

KATIA REGINA HAMADA

**CONCENTRADOR SOLAR PARABÓLICO DE BAIXO CUSTO
PARA AQUECIMENTO DE ÁGUA**

Escola Politécnica da
Universidade de São Paulo
Projeto de Conclusão de Curso

São Paulo

2004

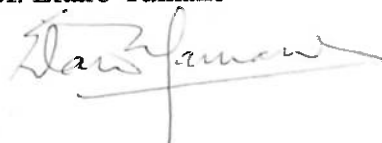
KATIA REGINA HAMADA

**CONCENTRADOR SOLAR PARABÓLICO DE BAIXO CUSTO
PARA AQUECIMENTO DE ÁGUA**

Escola Politécnica da
Universidade de São Paulo
Projeto de Conclusão de Curso

Área de concentração:
Engenharia Mecânica

Orientador:
Prof. Eitaro Yamane



FICHA CATALOGRÁFICA

Hamada, Katia Regina
Concentrador solar parabólico de baixo custo para aquec-
mento de água / K. R. Hamada. - São Paulo, 2004.
28 p.
Trabalho de Conclusão de Curso - Escola Politécnica da Universidade
de São Paulo. Departamento de Engenharia Mecânica.
1. Energia solar. 2. Aquecimento de água. I. Universidade de
São Paulo. Escola Politécnica. Departamento de Engenharia
Mecânica. II.

São Paulo

2004

AGRADECIMENTOS

Primeiramente agradeço à família e aos amigos com quem compartilhei as alegrias e tristezas vividas nos últimos cinco anos, dos quais a paciência e o companheirismo tiveram como fruto este trabalho. Dentre familiares e amigos destaco a participação do também formando da Escola Politécnica, José Mascarenhas Neves Neto, cuja dedicação foi fundamental para a conclusão desta etapa de minha vida.

Por fim, agradeço especialmente ao apoio do Professor Doutor Eitaro Yamane, sem o qual a realização deste não seria possível, nem o meu aprendizado sobre tantos assuntos novos.

RESUMO

O trabalho em questão aborda o tema da energia solar, enfatizando seu uso junto à sociedade em substituição a outras fontes de energia, através do desenvolvimento de um concentrador solar parabólico para aquecimento de água. Ao longo deste desenvolvimento, são apresentados tópicos das teorias de Transferência de Calor, Termodinâmica e Óptica, além de particularidades sobre energia solar. A idéia é que se tenha discorrido sobre todas as etapas do dimensionamento, pelo menos superficialmente, ao final deste trabalho.

ABSTRACT

This study presents the development of a Solar Concentrator System for Water Heating, emphasizing the importance of solar energy in replacement for other sources of energy in society. Some topics related to Heat Transfer, Thermodynamics and Optics are presented throughout the development of this system to support its dimensioning. The idea is to have presented all phases of dimensioning by the end of this document at least superficially.

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO.....	1
2	OBJETIVOS.....	2
3	NECESSIDADES DO MERCADO.....	3
4	DEFINIÇÃO DA CONFIGURAÇÃO	4
4.1	O CONCENTRADOR DO TIPO CALHA.....	7
4.1.1	<i>A largura da superfície refletora.....</i>	<i>7</i>
4.1.2	<i>Descrição da parábola da calha.....</i>	<i>8</i>
5	PARÂMETROS DE PROJETO.....	10
5.1	O COMPRIMENTO DO CONCENTRADOR	10
5.2	O REGIME DE ESCOAMENTO	12
5.3	COEFICIENTE DE CONVECÇÃO PARA O ESCOAMENTO INTERNO DE ÁGUA.....	12
5.4	TEMPERATURA DA PAREDE INTERNA DO TUBO RECEPTOR.....	13
6	PERDAS.....	15
6.1	PERDA DE CALOR POR CONVECÇÃO NATURAL NA REGIÃO ANULAR.....	15
6.2	PRODUTO TA	18
7	POSICIONAMENTO EM RELAÇÃO AO SOL	21
8	SISTEMA DE TRACKING	22
9	MATERIAIS E CONDIÇÕES DE ALTO DESEMPENHO	23
9.1	MATERIAL SELETIVO.....	23
9.2	MATERIAIS CONDUTORES	25
9.3	COBERTURA DO RECEPTOR	26
9.4	REGIÃO ANULAR.....	26
9.5	SUPERFÍCIE REFLETORA	26
10	CONCLUSÃO	28
11	BIBLIOGRAFIA.....	29

LISTA DE FIGURAS

FIGURA 4.1 - CONCENTRADOR DO TIPO “PRATO”	4
FIGURA 4.2 - CONCENTRADOR DO TIPO “CALHA”	5
FIGURA 4.3 – CONCENTRADOR COM HELIOSTATOS	6
FIGURA 4.4 – PERFIL DO CONCENTRADOR TIPO “CALHA”	7
FIGURA 4.5 – PERFIL DA PARÁBOLA.....	8
FIGURA 4.6 – DIMENSÕES DA SUPERFÍCIE REFLETORA	9
FIGURA 5.1 – CONDIÇÕES DO ESCOAMENTO	11
FIGURA 6.1 - PERDAS POR CONVECÇÃO NATURAL NA REGIÃO ANULAR DEVIDO À EXISTÊNCIA DE AR.....	16
FIGURA 7.1 – POSICIONAMENTO DA SUPERFÍCIE CONCENTRADORA	21
FIGURA 9.1 – COMPORTAMENTO DO MATERIAL SELETIVO IDEAL.....	24
FIGURA 9.2 – COMPORTAMENTO APROXIMADO DO MATERIAL SELETIVO.....	25

1 INTRODUÇÃO

É clara a dependência da sociedade atual dos combustíveis fósseis e das hidrelétricas para a obtenção de energia para alimentar as máquinas modernas. Muitas já foram as demonstrações da fragilidade desta dependência, como a mundial “Crise do petróleo” ocorrida em 1973, caracterizada pelo embargo ao fornecimento de petróleo aos Estados Unidos e às potências européias estabelecido pelas nações árabes, membros da Organização dos Países Exportadores de Petróleo (Opep). Após este embargo, a Opep estabeleceu cotas de produção e quadruplicou os preços, desestabilizando a economia mundial e provocando severa recessão nos EUA e na Europa com grande repercussão internacional. Por causa deste obstáculo iniciado em 1973, os países industrializados acabaram o ano de 1974 com um déficit de cerca de US\$ 11 bilhões, enquanto os subdesenvolvidos com quase US\$ 40 bilhões de déficit.

Outro fato que ilustrou bem esta dependência foi o “apagão” ocorrido na região Sudeste do Brasil no ano de 2001, causado basicamente pelo fato de os reservatórios das principais hidrelétricas nacionais estarem abaixo do calculado para que fosse suprida a demanda de energia elétrica. Este fato causou enormes prejuízos para as indústrias, além de gerar um racionamento no uso da energia elétrica.

Postos estes exemplos fica claro que as fontes de energia devem ser diversificadas, para que eventos como os citados acima tenham seus impactos na sociedade minimizados. Além disso, outro aspecto que deve ser considerado para a pesquisa de novas fontes de energia para a sociedade é a busca por fontes que causem menor impacto ambiental.

É neste contexto que este trabalho apresenta o projeto de um concentrador que utiliza a energia solar, que é inesgotável e que não gera resíduos tóxicos no meio ambiente, como uma fonte de energia para o aquecimento de água em situações onde se deseja o aquecimento de água.

2 OBJETIVOS

Frente a atual necessidade de se encontrar meios alternativos para prover energia, este trabalho visa desenvolver um aparato que ajude a suprir uma demanda de água quente para uso comercial sem a utilização das chamadas fontes convencionais de energia. O aparato em questão é o *concentrador solar parabólico*, que deverá prover água a temperaturas acima de 75°C. Este tipo de demanda é encontrado basicamente em hospitais e outros locais de prestação de serviço a um grande número de pessoas.

Paralelamente à busca por fontes alternativas e eficientes de energia, deve-se garantir a viabilidade econômica do projeto, por isso a pesquisa se concentrará também em atingir um custo relativamente baixo para o sistema proposto.

3 NECESSIDADES DO MERCADO

Ano após ano vem crescendo no Brasil o mercado de aquecedores solares planos, o que demonstra a busca pela sociedade por fontes mais baratas de energia. Segundo a ABRAVA (Associação Brasileira de refrigeração, ar condicionado, ventilação e aquecimento) o crescimento médio no setor, que já conta com aproximadamente 140 fabricantes e possui uma taxa histórica de crescimento anual de aproximadamente 35%, foi acima de 50% em 2001. Em 2002, foram produzidos no país 310.000 m² de coletores solares.

No entanto, algumas aplicações exigem temperaturas de água mais elevadas que as atingidas pelos aquecedores planos, tais como lavanderias, hospitais, restaurantes, etc. É nesse contexto que se aplicariam os aquecedores por concentração da energia solar.

4 DEFINIÇÃO DA CONFIGURAÇÃO

A idéia básica de um aquecedor concentrador é fazer com que os raios solares incidentes em uma área relativamente grande sejam concentrados em um ponto ou ao longo de uma linha, seja por reflexão ou por refração, a fim de se obter alta taxa de aquecimento. Exatamente por esta razão, é que os concentradores solares só operam com radiação direta, não sendo eficientes para radiação difusa, uma vez que suas geometrias apenas permitem que se utilizem os raios que incidem perpendicularmente às aberturas.

Várias são as configurações possíveis para os concentradores solares. A do tipo “prato” reflete a energia solar incidente aproximadamente em um ponto, o mesmo acontece com a configuração que utiliza heliostatos, já a do tipo “calha” concentra a energia ao longo de uma linha. A principal diferença entre as várias configurações está no fator de concentração, C , ele indica quanta energia pode ser concentrada em um determinado ponto ou linha.

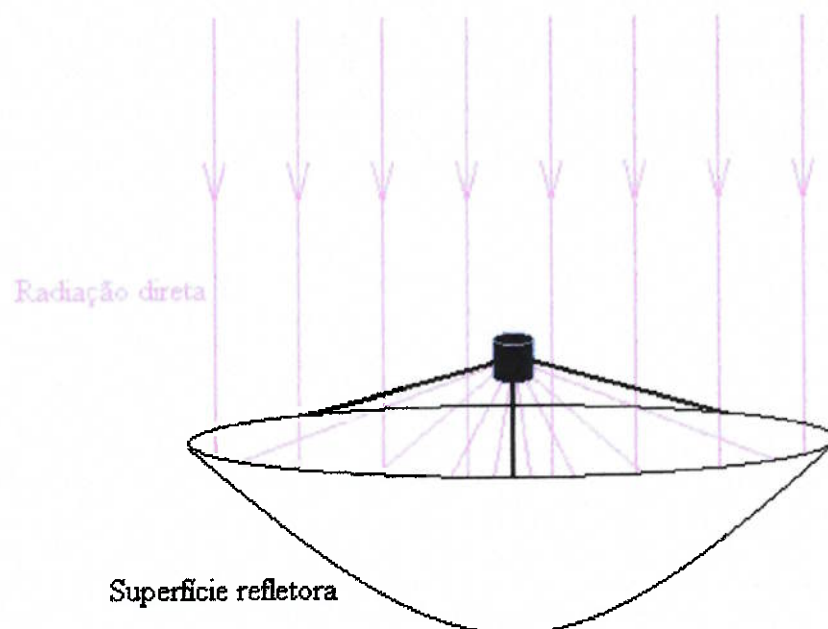


Figura 4.1 - Concentrador do tipo “prato”

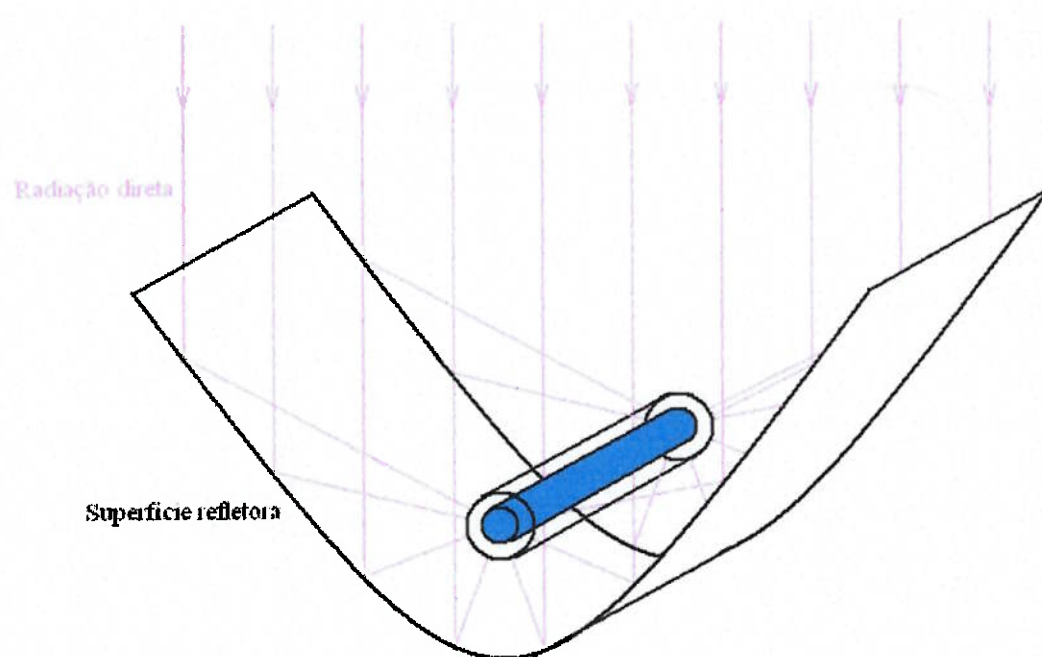


Figura 4.2 - Concentrador do tipo “calha”

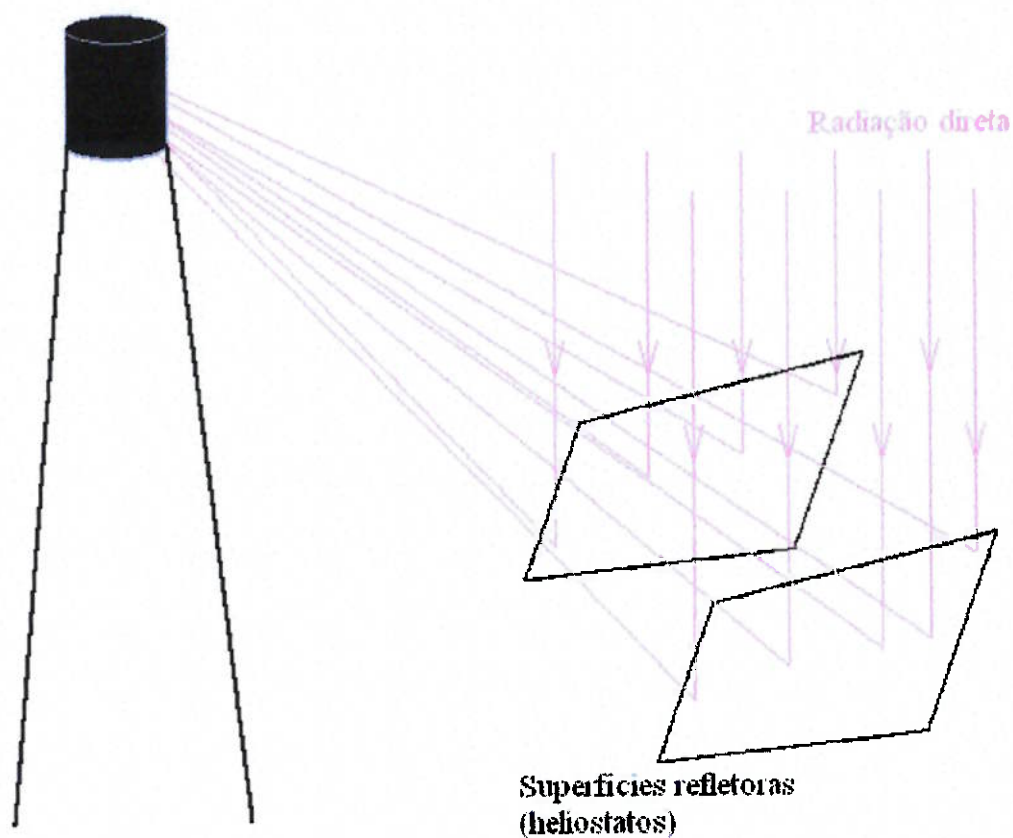


Figura 4.3 – Concentrador com heliostatos

Pode-se definir o fator de concentração através da razão entre a área exposta à radiação solar e a área da superfície receptora.

$$C = \frac{A_{abertura}}{A_{receptor}}$$

Ou seja, $A_{abertura}$ é a área de abertura da superfície concentradora e $A_{receptor}$ é a área externa do tubo receptor, por onde passará a água a ser aquecida.

Entre as várias configurações possíveis, a do tipo calha é a que melhor se adequa aos objetivos deste trabalho, pois apresenta relativa facilidade construtiva e fator de concentração moderado.

4.1 O concentrador do tipo calha

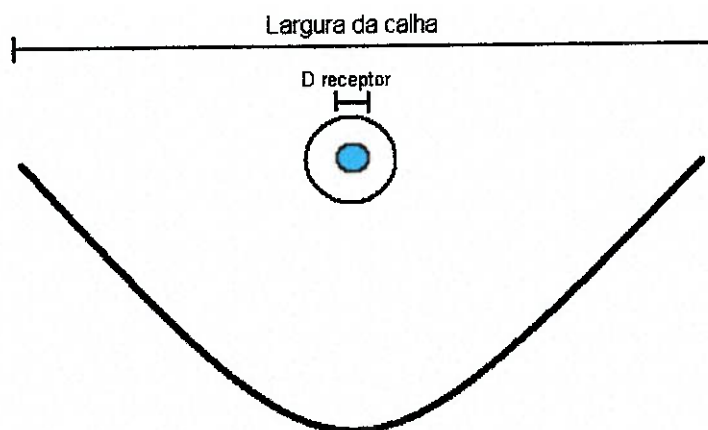


Figura 4.4 – Perfil do concentrador tipo “calha”

A configuração do tipo calha permite que se aqueça água a temperaturas próximas ou superiores a 100°C, o que supriria as necessidades de estabelecimentos comerciais, como restaurantes, hospitais e lavanderias, e eventualmente de pequenas fábricas.

Pretende-se equacionar um concentrador com fator de concentração $C = 15$ e tubo receptor com diâmetro de 1 polegada.

4.1.1 A largura da superfície refletora

Uma vez fixados o fator de concentração e o diâmetro do tubo receptor, fica fácil saber qual deve ser a largura da superfície refletora, L_{calha} .

Assim, para $C = 15$:

$$C = \frac{A_{abertura}}{A_{receptor}} = \frac{L_{calha} \cdot l}{\pi \cdot D_{receptor} \cdot l} = 15$$

Onde l é o comprimento do aparato, que neste momento não precisa ser conhecido.

Para o diâmetro do tubo receptor $D_{receptor} = 1pol = 0,0254m$, temos que a largura da calha deve ser:

$$L_{calha} = 1,20m$$

4.1.2 Descrição da parábola da calha

Este tipo de configuração exige que a seção transversal da superfície refletora acompanhe o desenho de uma parábola, de modo que a radiação normalmente incidente reflita na direção do foco desta parábola.

Neste trabalho o perfil da superfície refletora terá as proporções dadas pela equação:

$$y^2 = 4 \cdot f \cdot x$$

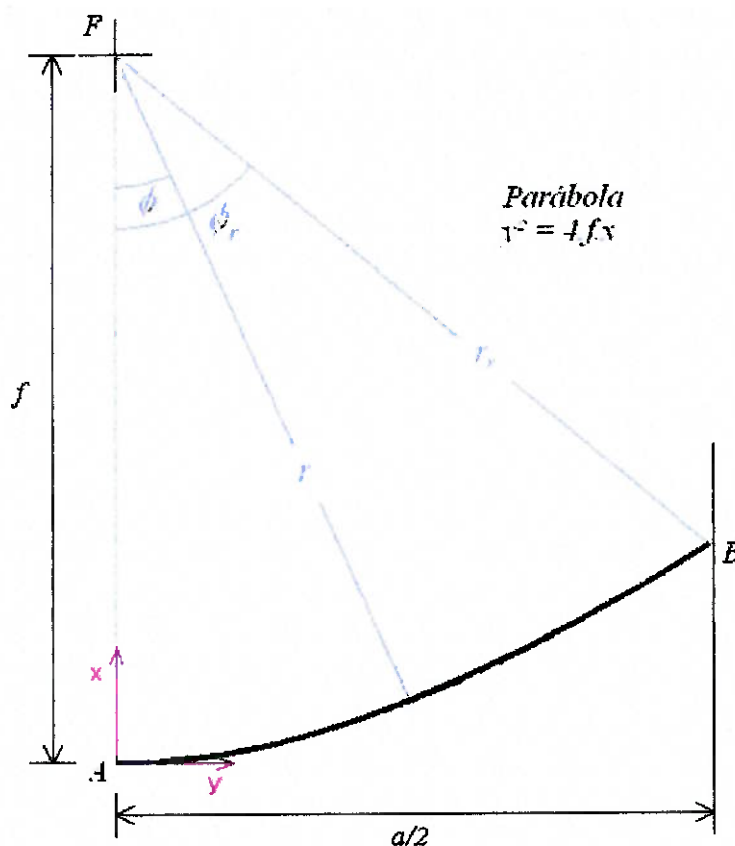


Figura 4.5 – Perfil da parábola

- y : coordenada horizontal
- x : coordenada vertical
- f : distância do foco ao vértice
- a : abertura

Encontram-se na literatura sobre Transferência de Calor correlações que modelam o comportamento da troca de calor em situações parametrizadas, sejam pela geometria dos corpos em questão ou pelas condições a que estes estão submetidos.

Para garantir que a radiação incida da maneira mais uniforme possível ao redor do tubo receptor e que, dessa forma, possamos utilizar correlações e resultados já desenvolvidos pela literatura, fixaremos o foco próximo à origem do sistema de eixos:

$$f = 0,15m.$$

Então, da equação da parábola, para $a = L_{calha} = 1,20m$:

$$p / y = \frac{1,2m}{2} = 0,6m \Rightarrow x_{y=0,6m} = h = 0,6m$$

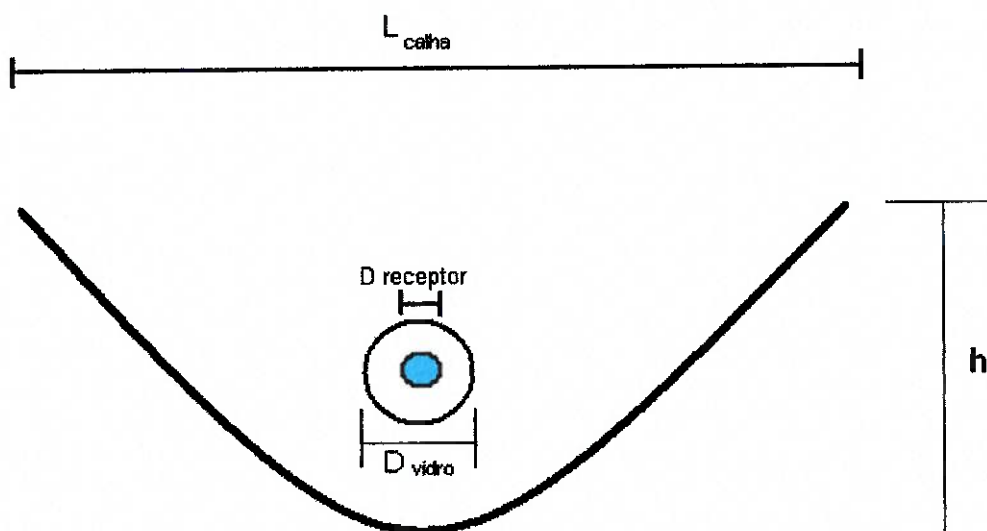


Figura 4.6 – Dimensões da superfície refletora

5 PARÂMETROS DE PROJETO

Os aquecedores solares deste tipo são utilizados para elevar água a altas temperaturas. Normalmente o aquecimento é feito através de vários passes pelo concentrador para que não seja necessário um comprimento excessivo.

Para o projeto, assumiremos que a água deverá ser aquecida de 25°C a 75°C em um único passe, com vazão $\dot{m} = 0,01 \text{ kg/s}$.

5.1 O comprimento do concentrador

Fixadas a temperatura e a vazão desejadas, pode-se aplicar a Primeira Lei da Termodinâmica para se encontrar o comprimento do concentrador.

Sendo,

$$\begin{aligned} T_{m,e} &= T_{amb} = 25^\circ\text{C} = 298,15\text{K} \\ T_{m,s} &= 75^\circ\text{C} = 348,15\text{K} \end{aligned} \Rightarrow \overline{T_m} = 50^\circ\text{C} = 323,15\text{K}$$

$T_{m,e}$: temperatura de mistura do fluido na seção de entrada

$T_{m,s}$: temperatura de mistura do fluido na seção de saída

$\overline{T_m}$: temperatura média de mistura

Admitem-se condições completamente desenvolvidas e comprimentos de entrada fluidodinâmico e térmico desprezíveis quando comparados com o comprimento total do tubo.

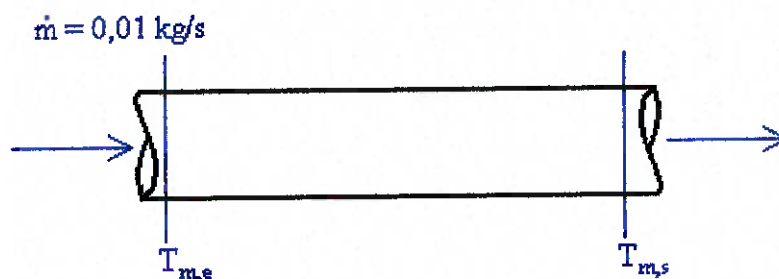


Figura 5.1 – Condições do escoamento

Tomando as propriedades a 325 K temos de acordo com Incropera (1998):

- volume específico : $v_f = 1013 \frac{m^3}{kg}$
- calor de vaporização: $h_v = 2378 \frac{kJ}{kg}$
- calor específico: $c_p = 4,182 \frac{kJ}{kg \cdot K}$
- viscosidade: $\mu = 5,28 \cdot 10^{-4} \frac{N \cdot s}{m^2}$
- condutividade térmica: $k = 0,645 \frac{W}{m \cdot K}$
- n° de Prandtl: $Pr = 3,42$
- tensão superficial: $\sigma = 0,0675 \frac{N}{m}$
- coeficiente $\beta_f = 4,712 \cdot 10^{-4}$

Considerando-se potência solar útil aproximadamente $1kW/m^2$ nos horários de maior incidência, e uma vez que o fator de concentração é 15, temos:

$$q_{sup}'' \cong 15 \frac{kW}{m^2}$$

Assim, aplicando-se a Primeira Lei da Termodinâmica no volume de controle que compreende o tubo receptor, temos:

$$q_{\text{sup}}'' \cdot A = \dot{m} \cdot c_p \cdot (T_{m,s} - T_{m,e})$$

$$15000 \cdot \pi \cdot D \cdot L = 0,01 \cdot 4182 \cdot 50$$

$$L = \frac{2091}{47123,9 \cdot D} = \frac{4,4372 \cdot 10^{-2}}{D}$$

$$p/D = 0,0254 \rightarrow L = 1,74m$$

Ou seja, nestas condições o comprimento do concentrador deve ser de aproximadamente 1,75m.

5.2 O regime de escoamento

Para encontrar a correlação que melhor se aplique ao caso que estamos estudando também é necessário determinar o regime de escoamento. Assim:

$$Re = \frac{\rho V D}{\mu} = \frac{4 \cdot \dot{m}}{\pi \cdot D_{\text{receptor}} \cdot \mu} = \frac{4 \cdot 0,01}{\pi \cdot 0,0254 \cdot 5,28 \cdot 10^{-4}}$$

$$\Rightarrow Re = 949,4$$

Como $Re \leq 2300$, o regime é laminar.

5.3 Coeficiente de convecção para o escoamento interno de água

Uma vez que havíamos fixado o foco da parábola próximo à origem do sistema de eixos, podemos admitir sem grandes erros que a radiação incide quase que uniformemente ao redor do tubo receptor.

Assim, sob as seguintes condições:

- $Pr > 0,6$
- Escoamento laminar
- Condições completamente desenvolvidas
- q''_{sup} praticamente uniforme ao longo e ao redor do tubo

Podemos utilizar a seguinte correlação para encontrar o coeficiente de troca de calor por convecção no escoamento interno de acordo com Incropera (1998):

$$Nu = 4,36$$

$$\text{Logo, } Nu = \frac{hD_{receptor}}{k} \Rightarrow h = \frac{Nu \cdot k}{D_{receptor}} = \frac{4,36 \cdot 0,645}{0,0254}$$

$$\Rightarrow h = 110,7 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

5.4 Temperatura da parede interna do tubo receptor

Uma vez determinado o coeficiente de convecção para o escoamento de água, a determinação da temperatura da parede interna do tubo receptor é quase imediata.

Admitindo-se que cerca de 15kW/m² são totalmente absorvidos pela água, a troca de calor por convecção entre a parede do tubo e o fluido pode ser avaliada pela seguinte equação:

$$q''_{sup} = h \cdot (T_p - T_m)$$

Onde, T_p é a temperatura da parede interna do tubo e T_m é a temperatura de mistura do fluido, ambas referentes à mesma seção transversal.

Para a seção de entrada do tubo temos:

$$T_{p,e} = \frac{q''_{\text{sup}}}{h} + T_{m,e} = \frac{15000}{110,7} + 25$$

$$\Rightarrow T_{p,e} = 160,5^{\circ}\text{C} = 433,7\text{K}$$

$T_{p,e}$: temperatura da parede interna na seção de entrada

Analogamente para a seção de saída:

$$T_{p,s} = \frac{q''_{\text{sup}}}{h} + T_{m,s} = \frac{15000}{110,7} + 75$$

$$\Rightarrow T_{p,s} = 210,5^{\circ}\text{C} = 483,7\text{K}$$

$T_{p,s}$: temperatura da parede interna na seção de saída

Assim, a temperatura média da parede interna fica:

$$\bar{T}_p = \frac{T_{p,e} + T_{p,s}}{2} = 185,5^{\circ}\text{C} = 458,65\text{K}$$

6 PERDAS

É importante conhecer a grandeza das perdas as quais o aparato está sujeito. Neste caso, as mais significantes se dão pela convecção natural e pela radiação emitida pelo tubo receptor.

Para minimizar estas perdas por convecção e por radiação, utiliza-se uma cobertura de vidro ao redor do tubo receptor. O vidro é quase transparente ao comprimento de onda solar ($\sim 0,5 \mu\text{m}$) e é praticamente opaco a grandes comprimentos de onda, o que favorece o chamado efeito estufa. Assim, a radiação solar passa pelo vidro e atinge a superfície externa do tubo receptor, que se aquece. Esse aquecimento faz com que o material que reveste o tubo emita radiação térmica a um comprimento de onda bem maior. Com esse aumento do comprimento de onda, a radiação emitida pelo revestimento praticamente não passa pelo vidro, permanecendo na região anular.

A condição que implicaria em menor perda entre o tubo receptor e a cobertura de vidro seria a de vácuo absoluto na região anular. Como o objetivo deste trabalho não é desenvolver um concentrador de alto rendimento com custos ilimitados, o espaço entre o vidro e o tubo receptor será preenchido com ar, já que a aplicação de vácuo implicaria em complicações de ordem construtiva. Por haver ar nesta região, devemos considerar uma parcela de perda térmica por convecção natural.

6.1 Perda de calor por convecção natural na região anular

Uma vez que há ar na região anular, a diferença de temperatura entre a parede externa do tubo receptor e a parede interna da cobertura de vidro faz com que este ar circule conforme ilustrado a seguir. Nesta condição há perda por convecção natural, ainda que pequena.

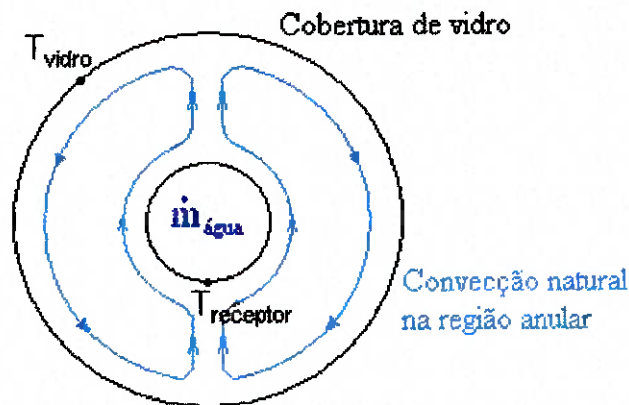


Figura 6.1 - Perdas por convecção natural na região anular devido à existência de ar

De acordo com Incropera (1998) tem-se a seguinte equação para estimar essa perda:

$$q_{conv}' = \frac{2\pi \cdot k_{ef} \cdot (\bar{T}_{receptor} - \bar{T}_{vidro})}{\ln(D_{vidro} / D_{receptor})}$$

Onde:

- diâmetro do tubo receptor: $D_{receptor} = 1pol = 0,0254m$
- diâmetro da cobertura de vidro: $D_{vidro} = 2pol = 0,0508m$

$$\frac{k_{ef}}{k} = 0,386 \cdot \left(\frac{Pr}{0,861 + Pr} \right)^{1/4} \cdot (Ra_c^*)^{1/4}$$

$$Ra_c^* = \frac{[\ln(D_{vidro} / D_{receptor})]^4}{t^3 \cdot (D_{vidro}^{-2/5} + D_{receptor}^{-2/5})^5} \cdot Ra_L$$

$$Ra_L = \frac{g \cdot \beta \cdot (\bar{T}_{receptor} - \bar{T}_{vidro}) \cdot t^3}{\nu \cdot \alpha}$$

- Distância entre o tubo e a cobertura de vidro:

$$t = \frac{D_{vidro} - D_{receptor}}{2} = 0,0127m$$

- β : coeficiente volumétrico de expansão térmica
- g : gravidade

Como a parede externa do tubo receptor recebe a radiação solar quase que diretamente, esta deve ter temperatura maior que a parede interna. Assim, assumiremos que a temperatura externa é 5°C maior que a interna.

Já a parede interna da cobertura de vidro, deve ter temperatura maior que a temperatura ambiente. E igualmente assumiremos que a temperatura interna do tubo de vidro é 5°C maior que a temperatura ambiente.

- $\bar{T}_{receptor} = (185 + 5)^{\circ}C = 190^{\circ}C$
- $\bar{T}_{vidro} = (28 + 5)^{\circ}C = 33^{\circ}C$

Para avaliar as propriedades do ar utilizaremos a média entre as temperaturas:

$$\bar{T}_{convecção} = \frac{\bar{T}_{vidro} + \bar{T}_{receptor}}{2}$$

$$\Rightarrow \bar{T}_{convecção} = 112^{\circ}C = 385K$$

De acordo com Incropera (1998), temos:

- coeficiente volumétrico de expansão térmica: $\beta \cong 2,6 \cdot 10^{-3} K^{-1}$
- viscosidade cinemática: $\nu = 24,76 \cdot 10^{-6} m^2 / s$
- condutividade térmica: $k = 32,66 \cdot 10^{-3} W / m.K$
- difusividade térmica: $\alpha = 35,78 \cdot 10^{-6} m^2 / s$
- número de Prandtl: $Pr = 0,693$

Para gravidade $g = 10m/s^2$ e sob as condições e propriedades anteriormente listadas, temos:

$$Ra_L = 9429$$

$$Ra_C^* = 1382$$

$$k_{ef} = 62,8 \cdot 10^{-3} W / m.K$$

$$\Rightarrow q_{conv}' \cong 89,4W / m$$

Uma vez que $L = 1,75m$:

$$q_{conv} \cong 156W$$

6.2 Produto $\tau\alpha$

Conforme já mencionado anteriormente, a radiação solar possui pequeno comprimento de onda, ao contrário da radiação emitida por um corpo que foi aquecido. Por isso, é sempre muito importante observar se as propriedades que estão sendo utilizadas se referem à faixa do espectro correto.

Deve-se agora garantir que a radiação solar não sofra grandes perdas ao passar pela cobertura de vidro e incidir no tubo receptor. Para tanto, devem-se determinar as seguintes propriedades:

- Transmissividade: τ
- Absortividade: α
- Reflexividade: ρ

Para um vidro “branco” de boa qualidade, pode-se assumir de acordo com Duffie (1991):

- Índice de refração médio para o espectro solar: $n_{vidro} = 1,526$
- Coeficiente de extinção: $K = 4m^{-1}$

Pode-se utilizar as seguintes equações com boa aproximação de acordo com Duffie (1991):

$$\begin{aligned}\tau &\cong \tau_a \cdot \tau_r \\ \alpha &\cong 1 - \tau_a \\ \rho &\cong \tau_a (1 - \tau_r)\end{aligned}$$

Onde,

- $\tau_a = \exp\left(-\frac{K \cdot e}{\cos \theta}\right)$
- espessura do vidro: $e = 3mm$
- $\tau_r(0^\circ) = \frac{1-r}{1+r}, \quad r(0^\circ) = \frac{(n-1)^2}{(n+1)^2}$

Como estamos interessados na radiação normal, utiliza-se 0° .

$$r = 0,0434 \quad \tau_a = 0,988$$

$$\begin{cases} \tau = 0,906 \\ \alpha = 0,012 \\ \rho = 0,082 \end{cases}$$

Isso significa que o vidro em questão tem alta transmissividade, baixa refletividade e ainda menor absorvidade; condições muito boas para o propósito deste trabalho.

É preciso agora focar na superfície do receptor. Idealmente, esta deveria absorver toda a energia na região do espectro solar e ter emissividade nula para grandes comprimentos de onda, ou seja, ser uma superfície seletiva. Obviamente tal comportamento não existe, mas uma maneira de se aproximar dele é revestir o tubo receptor com uma camada de tinta preta comercial. Este assunto está mais bem explicado no item sobre material seletivo.

Estima-se a parcela da radiação incidente que é absorvida pela tinta que reveste o tubo receptor através produto $\tau\alpha$.

$$P_{(\tau\alpha)} = \frac{\tau \cdot \alpha_{ink}}{[1 - (1 - \alpha_{ink})\rho_d]}$$

Sendo a refletividade da tinta para a radiação difusa dada por:

$$\rho_d = \tau_a(60^\circ) - \tau(60^\circ) = 0,16$$

Para uma tinta comercial: $\alpha_{ink} = 0,85$

De onde resulta:

$$P_{(\tau\alpha)} = 0,789$$

7 POSICIONAMENTO EM RELAÇÃO AO SOL

Como mencionado por diversas vezes ao longo deste trabalho, o concentrador solar parabólico funciona com energia solar de incidência direta. Dependendo da latitude, o concentrador deve ser posicionado com um ângulo α que garanta que os raios solares incidam diretamente sobre a superfície refletora. Para a cidade de São Paulo, é suficiente admitir um ângulo $\alpha = 20^\circ$.

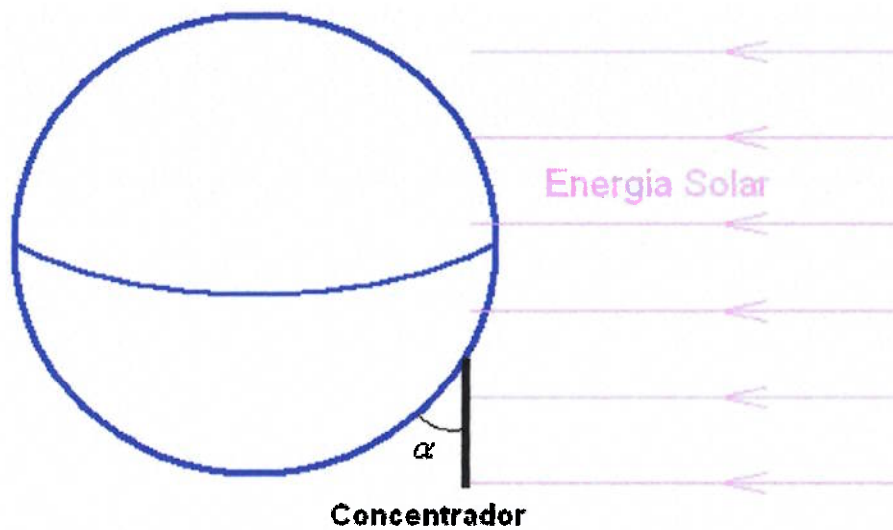


Figura 7.1 – Posicionamento da superfície concentradora

8 SISTEMA DE TRACKING

A condição descrita no item anterior não é suficiente para garantir que os raios solares incidam perpendicularmente à superfície refletora durante todo o dia. Por isso é necessário um sistema de “tracking” que garanta que a abertura da superfície refletora se mantenha perpendicular aos raios incidentes enquanto houver sol.

O desenvolvimento de um sistema preciso deveria levar em conta a movimentação do Sol ao longo de cada dia do ano, uma vez que esta movimentação está sujeita às estações do ano e ao horário de verão. No entanto, para se diminuir o custo, pode-se dimensionar um sistema de redução comum, cuja saída esteja a 1 rotação por dia, ou seja, $0,694 \cdot 10^{-3}$ rpm. Este sistema deveria ser ligado todos os dias pela manhã e, ao fim do dia, ser desligado e trazido à posição inicial.

9 MATERIAIS E CONDIÇÕES DE ALTO DESEMPENHO

O objetivo deste trabalho não é desenvolver um aquecedor para água de altíssimo desempenho, mas é necessário ter em mente quais condições exercem maior influência sobre o mesmo para que se possa decidir quais aspectos tornam o projeto viável econômica e construtivamente.

Certamente os materiais utilizados na construção do aparato e a precisão construtiva exercem grande influência em sua eficiência. A seguir serão explicitados alguns aspectos que interferem diretamente no desempenho do aquecedor concentrador.

9.1 Material seletivo

Deseja-se que qualquer coletor solar tenha alta absortividade no espectro da radiação solar, para que praticamente toda energia incidente seja absorvida, mas que este também possua baixa emissividade a grandes comprimentos de onda, para que se possam minimizar as perdas devido à radiação térmica. Um material com o comportamento anteriormente descrito é dito “material seletivo ideal”.

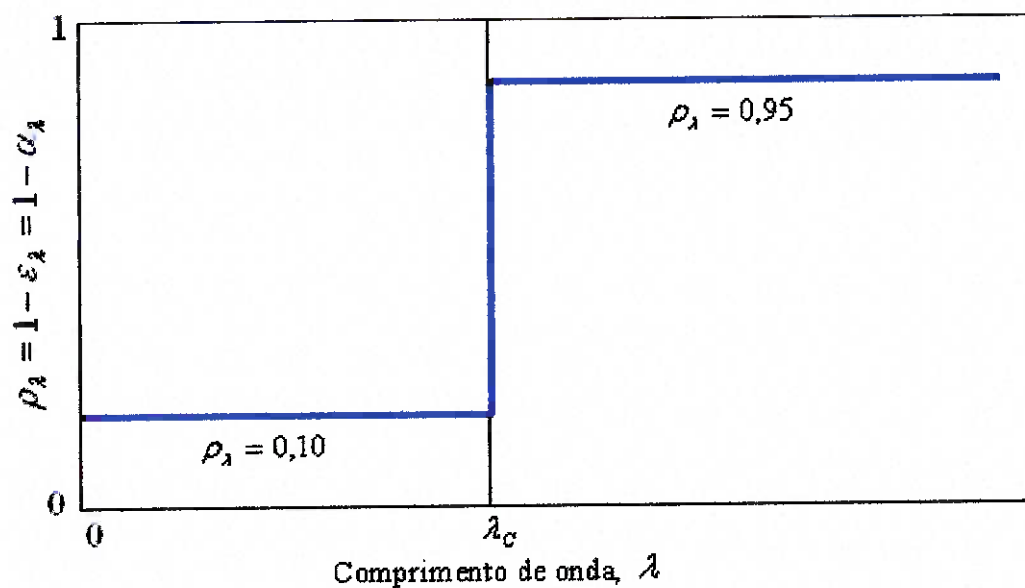


Figura 9.1 – Comportamento do material seletivo ideal

Apesar de várias pesquisas serem desenvolvidas neste ramo, o mais perto que se chegou do comportamento seletivo ideal tem o aspecto mostrado na figura 7.2. Ainda que distante do ideal, este comportamento supre as necessidades da maioria das aplicações comuns, com o agravante de ser muito caro e, geralmente, inviabilizar sua utilização.

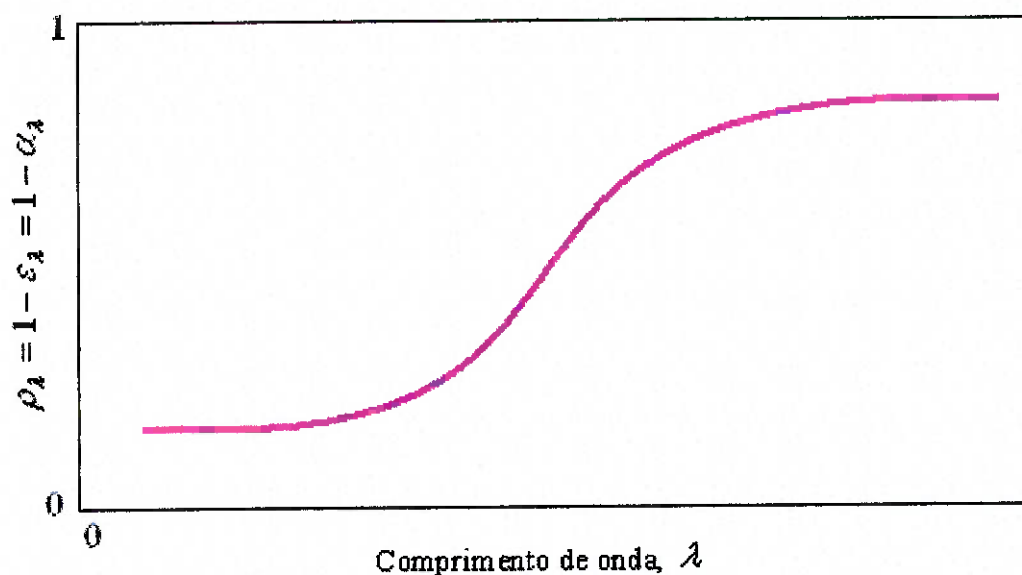


Figura 9.2 – Comportamento aproximado do material seletivo

No projeto do concentrador, é de interesse que o comportamento seletivo seja aplicado à superfície externa do tubo receptor, onde há incidência da energia solar para o aquecimento da água que passa por dentro dele. Para que não haja um aumento demasiado de seu custo, o que se faz usualmente é recobrir o tubo receptor com uma camada de tinta preta comercial.

9.2 Materiais condutores

Ao atingir o tubo receptor a energia deve ser rapidamente transferida para a água, para tanto é necessário que o tubo receptor seja feito com um bom condutor térmico. Em aplicações que se necessita boa condutibilidade térmica costuma-se utilizar cobre ou alumínio.

No caso deste projeto, onde o tubo receptor é recoberto por uma camada de tinta preta, recomenda-se a utilização do alumínio que tem menor condutibilidade térmica e, em geral, é mais barato que o cobre. A cobertura de tinta preta comercial possui baixa condutibilidade térmica, o que torna desnecessário o uso do cobre.

9.3 Cobertura do receptor

Como dito anteriormente, para se minimizar perdas por convecção e por radiação térmica deve se utilizar uma cobertura que seja transparente à radiação solar e opaca a radiação térmica de grande comprimento de onda.

Assim, o vidro branco atende as necessidades do trabalho em questão. Apenas deve-se tomar cuidado ao selecionar o vidro para que este seja branco e não verde, já que este último não supre os requisitos mencionados anteriormente.

9.4 Região anular

Idealmente a região anular entre o tubo receptor e a cobertura de vidro deveria ser de vácuo absoluto para que não houvesse perdas por convecção natural ou por condução. No entanto, a grandeza dessas perdas é pequena frente ao custo e complexidade de se ter vácuo nesta região de forma que, para este trabalho, considera-se a região anular preenchida por ar.

A existência de vácuo na região anular acarretaria na necessidade de um vidro, ou de outro material, mais resistente para a cobertura do receptor e de vedações muito bem feitas; dificuldades que trariam pouco ganho de rendimento para o aquecedor e aumentariam seu custo.

9.5 Superfície refletora

A “calha” que forma o concentrador deve refletir praticamente toda a radiação solar que incide sobre ela, portanto deseja-se que sua superfície tenha alta refletividade na região do espectro solar.

Um material que supre as necessidades deste trabalho é o aço inoxidável polido. Apesar do custo relativamente alto, este aço conta com a vantagem de manter-se sem grandes variações de suas propriedades superficiais ao longo do tempo devido à sua característica inoxidável, mesmo quando exposto ao meio ambiente.

É importante ressaltar que, ainda que o aço inoxidável não tenha grandes problemas com oxidações e incrustações, é necessário garantir que a superfície esteja limpa sempre que o aquecedor estiver em funcionamento.

10 CONCLUSÃO

Ao longo do desenvolvimento deste trabalho uma série de simplificações foram feitas para que se pudesse manter a viabilidade construtiva e econômica do aquecedor dentro das possibilidades acadêmicas. Todas essas simplificações somadas resultaram em grande perda da energia solar incidente. Ainda que grande, a perda de eficiência não implica em impacto direto à viabilidade econômica do projeto, uma vez que o insumo para este aparato é a energia solar, que é gratuita.

Mesmo com todas as perdas de calor e energia inerentes, percebe-se que há uma subutilização pela sociedade da energia solar como fonte alternativa aos combustíveis fósseis, à energia proveniente de hidrelétricas e tantas outras fontes “convencionais”.

Mais do que o desenvolvimento de um aparato ecológico e economicamente viável, este trabalho teve como objetivos discorrer sobre o assunto Energia Solar e aplicar as teorias de Transferência de Calor e Termodinâmica.

11 BIBLIOGRAFIA

Duffie, John A.; Beckman, Willian A. (1991). **Solar Engineering Of Thermal Processes, 2nd Edition**, *John Wiley & Sons Inc.*

Incropera, Frank P.; DeWitt, David P. (1998). **Fundamentos De Transferência De Calor E De Massa, 4ª Edição**, *Livros técnicos e científicos editora.*

Sparrow, E. M.; Cess, R.D. (1996). **Radiation Heat Transfer**, *Wadsworth Publishing Company Inc.*

Siegel, R.; Howell, J. (1972). **Thermal Radiation Heat Transfer**, *McGraw-Hill Inc.*

Eckert, E.; Drake, R. Jr. (1972). **Analysis Of Heat And Mass Transfer**, *McGraw-Hill Inc.*

Artigo Sobre Crise Energética No Sudeste Em 2001,
www.criseenergetica.com.br/biblioteca/artigos.htm

Enciclopédia Brasileira - História Geral - Crise do Petróleo,
geocities.yahoo.com.br/vinicrashbr/historia/geral/crisedopetroleo.htm