de #26 rebitada na estrutura da parábola. O sistema de trava

angular foi usinado em PVC no formato de um flange com um rasgo semi circular o que possibilitava o travamento na angulação desejada.

### Operação do sistema construído

Um tanque pulmão com capacidade de 10 L alimentava o coletor solar através de uma bomba peristáltica. O fluido de aquecimento chegava ao tubo receptor através de mangueiras de silicone. O sistema foi concebido com 1 passe (Figura 4.15) e, devido à dispersão focal apresentada pelo concentrador, com 2 passes (Figura 4.16) para aproveitar a energia disponível. Neste caso o fluido de aquecimento era direcionado para o tubo receptor no sentido de ida e de volta.

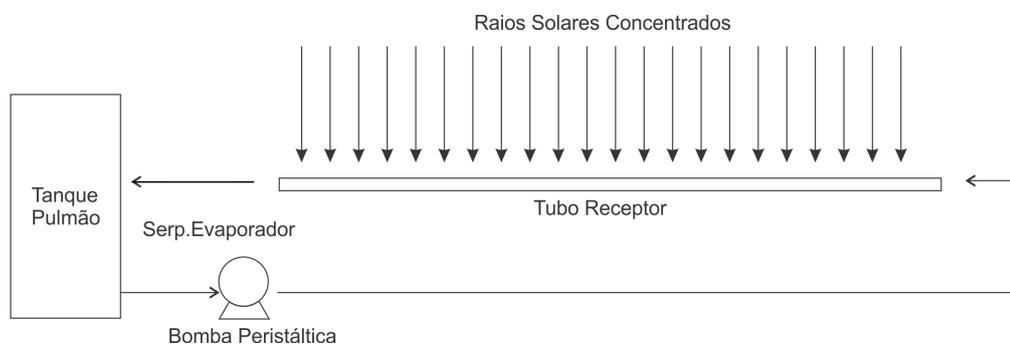


Figura 4.15: Fluxograma do coletor solar com 1 passe.

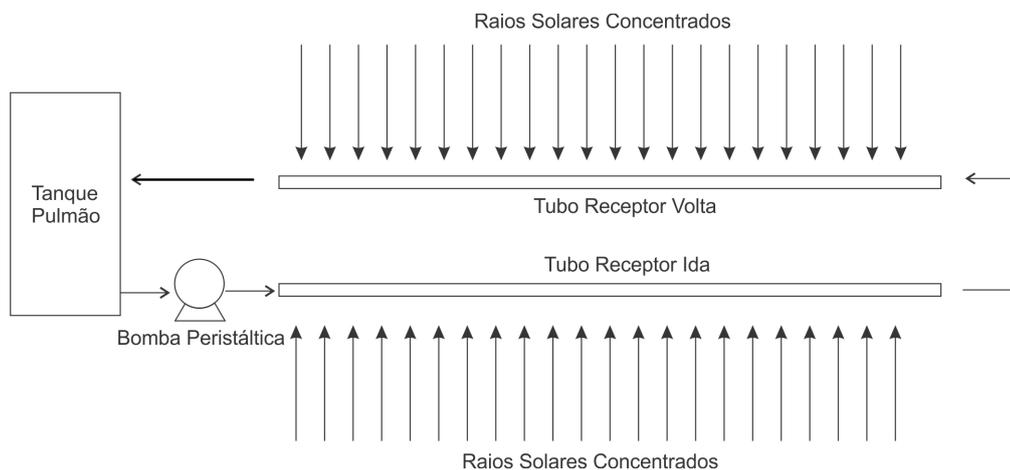


Figura 4.16: Fluxograma do coletor solar com 2 passes.

A calha parabólica direcionada no sentido Norte-Sul foi ajustada em direção ao sol concentrando seus raios no tubo receptor. O fluido dentro do tubo aquece e passa por uma serpentina dentro do evaporador. Ao sair volta para o tanque pulmão recomeçando o circuito.

No Apêndice B, estão maiores detalhes do concentrador.

### 4.1.7 Evaporador

O evaporador foi projetado para funcionar junto ao coletor solar. Possui três vasos construídos a partir de uma tubulação de aço inox 304 de 6" conforme medidas expostas na Figura B.3 do Apêndice B. Todos possuem visores de vidro para facilitar o acompanhamento do processo de evaporação e são acoplados verticalmente através de flanges. O primeiro vaso funciona como um pré-aquecedor e como condensador. Lá está alojado um trocador de calor no formato de um “chapéu chinês” o que permite a condensação do evaporado. O segundo vaso, abriga a serpentina de aquecimento fabricada com tubulação de aço inox de 3/8" do qual passa o fluido que vem do concentrador solar. O terceiro vaso é o receptor da água evaporada. Os vasos e a serpentina têm entrada para termopares, as Figuras 4.17 e 4.18 ilustram esse sistema .



Figura 4.17: Vista do evaporador montado.



Figura 4.18: Fotografia dos vasos do evaporador.

### Evaporador Construído

Visando a trabalhos futuros, no momento oportuno pretender-se-á obter água potável a partir de água salobra. Para tanto, água salobra com 1,5% será preparada abastecendo o primeiro vaso com capacidade de 6 L de volume útil, o segundo vaso com 5 L de volume útil também será preenchido via escoamento gravitacional e a vazão será controlada por válvula. Com o coletor solar já em funcionamento o fluido térmico passará dentro da serpentina aquecendo a água salobra do segundo vaso que irá evaporar subindo para o evaporador pela via do “chapéu chinês” em um contato indireto. A água evaporada irá condensar e escoar com a força da gravidade para o terceiro vaso com capacidade de 5 L, que tem a função de armazenamento. O fluxograma desse processo é representado pela Figura 4.19. Os detalhes do projeto estão no Apêndice B.

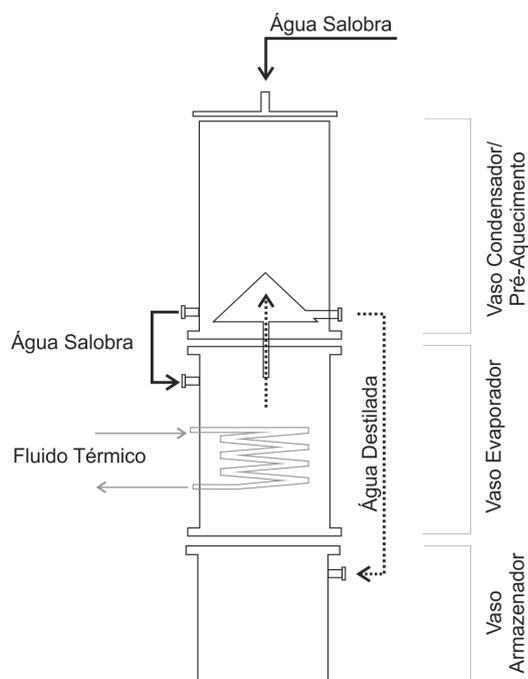


Figura 4.19: Fluxograma do evaporador.

## 4.2 Dados Experimentais

### 4.2.1 Coletor Solar

Pela Figura 4.9 já tinha sido possível perceber que para menores vazões de água, atingia-se a temperatura máxima utilizando um menor comprimento de tubulação. Baseado nisso, foi escolhida as seguintes vazões para os ensaios: 20, 10 e 5 L/h. Além de mais duas vazões extras para ampliar a faixa de pré-caracterização que são: 40 L/h e via ter-

mossifão. Como mencionado anteriormente, todos os dados meteorológicos foram obtidos do Instituto Nacional de Meteorologia (INMET) via estação meteorológica do *Campus Santa Mônica* da UFU.

### Vazão de 20L/h - 1 e 2 Passes

A Figura 4.20 relata a coleta de dados meteorológicos do dia 08/07/2011 a uma vazão de 20 L/h para um passe.

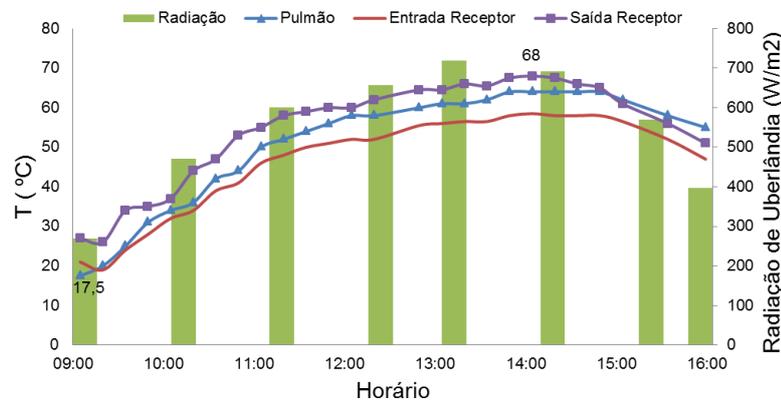


Figura 4.20: Dados experimentais e meteorológicos a uma vazão de 20 L/h no dia 08/07/11.

Os dados da temperatura apresentam uma tendência clara com a radiação solar, acompanhando-a por toda faixa de medição. O valor máximo de temperatura alcançado ocorreu às 14 horas na saída da tubulação receptora com 68°C. A temperatura de partida, às 9 horas, foi de 17,5°C. No tanque pulmão a temperatura máxima foi de 64°C.

Percebe-se pelos dados da entrada do receptor que, salvo nos minutos iniciais, a temperatura estava sempre menor que a do tanque pulmão, evidenciando uma perda de calor por convecção no deslocamento até o tubo receptor.

Na tentativa de minimizar estas perdas foi proposto um ensaio com 2 passes no dia 15/07/2011, conforme o esquema de montagem já apresentado. Não houve grandes variações das medições de radiação nos dias de teste, a variação máxima da temperatura ambiente foi de 3°C conforme Figura 4.21. Os índices 1 e 2 indicam respectivamente 1 e 2 passes.

Já a Figura 4.22, compara as diferenças de temperatura medidas na saída do tubo receptor. As temperaturas máximas observadas para as configurações contendo 1 e 2 passes foram equivalentes a 68°C e 87°C, respectivamente. Neste caso, um aumento de temperatura de aproximadamente 28%.

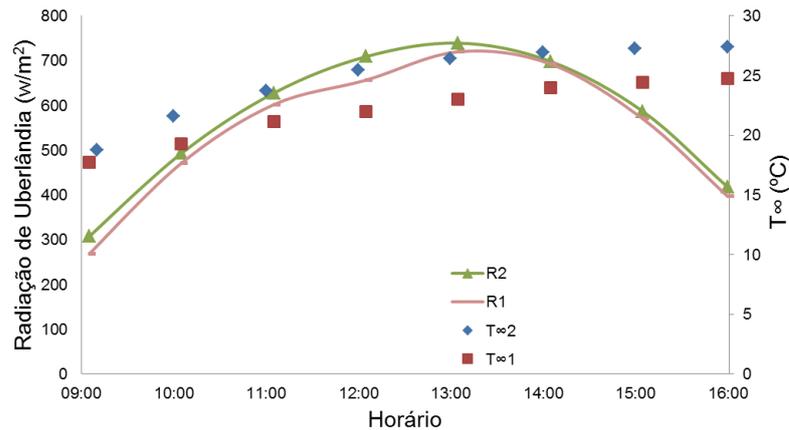


Figura 4.21: Medições de radiação (R) e de temperatura ambiente de Uberlândia ( $T_{\infty}$ ) nos dias 08/07/11 e 15/07/11. Para 1 e 2 passes, respectivamente.

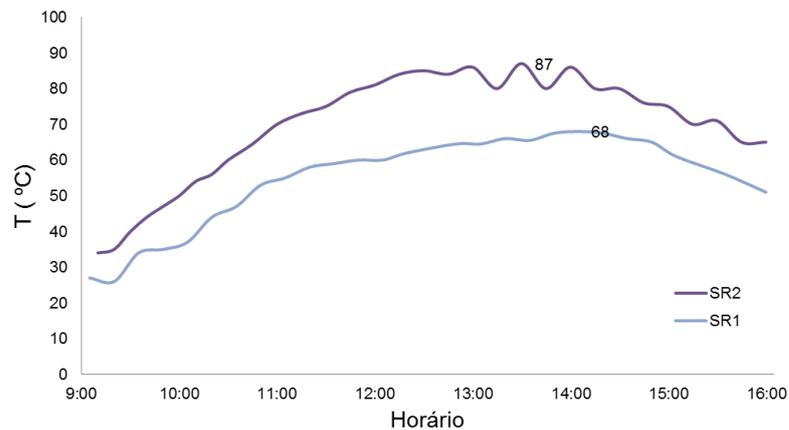


Figura 4.22: Temperatura na saída do tubo receptor (SR) nos dias 08/07/2011 e 15/07/2011, para 1 e 2 passes (20 L/h).

A Figura 4.23 compara as temperaturas do tanque pulmão e da entrada do tubo receptor para 1 e 2 passes.

A temperatura máxima atingida na entrada do tubo receptor com 1 passe foi de 64°C e o de 2 passes 83°C. O aumento percentual na temperatura do tanque pulmão foi 35%.

Mesmo adotando o sistema com 2 passes ainda existe diminuição de temperatura quando a água passa do tanque pulmão para a tubulação de aquecimento.

De acordo com a distribuição de temperatura ao longo do horário para os dois tipos de arranjo, pôde-se concluir que o arranjo de 2 passes passou a aproveitar uma parcela de energia que antes estava sendo dispersa e que simplesmente não incidia sobre a área do tubo concentrador do arranjo de 1 passe.

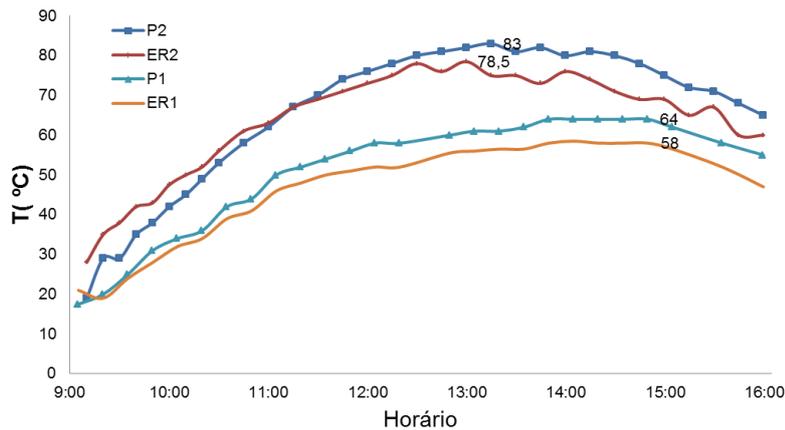


Figura 4.23: Temperatura na entrada do tubo receptor (ER) e no tanque pulmão (P) para 1 e 2 passes, nos dias 08/07/11 e 15/07/11 (20 L/h).

### Vazão de 10 L/h - 1 e 2 Passes

A Figura 4.24 relata a coleta de dados meteorológicos do dia 09/07/2011 a uma vazão de 10 L/h para 1 passe.

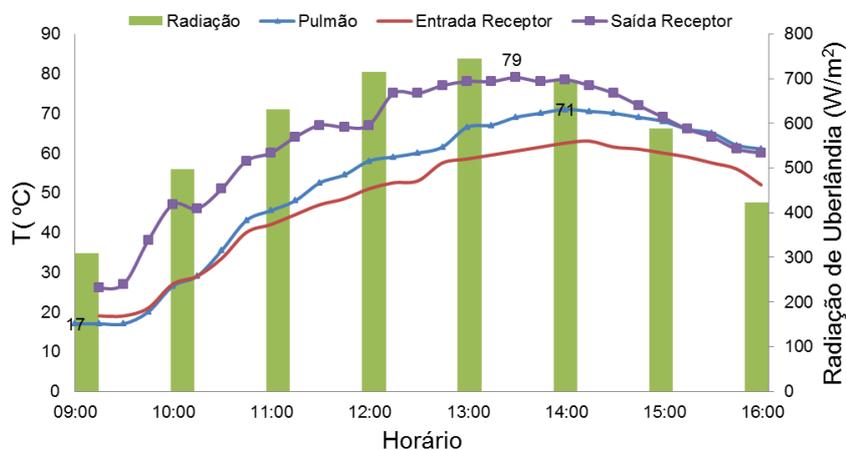


Figura 4.24: Dados experimentais e meteorológicos a uma vazão de 10 L/h no dia 09/07/11.

Os dados da temperatura apresentaram uma tendência com a radiação solar por toda faixa de medição o que já era esperado quando o sistema não sofresse influências externas como por exemplo a convecção. O valor máximo de temperatura ocorreu às 13:30h na saída da tubulação receptora com 79°C. A temperatura inicial, às 9 horas, foi de 17°C. No tanque pulmão a temperatura máxima foi de 71°C.

Percebe-se pelos dados da entrada do receptor que a partir das 10:00 h, a temperatura fica menor que a do tanque pulmão, evidenciando uma perda de calor por convecção quando o fluido se desloca entre esses dois pontos do concentrador solar.

Na tentativa de minimizar essas perdas foi proposto um ensaio com 2 passes no dia 14/07/2011.

As variações da radiação e de temperatura ambiente para esses dias foram desprezíveis, conforme demonstra a Figura 4.25. Os índices 1 e 2 indicam respectivamente 1 e 2 passes.

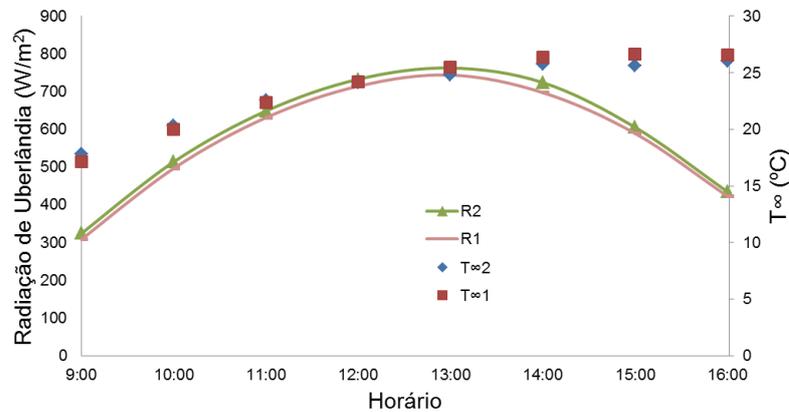


Figura 4.25: Radiação (R) e de temperatura ambiente de Uberlândia ( $T_{\infty}$ ) nos dias 09/07/11 e 14/07/11 para 1 e 2 passes.

A Figura 4.26 compara as diferenças de temperatura medidas na saída do tubo receptor. As temperaturas máximas observadas para as configurações contendo 1 e 2 passes foram  $78,5^{\circ}\text{C}$  e  $92^{\circ}\text{C}$  respectivamente, correspondendo a um aumento de aproximadamente 17 %.

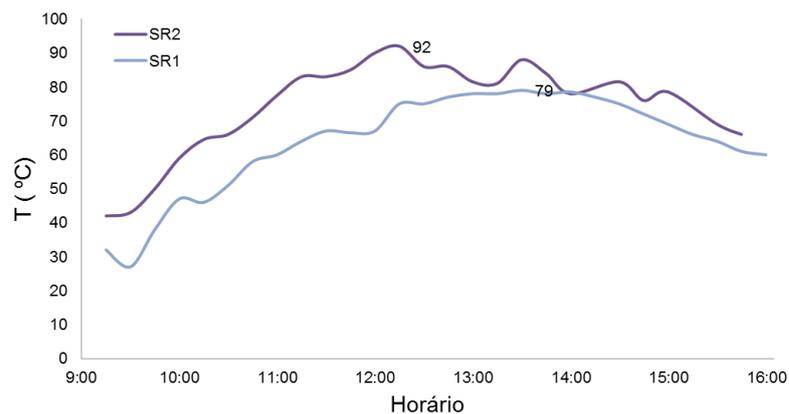


Figura 4.26: Temperatura na saída do tubo receptor (SR) nos dias 09/07/11 e 14/07/11 para 1 e 2 passes ( $10L/h$ ).

Novamente verificou-se que a configuração de 2 passes foi capaz de reaproveitar parte da energia que antes estava sendo dispersada e não coletada pela de 1 passe.

A Figura 4.27 compara as temperaturas do tanque pulmão e da entrada do tubo receptor para 1 e 2 passes.

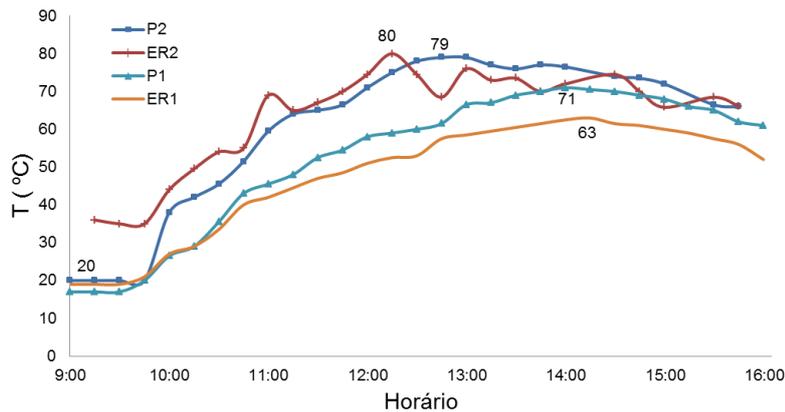


Figura 4.27: Temperatura na entrada do tubo receptor (ER) e no tanque pulmão (P) nos dias 09/07/11 e 14/07/11 para 1 e 2 passes c.

As temperaturas máximas observadas na entrada do tubo receptor para 1 e 2 passes foram 71°C e 80°C respectivamente. O aumento percentual na temperatura do tanque pulmão foi de 11,11%.

A partir das 12:30 h, para o sistema de dois passes, a temperatura de entrada do tubo receptor passou a ser menor que a do tanque indicando perdas de calor por convecção no trecho mencionado (tanque pulmão à entrada do tubo receptor).

### Vazão de 5 L/h - 1 e 2 Passes

A Figura 4.28 demonstra os dados do dia 11/07/2011 a uma vazão de 5 L/h para 1 passe.

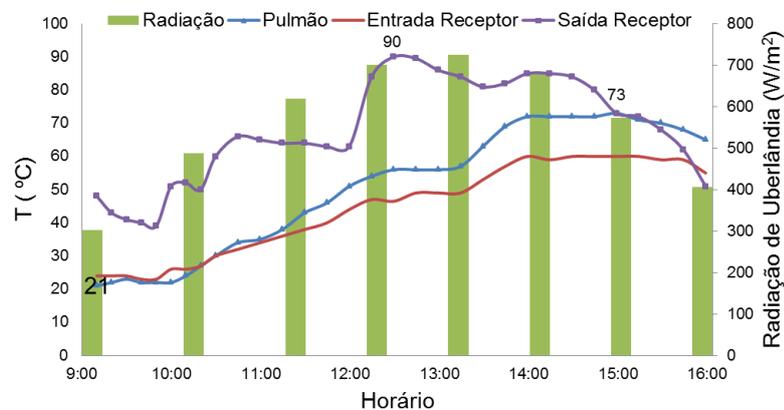


Figura 4.28: Dados experimentais e meteorológicos a uma vazão de 5 L/h no dia 11/07/11.

Observa-se que a temperatura apresenta uma tendência com a radiação solar somente em parte da faixa de medição o que sugere interferências externas como a perda convectiva.

O valor máximo de temperatura alcançado ocorreu às 12:30 h, na saída da tubulação receptora, com 90°C. A temperatura de partida, às 9 horas, foi de 21°C. No tanque pulmão a temperatura máxima foi de 73°C. Percebe-se pelos dados da entrada do receptor que a partir das 10:20 h, a temperatura ficou menor que a do tanque pulmão, o que constata uma perda de calor por convecção neste trecho.

O ensaio com 2 passes aconteceu no dia 18/07/2011. As variações da radiação para os dias foram consideradas desprezíveis. A temperatura ambiente teve diferença média de 1°C, conforme ilustra a Figura 4.29. Os índices 1 e 2 indicam respectivamente 1 e 2 passes.

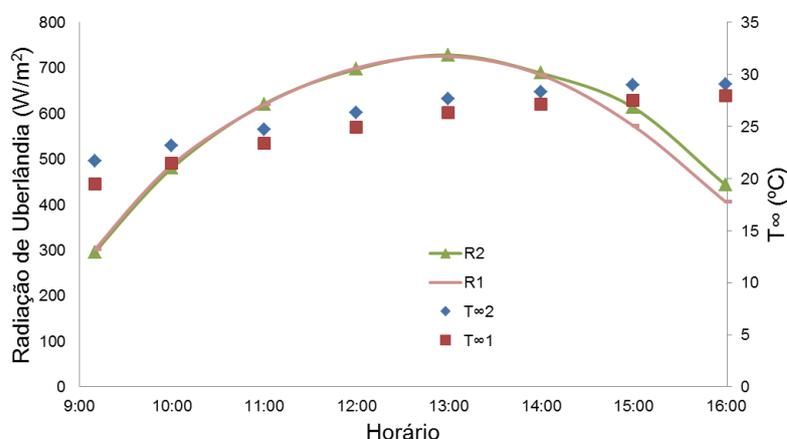


Figura 4.29: Radiação (R) e temperatura ambiente de Uberlândia ( $T_{\infty}$ ) nos dias 11/07/11 e 18/07/11 para 1 e 2 passes.

A Figura 4.30 compara as diferenças de temperatura medidas na saída do tubo receptor. As temperaturas máximas atingidas foram de 81°C para 1 passe e 90°C para 2 passes. Um aumento de aproximadamente 11 %.

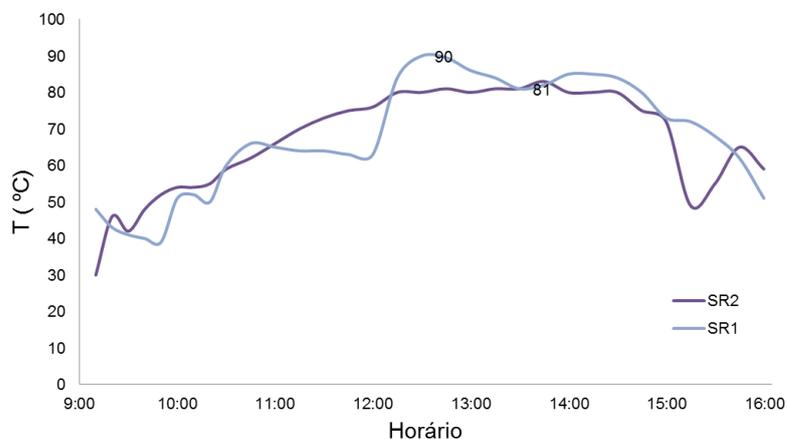


Figura 4.30: Temperatura na saída do tubo receptor (SR) nos dias 11/07/11 e 18/07/11 para 1 e 2 passes (5 L/h).

A Figura 4.31 compara as temperaturas do tanque pulmão e da entrada do tubo receptor para 1 e 2 passes.

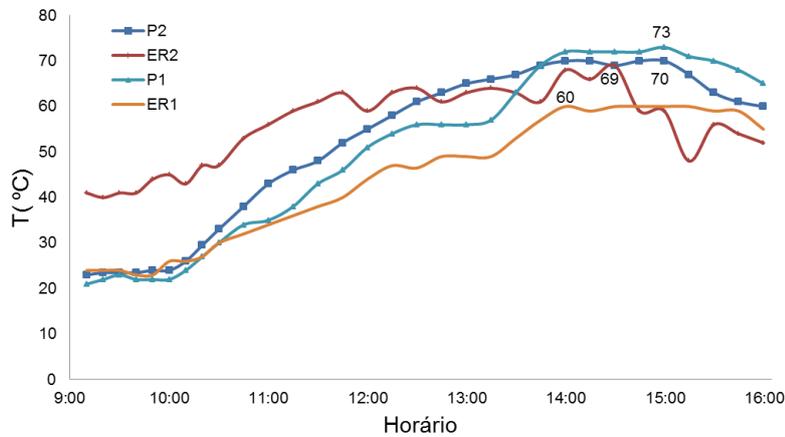


Figura 4.31: Temperatura na entrada do tubo receptor (ER) e no tanque pulmão(P) nos dias 11/07/11 e 18/07/11 para 1 e 2 passes (5 L/h).

A temperatura máxima atingida na entrada do tubo receptor com 1 passe foi de 60°C e 69°C para o de 2 passes. Houve uma queda percentual na temperatura do tanque pulmão de aproximadamente 4% justificado pela forte interferência convectiva.

### Vazão de 40L/h e termossifão

Para aumentar a faixa de caracterização do concentrador solar fez-se testes com a vazão de 40 L/h e com o sistema de fluidez ausente de bombeamento, conhecido como termossifão. Nestes casos não houve comparação de passes. A Figura 4.32 demonstra os dados do dia 16/07/2011 a uma vazão de 40 L/h para 2 passes.

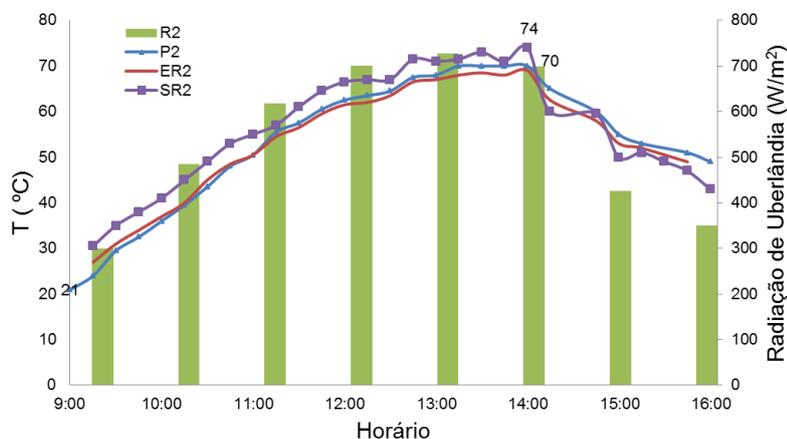


Figura 4.32: Dados experimentais e meteorológicos a uma vazão de 40 L/h no dia 16/07/11.

Os dados da temperatura apresentam uma tendência com a radiação solar em toda faixa de medição não evidenciando nenhuma interferência externa. A temperatura máxima observada na saída da tubulação receptora foi de  $74^{\circ}\text{C}$  e ocorreu às 14:00 h. A temperatura inicial do fluido foi de  $21^{\circ}\text{C}$ . O tanque pulmão conseguiu uma temperatura máxima de  $70^{\circ}\text{C}$ .

Percebe-se que as faixas de temperatura entre as entradas e as saídas da tubulação de aquecimento e entre o tanque pulmão foram bem próximas o que é provocado pelo aumento de vazão. Portanto, um maior fluxo gera uma maior homogeneidade térmica do sistema.

No caso do termosifão, os dados foram coletados no dia 22/07/2011 para 2 passes e sem o tanque pulmão, por não depender da bomba peristáltica. Os valores coletados são ilustrados pela Figura 4.33.

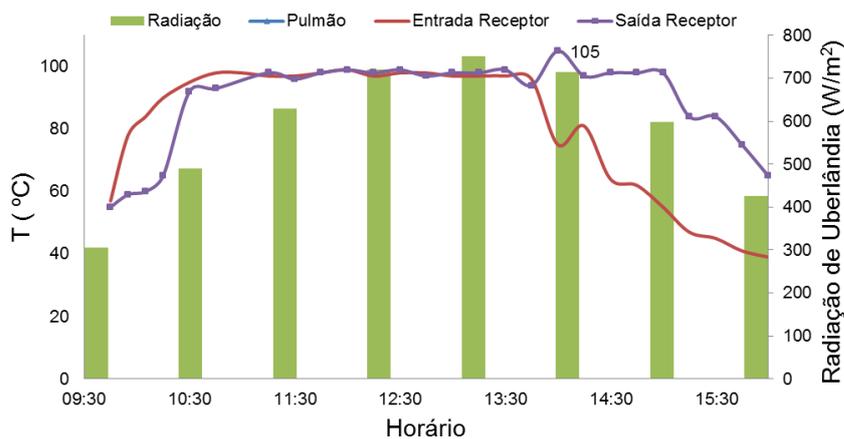


Figura 4.33: Dados experimentais e meteorológicos a uma vazão termosifonada no dia 22/07/11.

Uma tendência com a radiação solar é apreciada, porém, a partir das 11:00 h o sistema parece entrar em equilíbrio. A temperatura máxima da saída do receptor foi de  $105^{\circ}\text{C}$  e manteve-se em grande parte do tempo à  $98^{\circ}\text{C}$ . A partir das 14:00 h a temperatura começou a diminuir acompanhando a diminuição da radiação solar.

A possibilidade de temperaturas mais altas nesse sistema de vazão é atraente, o que sugere o trabalho com outros fluidos térmicos com temperatura de ebulição maior, como é o caso do óleo. Ao descartar a necessidade de um sistema de bombeamento, tem-se, também, a oportunidade de economias energéticas e de um funcionamento independente com maior autonomia.

Enfim, pôde-se concluir por este estudo preliminar que o concentrador solar é capaz de proporcionar o aquecimento necessário para a evaporação da água salobra. Para isso,

recomenda-se menores vazões do fluido de aquecimento, de preferência via termossifão, e um isolamento da tubulação receptora, para evitar perdas convectivas.

---

---

# CAPÍTULO 5

---

## Conclusões e Sugestões

Este capítulo apresenta as considerações relevantes para as três etapas desse projeto: o planejamento, a construção e a caracterização preliminar.

Na parte de projeto, três tipos de curvatura foram estudadas para a calha: a parabólica, a circunferencial e a exponencial. Percebeu-se que as curvaturas com funções matemáticas circunferenciais e exponenciais apresentavam uma grande dispersão na distância focal. Já a curvatura parabólica foi a que manteve a distância focal sempre no mesmo ponto. Por isso, foi o formato escolhido para a curvatura.

A área de abertura da calha e o comprimento da tubulação de aquecimento foram planejados com o propósito de se atingir uma temperatura de 100 °C. A vazão utilizada no planejamento foi de 20 L/h, a incidência de radiação na tubulação receptora admitida foi de 3650 W/m<sup>2</sup> e o coeficiente de película adotado foi de 40  $\frac{W}{m^2K}$ . Os resultados do cálculo foram: uma área com 20 m<sup>2</sup> e uma tubulação com 43 m de comprimento.

Porém, por se tratar de uma unidade protótipo outras medidas foram admitidas visando a diminuição de custos e a possibilidade de locomoção. O comprimento da tubulação escolhido foi de 1,8 m e a área de abertura da calha proposta foi de 2 m<sup>2</sup>, o que permitiu uma envergadura espelhada de 2,17 m<sup>2</sup>.

Uma vez construída a unidade, optou-se por direcionar a parábola no sentido Norte-Sul pela menor necessidade de ajuste, o que facilita quando o sistema é manual.

Nos testes preliminares, houve dificuldade para atingir a temperatura de projeto. Fato

esse justificado pela descontinuidade da tubulação de aquecimento e pela dispersão dos raios próximo a linha focal uma vez que os dados oriundos do modelo teórico baseavam-se em uma idealidade de foco e em um comprimento de tubulação contínua. Mesmo assim foi possível obter uma temperatura máxima de 105 °C com um escoamento via termossifão.

Com outras vazões, obteve-se valores máximos de temperatura de 68 a 92 °C. Nestes casos foi possível perceber que quanto maior era a vazão, menos calor o fluido absorvia e mais homogêneo termicamente o sistema ficava.

A quantidade de passes foi uma solução encontrada para aproveitar os raios dispersos no foco por isso os resultados são melhores utilizando 2 passes.

Como sugestões para trabalhos futuros destacam-se:

- A minimização dos efeitos de convecção, protegendo a unidade ou encamisando o tubo aquecedor com vidro;
- A utilização de outros fluidos de aquecimento, como óleo vegetal por exemplo;
- A diminuição do volume do tanque pulmão;
- A aplicação de CFD no balanço entálpico;
- Isolar os trechos de tubulação contra as perdas de calor;
- Testes com o evaporador.

---

# REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- AL-KHARABSHEH, D. Y. G. S. Experimental study of an innovative solar water desalination system utilizing a passive vacuum technique. *Solar Energy*, v. 75, p. 395–401, 2003.
- AROUCA, A. M. M. *Influência do material, tipo de escoamento e proteção transparente sobre o desempenho do coletor de um aquecedor solar de baixo custo*. Dissertação (Mestrado) — Universidade Federal de Uberlândia, 2010.
- BEZERRA, A. M. *Aplicações térmicas da energia solar*. [S.l.]: Editora Universitária, 1998.
- BORN, M.; WOLF, E. *Principles of Optics*. 5th. ed. New York and Oxford: Pergamon Press, 1975.
- BOUCHEKIMA, B. et al. Performance study of the capillary film solar distiller. *Desalination*, v. 116, p. 185–192, 1998.
- CHISHOLM, H. *Sun*. Eleventh edition. [S.l.]: England, 1911.
- COOPER, P. I. The absorption of radiation in solar stills. *Solar Energy*, v. 12, p. 3, 1969.
- DANIELS, F. *Uso directo de la energia solar*. [S.l.]: Madrid, 1978.
- DUFFIE, J. A.; BECKMAN, W. A. *Solar engineering of thermal processes*. New York: John Wiley, 1980.
- DUFFIE, J. A.; BECKMAN, W. A. *Solar engineering of thermal processes*. [S.l.]: John Wiley, 2006.
- DUFRESNE, J.-L. The measurement of the solar constant by Claude Pouillet. *La Météorologie*, v. 60, p. 36–43, 2008.

- EIBLING, J. A.; THOMAS, R. E.; LANDRY, B. A. An investigation of multiple-effect evaporation of saline waters by steam from solar radiation. *USDI office of saline water*, v. 2, 1953.
- EL-BAHI, D. I. A. A solar still with minimum inclination, coupled to an outside condenser. *Desalination*, v. 123, p. 79–83, 1999.
- KALOGIROU, S. A. Design of a new spray-type seawater evaporator. *Desalination*, v. 139, p. 345–352, 2001.
- KLEIN, S. A. Calculation of monthly average insolation on tilted surfaces. *Solar Energy*, v. 19, p. 325, 1977.
- KREIDER, J. F.; KREITH, F. *Solar Energy handbook*. [S.l.]: EUA, 1981.
- LIU, B. Y. H.; JORDAN, R. C. The long-term average performance of flat-plate solar energy collectors. *Solar Energy*, v. 7, p. 53, 1963.
- LUIZ, A. M. *Como aproveitar a energia solar*. [S.l.]: São Paulo, 1985.
- MARSH, A. *Performative Design*. 2011. Disponível em: <<http://andrewmarsh.com/topics/projects/educational-materials>>.
- OKE, T. R. *Boundary Mates Climates*. 2<sup>a</sup>. ed. Methuen, [s.n.], 1987.
- ORGILL, J. K.; HOLLANDS, K. G. T. Correlation equation for hourly diffuse radiation on a horizontal surface. *Solar Energy*, v. 19, p. 357, 1977.
- PALZ, W. W. *Energia solar e fontes alternativas*. [S.l.]: Curitiba, PR., 2002. Tradução: Norberto de Paula Lima ; revisão: Nilza Agua.
- PHILLIPS, T. Sdo: The 'variable sun' mission. *NASA News*, 2010.
- SANTORI, E. Solar still versus solar evaporator: A comparative study between their thermal behaviors. *Solar Energy*, v. 56, n. 2, p. 199–206, 1996.
- SELCUK, M. K. Analysis, development and testing of a fixed tilt solar collector employing reversible vee-trough reflectors and vacuum tube receivers. *Solar Energy*, v. 22, p. 413, 1979.
- SIQUEIRA, D. A. *Estudo de desempenho de aquecedor solar de baixo custo*. Dissertação (Mestrado) — Universidade Federal de Uberlândia, 2009.
- TALBERT, S. G.; EIBLING, J. A.; LOF, G. O. G. *Manual on solar distillation of saline water*. [S.l.]: Washington, 1970.

WAMBEKE, J. V. *Terra e Águas*. 03 2007. Disponível em:  
<<http://www.fao.org/ag/agl/aglw/aquastat/main/indexesp.stm>>.

WINSTON JUAN C. MIÑANO, P. B. R. *Nonimages Optics*. [S.l.]: San Diego, Califórnia, 2005.

ZUKAUSKAS, A. Heat transfer from tubes in cross flow. *Advanced in Heat Trasfer*, v. 8, p. 93–160, 1972.



---

---

# APÊNDICE A

---

## Calibração

### A.1 Calibração dos termômetros

Foram calibrados 4 termômetros com base em um termômetro padrão, conforme Figura A.1. As variações são insignificantes para o nível de precisão requerida nesse trabalho.

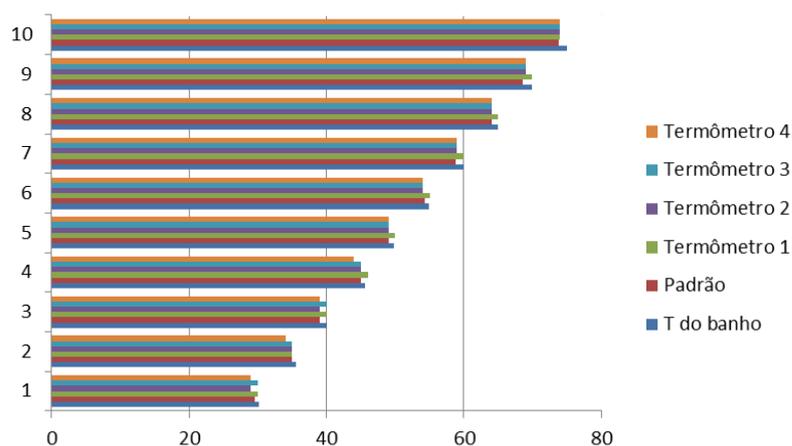


Figura A.1: Calibração dos termômetros.

## A.2 Calibração da bomba peristáltica

A bomba peristáltica foi calibrada medindo-se o volume e o tempo de escoamento do fluido bombeado. Com base nessas informações foi proposto a curva de calibração da Figura A.2 com correlação linear  $V_R$ . As vazões mencionadas nesse trabalho foram conferidas e adotaram o modelo da linearização proposta pela Equação A.1.

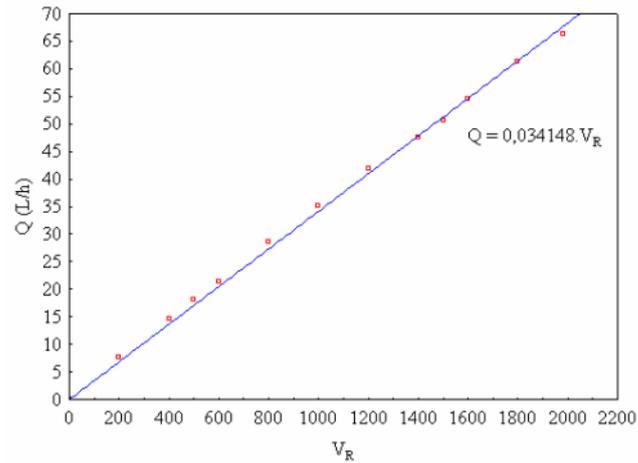


Figura A.2: Calibração da bomba peristáltica, adaptado de (SIQUEIRA, 2009).

$$Q = 0,034148 \cdot V_R \quad (\text{A.1})$$

---

---

# APÊNDICE B

---

## Desenhos e Fotografias do Projeto

Neste apêndice serão apresentados os desenhos base para a construção do concentrador solar e do evaporador e a fotografia depois do sistema construído.

### B.1 Concentrador Solar

O concentrador solar de calha parabólica tem a função de concentrar os raios solares em uma tubulação receptora. O fluido que passa nessa tubulação é aquecido e, conforme esse projeto, terá a função de fornecer energia térmica para o evaporador. Duas figuras ilustram esse sistema:

- Figura B.1 mostra, em três vistas, as principais dimensões do suporte de apoio da calha;
- Figura B.2 ilustra, também em três vistas, as principais medidas da estrutura da calha responsável pela concentração dos raios solares;

### B.2 Evaporador

O evaporador solar foi concebido visando a potabilização de água salobra. Funciona em conjunto com o concentrador solar (Figura B.4). A Figura B.3 foi a base do projeto.

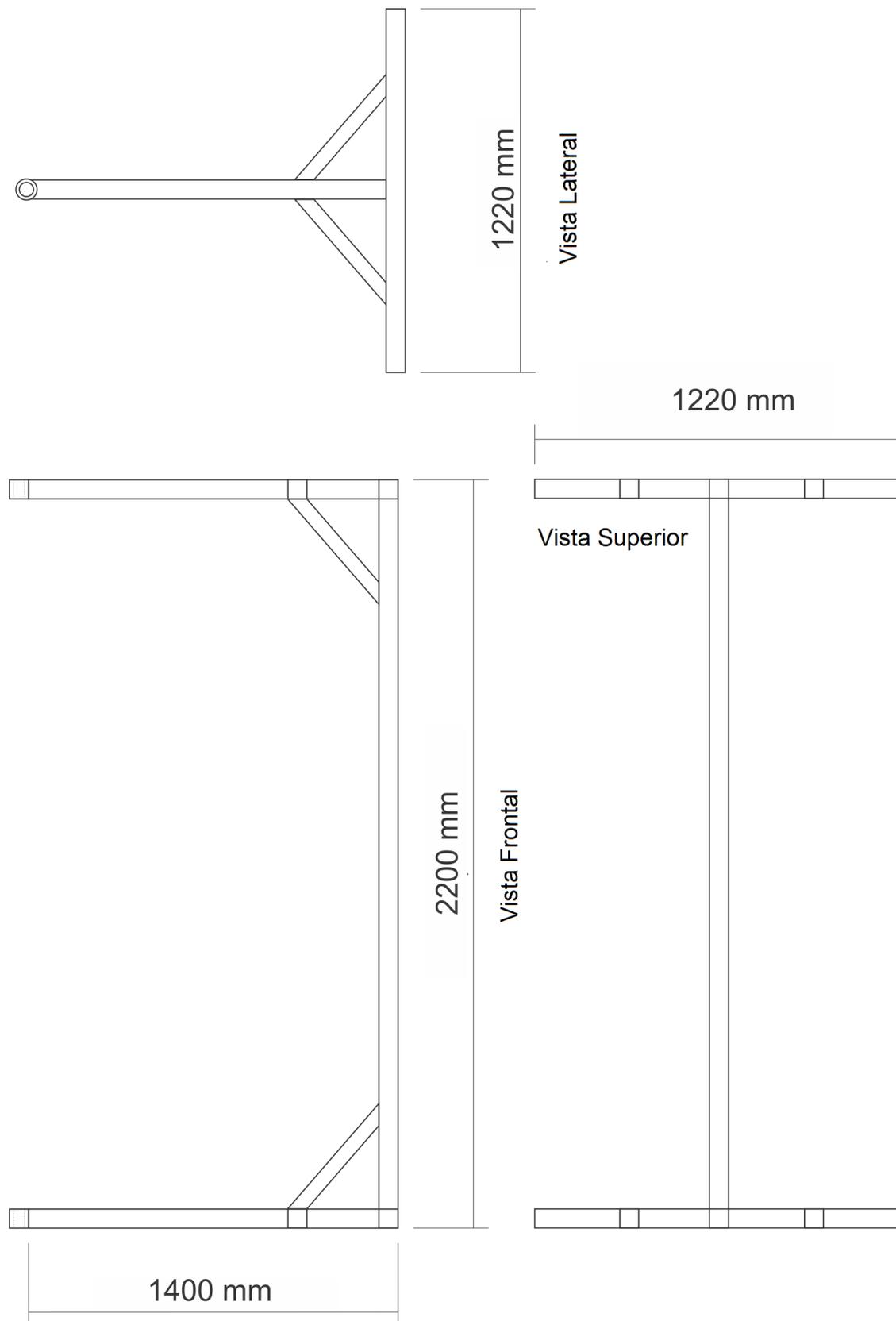


Figura B.1: Desenho simplificado do apoio da calha.

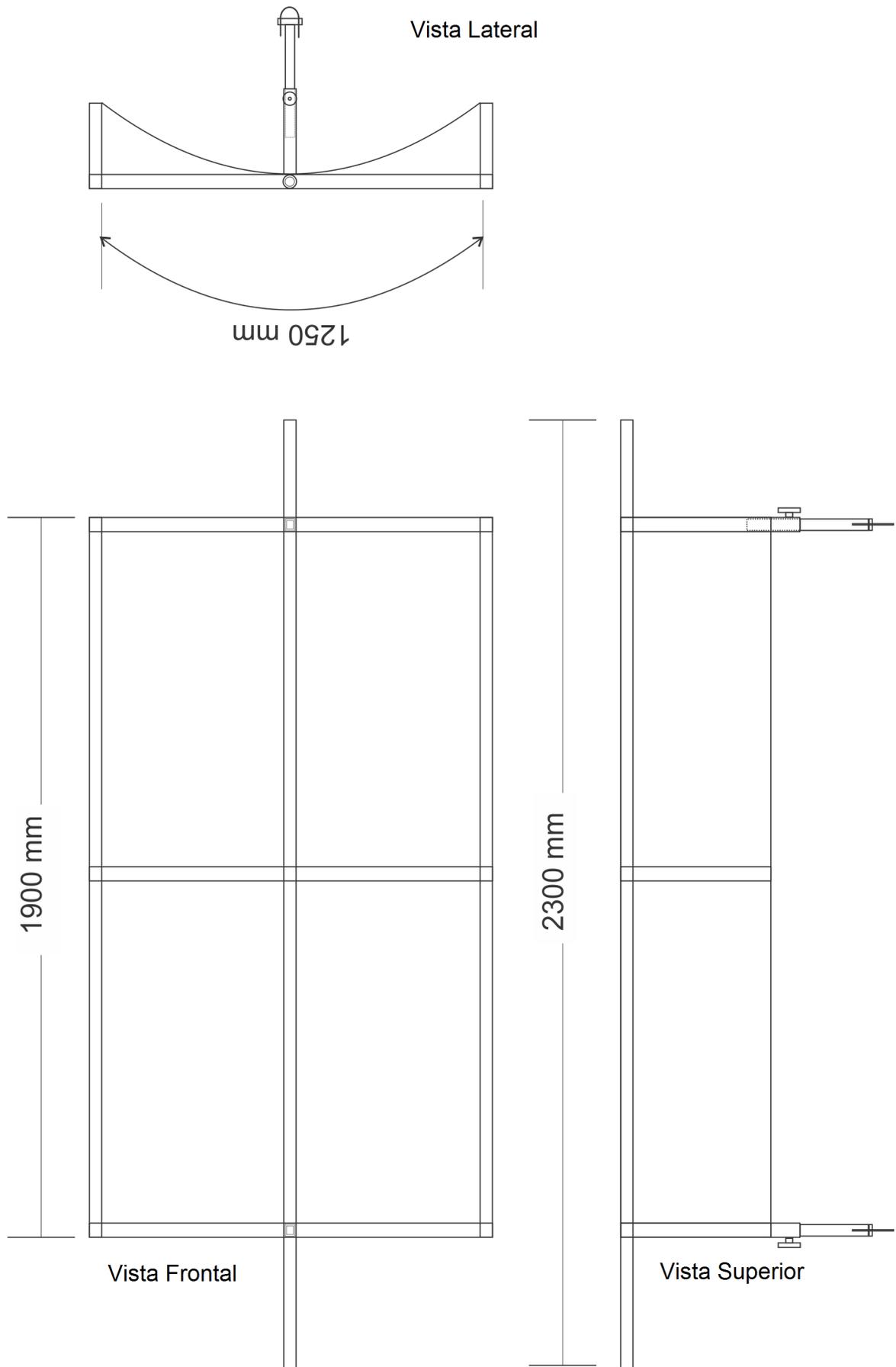


Figura B.2: Desenho simplificado da estrutura da calha.

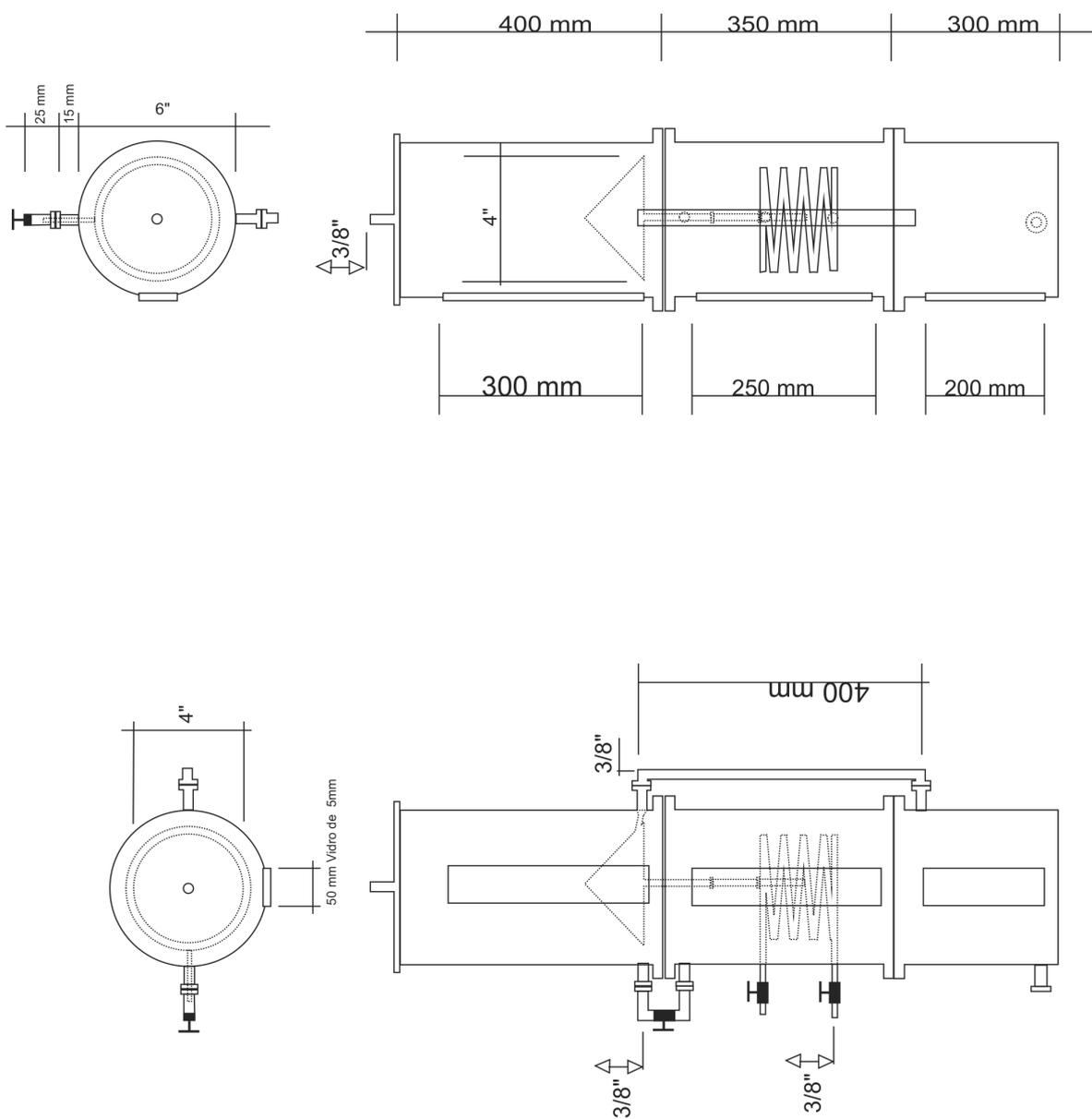


Figura B.3: Desenho simplificado do evaporador.



Figura B.4: Fotografia do coletor solar acoplado ao evaporador.



---

---

# APÊNDICE C

---

## Algoritmos Implementados

Os algoritmos implementados foram apresentados como metodologia no Capítulo 3 e fazem um estudo prévio do comprimento da tubulação, da radiação incidida e do coeficiente de película para base de construção do concentrador solar.

### C.1 Temperatura Máxima X Comprimento da Tubulação Receptora

Chamou-se de temperatura máxima a temperatura que não varia mais com passar do tempo. O algoritmo é apresentado a seguir.

```
//Universidade Federal de Uberlândia  
//Faculdade de Engenharia Química  
//Aluno: Gustavo Otero Prado - 2011  
//Estudo prévio de comprimento da tubulação X temperatura
```

```
clc;  
clear;  
mode(-1);
```

```
//Constantes
```

```

C1=4187.015 // (J/Kg°C) Constante da linearização das tabelas de vapor
q=3900 // (W/m2) Radiação incidida no tubo receptor
D=0.03 // (m) Diâmetro da Tubulação
m=0.005 // (Kg/s) vazão do líquido de aquecimento
Tfluido=19 // (°C) Temperatura inicial do fluido
Tinf=20 // (°C) Temperatura ambiente
sig=0.000000567 // Coeficiente de Stefan-Boltzman
h=40 // (W/m2K) Coeficiente de transferência de calor convectiva

//Interativo

z0=0 //(m) Comprimento Inicial
dz=0.05 //Passo
zfm=100 //Comprimento Final
qtdz=zfm/dz
qtdm=10 //Quantidades de vazões mássicas a serem analisadas

//Cálculos
for i=1:qtdm
    T(i,1)=Tfluido;
    L(1,i)=( 'M'+string(i)+'=' +string(m));
    for j=1:qtdz

        A=h*(T(i,j)-Tinf)
        B=sig*((T(i,j)+273.15)^4-(Tinf+273.15)^4)
        T(i,j+1)=T(i,j)+(dz*((%pi*D)/(C1*m)))*(q-A-B);

    end
    m=m+0.005;//passo da vazão mássica
end

// Gráfico
z=[z0:dz:zfm];
plot(z,T(:,,:))
xlabel('Comprimento(m)')
ylabel('Temperatura(°C)')
legend(L(:,,:),4)

disp('fim');

```

No eixo das abcissas encontra-se o comprimento da tubulação necessário para a aquisição da temperatura em equilíbrio, com leitura no eixo das ordenadas.

## C.2 Coeficiente de Película

O coeficiente de película foi estudado conforme variações de temperatura ambiente e de velocidade do vento, segue o algoritmo implementado.

```
//Universidade Federal de Uberlândia
//Faculdade de Engenharia Química
//Aluno: Gustavo Otero Prado - 2011
//Coeficiente de película.

clc;
clear;
mode(-1);

//Parâmetros Iniciais
Tinf=20;
D=0.03;
//Parâmetros de velocidade (m/s)
v=0.01; //inicial
vi=v;
vf=5.01; //final
dv=0.01; //passo
qdv=(vf-vi)/dv

//Parâmetros Temperatura (°C)
T=0 //Inicial
Ti=T;
Tf=50 //Final
dT=25 // Passo
qdT=((Tf-Ti)/dT)+1

//
for i=1:qdT
    v=vi;
    L(1,i)=( 'T'+string(i)+'=' +string(T));
    for j=1:qdv
        //Parametros da linearização
        ro=0.0000000051*T^3+0.00000686*T^2-0.00376*T+1.25227
        mi=0.000000000000021*T^3-0.000000000035*T^2+0.0000000504341*T+0.000017163
        cp=-0.00000048*T^3+0.000607*T^2-0.01122*T+1006.71
        k=-0.000000000009*T^3-0.000000033*T^2+0.0000805*T+0.024103
        Re=(ro*v*D)/mi
        Pr=(mi*cp)/k
        //condições de correlação
        if Re>=1 & Re<40
```

```

then C=0.75;n=0.4;
else if Re>=40 & Re<1000
then C=0.51; n=0.5;
else if Re>=1000 & Re<200000
then C=0.26;n=0.6;
else if Re>=200000 & Re<2000000
C=0.076;n=0.7;
else disp('Faixa de Re sem previsão');
end end end end

if Pr<10 m=0.36; else m=0.37; end

Nu=C*Re^n*Pr^m
h=(Nu*k)/D
H(i,j)=h;
v=vi+dv*j;

G(1,i+1)=T;//Tabela de conferência
G(j+1,i+1)=h;
G(j+1,1)=v;

end
T=Ti+dT*i;
end

//Gráfico
z=[vi:dv:vf-vi]
plot(z,H(:,:))
xlabel('Velocidade Vento(m/s)')
ylabel('Coeficiente de Película (W/m^2.K)')
legend(L(:,:),4)

disp('Fim');

```

No eixo das abscissas lê-se a velocidade dos ventos. Considerou-se para o algoritmo a velocidade de até 5m/s, o que pode ser facilmente modificado nos parâmetros de velocidade.

## C.3 Comprimento da Tubulação Receptora X Radiação Incidida

Pode-se determinar o comprimento da tubulação receptora para determinada vazão e radiação incidida na tubulação conforme o algoritmo a seguir.

```
//Universidade Federal de Uberlândia
//Faculdade de Engenharia Química
//Aluno: Gustavo Otero Prado - 2011
//Previsão do comprimento da tubulação receptora conforme radiação incidida

clc;
clear;
mode(-1);

//Constantes

C1=4187.015 // (J/Kg°C) Constante da linearização das tabelas de vapor
q0 // (W/m2) Radiação incidida no tubo receptor
q0=q;
D=0.03 // (m) Diâmetro da Tubulação
m=0.005 // (Kg/s) vazão do líquido de aquecimento
Tfluido=19 // (°C) Temperatura inicial do fluido
Tinf=22 // (°C) Temperatura ambiente
sig=0.000000567 // Coeficiente de Stefan-Boltzman
h=40 // (W/m2K) Coeficiente de transferência de calor convectiva
Tmax2=0 // Condição para loop

//Interativo

z0=0
dz=0.01
qfim=5000
dq=100
qtdr=qfim/dq

//Calculos

for i=1:qtdr
    function y=f(Tmax)
        y=q-h*(Tmax-Tinf)-sig*((Tmax+273.15)^4-(Tinf+273.15)^4)
    endfunction
    R=fsolve(1,f);
```

```

T(i,1)=Tfluido;
L(1,i)=( 'M'+string(i)+'=' +string(m));
j=1;
while R-abs(Tmax2)>10E-3 //Precisão
    A=h*(T(i,j)-Tinf)
    B=sig*((T(i,j)+273.15)^4-(Tinf+273.15)^4)
    T(i,j+1)=T(i,j)+(dz*(%pi*D)/(C1*m))*(q-A-B);
    Comp=z0+j*dz;
    Tmax2=T(i,j+1);
    j=j+1;
end
X(i,1)=Comp;
q=q0+dq*i
end

// Gráfico

z=[q0:dq:qfim-1];

plot(z,X(:,:))
xlabel('qri(W/m2)')
ylabel('Comprimento(m)')
legend(L(:,:),4)

disp('fim');

```

No eixo das abcissas encontra-se a quantidade de radiação incidida na tubulação que depende, naturalmente, da radiação solar e da área de captação do coletor. Foi considerada a precisão de 3 casas decimais, para outros valores basta alterar no campo adequado.

## C.4 Temperatura Máxima X Radiação Incidida

Pode-se determinar a temperatura máxima adquirida no equilíbrio, segundo a radiação incidida no tubo receptor, conforme o algoritmo a seguir.

```

//Universidade Federal de Uberlândia
//Faculdade de Engenharia Química
//Aluno: Gustavo Otero Prado - 2011
//Comportamento da temperatura de equilíbrio (Tmax) e da radiação incidida

```

```

clear;
mode(-1);
clc;

//Calculo da Tmax
//Entrada de Dados
C1=4187.015 // (J/Kg°C) Constante da linearização das tabelas de vapor
q=1 // (W/m2) Radiação incidida no tubo receptor
q0=q;//loop
D=0.03 // (m) Diâmetro da Tubulação
m=0.05 // (Kg/s) vazão do líquido de aquecimento
Tfluido=19 // (°C) Temperatura inicial do fluido
Tinf=0 // (°C) Temperatura ambiente
Tinf0=Tinf;//Para retornar o valor depois do loop
sig=0.0000000567 // Coeficiente de Stefan-Boltzman
h=40 // (W/m2K) Coeficiente de transferência de calor convectiva
Tmax2=0 // Condição para loop

//PASSOS DA FUNÇÃO
qtd=500;//qtd de radiações
dq=10;//Acréscimo a radiação
qtd2=10;//qtd de Tambiente
dTinf=5//acréscimo a Tambiente

//Calculo z tubulacao
k=1
dz=0.03;
Tfluido=19;
z0=0

for i=1:qtd // Diferentes Radiações
    for j=1:qtd2 //Diferentes Tambiente
        function y=f(Tmax)
            y=q-h*(Tmax-Tinf)-sig*((Tmax+273.15)^4-(Tinf+273.15)^4)
        endfunction
        R(i,j)=fsolve(1,f);

        Tmax2=0;
        T(i,1)=Tfluido;
        while R-abs(Tmax2)>10E-3
            A=h*(T(i,j)-Tinf)
            B=sig*((T(i,j)+273.15)^4-(Tinf+273.15)^4)
            T(i,j+1)=T(i,j)+(dz*((%pi*D)/(C1*m)))*(q-A-B);
            Comp=z0+k*dz;
            Tmax2=T(i,j+1);
            k=k+1;
        end
    end
end

```

```
end

Tab(i+1,j+1)=Comp;
Tab(1,j+1)=Tinf;
L(1,j)=( 'T'+string(j)+'=' +string(Tinf));
Tinf=Tinf+dTinf;
end
Tab(i+1,1)=q;
Tinf=Tinf0
q=q+dq;
end

vx=(q0:dq:q-dq);
plot(vx,R(:,,:))
xlabel('qri(W/m2)')
ylabel('Temperatura Máxima(°C)')
legend(L(:,,:),4)

disp('fim');
```

Foram consideradas várias temperaturas ambientes o que pode ser ajustado pelo algoritmo. A precisão utilizada neste também foi de 3 casas decimais.

---

---

# APÊNDICE D

---

## Dados Meteorológicos

Neste apêndice foram apresentados os dados meteorológicos referentes aos dias de pré-caracterização do concentrador solar, todos eles fornecidos pelo INMET (Instituto Nacional de Meteorologia), conforme a tabela a seguir.

Tabela D.1: Dados Meteorológicos do INMET.

Data	Hora	Temperatura (°C)			Vento (m/s)			Radiação (kJ/m <sup>2</sup> )
	BRA	Inst.	Máx.	Mín.	Vel.	Dir.	Raj.	
01/07/2011	9	21.4	21.4	19.5	3.0	53°	7.2	741.8
01/07/2011	10	23.2	23.6	21.2	3.6	44°	9.0	1587.
01/07/2011	11	24.7	24.7	23.1	2.8	33°	7.8	2211.
01/07/2011	12	25.9	26.1	24.7	2.9	5°	7.4	2485.
01/07/2011	13	27.0	27.3	25.7	2.7	12°	7.1	2625.
01/07/2011	14	26.9	27.6	26.2	1.8	11°	5.9	2100.
01/07/2011	15	27.3	28.2	26.7	1.9	359°	7.5	2014.
01/07/2011	16	27.4	27.9	26.3	1.3	61°	5.9	1280.
02/07/2011	9	22.0	22.0	19.7	2.4	44°	6.2	1089.
02/07/2011	10	23.4	23.7	22.0	3.4	44°	7.2	1752.
02/07/2011	11	25.0	25.1	23.4	3.3	42°	8.5	2239.
02/07/2011	12	26.0	26.5	25.0	3.1	42°	7.3	2518.
02/07/2011	13	26.8	27.0	25.7	3.2	51°	8.2	2597.
02/07/2011	14	27.4	27.8	26.5	1.6	6°	6.5	2467.

continua na próxima página

Tabela D.1 – Dados Meteorológicos do INMET.

Data	Hora	Temperatura (°C)			Vento (m/s)			Radiação (kJ/m <sup>2</sup> )
		BRA	Inst.	Máx.	Mín.	Vel.	Dir.	
02/07/2011	15	28.3	28.5	27.4	1.0	340°	4.6	2071.
02/07/2011	16	27.9	28.6	27.8	1.0	108°	3.2	1457.
03/07/2011	9	22.2	22.4	19.8	1.9	28°	4.4	1072.
03/07/2011	10	24.0	24.1	22.3	2.9	18°	6.3	1736.
03/07/2011	11	25.8	25.8	23.8	1.6	349°	7.0	2232.
03/07/2011	12	26.6	26.6	25.6	2.0	32°	7.2	2496.
03/07/2011	13	26.9	27.2	26.4	1.1	129°	4.5	2566.
03/07/2011	14	28.5	28.5	26.9	0.5	66°	4.5	2433.
03/07/2011	15	27.8	28.6	27.6	0.7	187°	5.2	1982.
03/07/2011	16	27.8	28.4	27.5	1.1	250°	5.1	1416.
04/07/2011	9	15.7	15.8	15.6	1.0	205°	4.0	236.5
04/07/2011	10	17.5	17.5	15.7	0.8	177°	4.0	700.9
04/07/2011	11	20.0	20.0	17.4	0.6	181°	3.3	1869.
04/07/2011	12	22.3	23.1	19.9	0.7	166°	3.0	2463.
04/07/2011	13	23.5	24.0	22.1	1.3	300°	3.7	2557.
04/07/2011	14	24.2	24.8	23.5	1.3	289°	4.5	2375.
04/07/2011	15	25.1	26.0	24.2	2.6	223°	5.4	1955.
04/07/2011	16	24.8	25.1	23.8	1.5	240°	5.4	882.7
05/07/2011	9	19.1	19.1	14.3	0.2	133°	2.3	1070.
05/07/2011	10	21.8	21.8	19.1	0.4	159°	2.2	1721.
05/07/2011	11	23.6	23.6	21.4	0.6	141°	3.1	2196.
05/07/2011	12	24.7	24.9	23.6	1.0	209°	3.3	2486.
05/07/2011	13	25.6	25.7	24.3	1.4	317°	5.3	2578.
05/07/2011	14	26.5	27.4	25.3	1.7	291°	7.0	2387.
05/07/2011	15	25.5	27.1	25.5	1.5	329°	5.9	1973.
05/07/2011	16	25.9	26.6	25.4	1.6	245°	6.5	1426.
06/07/2011	9	20.3	20.6	16.8	0.9	128°	3.3	1074.
06/07/2011	10	22.4	22.5	20.3	0.8	146°	3.5	1749.
06/07/2011	11	24.3	24.5	22.5	0.5	228°	2.8	2227.
06/07/2011	12	25.1	25.2	24.3	1.6	278°	4.0	2531.
06/07/2011	13	26.8	26.8	25.1	2.0	272°	5.6	2610.
06/07/2011	14	27.1	27.4	26.6	2.5	238°	5.9	2464.
06/07/2011	15	27.5	28.1	27.1	2.6	256°	5.9	2102.
06/07/2011	16	27.5	27.8	27.2	2.6	272°	6.1	1499.
07/07/2011	9	19.8	19.8	17.8	1.0	132°	3.5	1041.

continua na próxima página

**Tabela D.1 – Dados Meteorológicos do INMET.**

Data	Hora	Temperatura (°C)			Vento (m/s)			Radiação
	BRA	Inst.	Máx.	Mín.	Vel.	Dir.	Raj.	(kJ/m <sup>2</sup> )
07/07/2011	10	21.4	21.8	19.8	1.0	135°	3.8	1687.
07/07/2011	11	23.4	23.5	21.4	1.5	228°	4.4	2162.
07/07/2011	12	24.7	24.7	23.3	2.9	241°	6.6	2431.
07/07/2011	13	25.4	25.4	24.3	3.3	276°	6.8	2529.
07/07/2011	14	25.7	25.9	25.0	3.8	260°	10.1	2419.
07/07/2011	15	25.7	26.1	25.4	2.7	257°	8.3	1937.
07/07/2011	16	25.5	26.2	25.3	2.9	253°	8.7	1426.
08/07/2011	9	18.8	18.8	16.6	0.5	147°	1.8	966.4
08/07/2011	10	20.2	20.2	18.4	1.0	158°	3.6	1696.
08/07/2011	11	22.0	22.1	20.2	0.4	135°	3.7	2166.
08/07/2011	12	22.2	22.8	21.1	1.7	215°	5.0	2363.
08/07/2011	13	23.5	23.8	22.2	1.2	244°	5.7	2591.
08/07/2011	14	24.2	24.7	23.2	1.5	212°	4.4	2493.
08/07/2011	15	24.7	24.9	23.9	1.1	245°	4.7	2052.
08/07/2011	16	25.1	25.1	24.4	0.6	207°	3.9	1430.
09/07/2011	9	18.8	18.8	15.5	3.1	76°	5.5	1110.
09/07/2011	10	21.1	21.2	18.8	2.6	52°	6.4	1788.
09/07/2011	11	23.6	23.7	21.0	4.0	51°	8.1	2272.
09/07/2011	12	24.8	24.8	23.6	3.2	52°	8.1	2572.
09/07/2011	13	26.3	26.3	24.7	2.7	48°	7.4	2678.
09/07/2011	14	26.7	26.8	25.9	2.6	37°	7.1	2510.
09/07/2011	15	26.7	27.0	26.3	2.1	38°	6.0	2121.
09/07/2011	16	26.3	26.9	26.2	2.7	17°	6.7	1522.
10/07/2011	9	20.4	20.4	18.4	3.2	48°	9.1	1090.
10/07/2011	10	22.2	22.2	20.3	3.4	46°	11.0	1763.
10/07/2011	11	24.1	24.1	21.9	2.5	29°	8.9	2241.
10/07/2011	12	24.9	25.0	23.6	3.1	22°	7.0	2528.
10/07/2011	13	26.0	26.4	24.8	2.2	13°	7.1	2626.
10/07/2011	14	27.0	27.1	25.6	2.3	8°	6.0	2477.
10/07/2011	15	27.5	27.7	26.4	1.4	354°	5.1	2092.
10/07/2011	16	27.0	27.7	26.9	1.7	10°	5.4	1472.
11/07/2011	9	20.6	20.6	18.4	3.3	56°	7.9	1087.
11/07/2011	10	22.4	22.4	20.6	4.0	54°	9.2	1754.
11/07/2011	11	24.7	24.7	22.1	2.6	35°	8.1	2231.
11/07/2011	12	25.5	25.7	24.1	2.8	43°	7.6	2521.

continua na próxima página

Tabela D.1 – Dados Meteorológicos do INMET.

Data	Hora	Temperatura (°C)			Vento (m/s)			Radiação (kJ/m <sup>2</sup> )
		BRA	Inst.	Máx.	Mín.	Vel.	Dir.	
11/07/2011	13	26.5	27.1	25.5	2.3	82°	6.6	2612.
11/07/2011	14	27.5	27.7	26.6	1.8	124°	6.1	2466.
11/07/2011	15	28.0	28.1	27.0	1.1	100°	5.1	2065.
11/07/2011	16	28.1	28.3	27.6	0.4	113°	5.8	1464.
12/07/2011	9	20.1	20.2	18.1	2.9	76°	5.5	1119.
12/07/2011	10	21.9	21.9	20.0	3.0	62°	6.9	1745.
12/07/2011	11	23.4	24.0	21.6	3.7	58°	8.0	2135.
12/07/2011	12	24.8	24.8	23.1	2.9	37°	8.5	2524.
12/07/2011	13	24.8	25.4	24.2	3.6	58°	8.8	2615.
12/07/2011	14	25.1	25.6	24.8	2.0	21°	9.4	2286.
12/07/2011	15	24.9	25.8	24.8	2.8	48°	6.0	2092.
12/07/2011	16	25.0	25.6	24.8	2.0	37°	7.0	1235.
13/07/2011	9	19.6	19.6	17.1	1.3	68°	3.2	957.7
13/07/2011	10	22.8	22.8	19.2	2.0	56°	4.7	1766.
13/07/2011	11	23.5	23.5	22.3	3.0	24°	6.4	2218.
13/07/2011	12	24.2	24.6	23.3	3.0	13°	7.0	2606.
13/07/2011	13	24.7	25.2	23.8	2.3	29°	7.1	2750.
13/07/2011	14	25.1	25.4	24.4	2.3	39°	5.8	2486.
13/07/2011	15	25.1	25.5	24.7	1.8	46°	5.5	2181.
13/07/2011	16	25.1	25.5	24.9	1.2	63°	4.8	1527.
14/07/2011	9	19.4	19.5	16.2	2.1	71°	5.0	1167.
14/07/2011	10	21.2	21.4	19.3	3.3	72°	6.0	1850.
14/07/2011	11	23.8	23.9	21.2	2.4	53°	6.4	2335.
14/07/2011	12	24.5	24.7	23.5	2.5	56°	6.5	2638.
14/07/2011	13	25.3	25.3	24.3	2.1	53°	6.5	2745.
14/07/2011	14	26.0	26.2	25.3	1.8	55°	7.1	2606.
14/07/2011	15	25.6	26.1	25.1	1.7	52°	5.6	2180.
14/07/2011	16	25.7	26.7	25.4	0.7	41°	4.0	1565.
15/07/2011	9	20.2	20.2	17.3	2.9	87°	5.8	1106.
15/07/2011	10	23.1	23.1	20.1	2.6	83°	6.3	1775.
15/07/2011	11	24.4	24.5	22.9	2.9	71°	6.2	2259.
15/07/2011	12	26.0	26.4	24.5	1.8	52°	5.6	2552.
15/07/2011	13	27.1	27.1	25.7	1.1	328°	5.7	2661.
15/07/2011	14	27.4	27.7	26.2	1.7	348°	4.7	2514.
15/07/2011	15	27.2	27.9	26.6	2.3	296°	5.2	2112.

continua na próxima página

**Tabela D.1 – Dados Meteorológicos do INMET.**

Data	Hora	Temperatura (°C)			Vento (m/s)			Radiação
	BRA	Inst.	Máx.	Mín.	Vel.	Dir.	Raj.	(kJ/m <sup>2</sup> )
15/07/2011	16	27.4	27.9	26.9	1.8	324°	4.2	1505.
16/07/2011	9	21.7	21.7	18.8	3.1	56°	6.4	1077.
16/07/2011	10	24.0	24.0	21.7	3.2	52°	8.0	1743.
16/07/2011	11	25.5	25.6	23.9	3.3	46°	7.8	2223.
16/07/2011	12	27.2	27.2	25.5	2.4	34°	7.8	2522.
16/07/2011	13	27.4	27.8	27.0	2.4	33°	6.6	2619.
16/07/2011	14	28.0	28.8	27.2	1.7	346°	6.0	2518.
16/07/2011	15	27.9	28.8	26.9	1.7	15°	5.0	1532.
16/07/2011	16	27.7	28.6	27.1	1.7	321°	5.3	1259.
17/07/2011	9	22.7	22.7	19.5	2.5	48°	6.3	1074.
17/07/2011	10	23.8	24.0	22.7	3.7	54°	7.9	1737.
17/07/2011	11	25.3	25.5	23.8	3.8	61°	8.9	2222.
17/07/2011	12	27.1	27.5	25.2	2.4	12°	7.0	2512.
17/07/2011	13	28.1	28.2	26.8	2.4	2°	6.0	2630.
17/07/2011	14	28.6	28.7	27.9	2.0	325°	6.3	2399.
17/07/2011	15	28.9	29.2	27.5	1.1	341°	5.4	1718.
17/07/2011	16	28.6	29.4	28.1	1.3	340°	5.2	1323.
18/07/2011	9	22.4	22.7	20.7	2.9	55°	6.9	1065.
18/07/2011	10	24.1	24.1	22.3	3.7	37°	8.4	1728.
18/07/2011	11	25.5	25.5	24.0	3.5	28°	8.4	2236.
18/07/2011	12	27.3	27.3	25.4	2.7	12°	8.1	2510.
18/07/2011	13	28.1	28.3	27.0	2.7	8°	7.3	2624.
18/07/2011	14	28.8	28.8	27.9	2.5	41°	6.3	2480.
18/07/2011	15	29.0	29.5	28.5	2.0	311°	6.8	2209.
18/07/2011	16	29.1	29.6	28.5	1.7	326°	5.8	1597.
19/07/2011	9	23.2	23.2	21.0	2.2	89°	3.9	1056.
19/07/2011	10	25.1	25.2	23.2	1.7	85°	4.5	1719.
19/07/2011	11	26.7	26.7	25.1	2.5	55°	5.3	2199.
19/07/2011	12	27.7	28.0	26.6	2.0	358°	5.0	2493.
19/07/2011	13	28.6	28.6	27.7	2.2	55°	5.8	2603.
19/07/2011	14	28.5	29.4	28.3	2.0	63°	5.9	2467.
19/07/2011	15	29.1	29.6	28.5	1.4	62°	4.6	2059.
19/07/2011	16	29.9	29.9	28.7	0.9	48°	4.3	1477.
20/07/2011	9	22.6	22.7	20.8	3.2	49°	7.8	1080.
20/07/2011	10	24.4	24.4	22.5	3.8	54°	8.8	1746.

continua na próxima página

Tabela D.1 – Dados Meteorológicos do INMET.

Data	Hora	Temperatura (°C)			Vento (m/s)			Radiação (kJ/m <sup>2</sup> )
		BRA	Inst.	Máx.	Mín.	Vel.	Dir.	
20/07/2011	11	25.8	25.9	24.1	4.2	50°	9.3	2244.
20/07/2011	12	26.3	26.6	25.7	4.3	41°	9.8	2540.
20/07/2011	13	26.7	27.4	26.2	4.4	46°	9.8	2666.
20/07/2011	14	27.2	28.1	26.7	3.8	51°	9.7	2521.
20/07/2011	15	27.7	28.2	27.1	3.4	18°	7.5	2125.
20/07/2011	16	27.5	28.5	27.4	2.6	36°	7.6	1528.
21/07/2011	9	20.4	20.5	18.5	3.5	37°	9.1	1180.
21/07/2011	10	21.8	21.9	20.4	4.0	41°	9.3	1863.
21/07/2011	11	24.3	24.3	21.7	3.9	29°	9.9	2358.
21/07/2011	12	25.4	25.6	24.0	2.9	21°	9.4	2657.
21/07/2011	13	25.9	25.9	24.8	1.6	329°	7.3	2746.
21/07/2011	14	26.7	27.0	25.4	1.6	15°	7.0	2576.
21/07/2011	15	26.8	27.3	26.3	1.3	116°	5.2	2166.
21/07/2011	16	27.4	27.8	26.8	0.8	335°	3.4	1565.
22/07/2011	9	21.2	21.2	18.7	2.7	66°	5.5	1100.
22/07/2011	10	24.1	24.3	21.2	3.1	55°	7.0	1760.
22/07/2011	11	25.6	25.9	24.0	2.7	44°	7.5	2264.
22/07/2011	12	26.6	26.9	25.6	2.3	81°	7.5	2597.
22/07/2011	13	27.1	27.7	26.6	1.9	97°	6.6	2706.
22/07/2011	14	28.0	28.7	27.1	2.8	88°	6.7	2570.
22/07/2011	15	28.8	28.8	27.5	1.5	121°	5.4	2157.
22/07/2011	16	28.4	29.0	28.2	1.1	110°	4.1	1534.
23/07/2011	9	20.5	20.5	19.0	4.6	95°	9.7	1164.
23/07/2011	10	22.8	22.8	20.5	4.7	81°	11.6	1952.
23/07/2011	11	24.6	24.6	22.7	5.1	74°	11.2	2240.
23/07/2011	12	25.8	25.9	24.6	4.4	69°	10.4	2540.
23/07/2011	13	26.1	26.2	25.3	4.6	72°	9.5	2622.
23/07/2011	14	26.5	26.8	26.0	3.7	91°	8.9	2480.
23/07/2011	15	26.7	27.3	26.4	3.8	90°	9.5	2127.
23/07/2011	16	26.7	27.2	26.4	3.0	71°	9.1	1554.
24/07/2011	9	18.7	18.8	16.7	4.9	82°	12.6	1149.
24/07/2011	10	21.0	21.0	18.7	6.0	64°	13.1	1831.
24/07/2011	11	22.5	22.6	21.0	5.8	67°	13.5	2331.
24/07/2011	12	23.1	23.4	22.2	4.5	81°	12.6	2631.
24/07/2011	13	25.0	25.0	23.0	3.4	81°	10.3	2722.

continua na próxima página

**Tabela D.1 – Dados Meteorológicos do INMET.**

Data	Hora	Temperatura (°C)			Vento (m/s)			Radiação
	BRA	Inst.	Máx.	Mín.	Vel.	Dir.	Raj.	(kJ/m <sup>2</sup> )
24/07/2011	14	25.4	25.4	24.2	3.6	66°	10.4	2418.
24/07/2011	15	25.4	25.5	24.4	3.6	72°	9.6	1984.
24/07/2011	16	25.5	25.9	24.7	3.8	55°	8.9	1272.
25/07/2011	9	18.0	18.0	16.4	4.6	63°	9.5	1137.
25/07/2011	10	19.1	19.3	18.0	5.4	54°	11.5	937.6
25/07/2011	11	19.9	20.0	18.9	3.2	46°	13.1	1186.
25/07/2011	12	22.5	22.7	19.7	3.8	38°	11.0	2130.
25/07/2011	13	23.2	23.2	21.9	4.2	26°	11.1	2934.
25/07/2011	14	22.9	23.3	22.1	4.5	35°	10.8	2319.
25/07/2011	15	23.8	24.0	22.9	3.8	21°	10.3	2224.
25/07/2011	16	23.4	24.2	23.2	3.6	29°	8.6	1677.
26/07/2011	9	18.2	18.2	17.0	4.5	51°	11.4	1202.
26/07/2011	10	20.4	20.6	18.2	4.7	53°	11.1	1908.
26/07/2011	11	21.3	22.0	20.3	4.1	38°	10.7	2391.
26/07/2011	12	22.0	22.6	21.1	4.1	16°	10.2	2673.
26/07/2011	13	23.0	23.3	22.0	3.4	30°	8.0	2834.
26/07/2011	14	23.8	24.1	22.9	3.7	57°	8.8	2656.
26/07/2011	15	24.6	24.6	23.5	2.6	48°	7.7	2273.
26/07/2011	16	24.8	24.9	24.1	1.7	41°	7.0	1679.
27/07/2011	9	18.1	18.2	15.8	3.0	75°	7.0	1186.
27/07/2011	10	20.3	20.3	18.1	3.6	59°	8.3	1879.
27/07/2011	11	22.1	22.1	20.3	2.7	57°	8.3	2341.
27/07/2011	12	23.3	23.8	21.7	3.2	44°	7.8	2518.
27/07/2011	13	23.8	24.8	22.9	2.9	61°	7.6	2585.
27/07/2011	14	23.9	24.8	23.1	3.0	84°	7.0	1600.
27/07/2011	15	24.9	25.1	23.6	2.3	72°	6.6	1817.
27/07/2011	16	25.0	25.7	24.6	2.7	39°	7.1	1885.
28/07/2011	9	19.6	19.7	17.7	3.3	49°	8.3	1196.
28/07/2011	10	21.4	21.7	19.6	3.6	37°	8.2	1882.
28/07/2011	11	23.0	23.1	21.4	3.5	12°	8.1	2367.
28/07/2011	12	24.1	24.3	22.9	2.8	19°	9.8	2671.
28/07/2011	13	25.3	25.3	23.7	3.1	17°	7.6	2874.
28/07/2011	14	24.9	26.0	24.6	2.6	23°	7.7	2597.
28/07/2011	15	25.4	25.8	24.6	1.9	15°	6.3	1962.
28/07/2011	16	25.8	26.1	25.1	2.2	22°	6.0	1612.

continua na próxima página

Tabela D.1 – Dados Meteorológicos do INMET.

Data	Hora	Temperatura (°C)			Vento (m/s)			Radiação (kJ/m <sup>2</sup> )
		BRA	Inst.	Máx.	Mín.	Vel.	Dir.	
29/07/2011	9	20.7	20.9	18.8	3.9	56°	8.2	1201.
29/07/2011	10	22.7	23.0	20.7	4.0	24°	8.2	1933.
29/07/2011	11	24.5	25.0	22.7	3.0	25°	7.9	2197.
29/07/2011	12	25.6	25.7	24.2	2.7	360°	6.6	2321.
29/07/2011	13	25.2	26.8	25.2	2.5	349°	6.8	2530.
29/07/2011	14	26.8	27.5	25.2	2.8	349°	7.8	2521.
29/07/2011	15	27.1	27.5	25.9	2.6	13°	7.3	2071.
29/07/2011	16	26.7	27.3	25.7	1.9	5°	6.0	1078.
30/07/2011	9	22.1	22.1	20.4	2.2	3°	4.9	850.9
30/07/2011	10	23.4	23.4	21.6	3.9	16°	8.4	1640.
30/07/2011	11	25.6	25.7	23.5	3.3	13°	7.8	2329.
30/07/2011	12	27.0	27.0	25.5	3.2	351°	7.7	2590.
30/07/2011	13	27.3	27.4	26.8	3.2	350°	8.7	2628.
30/07/2011	14	27.9	28.0	27.3	3.4	305°	12.1	2573.
30/07/2011	15	28.3	28.8	27.5	3.1	6°	7.6	2227.
30/07/2011	16	27.9	28.4	27.8	3.0	313°	8.1	1630.