

**UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO ESCOLA POLITÉCNICA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

GERADOR SOLAR DE VAPOR

**Felipe Garcia
Fernando Guiguer Palmisano**

**São Paulo
2005**

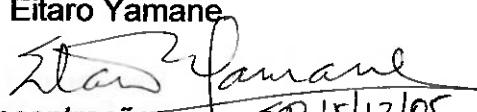
UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO ESCOLA POLITÉCNICA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

GERADOR SOLAR DE VAPOR

Trabalho de formatura apresentado à
Escola Politécnica da Universidade de
São Paulo para obtenção do título de
Graduação em Engenharia

Felipe Garcia
Fernando Guiguer Palmisano

Orientador: Eitaro Yamane


Área de concentração:
Engenharia Mecânica

São Paulo
2005

AGRADECIMENTOS

Nossos agradecimentos ao Prof. Dr. Eitaro Yamane pela orientação.

A AGE Engenharia pelo patrocínio e por disponibilizar o local da instalação.

Aos nossos familiares, não há palavras para agradecer. Obrigado pela paciência nos momentos difíceis e pelo apoio durante todo esse tempo.

Nossos amigos e namoradas pelo conforto, pelos incentivos e pela ajuda dada nos momentos momentos mais inusitados.

RESUMO

O texto contido neste trabalho ilustra o projeto e a construção de um protótipo de coletor solar parabólico e a extração teórica de um gerador solar de vapor baseado nas eficiências obtidas nos testes do protótipo.

Foram realizados testes desse protótipo e sua eficiência foi calculada pela razão entre o total de energia solar incidente no coletor ao longo do dia e o total de energia térmica transferida ao fluido térmico utilizado na instalação.

Determinou-se o comprimento de coletor necessário para a geração de vapor de água, etileno glicol e amônia.

ABSTRACT

The textt contained in this work illustrates the project and the construction of a solar trough collector prototype and a theoretical preview of a steam generator, based in the efficiencies achieved in the prototype tests.

Tests had been carried through and the prototype efficiency was calculated as the percentage of the solar radiation that is tranfered to the thermic fluid.

It was determined how long should be an solar trough collector with the same parabolic sectionso it could generates steam of the following fluids: water, Ethylene Glycol and ammonia.

SUMARIO

1. APRESENTAÇÃO	11
1.1 OBJETIVOS.....	11
1.2 MOTIVAÇÃO	11
1.3 Coletores solar.....	12
1.3.1Formas construtivas	13
1.3.2Aplicações	15
1.3.3A escolha	17
2. ESTUDO DE VIABILIDADE.....	19
2.1 Esquema básico do protótipo	19
2.2 Esquema básico do coletor solar.....	21
2.3 Tratamento teórico.....	22
2.4 Orçamento Preliminar.....	22
3. TEORIA	23
3.1 Radiação Solar	23
3.2 Coletor solar parabólico.....	29
3.2.1Concentrador	30
3.2.2Absorvedor	40
3.2.3Tracking	53
4. PROTÓTIPO – DIMENSIONAMENTO	55
4.1 Concentrador	55
4.1.1Determinação do perfil parabólico	55
4.1.2Berço e revestimento	59
4.2 Absorvedor	59
4.2.1Tubo absorvedor	59
4.2.2Dilatação.....	61
4.2.3Isolamento – Invólucro de vidro	62
4.3 Estrutura	62
4.4 Tracking	66
5. COMPRAS E CONSTRUÇÃO	69
5.1 Desenho construtivo	69
5.2 Concentrador	69
5.3 Absorvedor	71
5.4 Tubulação	72
5.5 Tracking	72
5.6 Tanque	73
5.7 Bomba	74
5.8 Regulagem e medição de vazão	75
5.9 Tabela de custos finais do projeto	75
5.10 Fotos do coletor solar construído.....	76
6. TESTES.....	79
6.1 Procedimento dos testes de operação:	79
6.2 Dias de testes	80
6.3 Tracking	88
6.4 Radiação solar.....	89

7. AVALIAÇÃO	90
7.1 Energia Transferida a água	91
7.1.1Energia total transferida a água.....	91
7.1.2Perdas externas ao coletor.....	92
7.1.3Ganhos	93
7.1.4Energia solar transferida ao fluido	94
7.2 Temperatura da parede externa do absorvedor	95
7.3 Perdas no absorvedor	96
7.4 Eficiência do refletor	97
7.5 Eficiência do coletor.....	99
7.6 Avaliação geral	101
8. GERAÇÃO DE VAPOR – EXTRAPOLAÇÃO	102
9. CONCLUSÃO	103
10. REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS	104

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Esquema de funcionamento de um receptor solar de torre	13
Figura 2 – Instalação de receptor solar de torre.....	13
Figura 3 - Esquema de funcionamento de um prato parabólico.....	14
Figura 4 - Instalação de um prato parabólico	14
Figura 5 - Esquema de funcionamento de um coletor parabólico	15
Figura 6 – Campo de coletores solar de passagem.....	15
Figura 7 - Instalação de termoelétrica a coletores solar de passagem	15
Figura 8 – Foto aérea da usina termoelétrica SEGS (California - EUA).....	16
Figura 9 - Esquema da geometria Sol-Receptor	17
Figura 10 – Fluxograma esquemático do sistema.....	20
Figura 11 - Esquema do concentrador solar	21
Figura 12 - Relação geométrica entre o Sol e a Terra	23
Figura 13 - Geometria do raio incidente	26
Figura 14 - Radiação solar em uma superfície horizontal e outra inclinada.....	27
Figura 15 - Carta de posição solar para latitude $\pm 45^\circ$	28
Figura 16 - Aplicação da carta de posição solar	28
Figura 17 - Dependência espectral da reflectância	32
Figura 18 - Espectro de radiação eletromagnética.....	33
Figura 19 - Configurações possíveis para coletores	34
Figura 20 - Perfil parabólico	35
Figura 21 - Ângulo de borda	36
Figura 22 - Perfil circular e aberração esférica.....	38
Figura 23 - Método dos raios traçados aplicado a um CPC	39
Figura 24 – Absorvedores com e sem invólucro de vidro	41
Figura 25 – Esquema unidimensional de transferência de calor	42
Figura 26 – Modelo de resistências térmicas	43
Figura 27 - Esquema da radiação refletida para o receptor	50
Figura 28 – Modelamento da estrutura	51
Figura 29 - Perfis parabólicos	56
Figura 30 – Raio máximo de um perfil	57
Figura 31 – Distanciamento d da linha normal de incidência	58
Figura 32 – Perfil do concentrador parabólico e suas dimensões.....	59
Figura 33- esquema de uma viga simples.....	63
Figura 34 - esquema do sistema de tracking com fotodiodo	67
Figura 35 – Estrutura do protótipo.....	69
Figura 36 - Má conformação do filme reflexivo	70
Figura 37 – Instalação do tubo de vidro no tubo absorvedor	71
Figura 38 – Coletor em operação com o tubo de vidro	71
Figura 39 – Tubulação isolada	72
Figura 40 – Mancal inferior.....	72
Figura 41 – Vista dos mancais durante a construção	73
Figura 42 -Tanque.....	73
Figura 43 – Esquema de funcionamento do tanque.....	74
Figura 44 – Instalação da bomba.....	74
Figura 45 – Rotâmetro e válvula de controle de vazão	75

Figura 46 – Coletor solar 01.....	76
Figura 47 – Coletor Solar 02	77
Figura 48 – Coletor Solar 03	78
Figura 49 – Concentração de raios no tubo absorvedor	89
Figura 50 – Esquem de resistências térmicas.....	95
Figura 51 – Esquema de resistências térmicas (Absorvedor-ambiente)	96

LISTA DE SÍMBOLOS

C	- fator de concentração
A_a	- área de abertura
A_r	- área do receptor
$C_{\max, \text{linear}}$	- limite máximo de concentração para concentrador linear
$C_{\max, \text{circular}}$	- limite máximo de concentração para concentrador circular
θ_s	- ângulo de incidência solar
ϕ	- latitude
δ	- declinação
β	- ângulo de rampa
γ	- ângulo azimutal de superfície
ω	- ângulo horário
θ	- ângulo de incidência
θ_z	- ângulo Zênite
α_s	- ângulo de altitude solar
γ_s	- ângulo azimutal solar
R_b	- razão entre a radiação recebida por uma superfície horizontal e uma inclinada
S	- radiação absorvida por unidade de área
I_b	- radiação incidente efetiva medida no plano de abertura
ρ	- reflectância espelhada do concentrador
ξ	- fator de intercepção
α	- absorção do absorvedor para radiação solar refletida (e transmitida)
τ	- transmitância de qualquer cobertura do receptor
$K_{\gamma\alpha}$	- modificador do ângulo de incidência
f	- foco da parábola
ϕ_r	- ângulo de borda
a	- largura da parábola

- $q'12_{cv}$ - taxa de transferência de calor por convecção entre fluido térmico e superfície interna do tubo absorvedor, por unidade de comprimento
- $q'23_{cd}$ - taxa de transferência de calor por condução entre superfície interna e externa do tubo absorvedor, por unidade de comprimento
- $q'34_{cv}$ - taxa de transferência de calor por convecção entre superfície externa do tubo absorvedor e superfície interna do invólucro de vidro, por unidade de comprimento
- $q'34_r$ - taxa de transferência de calor por radiação entre a superfície externa do tubo absorvedor e superfície interna do invólucro de vidro, por unidade de comprimento
- $q'3_{rsol}$ - taxa de transferência de calor absorvida por radiação solar na superfície externa do tubo absorvedor, por unidade de comprimento
- $q'45_{cd}$ - taxa de transferência de calor por condução entre superfície interna e externa do tubo de vidro, por unidade de comprimento
- $q'5_{rsol}$ - taxa de transferência de calor absorvida por radiação solar na superfície externa do tubo de vidro, por unidade de comprimento
- $q'56_{cv}$ - taxa de transferência de calor por convecção na superfície externa do tubo de vidro, por unidade de comprimento
- $q'57_r$ - taxa de transferência de calor por radiação entre superfície externa do tubo de vidro e atmosfera, por unidade de comprimento
- Si - comprimento da parábola
- b - comprimento da projeção da parábola

1. APRESENTAÇÃO

No cenário político-econômico mundial, figura atualmente uma crise energética com potencial para ser, junto com a falta de água, o grande desafio para contínuo desenvolvimento da humanidade.

A necessidade de diversificação da produção energética dá-se através de fatores econômicos e produtivos com a falta de petróleo disponível no mercado e sua consequente exorbitante alta de preço. Em 2005, deu-se um grande exemplo dessa variação, tendo de janeiro a outubro uma alta de 14% no preço do barril no mercado internacional.

Aliada também a proteção ambiental, a economia passou a atuar determinantemente a favor da utilização de meios de produção de energia renovável. Através do protocolo de Kyoto, o “crédito carbono” premia em termos financeiros a diminuição da emissão de agentes poluentes na atmosfera e o desenvolvimento de tecnologias que tornem o mesmo possível, aumentando assim a viabilidade de projetos como os descritos aqui.

1.1 OBJETIVOS

Este trabalho visa o projeto e a construção de um protótipo de coletor solar parabólico eficiente.

Também será realizada uma posterior extração teórica de um gerador de vapor solar com base nas eficiências obtidas nos testes do protótipo construído.

1.2 MOTIVAÇÃO

Os atuais custos gerados pela utilização de combustíveis fósseis é o primeiro fator a ser considerado na viabilização de fontes renováveis de energia. Estes custos advém de:

- escassez de combustíveis fósseis e crescentes custos de prospecção;

- custos de transporte, armazenamento e processamento do combustível;
- tratamento que seus resíduos exigem

Proteção ambiental está na pauta de quase todas as decisões produtivas mundiais hoje. Entre os fatores motivadores a utilização de energia renovável temos:

- protocolo de Kyoto e o crédito carbono;
- diminuição das emissões de poluentes atmosféricos;
- conseqüente desvalorização de combustíveis fósseis ante ao mercado e diminuição da exploração inconseqüente;
- valorização das ações das empresas que investem no meio ambiente, gerando o chamado lucro verde

Fatores geográficos favoráveis:

- grandes áreas de alta incidência solar inexploradas;

1.3 Coletores solar

A transformação eficiente de energia solar em energia térmica aproveitável está relacionada com a concentração da radiação solar para a obtenção de grandes fluxos de calor por área.

Dessa forma, os dois elementos que definem um coletor solar são o concentrador e o absorvedor. O primeiro, como diz o nome, concentra a radiação solar incidente em uma área menor a sua própria. O segundo é o receptor dessa energia, que em contato com um fluido térmico serve de meio para as trocas de calor.

Para se atingir grandes temperaturas, procura-se trabalhar desta forma pois assim também é diminuída a área onde possa ocorrer perdas de calor, o que é feito colocando-se um concentrador entre a fonte de radiação e a superfície absorvedora. O pequeno absorvedor terá uma pequena área de perda. Os concentradores podem ser refletores ou refratores, cilíndricos ou superfícies de revolução e contínuos ou descontínuos.

1.3.1 Formas construtivas

Com o passar dos anos, algumas formas de coletores solar foram desenvolvidos e alguns estão itemizados abaixo:

- Receptor Solar Central ou Torre - Figuras 1 e 2

Torre cercada por uma série de espelhos, seguindo um duplo eixo, denominados heliostatos, refletindo a radiação solar direta em um receptor fixo situado no alto da torre.

O receptor torna-se um grande trocador de calor para um fluido térmico escolhido que escoa interiormente ao mesmo. Já foram testados diversos fluidos, como água, ar, metal líquido e sal fundido.

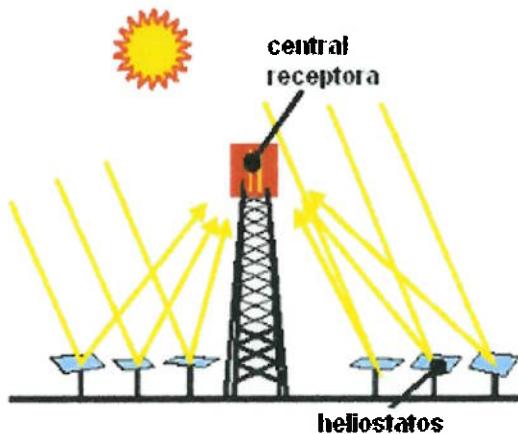


Figura 1 -- Esquema de funcionamento de um receptor solar de torre



Figura 2 – Instalação de receptor solar de torre

- **Prato Parabólico – Figuras 3 e 4**

Consiste em um concentrador esfero-parabólico, com foco pontual na superfície receptora, por onde um fluido térmico é escoado. Estes concentradores são espelhados e construídos em uma estrutura com um sistema seguindo um duplo eixo para acompanhamento do percurso do sol.

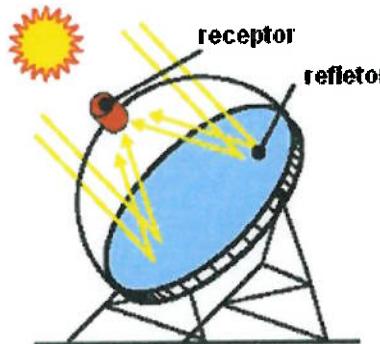


Figura 3 - Esquema de funcionamento de um prato parabólico

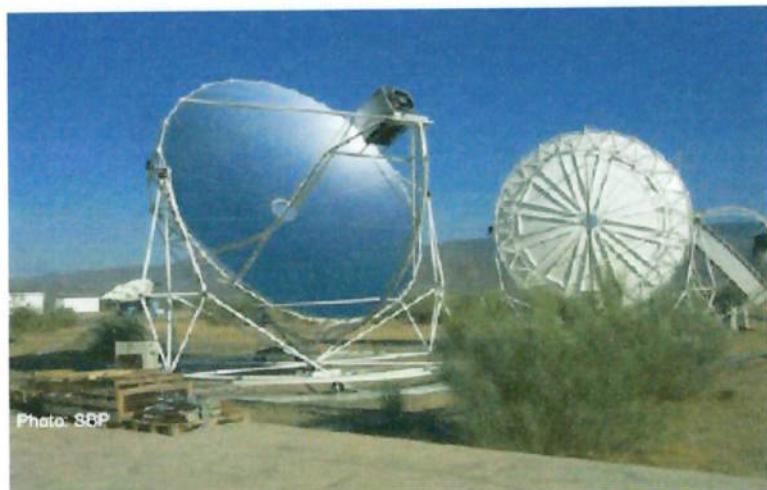


Figura 4 - Instalação de um prato parabólico

- **Coletor Parabólico de Passagem – Figuras 5, 6 e 7**

Consistem em longas fileiras paralelas de módulos idênticos de concentradores parabólicos espelhados.

Possuem sistema de “tracking” que permite o acompanhamento do percurso do sol e o melhor aproveitamento da radiação incidente através da rotação sobre um eixo NORTE-SUL.

O foco é percorrido por tubulação onde escoa um fluido térmico.

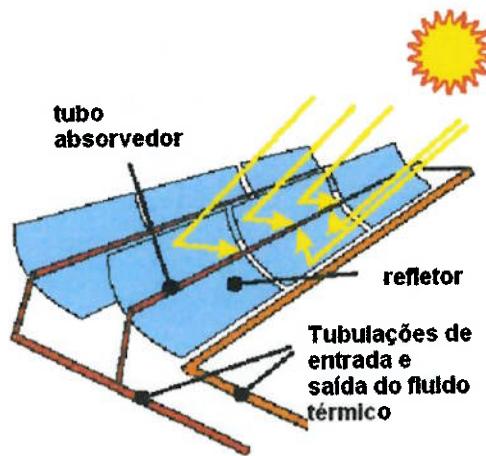


Figura 5 - Esquema de funcionamento de um coletor parabólico



Figura 6 – Campo de coletores solar de passagem



Figura 7 - Instalação de termoelétrica a coletores solar de passagem

1.3.2 Aplicações

As aplicações de coletores solares são diversas e praticamente substituem qualquer tipo de geração de energia térmica por processos convencionais.

O uso doméstico restringe-se basicamente ao aquecimento de água e a pequenas produções de energia elétrica através de fotocélulas. Devido ao custo de implantação elevado dos coletores de alta eficiência, neste mercado os coletores tendem a ser de baixo custo inicial e de manutenção mesmo que isso signifique menor eficiência operacional.

Para utilização industrial, há um enquadramento diferente para os investimentos neste tipo de tecnologia. Devido as grandes áreas exigidas e as grandes perdas envolvidas no processo de concentração e absorção da energia solar, torna-se interessante que se invista mais em tecnologia para uma maior eficiência operacional e menor manutenção do equipamento.

Suas aplicações industriais podem ser tanto de processo como de utilidades, ou seja, a energia térmica gerada pode ter uma finalidade de consumo direto (como passadeiras em lavanderias industriais) ou de uso indireto (como aquecimento de prensas de chapas de compensado).

A geração de vapor pode servir como fluido motor de turbinas em um ciclo Rankine de geração elétrica (como nas atuais usinas termoelétricas solares na Califórnia, EUA – Figura 8).

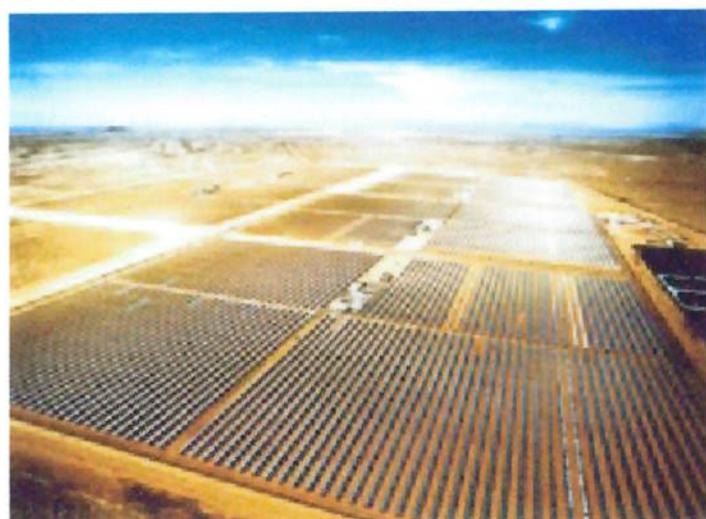


Figura 8 – Foto aérea da usina termoelétrica SEGS (California - EUA)

1.3.3 A escolha

Dentre as formas construtivas possíveis para um coletor solar, a preferência para construção de protótipo foi dada aos coletores parabólicos de passagem.

A escolha foi baseada em fatores construtivos e de concentração.

Por definição, taxa de concentração é a razão entre a área de abertura sobre a área do receptor [DUFFIE].

$$C = \frac{A_a}{A_r}$$

Tal razão tem um limite superior que depende se o concentrador é um concentrador circular como um parabolóide ou linear como um concentrador parabólico cilíndrico (CPC). Tem-se:

$$C_{\max, \text{linear}} = \frac{1}{\sin \theta_s}$$

$$C_{\max, \text{circular}} = \frac{1}{\sin^2 \theta_s}$$

onde θ_s é o ângulo mostrado na figura 9.

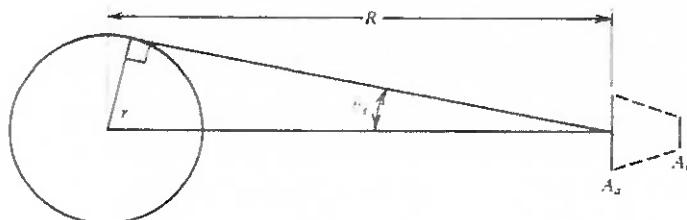


Figura 9 - Esquema da geometria Sol-Receptor

Então com $\theta_s = 0,27^\circ$, a máxima taxa de concentração possível para um concentrador circular é de 45000, enquanto para um linear é de apenas 212.

Quanto maior a temperatura desejada, maior a taxa de concentração e mais precisa deve ser a ótica do concentrador e o sistema de orientação. O

gráfico 4 mostra bandas práticas de taxas de concentração e tipos de sistemas ópticos requeridos.

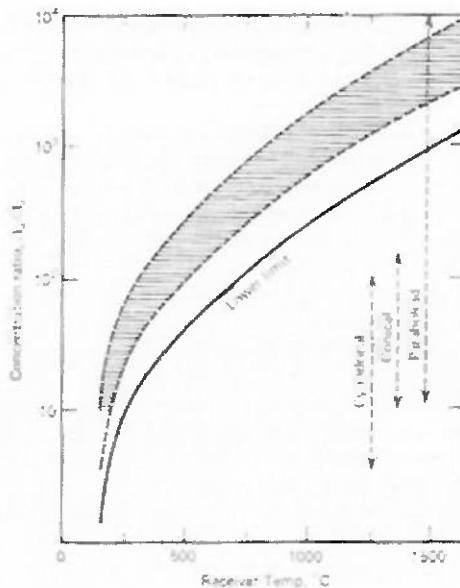


Gráfico 1 - Relação entre a taxa de concentração e a temperatura do receptor.

Porém, apesar de taxas de concentração maiores levarem a maiores temperaturas não se pode levar essa informação como determinante devido a concentração pontual de um concentrador circular. Grandes temperaturas podem levar a materiais inviáveis para tal aplicação.

O fator construtivo passa a ser determinante na fabricação do protótipo e por esse motivo a preferência é dada ao concentrador parabólico de passagem.

Alguns problemas a mais podem ser observados neste tipo de coletor, tais como a necessidade de um sistema de *tracking* para orientação da superfície refletora guiada baseada na trajetória do sol, de forma que os raios solares incidam normalmente a superfície. A necessidade de manutenção contínua, especialmente para manter a qualidade do sistema ótico por longos períodos de tempo na presença de sujeira, exposto a intempéries e a componentes atmosféricos corrosivos também surgem como problemas graves desse tipo de instalação.

A combinação de problemas de operação com altos custos de implantação restringiu a utilização de coletores concentradores. Entretanto, cada dia com mais novos materiais, talvez seja possível torná-los viáveis.

2. ESTUDO DE VIABILIDADE

Como uma primeira aproximação do que realmente deseja-se construir como protótipo neste capítulo está descrito um protótipo maximizado aos limites construtivos que são impostos espacial e financeiramente.

2.1 Esquema básico do protótipo

Na figura 10 está representado um fluxograma esquemático do protótipo. Este é dotado de:

- termopar;
- bomba;
- coletor solar;
- tubulação para circulação do fluido térmico;
- reservatório de fluido térmico;
- medidor de vazão;
- válvula para controle de vazão;

Como pode ser visto, fluido térmico é bombeado para o coletor, entrando no absorvedor, onde as trocas de calor entre superfície tubo absorvedor e fluido térmico se dão.

O sistema terá termopares de forma a registrar as temperaturas interessantes as avaliações nos testes.

Na linha de recalque da bomba teremos um medidor de fluxo e uma válvula para obtenção das velocidades internas de escoamento e para o controle de escoamento laminar e turbulento.

O reservatório de fluido térmico, se necessário poderá ter sua temperatura controlada por meio de um aquecedor elétrico de 4000 W disponível.

O reservatório de fluido térmico e toda a extensão de tubulação com exceção do absorvedor serão isoladas.

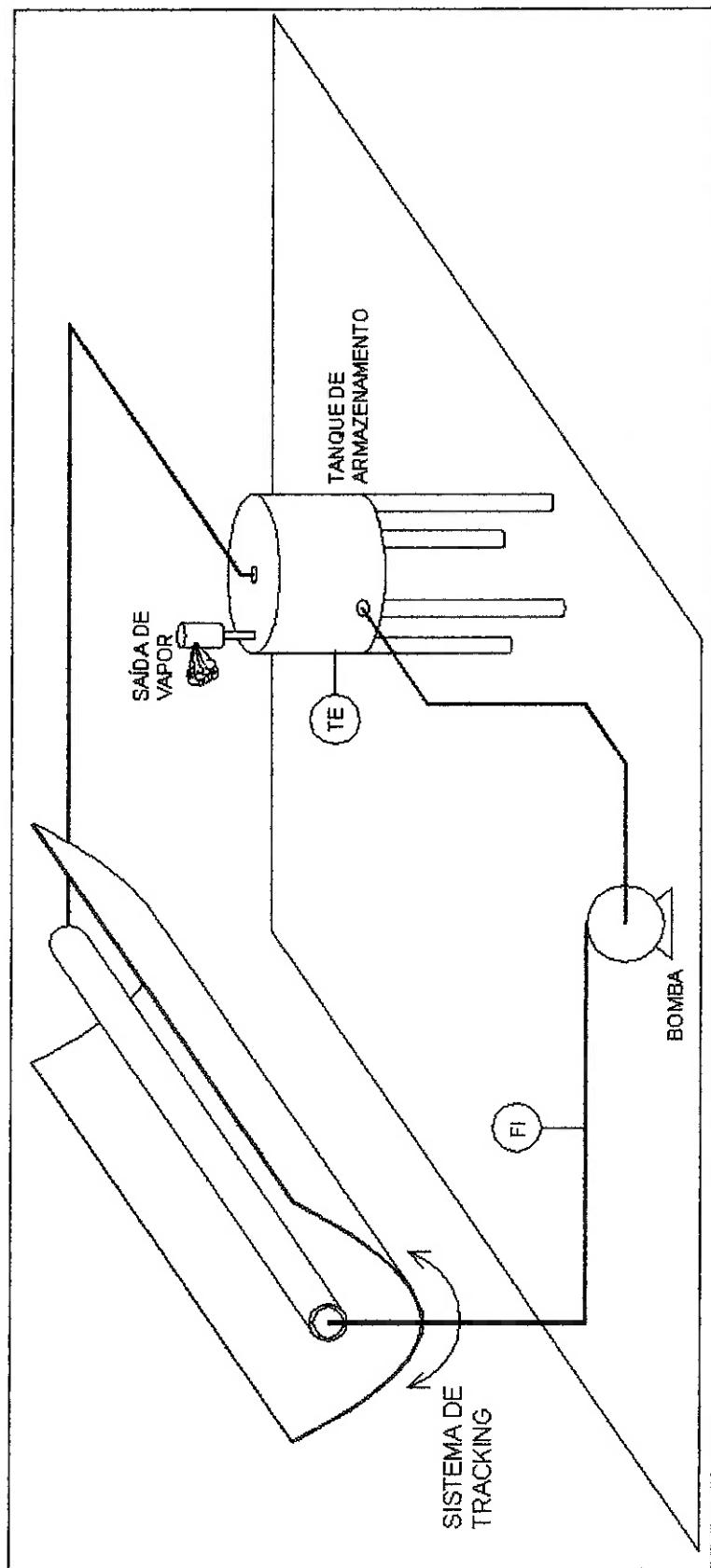


Figura 10 – Fluxograma esquemático do sistema

2.2 Esquema básico do coletor solar

Como esquematizado na Figura 11, o coletor solar é dividido em duas partes principais, o absorvedor e o concentrador.

Estes dois componentes são determinantes em um coletor solar, pois suas eficiências determinam o quanto de energia poderá ser transferida ao fluido.

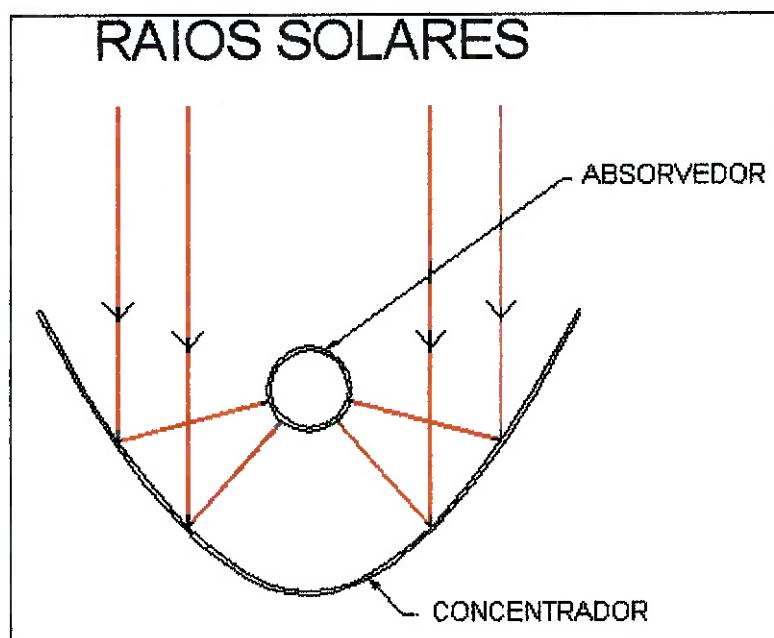


Figura 11 - Esquema do concentrador solar

Uma extensa pesquisa de materiais reflexivos para a superfície do concentrador e de materiais absorvedores para a superfície do absorvedor foi realizada e uma vez que seus valores de mercado permaneceram dentro do orçamento do projeto, não houve inviabilização do protótipo neste aspecto.

O comprimento do coletor foi determinado baseado na área disponível do local da construção, além dos tamanhos encontrados no mercado dos materiais constituintes do conjunto, como o tubo de cobre, a madeira da estrutura e o tubo de vidro.

2.3 Tratamento teórico

A teoria envolvida como, transferência de calor por radiação, convecção e condução para o caso de escoamentos externos e internos foi encontrada e é fundada, viabilizando o projeto neste aspecto.

2.4 Orçamento Preliminar

Uma primeira estimativa do preço dos materiais utilizados no protótipo foi feita baseada em revistas especializadas em construção e materiais mecânicos e de consultas a empresas do ramo.

Tabela de Custos para construção do Gerador de Vapor Solar					
	Nom.	Material	Qtda.	unidade	Total
Painel Refletor					
Estrutura		Madeira	10	m	R\$150,00
Refletor		Compensado naval	4	m ²	R\$80,00
Revestimento reflexivo		Mylar aluminizado	3	m ²	R\$60,00
Coletor					
Tubulação	½"	Cobre	4	m	R\$56,00
Invólucro de vidro	1"	Vidro	4		R\$150,00
Revestimento seletivo		Revestimento	0,5	m ²	R\$80,00
Tanque de armazenagem					
Tanque	50L	PVC	1	-	*
Isolamento térmico		Isopor	4	m ²	R\$4,00
Bomba					
Fornecido pela faculdade					
Tubulação					
Tubo	1"	PVC ÁQUATERM	15	m	R\$90,00
Conexões	1"	PVC ÁQUATERM	15		R\$40,00
Isolamento térmico		Isopor	26	m ²	R\$10,00
Instrumentos					
Termopares e termômetros			4		*
Rotâmetro			1		*
					TOTAL R\$720,00

Tabela 1 – Custos para a construção do gerador de vapor

Com exceção da bomba e dos itens demarcados com *, emprestados por AGE Engenharia, todos os custos estão a encargo dos alunos.

3. TEORIA

3.1 Radiação Solar

O Sol é uma esfera de gases extremamente quentes com um diâmetro de 1.39×10^9 m e está a uma distância média da Terra de 1.5×10^{11} m. Ele possui uma temperatura efetiva de corpo negro de 5777 K. A temperatura em seu interior é estimada entre 8×10^6 e 40×10^6 K e sua densidade em cerca de 100 vezes a da água.

Ele não é, de fato, um corpo negro radiante a uma temperatura fixa. Preferencialmente, a radiação solar emitida é um resultado composto de diversas camadas que emitem e absorvem radiação de vários comprimentos de onda. A radiação solar extraterrestre resultante e sua distribuição espectral têm sido medidas por vários métodos, em diversos experimentos, como será mostrado a seguir.

A figura 12 mostra a relação geométrica entre o Sol e a Terra, além de apresentar a chamada “constante solar”, G_{sc} , que representa a energia proveniente do sol, por unidade de tempo, recebida por unidade de área perpendicular à direção de propagação da radiação, fora da atmosfera.

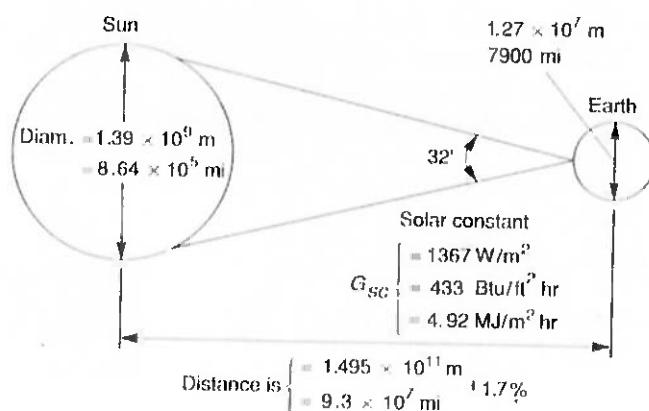


Figure 1.2.1 Sun-earth relationships.

Figura 12 - Relação geométrica entre o Sol e a Terra

Além de conhecer a radiação total incidente, é útil conhecer também sua distribuição espectral, como mostra o gráfico 2.

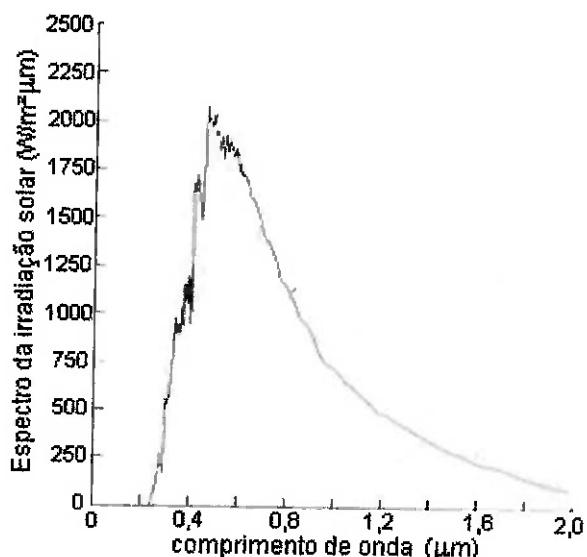


Gráfico 2 - Distribuição espectral da radiação solar extraterrestre

Deve-se lembrar que a radiação extraterrestre varia ao longo do tempo. Uma das causas disto é a própria variação da energia emitida pelo Sol. Esta variação é da ordem de 1% e para aplicações de engenharia é insignificante. Outra causa é a órbita elíptica da Terra que faz com que a distância entre o sol e o planeta não seja constante. Isto pode ser modelado matematicamente pela fórmula:

$$G_{on} = G_{sc} \left(1 + \cos \frac{360n}{365} \right)$$

A fórmula acima, quando plotada, pode ser vista no gráfico 3.

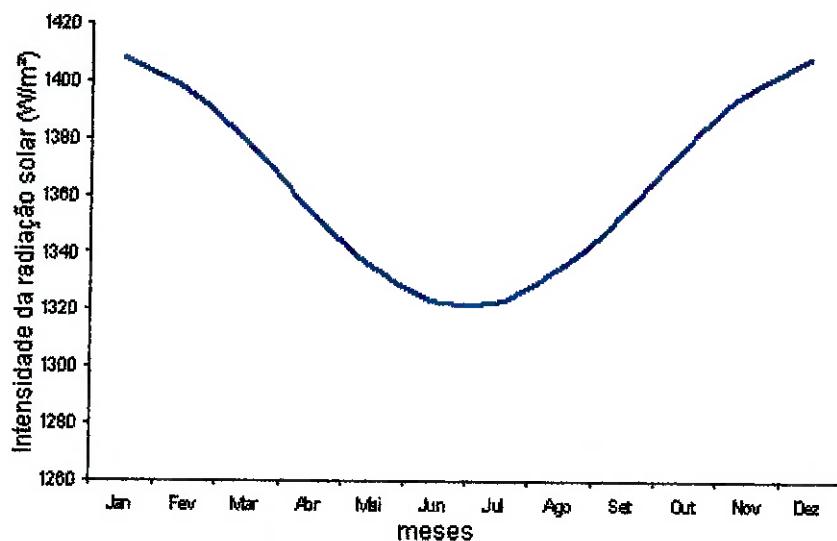


Gráfico 3 -Variação da radiação solar acima da atmosfera ao longo do ano

As relações geométricas que podem ser aplicadas ao raio solar incidente na superfície da terra são baseadas nos ângulos mostrados na figura 13, que são:

- ✓ ϕ : latitude
- ✓ δ : declinação
- ✓ β : ângulo de rampa
- ✓ γ : ângulo azimutal de superfície
- ✓ ω : ângulo horário
- ✓ θ : ângulo de incidência
- ✓ θ_z : ângulo Zênite
- ✓ α_s : ângulo de altitude solar
- ✓ γ_s : ângulo azimutal solar

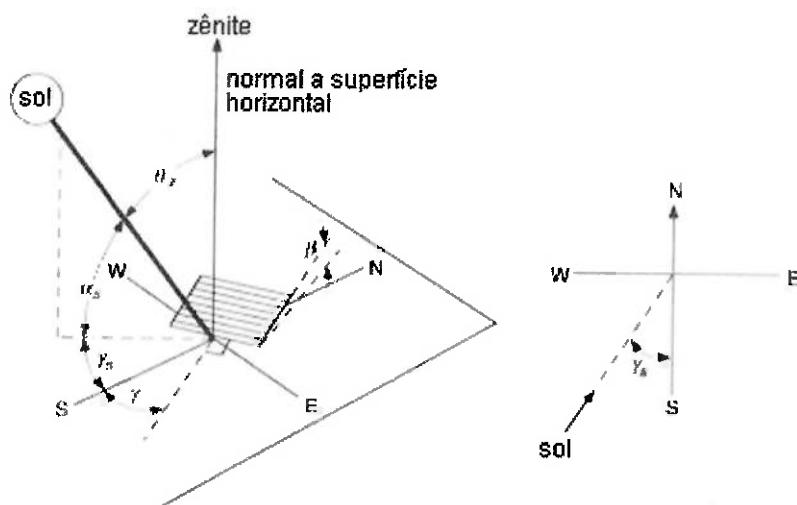


Figura 13 - Geometria do raio incidente

Os valores exatos desses ângulos para a época e local da experiência, às 13:00 horário de verão, são:

- ✓ ϕ : latitude = 23,53
- ✓ δ : declinação = -20,02
- ✓ β : ângulo de rampa = 30,00
- ✓ γ : ângulo azimuthal de superfície = -151,33
- ✓ ω : ângulo horário = -2,01
- ✓ θ_z : ângulo Zênite = 3,95
- ✓ α_s : ângulo de altitude solar = 86,05

Muitas vezes é necessário calcular ou estimar a radiação solar incidente em uma superfície inclinada, pois os dados disponíveis na literatura geralmente referem-se a uma superfície horizontal.

Introduz-se aqui o fator geométrico R_b , que indica a razão entre a radiação recebida por uma superfície horizontal e uma inclinada.

$$R_b = \frac{G_{b,T}}{G_b} = \frac{G_{b,n} \cos \theta}{G_{b,n} \cos \theta_z} = \frac{\cos \theta}{\cos \theta_z}$$

onde os ângulos θ e θ_z são os indicados na figura 14.



Figura 14 - Radiação solar em uma superfície horizontal e outra inclinada

É importante observar que pode haver grande diferença de energia recebida por unidade de área dependendo da inclinação da superfície, latitude e época do ano.

Por isso, além da fórmula acima, pode ser feita uma análise através de gráficos como no gráfico 4.

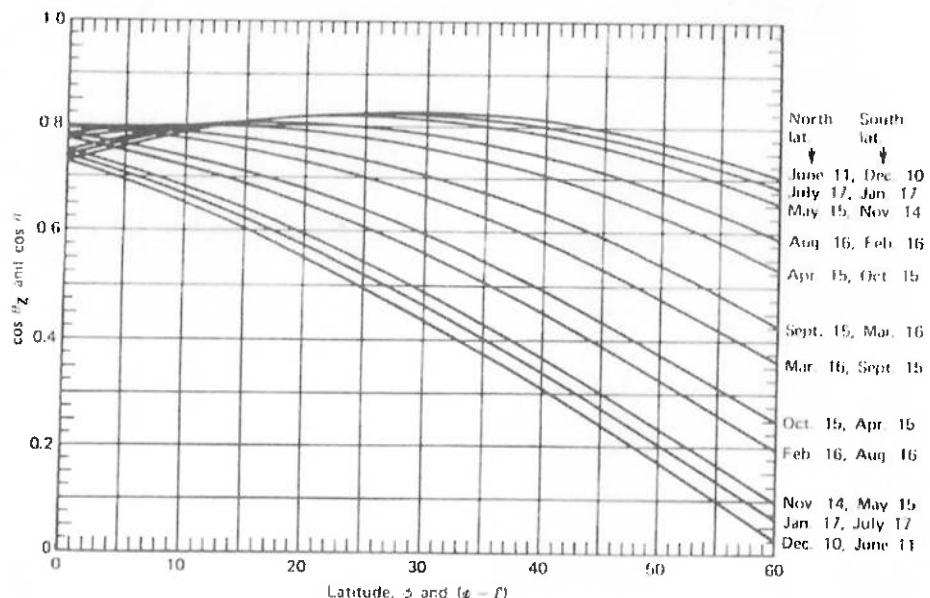


Gráfico 4- Cálculo pelo método gráfico do fator Rb

A latitude de São Paulo é 23° 32' 51" SUL (www.aondefica.com). Logo uma inclinação entre 20 e 25° no concentrador é desejável, afim de melhorar o seu desempenho.

Três tipos de problemas com sombras são tão freqüentes que existem métodos para lidar com eles. O primeiro refere-se à sombra em um coletor devido à proximidade de árvores, prédios ou quaisquer outras obstruções. O segundo diz respeito às sombras produzidas pelos próprios coletores de uma fileira sobre os da fileira adjacente. E, por último, sombras produzidas pelos quebra-ventos e chicanes. Para auxiliar no projeto, evitando-se sombras indesejadas, pode-se lançar mão de cartas de posição solar como a mostrada na figura 15, que são aplicadas como mostra a figura 16.

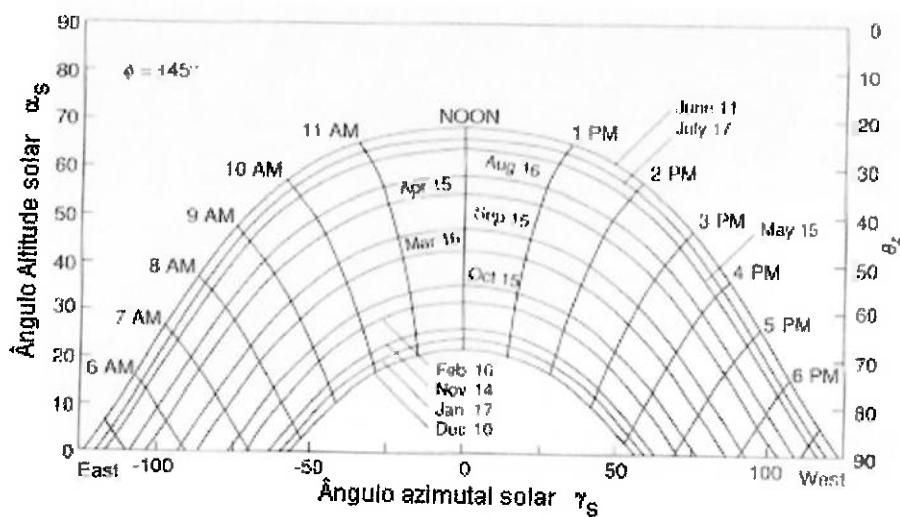


Figura 15 - Carta de posição solar para latitude $\pm 45^\circ$.

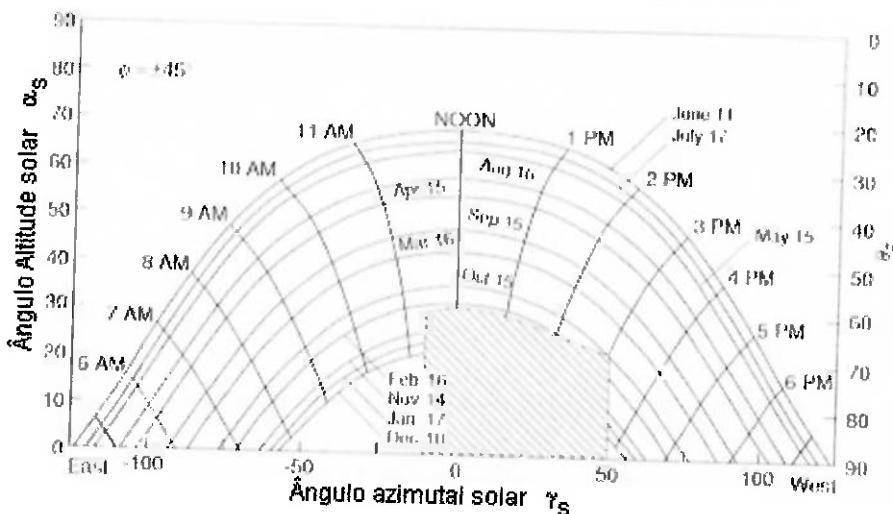


Figura 16 - Aplicação da carta de posição solar

3.2 Coletor solar parabólico

Três são as partes fundamentais que compõe um coletor solar parabólico de passagem: o concentrador, o absorvedor e seu sistema de tracking.

Coletores concentradores têm propriedades óticas que variam substancialmente com a geometria do aparato. A fórmula para o cálculo da radiação absorvida por unidade de área em uma abertura livre de sombras indicada abaixo pode ser aplicada para todos os concentradores, apesar de que os modos como ela é aplicada varia com a configuração:

$$S = I_b \rho (\xi \tau \alpha)_n K_{\gamma \alpha}$$

onde,

I_b : radiação incidente efetiva medida no plano de abertura

ρ : reflectância espelhada do concentrador

$(\gamma \alpha)$: função do ângulo de incidência da radiação na abertura

ξ : fator de intercepção

τ : transmitância de qualquer cobertura do receptor

α : absorvância do absorvedor para radiação solar refletida (e transmitida)

$K_{\gamma \alpha}$: modificador do ângulo de incidência

A radiação absorvida por unidade de área S deve ser estimada a partir da radiação incidente e das características óticas do concentrador e do absorvedor. Perdas térmicas do absorvedor também devem ser estimadas, geralmente em termos de coeficiente de perda que é baseado na área do absorvedor. A princípio, os gradientes de temperatura no absorvedor podem ser encontrados com a ajuda de um fator de escoamento que permite o uso das temperaturas do fluido de trabalho para os cálculos do balanço de energia.

É extremamente difícil de calcular o coeficiente de perda devido ao fato das formas e designs variarem muito, efeitos de borda significativos, altas

temperaturas, surgimento de termos de condução, etc. Não há um método geral e cada geometria deve ser analisada como um caso especial.

3.2.1 Concentrador

O concentrador tem por objetivo refletir a radiação solar direta para o foco de sua forma, no caso uma parábola. Alguns fatores além da reflexividade de sua superfície determinam sua eficiência.

Concentradores lineares com seção transversal parabólica vêm sendo propostos e utilizados para aplicações que requerem taxas de concentração intermediárias e temperaturas na faixa de 100 a 500 °C.

3.2.1.1 Concentração

A taxa de concentração já definida, também pode ser definida como a relação entre o fluxo que chega ao coletor e o fluxo que chega ao foco. Se, de fato, o concentrador fosse capaz de redirecionar todo o fluxo interceptado para um ponto, a taxa de concentração seria infinita, pois toda a radiação seria direcionada para superfície de área nula.

Na prática, há inúmeros fatores que impedem a taxa de concentração de ser infinita. Primeiramente, a curvatura do espelho dificilmente é perfeita. Em segundo lugar, a coluna de sol incidente não é perfeitamente monodirecional, mas diverge levemente. E por último, mesmo que o espelho seja perfeito e os raios solares perfeitamente monodirecionais, um fenômeno conhecido como difração causa espalhamento.

A difração ocorre porque a radiação é composta de ondas eletromagnéticas. O modelo do raio solar utilizado aqui para representar a radiação solar é somente uma aproximação. Então a lei da reflexão que se usará para os raios, aplica-se apenas aproximadamente para ondas. Se as dimensões do espelho são grandes se comparadas com o comprimento de onda da radiação solar, como geralmente é o caso, o espalhamento devido à difração pode ser ignorado. Na maioria dos casos básicos de aplicação de concentradores solares, aberrações devido à difração não são um problema.

Tais aberrações, fazem com que os concentradores sejam divididos em duas categorias: *nonimaging* e *imaging*. Os primeiros, como o próprio nome diz, não produz imagens claras e definidas do sol no absorvedor, mas distribui radiação de todas as partes do disco solar em todas as partes do absorvedor. Já os da segunda categoria, ao contrário, são análogos às lentes de uma câmera, uma vez que formam imagens (geralmente de qualidade muito baixa) no absorvedor.

É possível construir concentradores que funcionem sazonalmente ou até anualmente com mínimas necessidades de *tracking*. É o caso dos concentradores *nonimaging* que são capazes de refletir para o receptor toda a radiação incidente na abertura por uma larga banda de ângulos de incidência. Os limites definem o ângulo de aceitação do concentrador. Como toda a radiação incidente dentro do ângulo de aceitação é refletida para o receptor, a radiação difusa dentro deste ângulo também é útil.

3.2.1.2 Reflexão

A tabela 2 apresenta os valores totais da reflectância de alguns materiais.

Tabela 2 - Reflectância de alguns materiais

Material	Reflectância
Alumínio Puro	0,90
Alumínio Anodizado	0,86
Alumínio com cobertura de SiO ₂	0,89
Cromo	0,59
Cobre polido	0,65
Ouro	0,79
Aço	0,56
Óxido de Magnésio	0,86
Níquel	0,60
Pintura Acrílica Branca	0,74
Pintura Branca (ZnO)	0,85

Entretanto, é importante observar que a reflectância varia com o comprimento de onda e que os valores apresentados na tabela 2 são

obtidos através da integral das funções da reflectância em função do comprimento de onda para os diversos materiais. Existe gráficos, como o apresentado na figura 17, que mostram como essas funções se comportam para diversos materiais e comprimentos de onda.

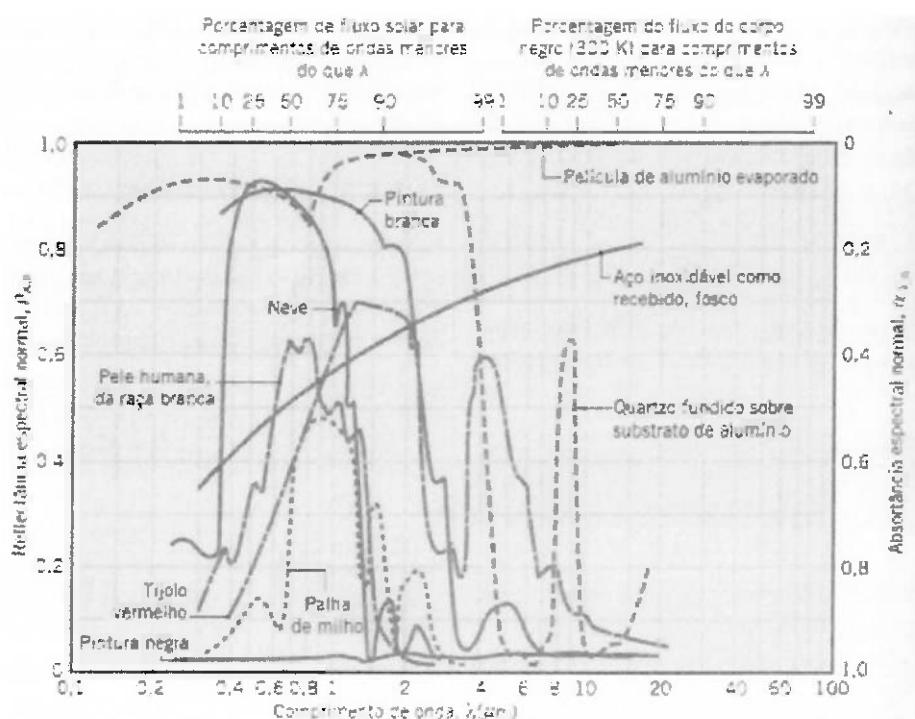


Figura 17 - Dependência espectral da reflectância

Sabe-se que a radiação térmica está compreendida entre 0,1 e 100 μm , conforme mostra a figura 18. Já no Gráfico 5, que ilustra a lei de deslocamento de Wien, pode-se observar que o pico do poder emissivo espectral do sol está por volta de 0,5 μm .

Dessa forma, a superfície refletora tem que ter boa reflectância na faixa que a radiação térmica está compreendida.

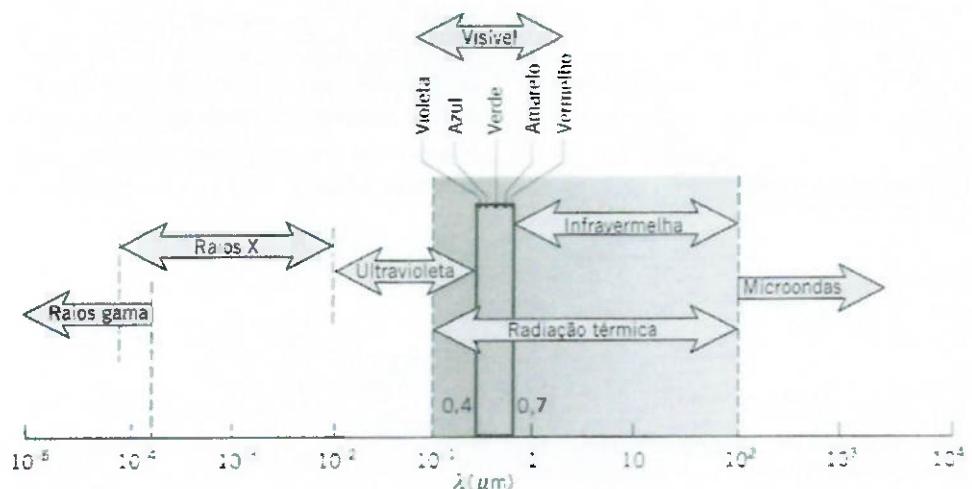


Figura 18 - Espectro de radiação eletromagnética

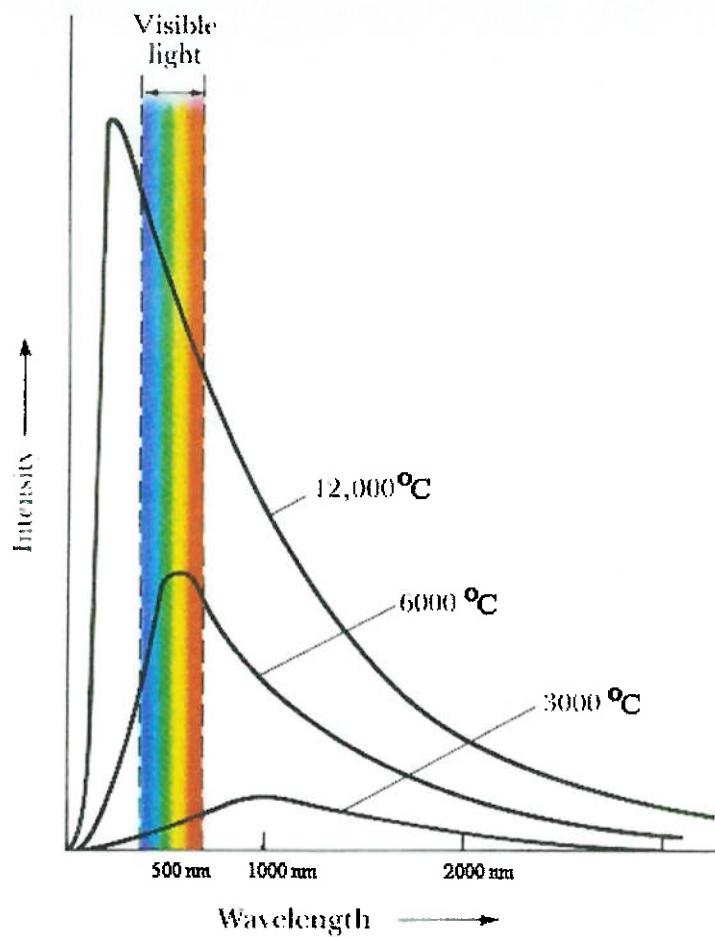


Gráfico 5 - Lei de deslocamento de Wien

Logo, uns dos melhores materiais, quanto a reflectância, são:

- película de alumínio evaporado
- quartzo fundido sobre substrato de alumínio
- pintura branca
- alumínio puro

3.2.1.3 Configuração

Há inúmeras configurações possíveis para um concentrador, como é possível observar na figura 19.



Figura 19 - Configurações possíveis para coletores

Devido à facilidade de construção, a alternativa (d) da Figura 19 foi escolhida para ser a alternativa fabricada neste protótipo.

Inicialmente será considerado um espelho parabólico bidimensional, cuja equação é dada por:

$$x^2 = 4fy \quad (\text{Eq. 1})$$

Um perfil parabólico seguindo a equação (1) está plotado na Figura 20.

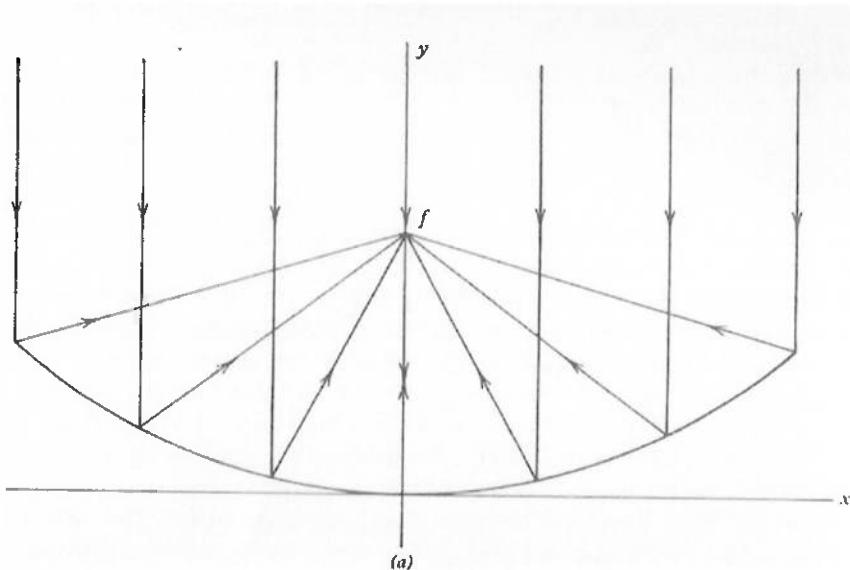


Figura 20 - Perfil parabólico

A linha de simetria (neste caso o eixo y) é chamada de eixo da parábola. Qualquer raio solar que viaja paralelo a esta linha é chamado de raio paraxial. O ponto f no eixo é chamado de foco da parábola. Considerando qualquer ponto na parábola, pode ser mostrado que uma linha paraxial desenhada passando por aquele ponto apresenta o mesmo ângulo em relação ao espelho que uma linha desenhada daquele ponto ao foco. Conseqüentemente, todos os raios paraxiais serão dirigidos diretamente para o foco ou ponto focal.

Pode-se definir o ângulo de borda, mostrado na figura 21 e plotado no gráfico 6, através da equação:

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

onde r_r é o maior raio possível, ou seja, é a distância entre o foco e a borda do concentrador.

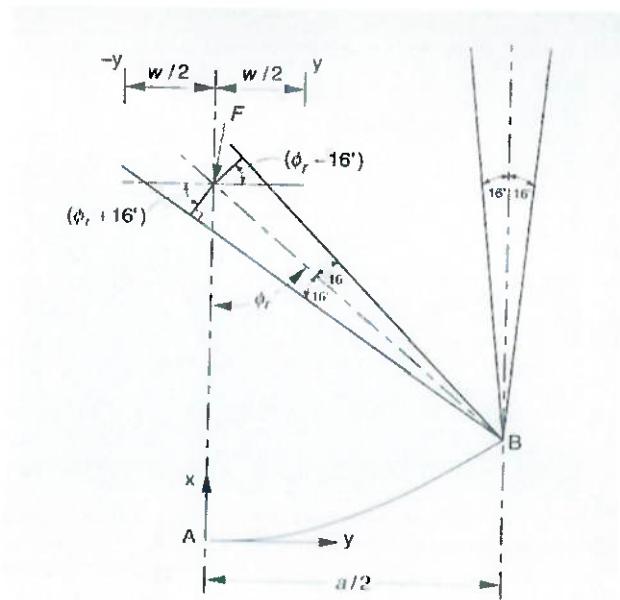


Figura 21 - Ângulo de borda

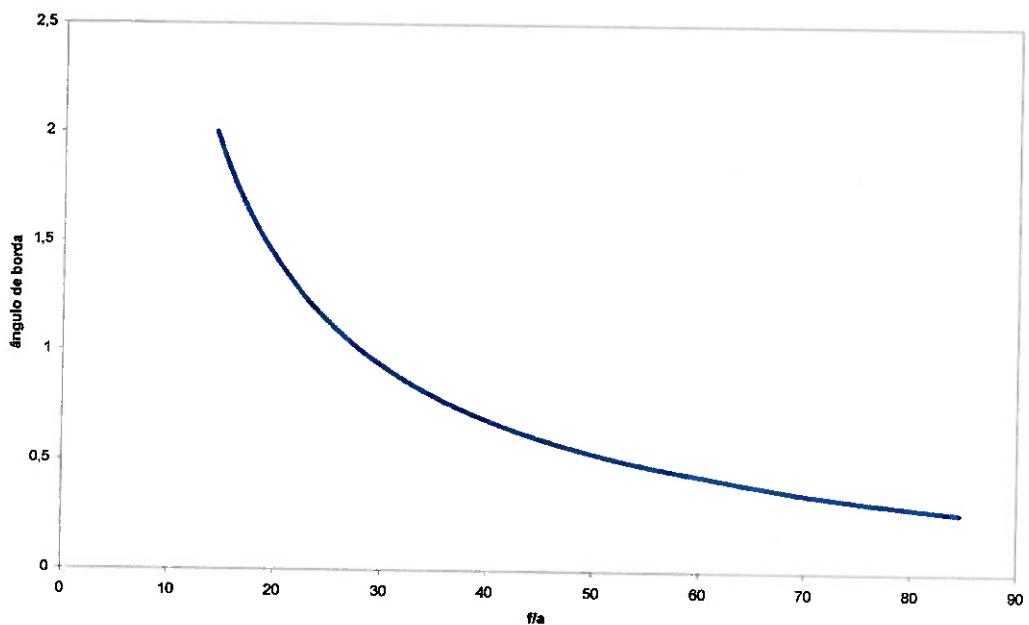


Gráfico 6 - Gráfico do ângulo de borda em função da razão f/a

Devido à dificuldade de se construir parábolas, muitas vezes são utilizados espelhos circulares também (figura 22), que são muito mais fáceis de serem fabricados. A equação do espelho circular é dada por:

$$x^2 + (y - R)^2 = R^2$$

$$x^2 = 2Ry \left[1 - \left(\frac{y}{2R} \right) \right]$$

Esta equação descreve um círculo de raio R centrado no ponto (0,R).
Ela também pode ser expressa por:

$$x^2 = 2Ry \left[\cos^2 \frac{\theta}{2} \right]$$

onde θ é o ângulo entre o eixo da curva e uma linha desenhada de R para um ponto (x,y) na curva. Se o espelho é produzido como uma pequena seção de círculo, então θ será pequeno ao longo de todo o arco e pode-se admitir então que o co-seno da fórmula acima é aproximadamente unitário, ficando-se com:

$$x^2 \approx 2Ry$$

Comparando-se as equações obtidas para a parábola e agora para o círculo, observa-se que um espelho circular comporta-se aproximadamente como um parabólico cujo comprimento focal é $f=R/2$, desde que apenas uma pequena seção circular seja utilizada. Espelhos feitos de grandes seções circulares apresentam aberração esférica (figura 22).

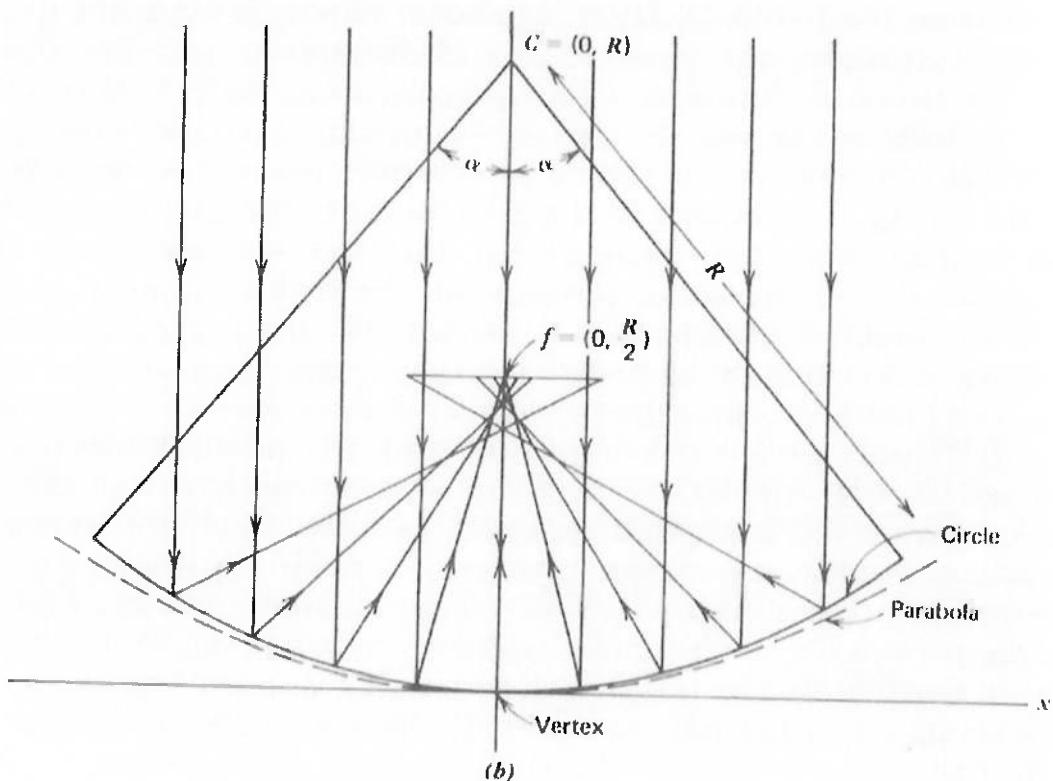


Figura 22 - Perfil circular e aberração esférica

Apesar da dificuldade a ser enfrentada, decidiu-se construir a superfície refletora em forma de parábola mesmo.

3.2.1.4 Estrutura

O maior desafio para a estrutura de coletores solares parabólicos de passagem é manter a superfície da parábola sem deformações, causadas por esforços como peso próprio e rotação da mesma (sistema de tracking).

Ao mesmo tempo que deformações devem ser permitidas, a estrutura tem de servir como um berço para a película refletiva.

Dois tipos de construção são consideradas:

- Calha parabólica auto-portante: calha com seção parabólica feita de chapa de aço e soldada a mancais em sua superfície inferior, por onde passaria o eixo do coletor solar.

- Construção de esqueleto estrutural: similar a construção de veleiros ou aeroplanos. A superfície parabólica é simplesmente apoiada no esqueleto e não tem papel estrutural.

3.2.1.5 Avaliação

A análise de coletores concentradores (e outros sistemas óticos) é comumente feita pelo método dos raios traçados. É o processo de seguir as linhas de vários raios de radiação incidente através do sistema ótico para determinar a distribuição dos raios processados pela superfície de interesse. Então, para um coletor concentrador, o traçar dos raios começa com o conjunto de raios de radiação incidente na abertura e determina a distribuição e intensidade desses raios no receptor.

Este método, em coletores solares, é feito com vetores. Para uma superfície refletora, a direção e ponto de intersecção de um raio incidente com a superfície refletora são determinados. A normal à superfície também é determinada a partir de sua forma e a direção do raio refletido então segue o princípio que o ângulo de incidência é igual ao de reflexão. Isto deve ser feito em um conjunto de coordenadas adequado. A figura 23 mostra um exemplo do método sendo utilizado em um CPC. O receptor pode ser mostrado, com sua forma e tamanho correto, de modo a determinar a distribuição e ângulos de incidência da radiação neles.

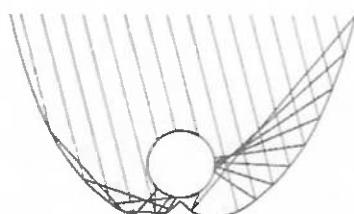


Figura 23 - Método dos raios traçados aplicado a um CPC

3.2.2 Absorvedor

O absorvedor tem por objetivo ser um sistema de absorção e transmissão de calor eficiente. Suas perdas representam as maiores perdas de coletores solares de passagem atualmente e por isso é de grande importância em um coletor solar.

As perdas, em geral, são associadas a perdas para o meio através de efeitos de convecção. Há ainda perdas por condução para partes do conjunto que não recebem radiação e perdas associadas à não completa transparência do material que envolve o absorvedor a fim de evitar efeitos de convecção.

O comprimento de entrada do absorvedor, de modo a haver regímos plenamente desenvolvidos (tanto do escoamento quanto o térmico) tem que ser considerados para grandes diâmetros de tubulação. No caso deste trabalho eles serão considerados muito pequenos devido ao pequeno diâmetro do tubo absorvedor e por isso não serão analisados.

3.2.2.1 Isolante

O absorvedor em coletores parabólicos de passagem pode apresentar basicamente duas configurações: com ou sem invólucro de vidro (figura 24).

O objetivo do invólucro de vidro é criar um “isolante térmico” para as radiações de alto comprimento de onda geradas pela tubulação absorvedora. O invólucro permite que a radiação de baixo comprimento de onda (onde se concentra os altos níveis de radiação solar) seja transmitida para a superfície absorvedora com pequenas perdas e ao mesmo tempo agindo como superfície refletora para a radiação emitida pelo tubo absorvedor (alto comprimento de onda).

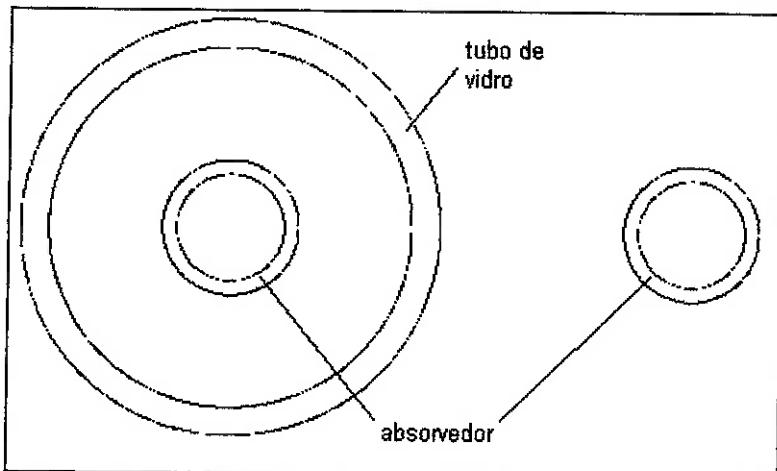


Figura 24 – Absorvedores com e sem invólucro de vidro

Este projeto avaliará o comportamento de um absorvedor com invólucro de vidro e neste caso também será realizado o evacuamento do espaço anular entre tubo absorvedor e invólucro de vidro, de forma a serem diminuídas a transferência de calor, por convecção natural, entre superfície absorvedora e vidro.

3.2.2.2 Revestimento absorvedor

A irradiação solar tem sua maior intensidade nos baixos comprimentos de onda, enquanto a superfície do tubo absorvedor emite radiação a altos comprimentos de onda devido a sua relativa baixa temperatura.

Dessa forma, é interessante que o revestimento do tubo absorvedor seja seletivo, tendo alta absorção para curtos comprimentos de onda e baixa emissão para comprimentos de onda longos.

3.2.2.3 Esquema Unidimensional

Os mecanismos de troca de calor ocorrentes neste componente do coletor solar estão esquematizados na figura 25.

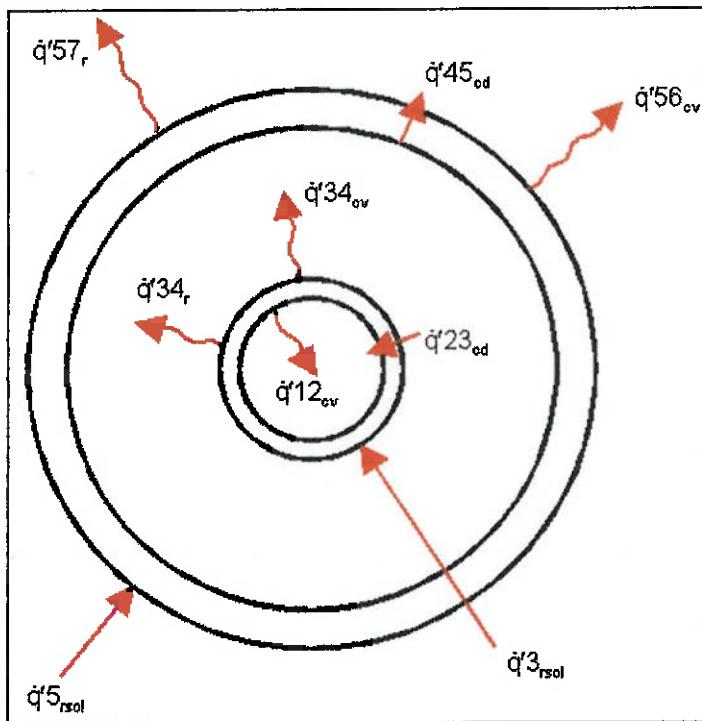


Figura 25 – Esquema unidimensional de transferência de calor

Onde,

$q'12_{cv}$ - taxa de transferência de calor por convecção entre fluido térmico e superfície interna do tubo absorvedor, por unidade de comprimento.

$q'23_{cd}$ - taxa de transferência de calor por condução entre superfície interna e externa do tubo absorvedor, por unidade de comprimento.

$q'34_{cv}$ - taxa de transferência de calor por convecção entre superfície externa do tubo absorvedor e superfície interna do invólucro de vidro, por unidade de comprimento.

$q'57_r$ - taxa de transferência de calor por radiação entre a superfície externa do tubo absorvedor e superfície interna do invólucro de vidro, por unidade de comprimento.

$q'3_{rsol}$ - taxa de transferência de calor absorvida por radiação solar na superfície externa do tubo absorvedor, por unidade de comprimento.

$\dot{q}'45_{cd}$ - taxa de transferência de calor por condução entre superfície interna e externa do tubo de vidro, por unidade de comprimento.

$\dot{q}'5_{rsol}$ - taxa de transferência de calor absorvida por radiação solar na superfície externa do tubo de vidro, por unidade de comprimento.

$\dot{q}'56_{cv}$ - taxa de transferência de calor por convecção na superfície externa do tubo de vidro, por unidade de comprimento.

$\dot{q}'57_r$ - taxa de transferência de calor por radiação entre superfície externa do tubo de vidro e atmosfera, por unidade de comprimento.

Este esquema pode ser traduzido em termos de resistências térmicas como podemos ver na Figura 26.

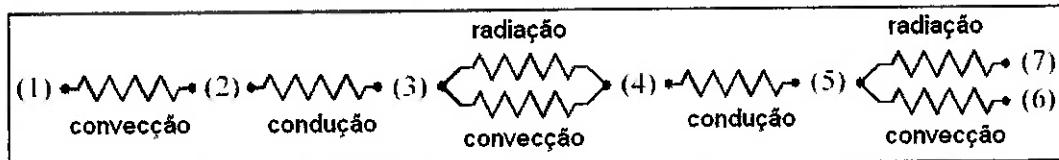


Figura 26 – Modelo de resistências térmicas

Onde,

- (1)- Fluido Térmico;
- (2)- Superfície Interna do tubo absorvedor;
- (3)- Superfície Externa do tubo absorvedor;
- (4)- Superfície Interna do Invólucro de Vidro;
- (5)- Superfície Externa do Invólucro de Vidro;
- (6)- Ar nos arredores;
- (7)- Céu.

Adiante, está descrito a teoria relacionada as trocas de calor do esquema unidimensional representado na Figura 25.

3.2.2.3.1 Convecção entre fluido térmico e absorvedor ($\dot{q}'12_{cv}$)

Da lei de Newton do Resfriamento [Incropora 2003], para o escoamento interno descrito, temos:

$$\dot{q}'12_{cv} = h_1 \cdot D_2 \cdot (T_2 - T_1)$$

com,

$$h_1 = Nu_{D2} \cdot \frac{k_1}{D_2}$$

onde,

h_1 - coeficiente local de transferência de calor por convecção;

D_2 - diâmetro interno do tubo absorvedor;

T_1 - temperatura média do fluido na seção;

T_2 - temperatura na superfície interna do tubo absorvedor.

k_1 - condutividade térmica do fluido;

Nu_{D2} - Nusselt em D_2 .

Para regime turbulento com números de Reynolds acima de 3.000 e $0,5 < Pr < 2000$, Gnielinski [XX] desenvolveu a seguinte expressão para valores de Nu_{D2} :

$$Nu_{D2} = \frac{f_2 / 8 \cdot (Re_{D2} - 1000) \cdot Pr}{1 + 12,7 \cdot \sqrt{f_2 / 8 \cdot (Pr^{2/3} - 1)}}$$

Que se aplica para regimes onde o fluxo de calor é constante e onde o fator de atrito pode ser obtido da correlação desenvolvida por Petukhov [XX]:

$$f_2 = (0,790 \cdot \ln(Re_{D2}) - 1,64)^{-2}$$

f_2 - fator de atrito da tubulação para a faixa $3000 < Re_{D2} < 5 \cdot 10^6$;

Caso o regime obtido no escoamento seja laminar, para fluxo de calor constante, o valor que Nusselt assume é uma constante [Incropora] para regiões de escoamento plenamente desenvolvidas:

$$Nu_{D2} = 4,36$$

3.2.2.3.2 Condução na parede do tubo absorvedor ($\dot{q}'23_{cd}$)

A lei de Fourier descreve a condução na parede do tubo absorvedor [Incropera 2005].

$$\dot{q}'23_{cd} = 2 \cdot \pi \cdot k_{23} \cdot (T_2 - T_3) / \ln(D_3 / D_2)$$

onde,

k_{23} - condutividade térmica da parede do tubo absorvedor;

T_3 - temperatura da superfície externa do tubo absorvedor;

D_3 - diâmetro externo do tubo absorvedor.

3.2.2.3.3 Convecção entre absorvedor e invólucro de vidro - ($\dot{q}'34_{cv}$)

Para este caso, dois casos de convecção são possíveis, convecção natural ou convecção molecular livre.

Determinar esses casos depende apenas da pressão na região anular do absorvedor.

Se a pressão obtida evacuando a região anular for inferior a 1 torr, a taxa de transferência de calor por convecção obtida pode ser descrita como [Ratzel et al. 1979].

$$\dot{q}'34_{cv} = \pi \cdot D_3 \cdot h_{34} \cdot (T_3 - T_4)$$

com,

$$h_{34} = \frac{k_{std}}{(D_3 / 2 \cdot \ln(D_4 / D_3) + b \cdot \lambda \cdot (D_3 / D_4 + 1))}$$

$$b = \frac{(2 - a) \cdot (9 \cdot \gamma - 5)}{2 \cdot a \cdot (\gamma + 1)}$$

$$\lambda = \frac{2,331 \cdot 10^{-20} \cdot (T_{34} + 273,15)}{P_a \cdot \delta^2}$$

onde,

D_4 - diâmetro interno do tubo de vidro;

h_{34} - coeficiente de convecção analisado na temperatura T_{34} ;

k_{std} - condutividade térmica do gás na região anular a temperatura e pressão padrão;

b - coeficiente de interação;

λ - caminho livre médio entre colisões moleculares;

a - coeficiente de acomodação;

γ - proporção de calores específicos para o gás anular;

T_{34} - temperatura média $(T_3 + T_4)/2$;

P_a - pressão do gás na região anular;

δ - diâmetro molecular do gás na região anular;

Para situações onde o vácuo é desfeito e a pressão fica acima de 1 Torr, correlações de convecção natural podem ser utilizadas:

$$\dot{q}'_{34cv} = \frac{2,425 \cdot k_{34} \cdot (T_3 - T_4) \cdot (\Pr \cdot Ra_{D3} / (0.861 + \Pr_{34}))^{1/4}}{(1 + (D_3 / D_4)^{3/5})^{5/4}}$$

$$Ra_{D3} = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_3 - T_4) \cdot D_3^3}{\alpha \cdot v}$$

E para um gás ideal:

$$\beta = \frac{1}{T_{med}}$$

onde,

Ra_{D3} - Número de Rayleigh avaliado em D3;

β - coeficiente volumétrico de expansão térmica;

3.2.2.3.4 Trocas por radiação entre absorvedor e invólucro de vidro (\dot{q}'_{34r})

As trocas por radiação entre absorvedor e invólucro de vidro são descritas como [Incropora 2005]:

$$\dot{q}'_{34r} = \frac{\sigma \cdot \pi \cdot D_3 \cdot (T_3^4 - T_4^4)}{(1/\varepsilon_3 + (1 - \varepsilon_4) \cdot D_3 / (\varepsilon_3 \cdot D_4))}$$

onde,

σ - constante de Stefan-Boltzmann

ε_3 - Emissividade do revestimento seletivo do tubo absorvedor;

ε_4 - Emissividade do invólucro de vidro;

3.2.2.3.5 Condução na parede do tubo de vidro ($\dot{q}'45_{cd}$)

A mesma abordagem feita para parede do absorvedor pode ser feita para a parede de vidro.

$$\dot{q}'45_{cd} = 2 \cdot \pi \cdot k_{45} \cdot (T_4 - T_5) / \ln(D_5 / D_4)$$

onde,

onde,

k_{45} - condutividade térmica da parede do tubo de vidro;

T_5 - temperatura da superfície externa do tubo de vidro;

D_5 - diâmetro externo do tubo de vidro;

3.2.2.3.6 Convecção entre invólucro de vidro e atmosfera

A maior perda de calor em um coletor solar é dada pela convecção no tubo de vidro e principalmente se houver vento. Pela Lei de resfriamento de Newton, temos:

$$\dot{q}'56_{cv} = \pi \cdot D_5 \cdot h_{56} \cdot (T_5 - T_6)$$

$$h_{56} = \frac{k_{56}}{D_5} \cdot Nu_{D5}$$

onde,

h_{56} - coeficiente de convecção entre tubo de vidro e atmosfera;

T_6 - temperatura atmosférica;

k_{56} - condutividade do ar;

Nu_{D5} - Nusselt médio baseado no diâmetro externo do tubo de vidro;

O número de Nusselt dependerá se há influencia de vento sobre o absorvedor ou não.

No caso de não haver vento, temos:

$$Nu_{D5} = \left[-0,6 + \frac{0,387 \cdot Ra_{D5}^{1/8}}{\left(1 + (0,559 / Pr_{56})^{9/16}\right)^{8/27}} \right]^2$$

$$Ra_{D5} = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_5 - T_6) \cdot D_5^3}{\alpha_{56} \cdot \nu_{56}}$$

$$\beta = \frac{1}{T_{56}}$$

$$Pr_{56} = \frac{\nu_{56}}{\alpha_{56}}$$

onde,

Ra_{D5} - Número de Rayleigh avaliado em D_5 ;

β - coeficiente de expansão volumétrica;

g - constante gravitacional;

α_{56} - difusividade térmica do ar à T_{56} ;

Pr_{56} - Número de Prandtl para o ar à temperatura T_{56} ;

ν_{56} - viscosidade cinemática do ar à temperatura T_{56} ;

T_{56} - temperatura de filme $(T_5 + T_6)/2$

Já no caso de haver vento escoamento sobre o tubo de vidro, temos as seguintes correlações [Incropera 2003]:

$$Nu_{D5} = C \cdot Re_{D5}^m Pr_6^n \cdot \left(\frac{Pr_6}{Pr_5} \right)^{1/4}$$

com,

Tabela 3

Re_{D5}	C	m
1-40	0,75	0,4
40-1000	0,51	0,5
1000-200000	0,26	0,6
200000-1000000	0,076	0,7

$n = 0,37$, for $Pr \leq 10$

$n = 0,36$, for $Pr > 10$

3.2.2.3.7 Trocas por radiação entre tubo de vidro e atmosfera ($\dot{q}'57_r$)

As trocas por radiação com a atmosfera podem ser descritas pela correlação abaixo

$$\dot{q}'57_r = \sigma \cdot D_5 \cdot \pi \cdot \varepsilon_5 \cdot (T_5^4 - T_7^4)$$

onde,

ε_5 - emissividade da superfície externa do invólucro de vidro ;

T_7 - temperatura efetiva do céu;

A temperatura efetiva do céu é considerada....

3.2.2.4 Diâmetro do tubo absorvedor

O dimensionamento do tubo absorvedor, no caso da construção do protótipo, é limitado pelos problemas construtivos de uma fabricação artesanal e do orçamento limitado do projeto.

O dimensionamento do protótipo terá suas limitações e hipóteses explicadas no capítulo de dimensionamento.

Para o dimensionamento da tubulação do gerador de vapor utiliza-se aqui, critérios baseados no regime de escoamento desejado. Para determinar o escoamento é necessário calcular-se o número de Reynolds:

$$Re = \frac{\rho V D}{\mu}$$

Observando que:

$$V = Q A$$

$$A = \pi \frac{D^2}{4}$$

3.2.2.4.1 Diâmetro devido ao ângulo de borda

Uma segunda abordagem calcula o diâmetro externo do tubo absorvedor, pois levam em consideração alguns aspectos ópticos do concentrador, tais como abertura e ângulo de borda. A figura 27 mostra

esquematicamente como a radiação refletida da borda da parábola determina a largura da zona focal. A largura da imagem solar no plano focal aumenta com o aumento do ângulo de borda. Os mínimos tamanhos de um receptor plano, circular ou semicircular centrado no ponto focal para interceptar toda a radiação refletida são mostrados.

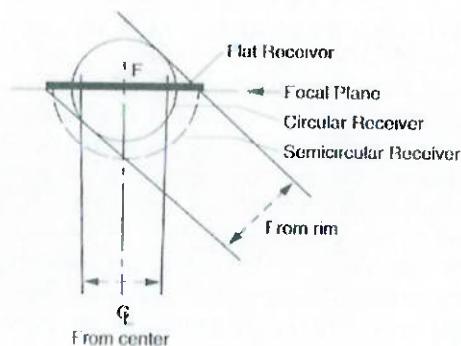


Figura 27 - Esquema da radiação refletida para o receptor

Para refletores parabólicos especulares de perfeita forma e alinhamento, o tamanho do receptor para interceptar toda a radiação refletida pode ser calculado da seguinte maneira:

$$D = 2r_r \operatorname{sen} 0,267 = \frac{a \operatorname{sen} 0,267}{\operatorname{sen} \phi_r}$$

Obviamente ambas as abordagens devem ser seguidas em conjunto, uma vez que um diâmetro interno muito menor que o externo implicaria em uma grossa parede, onde perdas por condução poderiam passar a ser significativas.

3.2.2.5 Dilatação

Um acréscimo uniforme de temperatura faz aumentar o comprimento de uma barra ou viga livre, em:

$$\Delta L = \alpha L \Delta T$$

onde:

- ΔL é o acréscimo no comprimento
- α é o coeficiente de dilatação térmica
- L é o comprimento original
- ΔT é o aumento de temperatura

Para uma viga simplesmente apoiada e livre para dilatações horizontais, a variação uniforme de temperatura não produz tensão na viga e também não ocorre deflexão lateral, uma vez que a viga não tem tendência a fletir.

O comportamento é diferente, caso de a gradiente de temperaturas na seção da seja não seja uma constante. Para uma viga simplesmente apoiada, inicialmente não fletida, cuja temperatura na face superior T_0 sofre variação e atinge a temperatura T_1 e a temperatura T_0 na face inferior sofre variação, atingindo T_2 , como demonstrado na Figura 28.

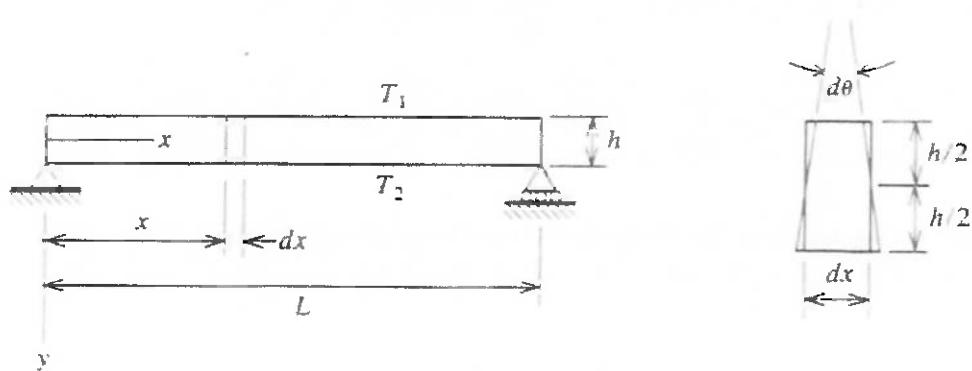


Figura 28 – Modelamento da estrutura

Admite-se que a variação de temperatura entre as duas superfícies seja linear e sua temperatura média, $T_{\text{méd}} = (T_1 + T_2)/2$, ocorrerá na altura média. Qualquer diferença entre esta temperatura média e a temperatura inicial, T_0 , acarretará em variação no comprimento da viga. A diferença $\Delta T = (T_2 - T_1)$ entre as temperaturas das superfícies superior e inferior da viga acarretará uma curvatura do eixo da viga, o que significa a ocorrência de deflexões transversais.

Vale observar que o absorvedor está sujeito às essas condições, uma vez que recebe a radiação solar de forma concentrada somente na porção inferior, tendo esta, por isso, uma temperatura maior que a porção superior, culminando na aparição de deflexões transversais.

Para estudar tais deformações é feita uma simplificação, considerando uma viga de seção transversal retangular e maciça. Considerando o elemento dx da Figura 28, as variações no comprimento desse elemento, nos planos inferiores e superior, são $\alpha(T_2 - T_0)dx$ e $\alpha(T_1 - T_0)dx$, respectivamente.

Admitindo-se $T_2 > T_1$, os lados do elemento girarão um em relação ao outro, num ângulo $d\theta$, como se vê na Figura 28. O ângulo $d\theta$ relaciona-se às mudanças de dimensão pela equação a seguir, obtida pela geometria da figura:

$$hd\theta = \alpha(T_2 - T_0)dx - \alpha(T_1 - T_0)dx$$

ou

$$\frac{d\theta}{dx} = \frac{\alpha(T_2 - T_1)}{h}$$

onde h é a altura da viga. Sabe-se, porém, que a quantidade $d\theta/dx$ representa a curvatura da linha elástica da viga. Daí, a seguinte equação diferencial da linha elástica:

$$\frac{d^2v}{dx^2} = -\frac{\alpha(T_2 - T_1)}{h}$$

Pode-se, por integrações sucessivas, obter dv/dx e v e, pela análise das condições de contorno, determinar as constantes de integração.

É possível fazer a analogia com o absorvedor tubular, apenas utilizando o momento de inércia equivalente para tubos.

3.2.2.6 Avaliação

Será avaliada a alternativa de utilização do tubo de vidro como isolante e da tubulação de cobre sem este isolamento.

3.2.3 Tracking

3.2.3.1 Características

Em geral, concentradores com receptores muito menores que a abertura são eficientes somente concentrando radiação direta. Fica evidente que o ângulo de incidência do raio no concentrador é importante e que sistemas de tracking são requeridos para estes coletores.

Uma grande variedade de mecanismos de orientação tem sido projetada para mover coletores focais para que então o raio solar incidente seja corretamente refletido para o absorvedor. O movimento desejado varia com o projeto do sistema óptico e um movimento particular pode ser produto de um conjunto de movimentos executados por mais de um sistema de movimentação.

Sistemas ópticos lineares (cilíndricos) focam os raios para o absorvedor se o Sol estiver no plano central do concentrador (plano que inclui o ponto focal e o ponto de mínimo da curva do concentrador). Esses coletores podem ser rotacionados em torno de um eixo único de rotação, que pode ser tanto orientado na direção norte-sul, como na direção leste-oeste.

É interessante que o concentrador, para uma incidência normal, também seja inclinado quando na orientação norte-sul.

Há diferenças significativas tanto na quantidade de radiação incidente, quanto na qualidade da imagem obtida nesses três casos de orientação.

3.2.3.2 Configuração

Sistemas de tracking permitem ajustes contínuos ou quase contínuos, através da movimentação do coletor para compensar as mudanças de posição do Sol.

Para alguns coletores lineares de baixa concentração é possível ajustar sua posição intermitentemente, com alterações semanais, mensais ou até sazonais (conforme a estação do ano).

Sistemas contínuos de orientação podem ser manuais ou mecânicos. Sistemas manuais dependem da observação dos operadores e de suas habilidades de efetuarem as correções necessárias e podem ser adequados para alguns propósitos se as taxas de concentração não forem muito altas e se os custos com mão de obra não forem proibitivos.

Já os sistemas mecanizados podem ser do tipo “caça-sol” ou programados. O caça-sol é dotado de sensores para determinar o desalinhamento e através de controles fazer as correções necessárias para realinhar o conjunto. Sistemas programados, por outro lado, fazem com que o coletor se move de uma maneira pré-programada através de funções determinantes da trajetória solar e podem precisar somente de verificações ocasionais para garantir o alinhamento.

Pode também ser vantajoso utilizar uma combinação destes sistemas, promovendo ajustes finos através de um sistema caça-sol a um sistema pré-programado. Qualquer mecanismo também deve possibilitar o movimento de retorno para a posição inicial no fim do dia, ajustes para nuvens intermitentes e ajustes para uma posição segura para oporem-se a fortes rajadas de vento e/ou furacões sem danos.

4. PROTÓTIPO – DIMENSIONAMENTO

Com o objetivo de avaliar a eficiência do sistema em toda a faixa de temperaturas entre temperatura ambiente e a temperatura de saturação da água a 1 atm, calculou-se a quantidade de energia necessária para a elevação da temperatura de 50 kg de água de 25 à 100°C e a área de coletor necessária para que essa quantidade de calor fosse fornecida.

Para a elevação de 50 kg (capacidade do reservatório disponível) de água à 25°C para 100°C, é necessário a seguinte quantidade de calor:

$$Q = m \cdot c_p \cdot \Delta T = 50 \cdot 4180 \cdot (100 - 25) = 15.675 \text{ kJ}$$

Para uma incidência média de 700W/m² entre as 8:00 e 16:00, considerando uma eficiência de transferência de calor ao fluido de 30%, temos uma área de incidência necessária de:

$$15.675 = I \cdot A \cdot t \cdot \eta = 700 \cdot A \cdot (16 - 8) \cdot 3600 \cdot 0,3$$

$$A = 2,59 \text{ m}^2$$

4.1 Concentrador

Sabendo a área de incidência necessária, pode-se determinar o perfil parabólico do concentrador

4.1.1 Determinação do perfil parabólico

Para determinação do perfil, uma série de curvas seguindo a equação,

$$x^2 = 4fy$$

, onde f é a altura do foco da parábola, com diferentes pontos focais foram geradas. Como se pode ver na Figura 29, foi gerado curvas para os seguintes valores de f:

- f = 100 mm
- f = 200 mm
- f = 300 mm
- f = 400 mm

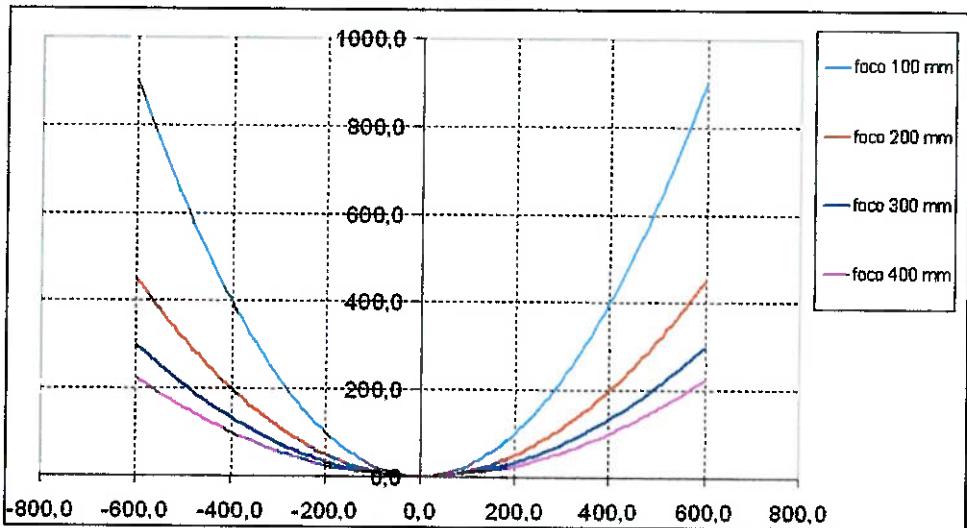


Figura 29 - Perfis parabólicos

Nota-se da figura 29 que focos muito pequenos não são interessantes para aberturas com 1 m de projeção, tornando necessária a elaboração de grandes estruturas, eliminando assim a possibilidade do foco a 100 mm.

A decisão entre os perfis de 200, 300 e 400 foi determinada por dois outros fatores: o efeito de borda e a largura dos revestimentos aluminizados encontrados no mercado.

A largura padrão para o revestimento reflexivo escolhido é de 1200 mm. Dessa forma, o comprimento linear das parábolas obtidas deve ser calculado.

Para a obtenção destes comprimentos é possível fazer uma integração sobre a curva pela seguinte função de integração.

$$S_i = 2 \cdot \int_0^{b/2} \sqrt{1 + [f'(x)]^2} dx$$

onde,

S_i - comprimento da parábola

b - comprimento da projeção da parábola

Temos que:

$$f'(x) = \frac{x}{2f}$$

Então, a integral de **S_i** fica,

$$S_i = \left[\frac{1}{4} \cdot x \cdot \sqrt{4 + \frac{x^2}{f^2}} + f \cdot A \operatorname{senh} \left(\frac{x}{2 \cdot f} \right) \right]_0^{b/2}$$

Integrando essas equações, para o máximo aproveitamento do revestimento refletivo, obtiveram-se os resultados explicitados na tabela 4.

Tabela 4 – Aproveitamento de revestimento

Foco	Comprimento do perfil	Máxima largura projetada
200 mm	1.197,1 mm	986 mm
300 mm	1.198,4 mm	1.070 mm
400 mm	1.198,4 mm	1.114 mm

Como pode ser observado, os três perfis tem valores de largura projetada muito próximos, necessitando de mais informações para basear sua escolha, como o cálculo de efeito de borda.

O efeito de borda, como já explicitado, determina o distanciamento (d na figura 31) da linha normal com que os solares atingiram o tubo absorvedor.

Para este cálculo faremos o caminho inverso do explicitado no capítulo 3. Calcularemos a distância máxima entre a borda dos perfis e os seus respectivos focos utilizando os valores máximos das larguras projetadas obtidas. Na figura 30 temos representado o raio máximo ($R_{máx}$).

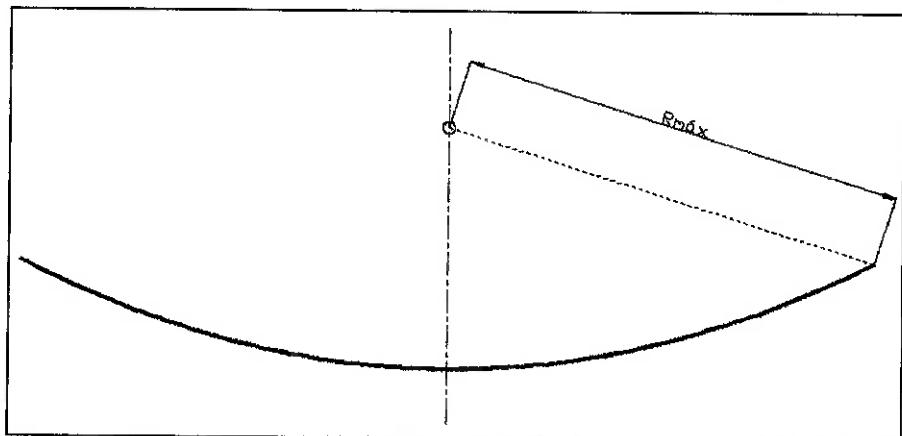


Figura 30 – Raio máximo de um perfil

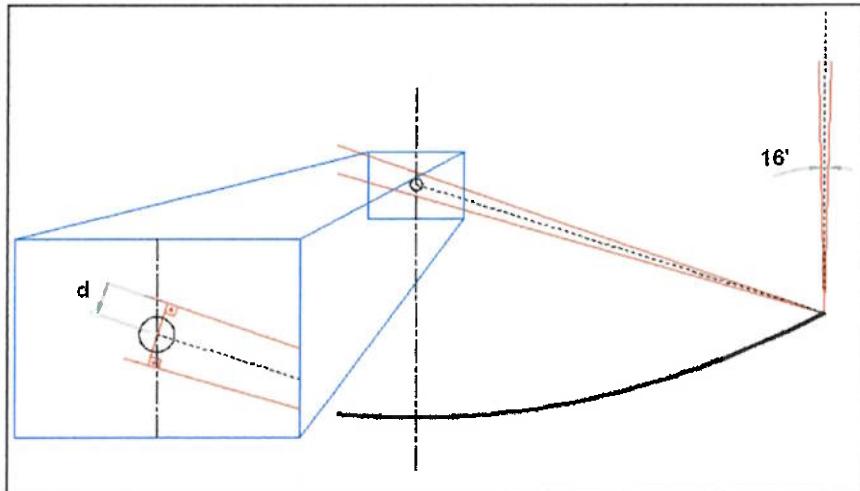


Figura 31 – Distanciamento d da linha normal de incidência

Sabendo que o ângulo de incidência dos raios solares é 16', é possível calcular o distanciamento d. Os seus valores estão representados na tabela 5.

Tabela 5 – Rmáx e distanciamento d

Foco	Rmáx	Distanciamento (d)
200 mm	503,81 mm	2,36 mm
300 mm	538,52 mm	2,53 mm
400 mm	593,90 mm	2,79 mm

Mais uma vez pode-se notar que da mesma forma que os perfis em diferentes focos não foram determinantes para a escolha do mesmo, o efeito de borda também é mínimo e não é parâmetro determinante para a escolha.

Assim sendo a determinação do perfil será feita pelo aproveitamento do revestimento reflexivo e pelo perfil que exige a estrutura mais compacta.

Após algumas interações o perfil escolhido tem as características descritas na tabela 6 e sua forma na figura 32.

Tabela 6 -Características do perfil parabólico escolhido

Foco	Largura Projetada	Comprimento do perfil	Distanciamento (d)
330 mm	1.008,0 mm	1098,8	2,45 mm

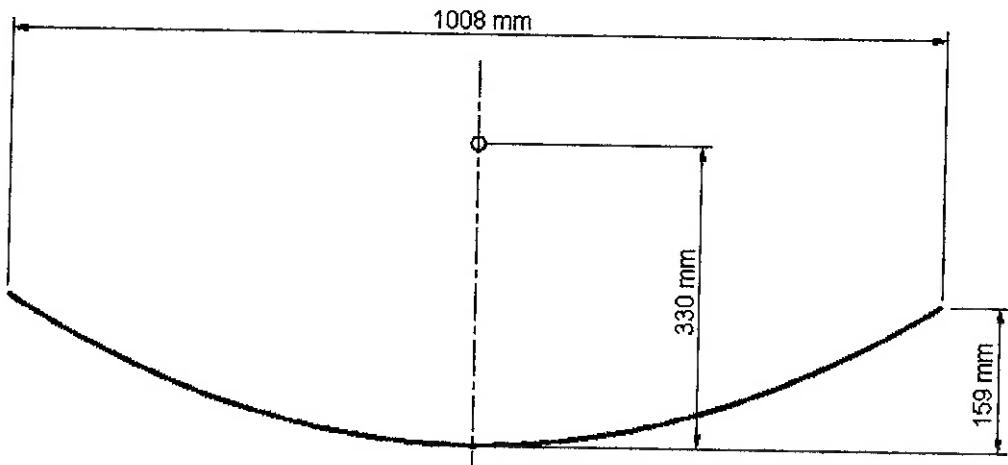


Figura 32 – Perfil do concentrador parabólico e suas dimensões

Tendo escolhido o perfil parabólico, o próximo passo será determinar seu comprimento, porém, para isso, o dimensionamento do absorvedor terá de ser realizado, como mostra o capítulo 4.2.

4.1.2 Berço e revestimento

Após muitas pesquisas no mercado de materiais reflexivos, a alternativa que se tornou mais viável para a construção do perfil parabólico foi a de um berço estruturado revestido com um filme reflexivo.

4.2 Absorvedor

A determinação do absorvedor depende de dois fatores principais. A turbulência do fluido que escoa em seu interior e o isolamento térmico do mesmo.

4.2.1 Tubo absorvedor

A determinação do diâmetro do tubo do absorvedor, no caso deste protótipo está ligada a capacidade da bomba disponível.

A faixa de operação da bomba está explicitada na tabela 7.

Tabela 7 – Faixas de operação da bomba

Vazão Nom. (L/h)	Pressão de trabalho (mca)				
	35	70	106	141	176
530	541	534	526	519	511
473	485	477	469	462	454
416	420	413	405	397	390
379	386	379	371	363	356
303	310	303	295	288	280
265	273	265	257	250	242
227	235	227	220	212	204
189	197	189	182	174	167
132	140	132	125	117	110
95	102	95	87	79	72
57	64	57	49	42	-

Como, até aqui, não foi de terminado o comprimento da tubulação total do protótipo, ou seja, o comprimento somado do tubo absorvedor e da tubulação de circulação do fluido térmico, não é possível determinar a perda de carga devido a esse comprimento e as suas singularidades.

Desta forma, adotaremos como limites máximos e mínimos de vazão para o cálculo do diâmetro do tubo absorvedor, as vazões da bomba a 70 mca. Esse valor foi adotado como uma primeira estimativa, mas dificilmente a bomba precisará trabalhar a essa pressão devido ao curto comprimento da tubulação total e de suas poucas singularidades.

Partindo do pressuposto que se pretende atingir regime turbulento no tubo absorvedor de forma a aumentar o coeficiente de convecção interno, o cálculo do número de Reynolds será feito para diferentes possibilidades: a máxima e mínima vazão, fluido térmico sendo a água à 22°C e à 97°C e com 3 possibilidades de diâmetros, partindo do diâmetro mínimo encontrado no mercado que não apresente grandes flexões.

O cálculo utiliza as propriedades da água encontradas na tabela 8.

Tabela 8 - Propriedades da água para cálculo de Re

Temperatura (K)	Volume específico (L/kg)	Viscosidade (N.s/m ²)
295	1,002	959×10^{-6}
370	1,041	289×10^{-6}

Através do cálculo de número de Reynolds, pode-se obter a tabela 8.

$$Re_D = \frac{4 \times \dot{m}}{\pi \times D \times \mu}$$

Tabela 9- Variações do numero de Reynolds para diferentes situações

Diâm. Nom. (pol)	Diâm. Interno (mm)	Vazão (L/h)	Temp. (K)	Re
1/2"	11	57	295	1908
			370	6330
		534	295	17931
			370	59500
3/4"	17	57	295	1234
			370	4096
		534	295	11602
			370	38500
1"	22	57	295	954
			370	3165
		534	295	8965
			370	29750

Obtidos os resultados da tabela 9, pode-se concluir que é interessante a utilização do tubo de $\frac{1}{2}$ ", devido aos seus altos números de Reynolds, bastando assim determinar seu material com base em sua condutividade térmica, dilatação e flexão que o mesmo sofrerá dependendo do comprimento e número de apoios.

4.2.2 Dilatação

Considerando o máximo comprimento que o absorvedor pode assumir (4,0 m), a tabela 10 mostra os cálculos de quanto o tubo dilataria se submetido a uma diferença de temperatura de 80° C, ou seja, partindo-se da temperatura ambiente até uma temperatura ligeiramente superior à de ebulição da água. Na tabela 10 é possível observar a dilatação do absorvedor, sendo analisados diversos materiais.

Tabela 10 – Dilatações segundo o material

Material	α ($^{\circ}\text{C}^{-1}$)	ΔL (mm)
aço	$1,1 \times 10^{-5}$	$3,30\text{E}+00$
alumínio	$2,4 \times 10^{-5}$	$7,20\text{E}+00$
chumbo	$2,9 \times 10^{-5}$	$8,70\text{E}+00$
cobre	$1,7 \times 10^{-5}$	$5,10\text{E}+00$
ferro	$1,2 \times 10^{-5}$	$3,60\text{E}+00$
latão	$2,0 \times 10^{-5}$	$6,00\text{E}+00$
ouro	$1,4 \times 10^{-5}$	$4,20\text{E}+00$
Prata	$1,9 \times 10^{-5}$	$5,70\text{E}+00$
Vidro comum	$0,9 \times 10^{-5}$	$2,70\text{E}+00$
Vidro pirex	$0,3 \times 10^{-5}$	$9,00\text{E}-01$
Zinco	$6,4 \times 10^{-5}$	$1,92\text{E}+01$

Observa-se que para todos os materiais tem-se uma dilatação linear insignificante (menos que 1 cm em 4 m), portanto não é necessário utilizar emendas flexíveis.

4.2.3 Isolamento – Invólucro de vidro

A medida nominal escolhida para o tubo de vidro é de 32 mm de diâmetro, com parede de 2,8 mm, devido ao elevado custo dessas tubulações de vidro. Esse diâmetro de tubo foi escolhido, pois é primeiro diâmetro maior que 1/2", que é o diâmetro nominal do tubo absorvedor.

Um breve cálculo de deflexão máxima da barra de vidro foi realizado e a deflexão não foi maior que 1mm.

4.3 Estrutura

Considerar-se-á a barra que sustenta o conjunto uma viga simples, ou seja, uma viga semelhante à do esquema da Figura 33.

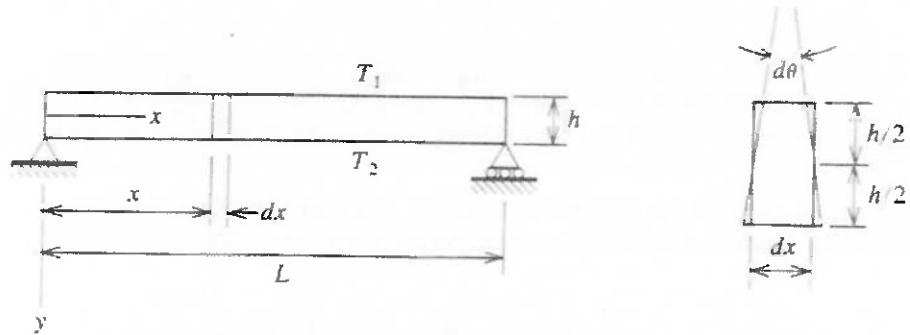


Figura 33– esquema de uma viga simples

Observe que se trata de uma viga estaticamente determinada, pois todas as reações podem ser calculadas a partir das equações de equilíbrio estático.

Entretanto os apoios não se encontram na base, mas sim a distância a da mesma. Calcular-se-á o momento fletor e a força cortante com base na tabela 11.

Tabela 11- Dados básicos para o cálculo

g	9,80	m/s ²
L	6,00	m
passo	0,25	m
a	1,00	m
M	71,53	kg

Na tabela acima, foi utilizado o valor 6,0 m para o comprimento L , pois este é o tamanho padrão para venda de tubos. Como o concentrador tem 3,0 m, acredita-se que este comprimento para a viga de sustentação seja o suficiente.

Passo é a distância entre um ponto e outro que será utilizado para o cálculo apresentado a seguir.

M é a massa de todo o conjunto e foi calculada e está representada na tabela 12.

Tabela 12 – Cálculo da massa total do conjunto

Vidro	Do	30,00	mm
	L	3,00	m
	t	2,80	mm
	ρ	2400,00	kg/m ³
	m_{vidro}	3,85	kg
Absorvedor	Do	15,00	mm
	L	3,00	m
	t	1,24	mm
	Material	Cobre	
	ρ	8960,00	kg/m ³
	m_{vidro}	3,39	kg
Água	ρ	1000,00	kg/m ³
	m_{vidro}	1,65	kg
Concentrador	W	1160,00	mm
	L	3,00	m
	t	5,00	mm
	Material	Alumínio	
	ρ	2700,00	kg/m ³
	m_{vidro}	62,64	kg

Observações pertinentes sobre a tabela 12:

- Vidro: O comprimento L deve ser o mesmo do absorvedor e do concentrador. Sua espessura t foi determinada baseada na diferença de pressão criada pelo vácuo existente no interior do vidro.

- Absorvedor: o diâmetro do tubo foi calculado baseado na vazão que se deseja utilizar. Já o material a ser utilizado, cobre, foi escolhido com base em suas características de bom condutor, baixo preço e facilidade de ser encontrado no mercado.

- Água: utilizou-se os dados do tubo do absorvedor para calcular o volume de água a ser sustentado. Hipótese: todo o tubo está completamente preenchido de água.

- Concentrador: W refere-se à largura das placas de alumínio antes das mesmas serem dobradas em forma de parábola. O material, alumínio, foi escolhido com base nos estudos feitos sobre a reflectância dos materiais, que mostrou que para baixos comprimentos de onda os metais são bons refletores.

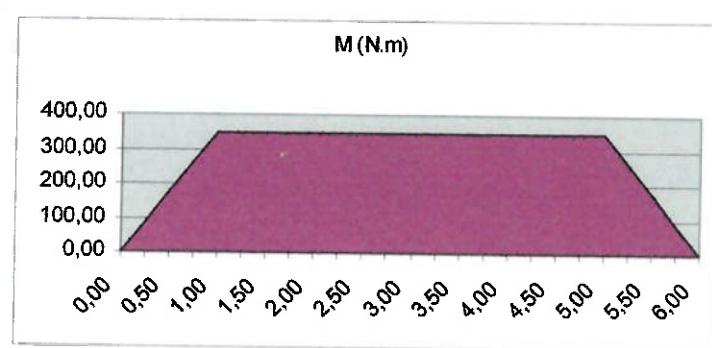
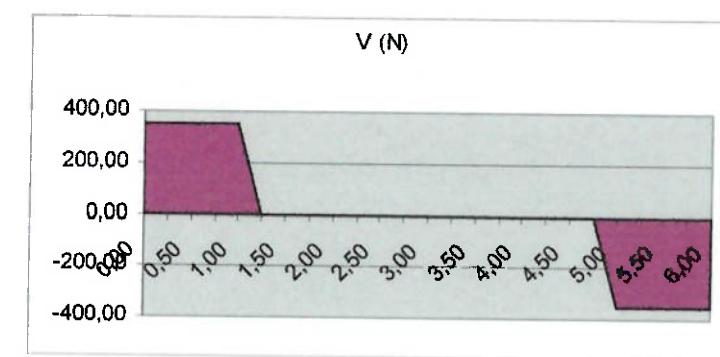
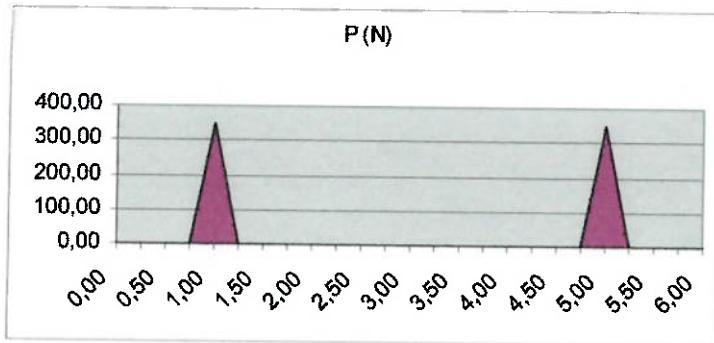
Os resultados são apresentados na tabela 13.

Tabela 13 - Cálculo do Momento Fletor e Força Cortante

I (m)	P (kg)	P (N)	V (N)	M (N.m)
0,00	0,00	0,00	350,48	0,00
0,25	0,00	0,00	350,48	87,62
0,50	0,00	0,00	350,48	175,24
0,75	0,00	0,00	350,48	262,86
1,00	35,76	350,48	350,48	350,48
1,25	0,00	0,00	0,00	350,48
1,50	0,00	0,00	0,00	350,48
1,75	0,00	0,00	0,00	350,48
2,00	0,00	0,00	0,00	350,48
2,25	0,00	0,00	0,00	350,48
2,50	0,00	0,00	0,00	350,48
2,75	0,00	0,00	0,00	350,48
3,00	0,00	0,00	0,00	350,48
3,25	0,00	0,00	0,00	350,48
3,50	0,00	0,00	0,00	350,48
3,75	0,00	0,00	0,00	350,48
4,00	0,00	0,00	0,00	350,48
4,25	0,00	0,00	0,00	350,48
4,50	0,00	0,00	0,00	350,48
4,75	0,00	0,00	0,00	350,48
5,00	35,76	350,48	-350,48	350,48
5,25	0,00	0,00	-350,48	262,86
5,50	0,00	0,00	-350,48	175,24
5,75	0,00	0,00	-350,48	87,62
6,00	0,00	0,00	-350,48	0,00

Uma observação pertinente sobre a tabela acima é que ela não apresenta força normal, pois esta é desprezível.

A tabela 13 é ilustrada pelos gráficos 7, 8 e 9.



4.4 Tracking

Decidiu-se trabalhar com a opção de ajuste mecânico pré-programado. Este sistema seria composto por um microprocessador programado para enviar sinais elétricos para um motor de passo atuante em um sistema de rotação do coletor.

Estes sinais poderiam ser programados conforme a relação entre posição do sol e horário local.

Outro modo de se realizar este controle, seriam por sinais emitidos por fotosensores, dispostos como na figura 34, ao microprocessador.



Figura 34 - esquema do sistema de tracking com fotodiodo

Como mostra a figura, ambos os sensores só permaneceriam iluminados simultaneamente caso a placa que os separa estivesse paralela aos raios solares, não produzindo sombra nos sensores.

Uma vez que o conjunto todo (placa e sensores) é solidário ao eixo do concentrador, o mesmo se moveria quando o motor fosse acionado e pararia assim que fosse atingido o ângulo adequado, ou seja, o que permite que ambos os sensores estejam iluminados.

O algoritmo do microprocessador deveria funcionar segundo a seguinte tabela verdade:

Tabela 14 - tabela verdade do microprocessador

Sensor 1	Sensor 2	Resultado
0	0	0
0	1	1
1	0	1
1	1	0

É fácil observar que se trata de um sistema OU exclusivo. Por ser tão simples, observa-se que não há necessidade de se utilizar um microprocessador para analisar os sinais. Poder-se-ia implementar o sistema utilizando apenas chaves E e OU para obter o OU exclusivo, uma vez que este não se encontra disponível no mercado de eletrônica, enquanto E e OU são extremamente comuns.

5. COMPRAS E CONSTRUÇÃO

Um capítulo inteiro está dedicado a “compras e construção”, devido a importância que esses tiveram na concepção do protótipo.

5.1 Desenho construtivo

Com o auxílio do programa de desenho Autocad, pudemos determinar medidas exatas dos materiais a serem comprados para a construção.

Através do programa, testou-se a rotação do coletor de forma a não haver interferências entre este e o chão.

5.2 Concentrador

Ao consultar revendedores de madeiras para nossa estrutura, descobriu-se que o comprimento máximo para chapas de pinus (madeira reflorestada) era de 3 m. Devido a dificuldade de trabalho com madeira, ao custo um pouco acima do esperado e a facilidade de se trabalhar com chapas inteiriças, determinou-se que o coletor teria 3 m de comprimento.

O desenho de construção que estava previamente feito, foi refeito e pode ser visto na figura 35.

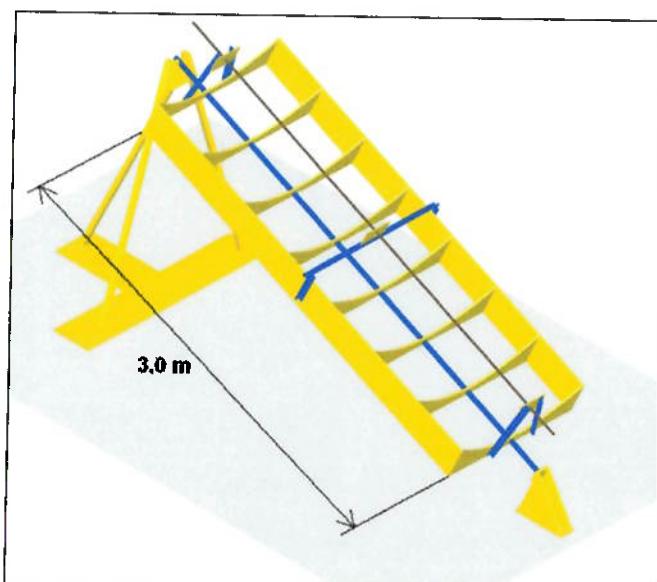


Figura 35 – Estrutura do protótipo

A estrutura serviu de berço para uma chapa de compensado com 4mm de espessura. Infelizmente, a conformação da chapa no berço não foi uniforme.

A fixação do filme reflexivo foi feito com fita adesiva, o que não causou problemas, porém não seria usado em uma construção de longa duração.

A má conformação da chapa não permitiu que o filme reflexivo tivesse boa conformação como pode ser visto na Figura 36.



Figura 36 - Má conformação do filme reflexivo

5.3 Absorvedor

Devido a deflexão máxima considerável do tubo de cobre com 15mm de diâmetro, diminui-se o vão entre os apoios do tubo para 1,5 m.

A deflexão do tubo de vidro era pequena e foi desconsiderada.

Tubos de borossilicato (alta transmitância) foram comprados em barras de 1,5m de forma a serem bi-apoiados.

O tubo de cobre foi soldado a uma conexão BSP para transição entre o mesmo e a tubulação de PVC Aquaterm.

Após testes feitos sem a tubulação de vidro como isolamento, está foi instalada como se vê nas figuras 37 e 38



Figura 37 – Instalação do tubo de vidro no tubo absorvedor



Figura 38 – Coletor em operação com o tubo de vidro

5.4 Tubulação

Tubulação de boa resistência a altas temperaturas (TIGRE Acquaterm) foi comprada e isolada com espumas específicas para a mesma. Todas as conexões foram coladas com cola específica.

Na figura 39 está explicitado um exemplo desta instalação.



Figura 39 – Tubulação isolada

5.5 Tracking

Para que o coletor pudesse ter sua superfície sempre perpendicular a incidencia da radiação solar, foi feito um eixo logo abaixo da superfície e na mesma seção longitudinal do tubo absorvedor.

Os mancais do eixo podem ser vistos nas figuras 40 e 41.

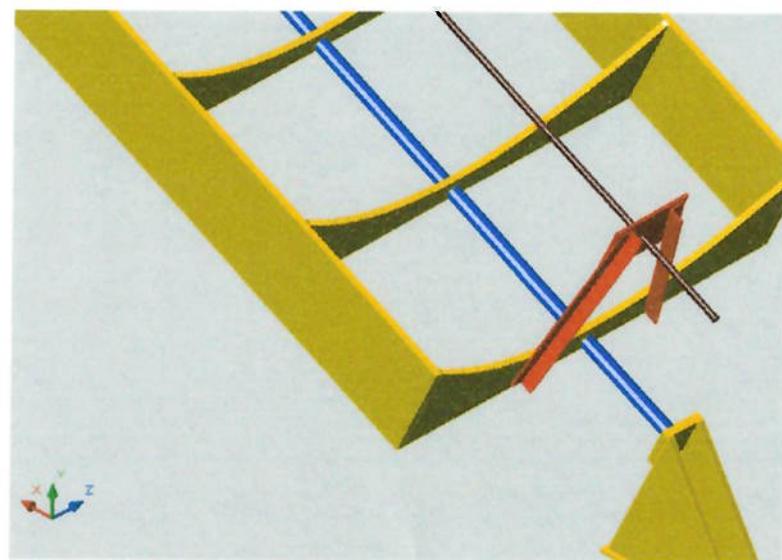


Figura 40 – Mancal inferior



Figura 41 – Vista dos mancais durante a construção

Não houve tempo habil para construção de um dispositivo automático de movimentação do coletor.

5.6 Tanque

Um tanque de PVC isolado com filtro foi construído e teve acoplado um termopar para medição constante da temperatura em seu interior.



Figura 42 -Tanque

De forma a promover a uniformização da temperatura no tanque e evitar um curto no bombeamento, um tubo interior ao tanque foi colocado em sua entrada de forma como representado na Figura 43.

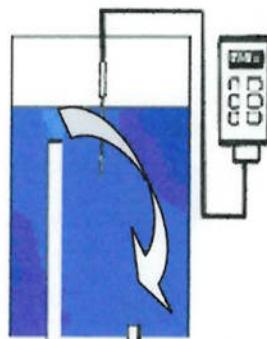


Figura 43 – Esquema de funcionamento do tanque

5.7 Bomba

A bomba foi conectada ao tanque e a tubulação de entrada do coletor. Na figura 44 é possível visualizar esta montagem.



Figura 44 – Instalação da bomba

5.8 Regulagem e medição de vazão

No recalque da bomba foi instalada uma válvula para controle de vazão e logo após, um rotâmetro. Esta instalação está demonstrada na Figura 45.



Figura 45 – Rotâmetro e válvula de controle de vazão

5.9 Tabela de custos finais do projeto

Função	Descrição	Quantidade	Valor	%
Estrutural	Madeira		R\$ 135,00	22,2%
	Madeira Berço	3 m	R\$ 26,00	4,3%
	Tubo de aço galvanizado	2 x 3 m	R\$ 15,00	2,5%
	Tachinha e parafusos	130	R\$ 20,00	3,3%
	Total		R\$ 196,00	32,2%
Hidráulica	Tubo aquaterm	3 x 3 m	R\$ 20,00	3,3%
	Conexões		R\$ 45,00	7,4%
	Mangueira	2 m	R\$ 24,00	3,9%
	Cola para tubos aquaterm	1	R\$ 6,00	1,0%
	Total		R\$ 95,00	15,6%
Térmica	Tinta preta	1	R\$ 9,00	1,5%
	Tubo de cobre	1 x 3 m	R\$ 21,00	3,5%
	Vidro (tubo)	2 x 1,5 m	R\$ 98,00	16,1%
	Filtro	2,4 m	R\$ 12,00	2,0%
	Mylar	3,5 m	R\$ 150,00	24,7%
	Isolante térmico	3 x 2 m	R\$ 5,25	0,9%
Outros	Total		R\$ 295,25	48,5%
	Fita Adesiva	1	R\$ 15,00	2,5%
	Cola	2	R\$ 7,00	1,2%
Total			R\$ 22,00	3,6%
Total Geral			R\$ 608,25	100,0%

5.10 Fotos do coletor solar construído



Figura 46 – Coletor solar 01



Figura 47 – Coletor Solar 02



Figura 48 – Coletor Solar 03

6. TESTES

Para avaliar a operação do equipamento serão executados oito testes, conforme a tabela 14:

Tabela 15 - testes a serem executados

Teste	Pintura Absorvedor	Vidro
I	Não	Sim
II	Sim	Não
III	Sim	Sim

Como é possível observar, serão analisadas as influências de três parâmetros no resultado final:

- Pintura do Absorvedor

O tubo absorvedor deverá ser pintado com tinta preta fosca com o intuito de absorver de maneira mais eficiente os raios solares.

- Isolamento com Vidro

Será instalado um tubo de vidro em volta do concentrador visando evitar perdas por convecção e por radiação. Ele impedirá as perdas por convecção, pois isolará o absorvedor do meio (ar) com o qual estaria trocando calor.

Não foi possível a obtenção de uma bomba de vácuo de forma formar vácuo na região anular entre tubo absorvedor e tubo de vidro.

Para cada teste (I a III) serão executadas duas baterias, visando eliminar possíveis erros experimentais. Os testes serão todos executados em dias ensolarados, durante todo o dia.

6.1 Procedimento dos testes de operação:

- 1 Instalação de cobertura reflexiva.
- 2 Testar
- 3 Pintar absorvedor
- 4 Testar
- 5 Acrescentar cilindro de vidro
- 6 Testar

6.2 Dias de testes

Não foi possível realizar todos os testes planejados, uma vez que o mal tempo não favoreceu os dias de testes.

Abaixo estão apresentados os dados coletados e os gráficos gerados a partir da coleção de dados.

São apresentados dados de temperatura da água no tanque, temperatura ambiente e os dados de radiação solar fornecidos pelo IAG – USP.

Os dados de temperatura do tanque e temperatura ambiente foram coletados de 15 em 15 minutos.

Tabela 16 – Dados coletados (21/11/05)

Dia	21/nov				
Horário	Tágua (°C)	Tamb (°C)	IAG 21 (W/m²)	Reg 21 (W/m²)	Vazão (l/h)
08:00	23,0	21,4	517,5	434,0	60
08:15	23,1	20,5	527,6	524,3	60
08:30	23,3	20,6	519,5	600,7	60
08:45	26,8	21,4	650,3	664,3	60
09:00	30,3	23,6	701,7	716,4	60
09:15	31,2	22,4	676,7	758,1	60
09:30	32,3	24	750,5	790,5	60
09:45	31,6	24,4	769,0	814,4	60
10:00	34,6	24,9	855,0	831,0	60
10:15	33,7	24,7	878,6	841,0	60
10:30	36,6	24,5	904,3	845,4	60
10:45	39,8	25,9	929,9	844,8	60
11:00	41,7	24,9	949,4	840,0	60
11:15	42,5	23,9	964,2	831,6	60
11:30	42,4	22,9	943,2	820,2	60
11:45	41,8	23,9	794,0	806,3	60
12:00	42,2	23	783,1	790,5	60
12:15	42,3	23,5	726,0	773,0	60
12:30	44,4	23,9	407,0	754,3	60
12:45	46,8	26,1	713,0	734,7	60
13:00	48,7	27,6	362,6	714,3	60
13:15	48,5	28,5	814,1	693,3	60
13:30	45,8	29,9	584,5	672,0	60
13:45	46,8	30,5	662,5	650,2	60
14:00	47,6	29,9	755,6	628,0	60
14:15	46,7	30,9	692,9	605,3	120
14:30	48,1	31,9	689,3	582,1	120
14:45	51,1	29,3	660,2	558,1	120
15:00	53,0	30,8	607,8	533,0	120
15:15	49,5	29,9	570,2	506,6	120
15:30	55,0	29,5	467,3	478,5	120
15:45	51,2	29,9	455,8	448,2	120
16:00	53,8	29,9	322,3	415,4	200
16:15	53,3	29,9	348,8	379,4	200
16:30	53,6	29,9	302,7	339,6	200
16:45	54,2	29,5	255,9	295,4	200
17:00	54,3	28,9	213,5	246,0	200
17:15	54,2	28,4	165,3	190,7	310
17:30	54,2	27,9	114,9	128,7	310
17:45	51,4	27,5	70,4	58,9	310
18:00	46,5	25,6	42,9	42,9	310

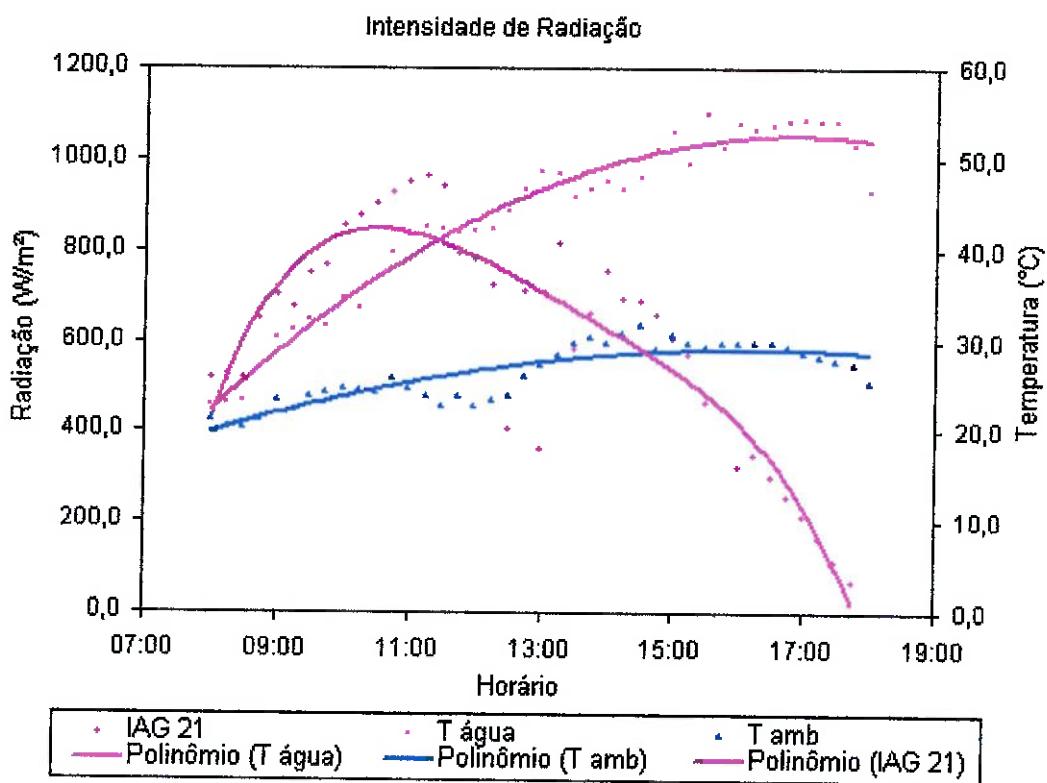


Gráfico 10 - 21 de Novembro, Radiação Solar Direta e evolução da temperatura ao longo do dia

Tabela 17 - Dados coletados (22/11/05)

Dia	22/nov				
Horário	Tágua (°C)	Tamb (°C)	IAG 22 (W/m²)	Reg 22 (W/m²)	Vazão (l/h)
09:30	22,4	24,7	119,0	355,3	140
09:45	27,7	26,6	228,2	365,0	140
10:00	30,5	27,2	412,4	372,0	140
10:15	30,8	27,3	469,6	376,7	140
10:30	30,8	27	750,1	379,3	140
10:45	32,5	26,8	388,9	380,2	140
11:00	32,2	27,6	390,2	379,6	140
11:15	36,5	27,8	441,1	377,7	140
11:30	36,5	27,9	143,3	374,6	140
11:45	38,9	28,5	140,8	370,6	140
12:00	37,7	28,8	191,7	365,8	140
12:15	37,6	30,4	146,3	360,3	140
12:30	38	30,4	299,7	354,2	140
12:45	37,7	29,9	556,6	347,6	140
13:00	37,1	32,1	514,7	340,5	140
13:15	37,4	32	444,5	333,0	140
13:30	37,2	30,1	249,2	324,9	140
13:45	40,1	33,9	309,9	316,4	140
14:00	40,9	33,3	461,6	307,3	140
14:15	40,0	34,3	448,6	297,6	140
14:30	41,4	35,3	403,9	287,2	140
14:45	44,4	32,7	108,0	275,9	140
15:00	46,3	34,2	211,0	263,5	140
15:15	42,8	33,3	177,8	250,0	140
15:30	48,3	32,9	227,7	235,1	140
15:45	44,5	33,3	175,3	218,6	140
16:00	47,1	33,3	244,0	200,1	140
16:15	46,6	33,3	201,4	179,6	140
16:30	46,9	33,3	197,3	156,6	140
16:45	47,5	32,9	86,3	130,8	140
17:00	47,6	32,3	43,3	101,9	140
17:15	47,5	31,8	21,7	69,4	140
17:30	47,5	31,3	19,2	33,1	140
17:45	44,7	30,9	11,8	11,8	140
18:00	39,8	29,0	9,6	9,6	140

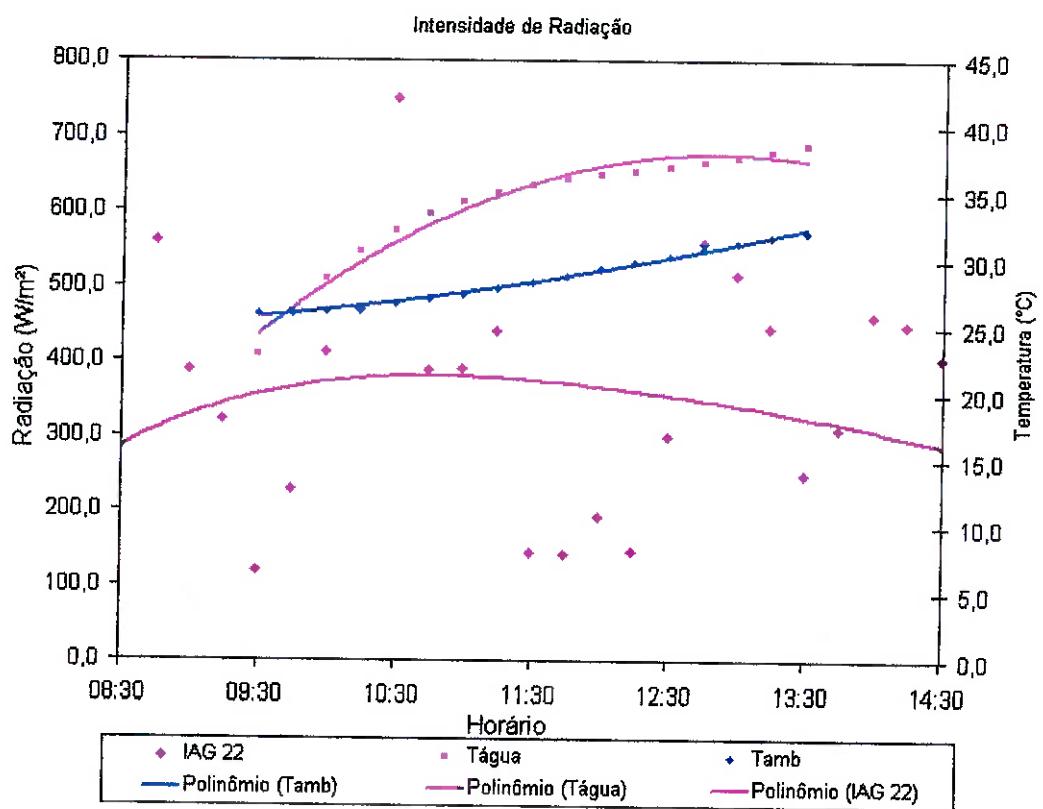


Gráfico 11 - 22 de Novembro, Radiação Solar Direta e evolução da temperatura ao longo do dia

Tabela 18 - Dados coletados (23/11/05)

Dia	23/nov				
Horário	Tágua (°C)	Tamb (°C)	IAG 23 (W/m²)	Reg 23 (W/m²)	Vazão (l/h)
10:45	21,9	28,1	542,2	441,4	140
11:00	29,7	28,1	434,8	417,2	140
11:15	32,4	28,1	79,0	393,2	140
11:30	34,3	29,0	371,1	369,9	140
11:45	34,2	28,5	106,4	347,9	140
12:00	36,2	28,8	181,5	327,3	140
12:15	37,3	30,5	192,4	308,5	140
12:30	39,2	31,0	104,2	291,7	140
12:45	37,8	30,5	120,2	277,0	140
13:00	37,5	31,0	106,5	264,4	140
13:15	38,3	30,0	394,6	253,9	140
13:30	38,6	31,5	75,0	245,4	140
13:45	39,1	31,0	306,0	238,6	140
14:00	40,2	32,0	542,1	233,4	140
14:15	40,2	32,0	638,5	229,3	140
14:30	40,2	32,0	623,6	225,9	140
14:45	40,2	32,0	669,9	222,8	140
15:00	40,2	32,0	136,3	219,3	140

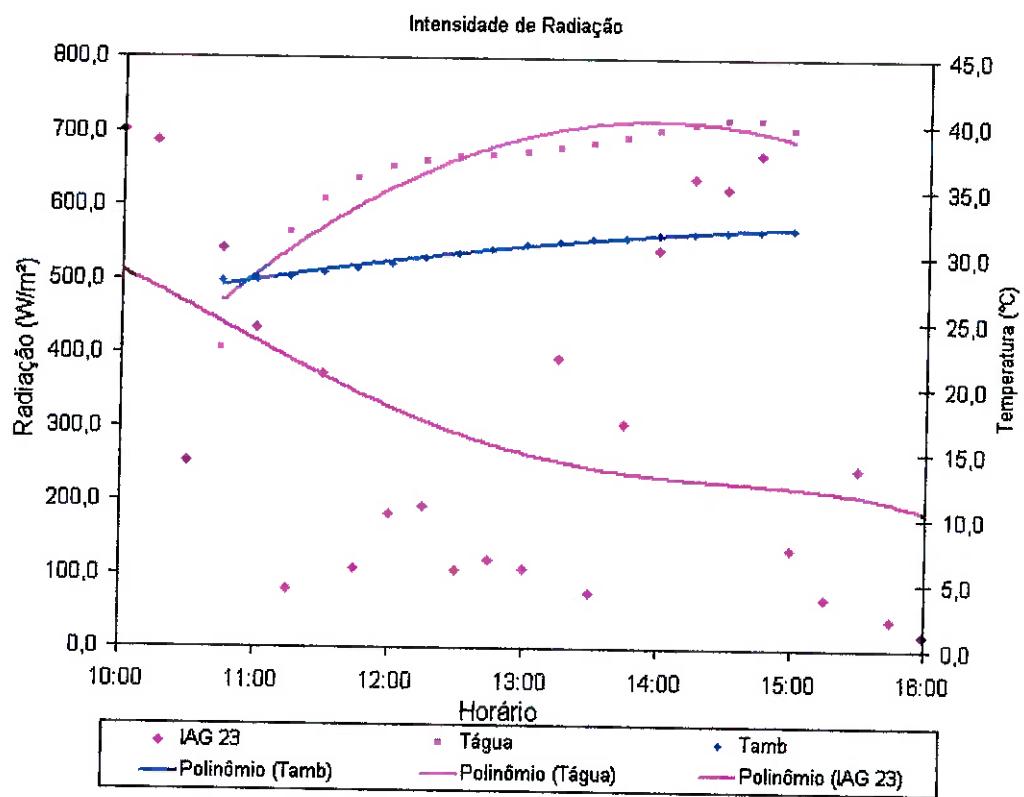


Gráfico 12 - 23 de Novembro, Radiação Solar Direta e evolução da temperatura ao longo do dia

Tabela 19 - Dados coletados (24/11/05)

Dia		24/nov			
Horário	Tágua (°C)	Tamb (°C)	IAG 24 (W/m ²)	Reg 24 (W/m ²)	Vazão (l/h)
09:15	22,0	24	666,2	550,5	140
09:30	27,0	25,9	535,6	558,7	140
09:45	30,5	26,4	393,7	559,6	140
10:00	31,8	26,9	121,7	554,2	140
10:15	33,5	27	623,1	543,3	140
10:30	34,2	27,4	745,2	527,9	140
10:45	37,7	27,8	386,1	508,6	140
11:00	38,6	27,9	227,8	486,2	140
11:15	39,5	28,4	906,1	461,3	140
11:30	39,6	28,6	650,7	434,6	140
11:45	42,1	29,1	629,8	406,6	140
12:00	42,4	29,6	493,1	377,9	140
12:15	42,1	29,6	145,9	349,0	140
12:30	41,8	29,8	121,5	320,2	140
12:45	43,6	29,9	440,9	292,0	140
13:00	42,6	30,4	175,2	264,8	140
13:15	43,3	31,3	121,2	238,7	140
13:30	43,5	30	40,9	214,0	140

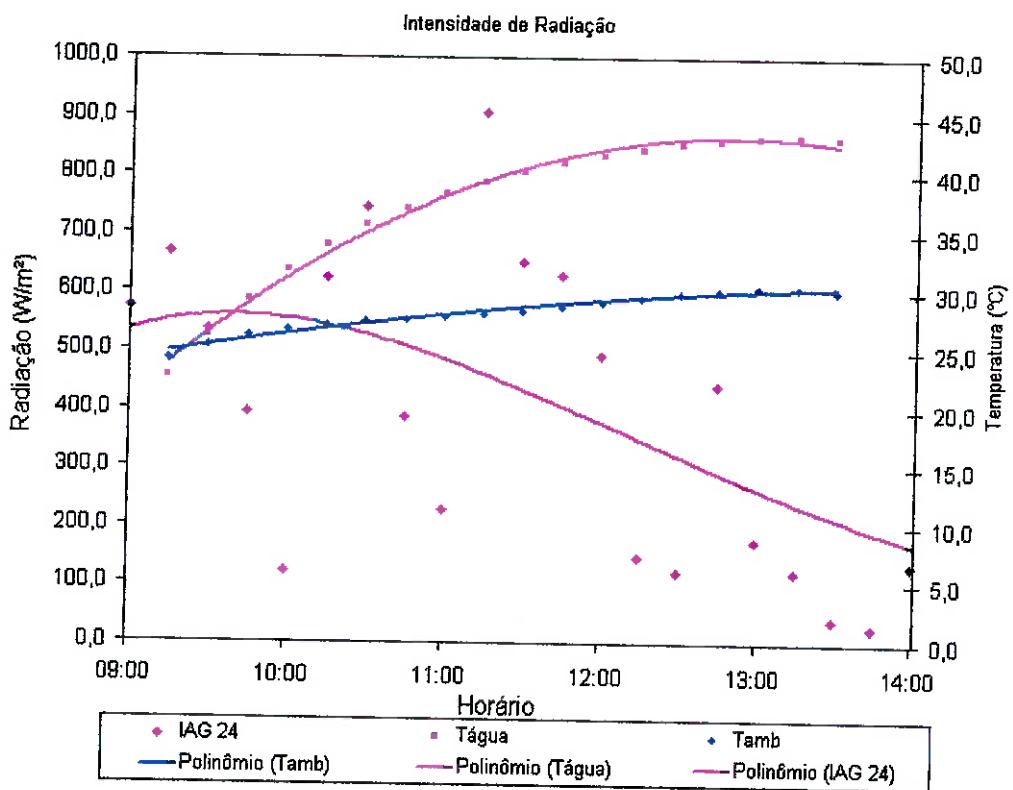


Gráfico 13 - 24 de Novembro, Radiação Solar Direta e evolução da temperatura ao longo do dia

6.3 Tracking

O ajuste de posição do coletor foi feito de modo experimental. Como pode se ver na figura 49, era possível determinar a melhor posição para maximizar a incidência dos raios refletidos no tubo.

Notou-se que a freqüência mínima necessária para um bom ajuste de posição é de 5 min.



Figura 49 – Concentração de raios no tubo absorvedor

6.4 Radiação solar

O melhor método para uma boa comparação entre energia incidente e aproveitada seria a medição local de radiação solar global e difusa.

Entretanto esses equipamentos de medição não são de fácil obtenção.

Os dados que forneceram melhor aproximação para a radiação solar incidente no aparelho, foram os dados fornecidos pelo IAG – USP, que prontamente os forneceu. Estes são mostrados nas figuras e tabelas a seguir.

Os dados do IAG estão descritos como “IAG-dia de teste” nas tabelas 16, 17, 18 e 19. “Reg-dia de testes” nestas tabelas são dados de uma curva média calculada com base nos dados do IAG. Estas curvas objetivam reduzir grandes variações de leitura devido a nuvens e outros fatores.

A estação micrometeorológica do IAG-USP funciona desde abril de 1994, no Campus da Cidade Universitária da USP, Bairro do Butantã, Zona Oeste da Cidade de São Paulo (23.4°S, 46.7°W, 742m). Todas estas observações foram realizadas com freqüência de 0.2 Hz, e estão sendo armazenadas como valores médios em intervalos de 5 minutos.

7. AVALIAÇÃO

Este projeto poderia ter sua eficiência definida de diversas formas. No que segue, tenta-se avaliar a eficiência do protótipo com diferentes considerações.

Os fatores considerados na avaliação levaram em conta perdas por radiação e convecção em todo o sistema (tubulação de PVC, tanque e absorvedor), perdas devido a diferença entre a incidência real e a teórica incidência ortogonal do sol no coletor, ganhos de energia devido radiação direta, indireta e a energia térmica inserida pela bomba no sistema.

O método mais indicado para avaliar a eficiência do sistema está descrito como a razão entre energia transferida ao fluido e energia solar incidente, seja ela direta, difusa, refletida pelo concentrador ou de incidência direta.

Não se pretendeu avaliar a eficiência global do protótipo, uma vez que todos os seus componentes (com exceção do coletor) não estabelecem nenhuma relação proporcional com instalações não experimentais.

Apenas o primeiro dia de testes foi considerado para avaliação, uma vez que foi o dia de testes de maior incidência solar.

A tubulação de vidro não foi considerada na avaliação devido ao seu péssimo desempenho. Considerou-se que esse mal desempenho foi devido a dois fatores que agiram em conjunto, a incidência não ortogonal de raios refletidos no tubo de vidro e ao seu pequeno diâmetro, uma vez que essa combinação gera o que é chamado de reflexão total.

A eficiência de reflexão da superfície foi estimada com boa aproximação e uma avaliação visual através do método de raios traçados, foi feita.

Um método de cálculo para avaliar as eficiências foi feito. Uma vez que o modelo de resistências não poderia ser usado devido à diferença da temperatura do ambiente e a temperatura equivalente do céu, fez-se a análise inversa para o cálculo da temperatura de parede externa do tubo.

Partiu-se da energia transferida para a água nos intervalos de medição. Essa quantidade de energia é composta pelo o que é fornecido

pela parte da radiação solar que é transmitida ao fluido subtraída pela a energia fornecida pela bomba (devido sua eficiência) somada as perdas por convecção e radiação no restante do sistema.

Desta forma pode-se encontrar qual o fluxo de calor entre a parede externa do tubo absorvedor e o fluido.

Como é sabida a temperatura média do fluido no intervalo de medição, é possível o cálculo do coeficiente interno de convecção no absorvedor.

Em posse do coeficiente de convecção interno, da área o tubo e do coeficiente de condutividade do cobre, a resistência térmica equivalente deste trecho está determinada e o cálculo da temperatura externa da parede pode ser feito.

Sabendo-se a temperatura da parede, a temperatura ambiente, a velocidade média local do ar e estimando a temperatura equivalente do céu e a emissividade e absorção da tinta preta fosca na superfície do tubo, pode-se estimar as perdas no tubo absorvedor.

A perdas no tubo absorvedor e a energia transferida ao fluido somam a energia radiante refletida pelo concentrador no foco da parábola.

7.1 Energia Transferida a água

7.1.1 Energia total transferida a água

Através das diferenças de temperaturas entre as tomadas de dados, pode-se calcular o ganho de energia total nestes intervalos. Os resultados estão representados na tabela 20.

Tabela 20 – Energia total transferida a água

Dia		21-nov			
Horário	Tágua	Q_{H2O} (kJ)	Horário	Tágua	Q_{H2O} (kJ)
08:00	20,66	-	13:15	46,58	102,30
08:15	23,16	334,68	13:30	47,33	101,14
08:30	25,40	302,00	13:45	48,07	99,62
08:45	27,44	272,64	14:00	48,80	97,58
09:00	29,27	246,40	14:15	49,50	94,82
09:15	30,93	223,12	14:30	50,18	91,16
09:30	32,44	202,61	14:45	50,83	86,42
09:45	33,82	184,67	15:00	51,43	80,42
10:00	35,08	169,14	15:15	51,97	72,97
10:15	36,24	155,83	15:30	52,44	63,89
10:30	37,31	144,55	15:45	52,84	52,99
10:45	38,32	135,12	16:00	53,14	40,10
11:00	39,27	127,36	16:15	53,32	25,03
11:15	40,17	121,08	16:30	53,38	7,59
11:30	41,03	116,10	16:45	53,29	-12,39
11:45	41,87	112,24	17:00	53,03	-35,11
12:00	42,68	109,32	17:15	52,57	-60,73
12:15	43,48	107,15	17:30	51,91	-89,46
12:30	44,27	105,54	17:45	51,00	-121,46
12:45	45,04	104,32	18:00	49,83	-156,93
13:00	45,81	103,30			

Pode-se notar que a partir de um certo momento, a temperatura no tanque decai e o fluxo de energia inverte. A partir deste momento, as perdas no sistemas são maiores do que os ganhos.

Esta constatação não implica que as perdas de energia no coletor sejam iguais aos ganhos. Essa constatação vale para o sistema e para avaliar o momento que o fluxo de transferência de calor no coletor reverte, é preciso analisar as perdas e ganhos no resto do sistema.

O valor do calor específico da água é praticamente constante nesta faixa de temperaturas e foi considerado 4,18 kJ/kG.K .

7.1.2 Perdas externas ao coletor

As perdas externas ao coletor do sistema são inerentes a dois principais métodos de troca de calor, convecção e radiação. Porem, as perdas por radiação nas tubulações de PVC e tanque isolados foram

desconsideradas devido as baixas temperaturas superficiais constatadas nos testes.

Para a obtenção das quantidades de energia perdida em cada trecho, foram calculadas as resistências térmicas equivalentes.

$$Q_{\text{PERDAS EX}} = \frac{\bar{T}_{\text{AGUA}} - \bar{T}_{\text{AR}}}{R_{\text{EQ1}}}$$

Os valores encontrados na tabela, são valores médios de energia total perdida nos intervalos de 15 min entre medições.

Tabela 21 – Perdas por convecção e radiação externas ao coletor

Horário	Perdas convectivas nos tubos de PVC, tanque e mangueira (kJ)	Horário	Perdas convectivas nos tubos de PVC, tanque e mangueira (kJ)
8:00		13:15	74,59
8:15	2,98	13:30	75,95
8:30	10,06	13:45	77,31
8:45	16,55	14:00	78,64
9:00	22,49	14:15	81,03
9:15	28,25	14:30	82,24
9:30	33,56	14:45	83,45
9:45	38,29	15:00	84,65
10:00	42,63	15:15	85,85
10:15	46,59	15:30	87,04
10:30	50,21	15:45	88,30
10:45	53,49	16:00	89,61
11:00	56,50	16:15	90,80
11:15	59,24	16:30	91,99
11:30	61,75	16:45	93,16
11:45	64,05	17:00	94,32
12:00	66,16	17:15	95,58
12:15	68,10	17:30	96,68
12:30	69,83	17:45	97,75
12:45	71,52	18:00	
13:00	73,11		

7.1.3 Ganhos

O a única forma de ganho de energia além da radiação solar, é a energia térmica fornecida pela bomba devida a sua ineficiência.

Em posse das curvas de eficiência da bomba, pudemos determinar a energia transferida térmica transferida ao fluido.

A potência fornecida pela bomba foi considerada uma constante e calculada através da eficiência garantida pelo fabricante de 60% e da potência fornecida para dada vazão.

O ganho por período de medição ficou determinado por:

$$Q_{BOMBA} = p \times 0,4 \times \text{Pot} = 26,85 \text{ kJ}$$

onde,

p – período de medição

Pot – Potência da bomba para a vazão de operação

7.1.4 Energia solar transferida ao fluido

A energia transferida ao fluido pode ser dada por:

$$Q_{ÁGUA} = Q_T - Q_{BOMBA} + Q_{PERDASEX}$$

Os valores de $Q_{ÁGUA}$ estão apresentados na tabela 22.

Tabela 22 – Energia transferida ao fluido

Horário	$Q_{ÁGUA}$ (kJ)	Horário	$Q_{ÁGUA}$ (kJ)
8:00		13:15	150,05
8:15	310,82	13:30	150,24
8:30	285,22	13:45	150,09
8:45	262,35	14:00	149,37
9:00	242,05	14:15	149,01
9:15	224,53	14:30	146,55
9:30	209,32	14:45	143,03
9:45	196,12	15:00	138,23
10:00	184,93	15:15	131,97
10:15	175,57	15:30	124,08
10:30	167,91	15:45	114,44
10:45	161,76	16:00	102,87
11:00	157,01	16:15	88,98
11:15	153,47	16:30	72,73
11:30	151,00	16:45	53,92
11:45	149,45	17:00	32,36
12:00	148,63	17:15	8,00
12:15	148,41	17:30	-19,63
12:30	148,53	17:45	-50,56
12:45	149,00	18:00	
13:00	149,57		

7.2 Temperatura da parede externa do absorvedor

Para determinar a temperatura externa de parede é necessário determinar qual a resistência térmica equivalente entre um ponto interno ao fluido e a parede externa do tubo absorvedor como representado na Figura 50.

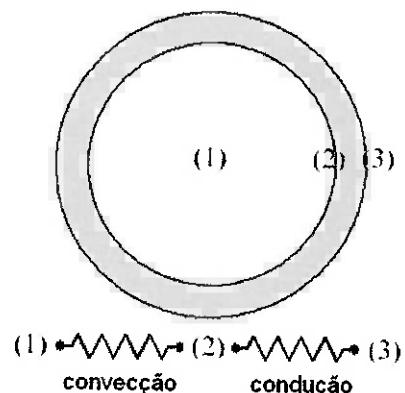


Figura 50 – Esquem de resistências térmicas

Determinando assim a resistência equivalente e a temperatura da parede (3).

$$R_{EQ2} = \frac{1}{h \cdot A} + \frac{\ln(r_e / r_i)}{2 \cdot \pi \cdot L \cdot k}$$

$$T_3 = R_{EQ2} \cdot Q_{ÁGUA} + T_1$$

Os valores de T_3 estão apresentados na tabela 23.

Tabela 23 – Temperatura da parede externa do tubo absorvedor

Horário	T_3 (°C)	Horário	T_3 (°C)
8:00		13:15	48,31
8:15	35,87	13:30	48,98
8:30	37,03	13:45	49,73
8:45	38,07	14:00	50,37
9:00	39,05	14:15	51,01
9:15	40,00	14:30	50,41
9:30	39,30	14:45	51,06
9:45	39,10	15:00	51,65
10:00	39,66	15:15	52,20
10:15	40,24	15:30	52,68
10:30	40,85	15:45	53,07
10:45	41,48	16:00	53,33
11:00	42,14	16:15	53,46
11:15	42,81	16:30	53,54
11:30	43,47	16:45	53,47
11:45	44,13	17:00	53,24
12:00	44,80	17:15	52,82
12:15	45,49	17:30	52,21
12:30	46,17	17:45	51,36
12:45	46,96	18:00	
13:00	47,64		

7.3 Perdas no absorvedor

As perdas no absorvedor podem ser calculadas utilizando a mesma teoria de resistências equivalentes, porém neste caso temos duas resistências agindo em paralelo e entre superfícies diferentes como mostra a figura 51;

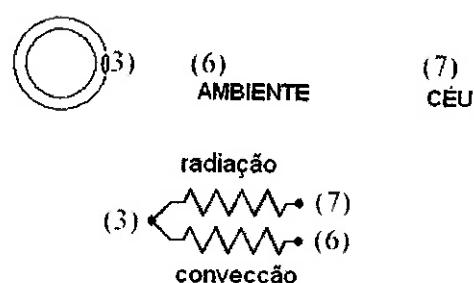


Figura 51 – Esquema de resistências térmicas (Absorvedor-ambiente)

A determinação da temperatura equivalente do céu é muito discutível e aqui será adotada a temperatura média de 3°C.

Tabela 24 – Perdas por convecção e radiação no tubo absorvedor

Horário	Perdas Convecção (kJ)	Perdas Radiação (kJ)	Horário	Perdas Convecção (kJ)	Perdas Radiação (kJ)
8:00			13:15	47,80	12,16
8:15	33,69	8,94	13:30	48,31	12,34
8:30	35,21	9,22	13:45	49,06	12,55
8:45	36,63	9,48	14:00	49,53	12,73
9:00	38,06	9,72	14:15	50,05	12,91
9:15	39,52	9,96	14:30	47,81	12,74
9:30	37,30	9,79	14:45	48,41	12,92
9:45	36,28	9,74	15:00	49,03	13,09
10:00	37,02	9,88	15:15	49,64	13,25
10:15	37,83	10,03	15:30	50,20	13,38
10:30	38,72	10,18	15:45	50,79	13,50
10:45	39,62	10,34	16:00	51,26	13,57
11:00	40,60	10,51	16:15	51,67	13,61
11:15	41,51	10,69	16:30	52,24	13,63
11:30	42,41	10,86	16:45	52,79	13,61
11:45	43,27	11,03	17:00	53,36	13,54
12:00	44,08	11,21	17:15	53,86	13,42
12:15	44,86	11,39	17:30	54,41	13,25
12:30	45,61	11,58	17:45	54,92	13,01
12:45	46,56	11,79	18:00		
13:00	47,18	11,98			

Na tabela 24 estão apresentados os valores das perdas por radiação e convecção no tubo absorvedor.

7.4 Eficiência do refletor

Com auxílio de um laser pointer e um nível (para garantir a perpendicularidade do laser) executou-se o seguinte teste:

- O equipamento foi apoiado no chão;
- Verificou-se se o mesmo encontrava-se nivelado;
- Prendeu-se o laser perpendicularmente a régua do nível;
- Escolheu-se cinco seções da parábola eqüidistantes, sobre os quais o laser foi incidido;

- deslocou-se o conjunto (laser + nível) lentamente transversalmente ao concentrador;
- Observou-se que não muitos raios atingiam o concentrador, enquanto alguns outros se dispersavam devido a irregularidades encontradas na superfície reflexiva.

Este teste serviu como uma prévia do que se esperava da eficiência do refletor, uma vez que aqui, este termo se entende pela eficiência com que os raios são concentrados no foco da parábola.

Considera-se essa análise válida pois é considerado que a refletividade do mylar aluminizado é aproximadamente 1. Esse fato foi verificado pela não variação da temperatura da superfície refletiva ao longo do dia.

Define-se:

$$\eta_{REFLETOR} = \frac{Q_{ÁGUA} + Q_{PERDAS\,ABS} - Q_{RAD\,DIRETA}}{Q_{RAD\,CONCENTRADOR}}$$

onde,

$Q_{PERDAS\,ABS}$ = Energia correspondente a perdas por convecção e radiação no absorvedor;

$Q_{RAD\,DIRETA}$ = Energia correspondente a radiação solar que incide diretamente no tubo absorvedor;

$Q_{RAD\,CONCENTRADOR}$ = Radiação total incidente no concentrador

Tanto os valores como o gráfico da eficiência do concentrador pelo tempo podem ser visto na tabela 25.

Porém, o que melhor define a eficiência do concentrador, é uma eficiência média do concentrador.

Para o cálculo de eficiência média do concentrador, foram somadas as perdas por convecção e radiação no absorvedor à energia transferida ao fluido, dividindo-se pela energia direta incidente no concentrador, ficando:

$$\bar{\eta} = \frac{5,6}{56,68} = 10,00\%$$

Tabela 25 – Eficiência do refletor

Horário	Eficiência Refletor (%)	Horário	Eficiência Refletor (%)
8:00		13:15	7,96%
8:15	21,72%	13:30	8,02%
8:30	16,33%	13:45	8,48%
8:45	12,95%	14:00	8,93%
9:00	10,62%	14:15	9,50%
9:15	9,00%	14:30	9,80%
9:30	7,72%	14:45	10,21%
9:45	6,80%	15:00	10,60%
10:00	6,18%	15:15	10,96%
10:15	5,75%	15:30	11,29%
10:30	5,49%	15:45	11,60%
10:45	5,35%	16:00	11,89%
11:00	5,32%	16:15	12,13%
11:15	5,39%	16:30	12,37%
11:30	5,55%	16:45	12,61%
11:45	5,78%	17:00	12,90%
12:00	6,09%	17:15	13,35%
12:15	6,45%	17:30	14,11%
12:30	6,86%	17:45	16,16%
12:45	7,34%	18:00	
13:00	7,86%		

7.5 Eficiência do coletor.

Como já foi explicado, não era de objetivo deste trabalho avaliar o desempenho desse sistema como um todo, ou seja, para o cálculo de eficiência do coletor, as perdas ocorridas no tanque e nas tubulações de PVC, são somadas a energia disponível. Dessa forma temos uma situação em que tanque e tubulação e PVC podem ser considerados adiabáticos.

Temos definido como eficiência do coletor então:

$$\eta_{COLETOR} = \frac{Q_{H2O} - Q_{BOMBA} + Q_{PERDASS}}{Q_{RAD\,REFLETIDA} + Q_{RAD\,DIRETA}}$$

onde,

$Q_{PERDASS}$ = Perdas por convecção e radiação na tubulação de PVC e tanque;

Q_{H20} = Energia correspondente a variação de temperatura da água no tanque;

Q_{BOMBA} = Energia térmica fornecida pela bomba para o sistema;

$Q_{RAD\ REFLETIDA}$ = Energia correspondente a incidência de radiação solar direta na superfície refletora;

$Q_{RAD\ DIRETA}$ = Energia correspondente a incidência de radiação solar direta no absorvedor;

A tabela 26 e no gráfico 14 temos as eficiências instantâneas do coletor, porém a eficiência média do coletor neste caso também é mais representativa e está calculada abaixo.

$$\bar{\eta} = \frac{3,84}{56,68} = 6,77\%$$

Tabela 26 – Eficiência do coletor

Horário	$\eta_{COLETOR}$	Horário	$\eta_{COLETOR}$
8:00		13:00	9,62%
8:15	23,58%	13:15	9,49%
8:30	18,73%	13:30	9,33%
8:45	15,57%	13:45	9,60%
9:00	13,39%	14:00	9,87%
9:15	11,82%	14:15	10,12%
9:30	10,67%	14:30	10,34%
9:45	9,81%	14:45	10,52%
10:00	9,17%	15:00	10,67%
10:15	8,71%	15:15	10,75%
10:30	8,39%	15:30	10,77%
10:45	8,18%	15:45	10,71%
11:00	8,08%	16:00	10,55%
11:15	8,06%	16:15	10,26%
11:30	8,11%	16:30	9,80%
11:45	8,24%	16:45	9,10%
12:00	8,42%	17:00	8,01%
12:15	8,66%	17:15	6,21%
12:30	8,94%	17:30	2,79%
12:45	9,27%		

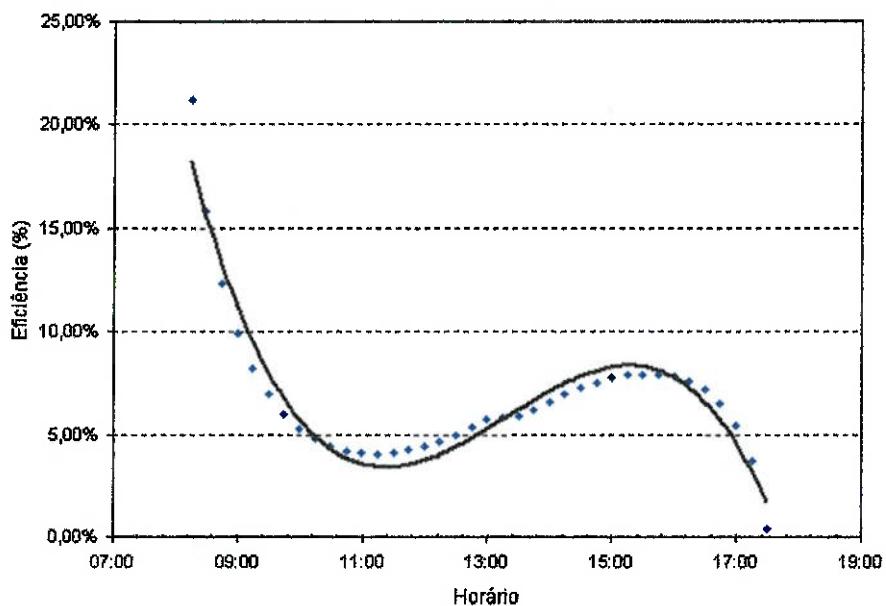


Gráfico 14 - Eficiência instantânea do coletor

7.6 Avaliação geral

Plotando os gráficos de eficiência, temperatura da água, radiação incidente e energia transferida ao fluido, pode-se notar alguns aspectos importantes do funcionamento do coletor solar.

Analizando a eficiência do coletor, pode-se notar que a mesma decai com o aumento de temperatura e o aumento de intensidade na radiação incidente. Isso ocorre devido ao aumento das perdas por convecção e radiação.

8. GERAÇÃO DE VAPOR – EXTRAPOLAÇÃO

Para esta extração, seria considerada a eficiência de transmissão de calor ao fluido térmico, obtida no protótipo. Contudo, ficou claro que as eficiências obtidas poderiam ser facilmente aumentadas se a construção do concentrador fosse melhor executada e por este motivo, nesta extração será considerado uma maior eficiência do coletor solar.

Foi considerada a geração de vapor à 0,1 MPa de três fluidos diferentes e calculado o comprimento necessário de um coletor com a mesma seção parabólica, sendo os fluidos: água, etileno glicol e amônia.

Estes comprimentos foram considerados para uma incidência média de 700W/m² durante 8h de incidência solar.

Na tabela 27 encontram-se os valores de eficiência do coletor utilizados, o comprimento necessário para geração de vapor de cada um dos fluidos para diferentes vazões.

As vazões de cada fluido não são iguais para pois desta forma, o coeficiente de convecção interno ao tubo absorvedor permanece igual e a comparação com eficiências iguais torna-se válida.

Tabela 27 – Comprimentos do coletor solar para diferentes fluidos

	Vazão (kg/h)	Eficiência do coletor	Incidência Solar Média (W/m ²)	Comprimento do coletor (m)
Água	60	30,00%	700	204
Etileno Glicol	300	30,00%	700	476
Amônia	20	30,00%	700	31

9. CONCLUSÃO

Ao final neste trabalho, foi possível concluir parcialmente seus objetivos.

Foram feitos o projeto e a construção de um coletor solar parabólico, porém sua eficiência não foi comprovada devido a problemas construtivos.

A superfície do concentrador foi revestida com um excelente filme reflexivo, porém as ondulações provenientes da má conformação do chapa de compensado a estrutura levou a não uniformidade da superfície e a difícil fixação do filme.

A tubulação de vidro não foi testada em dias ensolaradas e portanto não foi comprovada a eficiência deste coletor operando com este aparato. Contudo, em comparação entre dias de teste não ensolarados com o coletor operando com e sem a tubulação de vidro, a eficiência mostrou-se maior sem a tubulação de isolamento. É possível que este resultado seja consequencia do pequeno diâmetro escolhido para a tubulação de vidro, o que pode ter causado reflexão total em muitos dos raios que incidiam na tubulação de cobre.

As eficiências médias do coletor aproximou-se de 7%. Este baixo valor foi atribuído a superfície irregular do concentrador.

Grandes comprimentos de coletor solar foram obtidos na extrapolação para um gerador de vapor. Isso ocorreu devido a baixa eficiência na qual esses coletores foram baseados.

10. REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] Notas de aula da disciplina PME 2510 ,ministrada pelo prof. Dr. Eitaro Yamane
- [2] Notas de aula da disciplina PME 2511,ministrada pelo prof. Dr. Euryale Zerbine
- [3] "Steam, its generation and use", Babcock & Wilcox, 39^a Ed.
- [4] Fryling R., Glenn, "Combustion Engineering", Ed. Revisada
- [5] Eboli, Roberto, Martão, Rodrigo, "Coletor Solar Parabólico",TF
- [6] Wylen, Van, et al., "Fundamentos da Termodinâmica", 5^a Ed.
- [7] Wieder, Sol, "An Introduction to Solar Energy for Scientists and Engineers"
- [8] Duffie, John, "Solar Engineering of Thermal Processes", 2nd Ed.
- [9] http://www.tenaris.com/pt/files/CE_Energia.pdf
- [10] <http://www.arcoweb.com.br/>
- [11] INCROPERA, Frank P.; DeWITT, David P. Fundamentals of Heat and Mass Transfer, New York, John Wiley & Sons, 5th Ed, August 2001