



## **PROJETO DE GRADUAÇÃO**

# **MODELAGEM E TESTE DE ABSORVEDOR DE TUBO EVACUADO PARA CONCENTRADOR SOLAR TIPO FRESNEL**

Por,

**Flávio Ude Zica Ferraz  
Victor Augusto Machado Farias**

**Brasília, 23 de novembro de 2017**

**UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA**

**FACULDADE DE TECNOLOGIA  
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA  
Faculdade de Tecnologia  
Departamento de Engenharia Mecânica

PROJETO DE GRADUAÇÃO

**MODELAGEM E TESTE DE ABSORVEDOR DE  
TUBO EVACUADO PARA CONCENTRADOR  
SOLAR TIPO FRESNEL**

POR,

**Flávio Ude Zica Ferraz  
Victor Augusto Machado Farias**

Relatório submetido como requisito parcial para obtenção  
do grau de Engenheiro Mecânico.

**Banca Examinadora**

Prof. Mario Benjamim Baptista de Siqueira, UnB/ ENM  
(Orientador)

---

Prof. Armando de Azevedo Caldeira Pires, UnB/ ENM

---

Prof. João Manoel Dias Pimenta, UnB/ ENM

---

Brasília, 23 de novembro de 2017

## **Agradecimentos**

*Gostaria de agradecer a Deus que iluminou meu caminho durante essa caminhada. Gostaria de agradecer à minha namorada e família pelo suporte dado ao longo desse semestre. Agradeço também ao professor Mario Benjamin pela orientação prestada durante o projeto de graduação. Agradeço também aos meus colegas Enderson Custódio e Gustavo Cunha por toda a ajuda prestada durante o desenvolvimento do projeto de graduação.*

Flávio Ude Zica Ferraz

*Agradeço primeiramente a Deus, a Ele toda honra e glória. Agradeço à minha família, por todo incentivo e suporte que me prestaram, e à minha namorada por sempre querer que eu cresça. Gostaria de agradecer ao professor orientador Mario Benjamin pela oportunidade de trabalhar nesse projeto e pela sua orientação. Agradeço, da mesma forma, aos meus colegas Enderson Custódio, Caio Cavalcante e Gustavo Cunha por serem prestativos e dispostos em nos auxiliar no projeto.*

Victor Augusto Machado Farias

---

## RESUMO

Este projeto tem como finalidade abordar um sistema de tubo absorvedor evacuado para concentradores de energia solar do tipo Fresnel. É feita uma análise óptica e térmica do sistema, de forma analítica e experimental. Neste trabalho será apresentada a metodologia para projeto e construção de um tubo absorvedor evacuado, o qual será utilizado nos testes experimentais. A análise do fluxo teórico de energia solar foi feita utilizando o método de *ray tracing* para melhor reproduzir os efeitos reais da luz solar. O resultado teórico obtido para a eficiência térmica do sistema foi de 24% enquanto o valor correspondente experimental foi de 20%, com variação de temperatura do fluido de aproximadamente 30°C.

**Palavras chave:** Fresnel, *ray tracing*, refletores, energia solar, concentrador solar, tubo absorvedor evacuado.

---

## ABSTRACT

This study aims to approach an evacuated absorber tube project for a Fresnel type of solar power concentrator. An optical and thermal analysis of the system is performed, analytically and experimentally. This work will present the methodology for design and construction of an evacuated absorber tube, which will be used in the experimental tests. The analysis of the theoretical flow of solar energy was done using the ray tracing method to better reproduce the real effects of sunlight. The theoretical result obtained for the thermal efficiency of the system was 24% while the corresponding experimental value was 20%, with a fluid temperature variation of approximately 30 °C.

**Key words:** Fresnel, ray tracing, reflector, solar energy, solar concentrator, evacuated tube.

# SUMÁRIO

<b>1 INTRODUÇÃO</b> .....	<b>14</b>
1.1 ENERGIA SOLAR NO BRASIL E NO MUNDO.....	14
1.2 ESTADO DA ARTE .....	17
1.3 OBJETIVOS .....	23
1.4 METODOLOGIA.....	23
<b>2 SISTEMAS LINEAR FRESNEL</b> .....	<b>25</b>
2.1 REFLETOR PRIMÁRIO.....	27
2.2 REFLETOR SECUNDÁRIO .....	28
2.3 TUBO ABSORVEDOR .....	29
2.4 SISTEMA DE RASTREAMENTO SOLAR.....	30
<b>3 MODELO MATEMÁTICO</b> .....	<b>33</b>
3.1 ANÁLISE ÓPTICA .....	33
3.1.1 Refletor secundário .....	34
3.1.2 Análise do Fluxo de Energia e Eficiência Óptica do Sistema.....	36
3.1.3 Eficiência Óptica.....	39
3.2 ANÁLISE TÉRMICA .....	41
3.2.1 Detalhamento do fluxo de energia térmica em cada componente do sistema .....	42
3.2.2 Balanço de energia no tubo absorvedor.....	45
3.2.3 Balanço de energia no envoltório de vidro .....	45
3.2.4 Balanço de energia no refletor secundário.....	45
3.2.5 Balanço de energia na cobertura .....	46
3.2.6 Fenômenos de transferência de calor .....	46
3.2.7 Detalhamento do balanço de energia.....	53
3.2.8 Cálculo da temperatura de saída e ganho de energia .....	54
3.2.9 Cálculo da temperatura dos componentes do sistema e eficiência do sistema .....	55
3.2.10 Análise de sensibilidade dos parâmetros do sistema.....	56
<b>4 EQUIPAMENTOS UTILIZADOS</b> .....	<b>60</b>
4.1 REFLETORES PRIMÁRIOS .....	60
4.1.1 Aprimoramento nos refletores primários .....	61
4.2 BANCADA DE INSTRUMENTOS PARA COLETA DE DADOS .....	63
4.3 REFLETOR SECUNDÁRIO .....	64
4.4 VENTILADOR E PLACA DE ORIFÍCIO .....	66
4.5 BOMBA DE VÁCUO .....	70
<b>5 PROJETO E CONSTRUÇÃO DO TUBO EVACUADO</b> .....	<b>72</b>
5.1 MATERIAL DAS TAMPAS DO TUBO EVACUADO.....	72
5.2 DETERMINAÇÃO DO ALOJAMENTO E SELEÇÃO DOS ANÉIS O’RING .....	73
5.3 MONTAGEM DO TUBO EVACUADO.....	77
5.4 CÁLCULO DA PRESSÃO SUPORTADA PELO VIDRO E OBTENÇÃO DO VÁCUO .....	78
<b>6 PROCEDIMENTOS EXPERIMENTAIS</b> .....	<b>81</b>
6.2 POSICIONAMENTO DO RECEPTOR .....	81
6.3 POSICIONAMENTO DOS EQUIPAMENTOS EM RELAÇÃO AO NORTE SOLAR .....	82
6.4 ACOPLAMENTO E ACIONAMENTO DO VENTILADOR .....	83
6.5 FIXAÇÃO DOS TERMOPARES .....	85
6.6 AJUSTE DA POSIÇÃO INICIAL DOS ESPELHOS.....	86
6.7 AQUISIÇÃO DOS DADOS PELO DATALOGGER .....	87
<b>7 RESULTADOS EXPERIMENTAIS</b> .....	<b>89</b>
<b>8 CONCLUSÃO</b> .....	<b>93</b>

<b>REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....</b>	<b>95</b>
<b>ANEXOS .....</b>	<b>98</b>

# LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1. Proporção do potencial mundial da energia solar anual em relação aos recursos energéticos das demais fontes de energia. (Governo Brasileiro, 2016).....	14
Figura 1.2. Radiação Solar Global média anual no Brasil (Atlas Brasileiro de Energia Solar, 2006) .....	15
Figura 1.3. Irradiação Solar em Brasília (CRESESEB, 2017) .....	16
Figura 1.4. Ilustração de uma calha parabólica (Energia Tecsolar, 2015).....	16
Figura 1.5. Índices de geração solar por País (%) sobre a geração mundial de energia elétrica. (Governo Brasileiro, 2016).....	17
Figura 1.6. Tipos de concentradores Solares (Irea, 2013) – modificado .....	18
Figura 1.7. Distribuição de temperatura em um receptor (Guadanud, 2015) .....	22
Figura 2.1. Ilustração de um refletor linear Fresnel modificado (AntroPower, 2014) .....	25
Figura 2.2. Farol utilizando o princípio Fresnel (Feldhoff, 2012) .....	26
Figura 2.3. Plataforma Solar em Almería, Espanha (Günther, 2012).....	26
Figura 2.4. Espaçamento de espelhos (X): Erro de precisão e Sombreamento dos espelhos (Almeida, 2013).....	27
Figura 2.5. Tubo absorvedor com um refletor secundário (Singh, 2017).....	28
Figura 2.6. Refletor secundário trapezoidal modificado (Singh, 2017).....	29
Figura 2.7. Geometria da parábola composta modificado (Singh, 2017) .....	29
Figura 2.8. Tubo absorvedor sem revestimento de vidro; b) Tubo absorvedor com revestimento de vidro, podendo ser evacuado (Heimsatha, Cuevasa, Hofera, Nitza, Platzera, 2013) - modificado.....	30
Figura 2.9. Tubo evacuado com revestimento de vidro modificado (Gaia Solar, 2016).....	30
Figura 2.10. Ângulos de inclinação dos espelhos e suas componentes (Singh, 2017) .....	31
Figura 2.11. Determinação do norte solar local - modificada (Giesen, 2013).....	31
Figura 2.12. Ângulo azimute em função da posição solar (Giesen, 2013) .....	32
Figura 3.1. Refletor Secundário - modificada (Heimsatha, Cuevasa, Hofera, Nitza, Platzera, 2013) .....	33
Figura 3.2. Ilustração do Sistema Experimental montado (Martin, 2016).....	34
Figura 3.3. Geometria da parábola composta - modificada (Singh, 2017) .....	34
Figura 3.4. Dimensões utilizadas no cálculo da base do refletor secundário (Jaramilla, 2013) .....	35
Figura 3.5. Simulação dos raios solares incidindo no tubo absorvedor evacuado.....	37
Figura 3.6. Ilustração do fluxo de energia com e sem o refletor secundário para 30° .....	37
Figura 3.7. Fluxo de energia no tubo absorvedor sem e com o refletor secundário com 30° de inclinação solar .....	37
Figura 3.8. Gráfico relacionando o fluxo de energia no tubo absorvedor com o secundário com a inclinação do Sol .....	38
Figura 3.9. Fluxo de energia incidente no reletor secundário e no tubo absorvedor sem o refletor secundário .....	39
Figura 3.10. Relação entre a eficiência e inclinação solar .....	40
Figura 3.11. Relação entre a eficiência do tubo com e sem o refletor secundário com inclinação solar .....	41
Figura 3.12. Trocas de calor num receptor com tubo evacuado do tipo dupla parábola (Zahw, 2014) - modificado.....	42
Figura 3.13. Componentes do sistema numerados conforme a tabela 3.1 .....	44

Figura 4.1. Refletor primário e cremalheira.....	60
Figura 4.2. Diagrama de corpo livre do perfil "U" .....	61
Figura 4.3. Diagrama de momento fletor do perfil "U" .....	61
Figura 4.4. Geometria e dimensões do perfil "U" [m].....	62
Figura 4.5. Perfil "U" fixado ao espelho e ao mancal.....	63
Figura 4.6. Nivelamento dos espelhos primários com um nível de bolhas.....	63
Figura 4.7. Bancada de coleta de dados (Cavalcante, 2016) .....	64
Figura 4.8. Refletor secundário montado na estrutura de locomoção (Cunha; Enderson, 2017) .....	65
Figura 4.9. Refletor Secundário com o tubo de vidro.....	66
Figura 4.10. Especificações do ventilador .....	67
Figura 4.11. Inversor de Frequência .....	68
Figura 4.12. Placa de orifício (Schmidt, 2016).....	69
Figura 4.13. Curva de calibração do manômetro utilizado (Schmidt, 2016).....	69
Figura 4.14. Relação entre a diferença de pressão e vazão mássica na placa de orifício (Schmidt, 2016).....	70
Figura 4.15. Especificações da bomba de vácuo .....	70
Figura 5.1. O'Rings modelos 2-130 (esquerda) e 2-148 (direita) .....	74
Figura 5.2. Gráfico para seleção da dureza dos O'Rings .....	74
Figura 5.3. Esquema de alojamento de O'Rings .....	75
Figura 5.4. Dimensões de alojamento baseadas no diâmetro da seção transversal .....	75
Figura 5.5. Vista isométrica das tampas do tubo evacuado .....	76
Figura 5.6. O'Rings internos alojados nas tampas do tubo evacuado .....	76
Figura 5.7. Tampa com a válvula de retenção montada .....	77
Figura 5.8. Tubo com as tampas montado no refletor secundário .....	78
Figura 5.9. Junção para acoplamento da bomba de vácuo ao tubo evacuado.....	79
Figura 5.10. Processo de evacuação do tubo .....	79
Figura 5.11. Vácuo presente no tubo após 24 horas do fechamento da válvula de retenção....	80
Figura 6.1. Posicionamento do receptor em relação ao refletor primário.....	81
Figura 6.2. Interface do SunSurveyor.....	82
Figura 6.3. Piranômetro posicionado conforme marcação do norte solar pela fita .....	83
Figura 6.4. Cabos do ventilador ligados ao inversor de frequência.....	83
Figura 6.5. Ventilador, placa de orifício e tubo absorvedor conectados.....	84
Figura 6.6. Manômetro diferencial conectado à placa de orifício .....	84
Figura 6.7. Aparato para medição de temperatura na entrada e saída do tubo absorvedor .....	85
Figura 6.8. Fixação do termopar no tubo de vidro e na superfície do refletor secundário .....	86
Figura 6.9. Aferição do ângulo do espelho com o inclinômetro digital .....	86
Figura 6.10. Datalogger da bancada de sensores (Cavalcante, 2016).....	87
Figura 7.1. Velocidade do vento em 15/11/2017.....	89
Figura 7.2. Velocidade do vento em 18/11/2017.....	89
Figura 7.3. Cálculo do Ângulo azimute no SunSurveyor .....	90
Figura 7.4. Radiação solar incidente no dia 18 de novembro .....	90
Figura 7.5. Temperatura dos componentes do sistema.....	91
Figura I.1. Valores de medição de refletividade da superfície de uma chapa de aço inox em função do ângulo de incidência (Cavalcanti, 2011).....	99



Figura I.2. Relação entre o grau de Refletividade e inclinação da luz incidente para diferentes materiais.....	100
Figura I.3. Variação da emissividade em função da temperatura.....	101
Figura I.4. Variação da Condutividade térmica dos materiais com a temperatura (Çengel, 2003).....	102
Figura I.5. Variação da absorptividade em função da temperatura da fonte.....	102

## LISTA DE TABELAS

Tabela 3.1. Simbologia dos componentes do sistema.....	44
Tabela 3.2. Condutividade térmica dos componentes .....	47
Tabela 3.3. Espessura dos componentes .....	47
Tabela 3.4. Valores de emissividade para cada componente.....	50
Tabela 3.5. Absortividade dos componentes do projeto .....	51
Tabela 3.6. Refletividade dos componentes do projeto .....	52
Tabela 3.7. Temperaturas dos componentes do sistema .....	55

# LISTA DE SÍMBOLOS

## Símbolos Latinos

$A$	Área	$[m^2]$
$A_{coletor}$	Área do coletor	$[m]$
$c_p$	Calor específico do fluido	$[J/kgK]$
$Cp_a$	Calor específico do ar	$[J/kgK]$
$f$	Distância focal do sistema	$[m]$
$GHI$	Radiação global	$[W/m]$
$h$	Coefficiente de transferência de calor por convecção	$[W/m^2K]$
$\bar{h}$	Coefficiente de transferência de calor por convecção médio	$[W/m^2K]$
$k$	Condutividade térmica	$[W/mK]$
$K_k$	Constante para a determinação da temperatura do céu	$[K]$
$K_a$	Condutividade térmica do ar	$[W/mK]$
$k_{ef}$	Condutividade efetiva do fluido	$[W/m^2K]$
$L$	Comprimento característico	$[m]$
$L_c$	Comprimento para determinar o número de Rayleigh para cilindros concêntricos	$[m]$
$L_{coletor}$	Comprimento do coletor	$[m]$
$L_i$	Comprimento característico da placa inclinada	$[m]$
$l_{espelhos}$	Comprimento dos espelhos	$[m]$
$L_n$	Distância entre espelhos consecutivos	$[m]$
$\dot{m}$	Vazão mássica	$[kg/s]$
$P_{local}$	Pressão local	$[Pa]$
$Q$	Taxa de transferência de calor	$[W]$
$\dot{q}$	Fluxo de calor	$[W/m^2]$
$R_g$	Constante dos gases ideais	$[m]$
$R$	Raio do absorvedor projetado	$[m]$
$r$	Raios das superfícies cilíndricas	$[m]$
$T$	Temperatura	$[K]$
$T_p$	Temperatura da parede inclinada	$[K]$
$T_\infty$	Temperatura do ambiente	$[K]$
$u_m$	Velocidade do escoamento	$[m/s]$
$W_{espelhos}$	Largura dos espelhos	$[m]$
$X$	Coordenada do refletor secundário	$[m]$
$X_e$	Posição na extremidade da base do receptor	$[m]$
$Y$	Coordenada do refletor secundário	$[m]$
$Y_e$	Posição na extremidade da base do receptor	$[m]$
$r_c$	Dimensão central da base do receptor	$[m]$
$r_l$	Dimensão esquerda da base do receptor	$[m]$
$R_{pl}$	Dimensão total da base do receptor	$[m]$
$r_r$	Dimensão direita da base do receptor	$[m]$

## Símbolos Gregos

$\alpha$	Absortividade	[m]
$\beta$	Coefficiente de expansão térmica	[1/K]
$\Delta x$	Espessura	[m]
$\xi$	Ângulo de aceitação	
$\varepsilon$	Emissividade	
$\mu_a$	Viscosidade dinâmica do ar	[Pa.s]
$\mu$	Viscosidade dinâmica do fluido	[Pa.s]
$\nu$	Viscosidade cinemática do fluido	[m <sup>2</sup> /s]
$\nu_a$	Viscosidade cinemática do ar	[m <sup>2</sup> /s]
$\rho$	Refletividade	
$\rho_{ar}$	Densidade do ar	[kg/m <sup>3</sup> ]
$\rho_e$	Reta secante ao refletor secundário e tangente ao absorvedor	[m]
$\rho_{espelho}$	Refletividade dos espelhos	
$\sigma$	Constante de Boltzman	[W/m <sup>2</sup> K <sup>4</sup> ]
$\theta$	Ângulo do receptor	[m]
$\theta_c$	Ângulo entre os raios de um mesmo espelho	
$\theta_e$	Abertura média do absorvedor em relação ao refletor secundário	
$\tau$	Transmissividade	
$\psi_n$	Ângulo entre a superfície dos espelhos e a superfície terrestre	

## Grupos Adimensionais

$f_{v,rs}$	Fração da área externa do envoltório de vidro sujeita a trocas de calor com o refletor secundário
$f_{v,solo}$	Fração da área externa do envoltório de vidro sujeito a trocas de calor com o solo
$f_{v,Rpl}$	Fração da radiação proveniente dos refletores primários que incide diretamente na superfície do envoltório de vidro
$f_{Rpl,v}$	Fração da radiação proveniente dos refletores primários que incidem na superfície do refletor secundário
$G_{ri}$	Número de Grashof para a placa inclinada
$\bar{N}_{\bar{u}}$	Número de Nusselt médio
$N_{\bar{u}\bar{e}}$	Nusselt médio para a convecção natural sobre um cilindro horizontal
$\bar{N}_{\bar{u}i}$	Nusselt médio para convecção natural em superfícies inclinada
$N_{\bar{u}L}$	Nusselt médio para uma placa horizontal com aquecimento na superfície superior
$\bar{N}_{\bar{u}\bar{e}}$	Nusselt médio para volume confinado
<i>n<sub>espelhos</sub></i>	Quantidade de espelhos
$P_r$	Número de Prandtl
$P_{ra}$	Número de Prandtl do ar
$P_{ri}$	Número de Prandtl para a placa inclinada
$R_a$	Número de Rayleigh

$R_{ae}$  Número de Rayleigh para cilindros concêntricos

### Subscritos

<i>Amb</i>	ambiente
<i>cond</i>	condução
<i>conv</i>	convecção
<i>rad</i>	radiação
<i>med</i>	média
<i>insit</i>	entrada no sistema
<i>opt</i>	ótica
<i>envoltvidro</i>	envoltório de vidro

### Siglas

<i>DHI</i>	Radiação difusa	[W/m <sup>2</sup> ]
<i>DNI</i>	Radiação direta normal	[W/m <sup>2</sup> ]
<i>GHI</i>	Radiação global	[W/m <sup>2</sup> ]

# 1 INTRODUÇÃO

*Este capítulo apresenta informações gerais relacionadas ao potencial solar elétrico mundial e brasileiro e aos sistemas de concentração solar do tipo Fresnel.*

## 1.1 ENERGIA SOLAR NO BRASIL E NO MUNDO

O aumento da demanda energética em conjunto com a possibilidade de redução da oferta de combustíveis convencionais e a crescente preocupação com a preservação do meio ambiente estão impulsionando a comunidade científica a pesquisar e desenvolver fontes alternativas de energia menos poluentes, renováveis e que produzam pouco impacto ambiental.

A energia solar é a que possui maior potencial de geração dentre todas as outras fontes de energia, renováveis e não renováveis. Atualmente, a energia solar representa 26% da energia renovável do planeta, sendo a terceira principal fonte de geração de eletricidade. A energia solar contribui para a redução de emissões de CO<sub>2</sub> na natureza por ser livre de carbono.

Além disso, outras vantagens do uso de energia solar são:

- É totalmente renovável;
- Frequência de manutenção do sistema é baixa;
- Baixo custo considerando a vida útil do sistema fotovoltaico, apesar do custo de aquisição ser alto;
- Pode ser usado em áreas mais remotas.

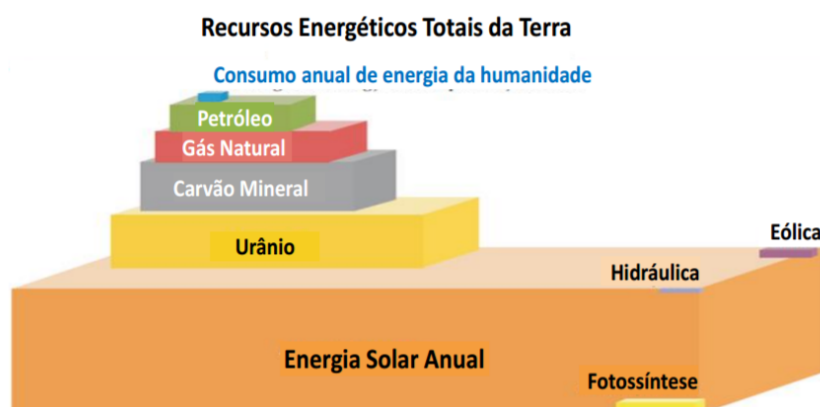


Figura 1.1. Proporção do potencial mundial da energia solar anual em relação aos recursos energéticos das demais fontes de energia. (Governo Brasileiro, 2016)

O Brasil possui hoje cerca de 15 MW de potência instalada de energia fotovoltaica, segundo dados da ANEEL, além de seis projetos de empreendimentos fotovoltaicos com potência total 128 MW, que devem ser construídos nos próximos anos. A geração solar ainda é proporcionalmente pequena se comparada à matriz total elétrica brasileira, que possui 135.000 MW de potência instalada. (Governo Brasileiro, 2016).

No Brasil o avanço na utilização desse tipo de energia ainda é recente, entretanto, com o aumento dos investimentos estima-se que em 2018 o Brasil esteja entre os 20 países com maior geração solar. O Plano Decenal de Expansão de Energia (PDE 2024) estima que a capacidade instalada de geração solar chegue a 8.300 MW em 2024, sendo 7.000 MW geração descentralizada e 1.300 MW distribuída.

A Região Nordeste apresenta os maiores valores de radiação solar global, com a maior média e a menor variabilidade anual entre todas as regiões geográficas. O recurso solar médio anual no Distrito Federal é de 5,8 kWh/m<sup>2</sup>, um dos maiores no país. Além disso, o Brasil possui os recursos naturais para a produção dos painéis solares, já que detém 95% das reservas mundiais do silício, a principal matéria-prima utilizada na produção dos equipamentos.

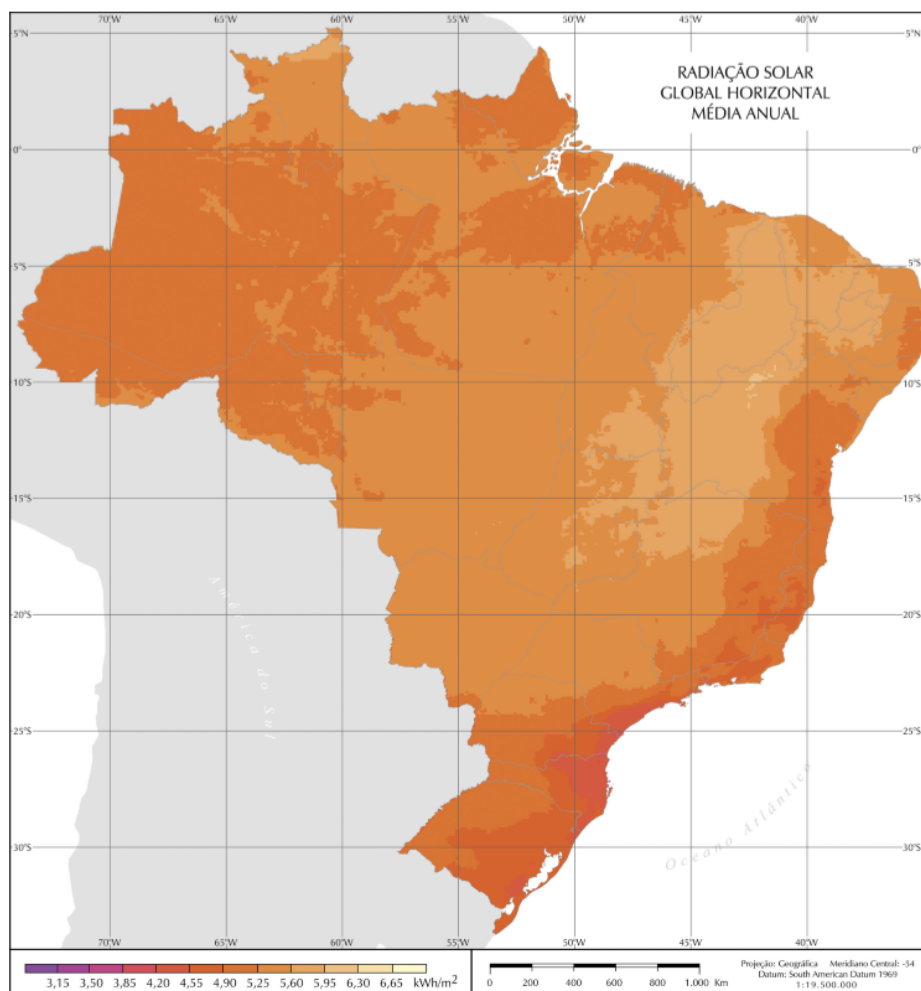


Figura 1.2. Radiação Solar Global média anual no Brasil (Atlas Brasileiro de Energia Solar, 2006)

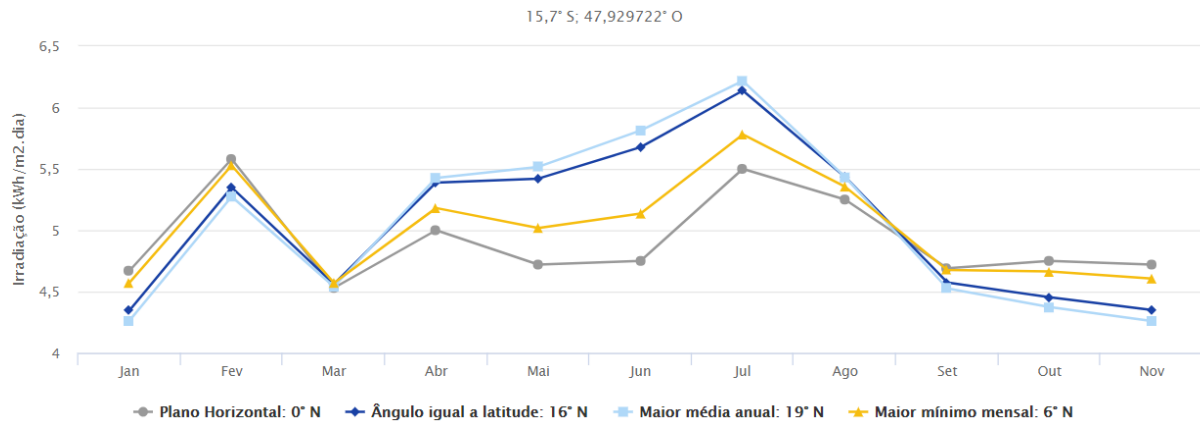


Figura 1.3. Irradiação Solar em Brasília (CRESESB, 2017)

Por causa do grande potencial de energia solar, o número de pesquisas e investimentos na área tem crescido muito em diversos países com a finalidade de aumentarem suas capacidades de produção energética. Dentre os avanços na área, está o desenvolvimento dos concentradores solares.

Concentradores solares são, principalmente, utilizados para evaporar água para a geração de energia elétrica. Uma das formas mais conhecidas é a concentração solar utilizando espelhos que, através de um sistema de rastreamento, acompanham o sol refletindo e concentrando a sua luz no topo de uma torre onde passa água. Essa água é evaporada com o calor imenso e o vapor é utilizado para alimentar turbinas que vão gerar energia elétrica. No Brasil, infelizmente esses sistemas ainda são em escala laboratorial. A maior usina do mundo de concentração solar está localizada na Califórnia.

Atualmente, das tecnologias existentes de concentradores solares, a de calha parabólica é a mais dominante.



Figura 1.4. Ilustração de uma calha parabólica (Energia Tecsolar, 2015)

Esse desenvolvimento tecnológico, o aumento do porte das instalações e a expansão nos últimos anos, vêm proporcionando aumentos no fator de capacidade média da geração solar mundial.



### Geração Solar por País (%)

nº	País	1990	2000	2010	2013	2014	2015
1	China	0,5	2,0	2,1	10,9	12,1	15,5
2	Estados Unidos	95,9	47,6	9,0	11,2	14,4	15,4
3	Alemanha	0,3	5,5	35,2	21,7	18,9	15,2
4	Japão	0,3	26,0	9,8	7,5	10,2	12,2
5	Itália	1,0	1,7	5,7	15,1	11,7	10,0
6	Espanha	1,5	1,6	21,3	8,9	7,2	5,5
7	Reino Unido	-	0,1	0,1	1,4	2,1	3,0
8	França	-	0,5	1,9	3,3	3,1	2,9
9	Índia	-	0,6	0,8	2,0	2,3	2,6
10	Austrália	-	4,3	2,9	2,7	2,6	2,4
11	Coréia do Sul	-	0,5	2,3	1,1	1,3	1,5
12	Grécia	-	-	0,5	2,6	2,0	1,4
13	Bélgica	-	-	1,7	1,9	1,5	1,2
14	Canadá	-	1,5	0,7	0,9	1,0	1,0
15	Tailândia	-	-	0,1	0,8	1,0	1,0
	Outros	0,5	8,2	5,9	8,1	8,6	9,2
	<b>Mundo</b>	<b>100,0</b>	<b>100,0</b>	<b>100,0</b>	<b>100,0</b>	<b>100,0</b>	<b>100,0</b>
	<b>Mundo (TWh)</b>	<b>0,4</b>	<b>1,1</b>	<b>33,3</b>	<b>142,6</b>	<b>190,8</b>	<b>253,0</b>
	<b>%/total *</b>	<b>0,003</b>	<b>0,007</b>	<b>0,16</b>	<b>0,6</b>	<b>0,8</b>	<b>1,0</b>

\* % sobre a geração mundial de energia elétrica

Figura 1.5. Índices de geração solar por País (%) sobre a geração mundial de energia elétrica. (Governo Brasileiro, 2016)

## 1.2 ESTADO DA ARTE

Nesta seção é apresentada uma revisão bibliográfica focada em metodologias para projeto de sistemas lineares do tipo Fresnel, incluindo análises óticas e térmicas.

Apesar da atual crescente procura por alternativas renováveis para substituir a utilização dos combustíveis fósseis, a energia solar vem sendo utilizada há milhares de anos, em que se concentra a radiação solar com espelhos e vidros com a finalidade de aumentar a temperatura do material que recebe a radiação, como em situações em que os romanos utilizavam a energia concentrada para acender tochas para propósitos religiosos (EREE, 2016).

A energia Heliotérmica, utilização da energia solar concentrada para geração de energia térmica, está recebendo atenção nos últimos anos. Os raios solares são concentrados em uma área pequena através da utilização de espelhos, elevando a temperatura do receptor. A energia térmica pode ser utilizada diretamente em processos que exigem temperaturas altas ou pode ser utilizada para aquecer a água e utilizar o vapor para movimentar as turbinas e conseqüentemente gerar energia elétrica (HELIOTÉRMICA, 2016).

No mercado atual existem 4 modelos de CSP que visam produzir energia térmica através da energia solar concentrada, sendo eles o concentrador linear Fresnel Figura 1.6 (a), calha parabólica Figura 1.6 (b), torre solar Figura 1.6 (c) e disco parabólico Figura 1.6 (d) (IREA, 2013).

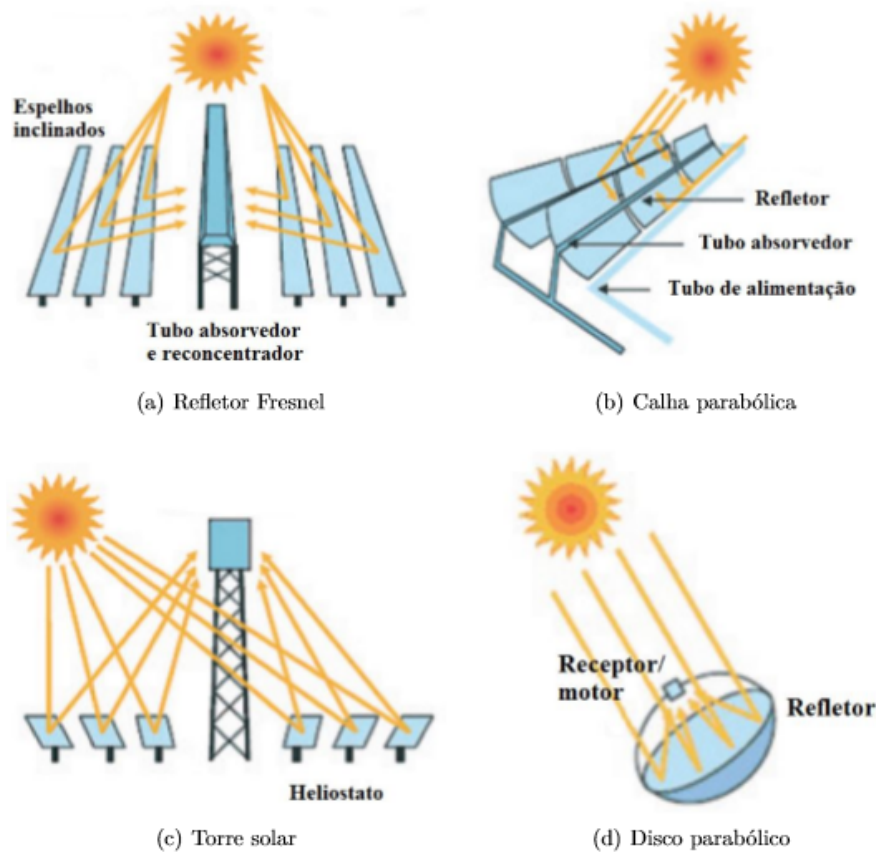


Figura 1.6. Tipos de concentradores Solares (Irea, 2013) – modificado

Um concentrador Fresnel é constituído de fileiras de tiras lineares de espelhos que refletem os raios solares para o coletor solar, com dimensões semelhantes aos espelhos utilizados. Com a ajuda de sensores para detectar a posição do sol, os refletores rotacionam durante o dia, garantindo que o receptor receba sempre o máximo de radiação possível (KALOGIROU, 2004).

O desempenho óptico de um coletor linear Fresnel foi comparado com um coletor de calha parabólica por Abbas et al. (2015). Dois tipos de receptores foram considerados no estudo - receptor multi-tubo e receptor com refletor secundário. Um código de rastreamento de raios solares foi utilizado para avaliar a eficiência óptica e a distribuição de fluxo nos receptores. O coletor de calha parabólica alcançou a máxima eficiência entre os testados e o coletor Fresnel linear com receptor multi-tubo foi menos eficiente. Além disso, concluiu-se que a orientação Norte-Sul foi mais eficiente para a calha parabólica, no entanto, o mesmo não era verdadeiro para o coletor linear Fresnel, para o qual o desempenho era semelhante para ambas as orientações.

Um método de design foi desenvolvido por He et al. (2012) para calcular a eficiência de elementos dos espelhos primários através do rastreamento de raios solar e estudo geométrico. As simulações foram realizadas variando a largura do espelho e a altura do receptor usando um coletor linear Fresnel com oito fileiras de espelhos. Verificou-se que os espelhos mais próximos da linha central do coletor tinham maior

eficiência do que as linhas externas em incidências normais. Além disso, durante períodos antes do meio-dia solar as fileiras situadas no lado leste apresentaram melhor desempenho do que as linhas ocidentais. No entanto, o inverso foi observado nos tempos após o meio-dia solar, ou seja, a eficiência do lado oeste foi maior do que o lado leste durante a segunda metade do dia.

Uma teoria sobre o processo de design óptico dos refletores lineares Fresnel foi apresentada por Abbas et al. (2012). O objetivo do estudo foi a análise e otimização do desempenho do coletor usando um modelo de Monte Carlo. De acordo com os resultados da simulação, a largura dos espelhos individuais afetou o desvio de radiação e deve ser otimizada de acordo com a exigência. Além disso, a escolha da geometria do espelho e da qualidade da superfície também deve ser considerada durante o processo de projeto.

Abbas et al. (2012) estudou o desempenho de um protótipo linear Fresnel usando o modelo de rastreamento de raios solar. Uma análise detalhada foi feita no desempenho de espelhos planos e curvos, juntamente com um receptor multi-tubo de cavidade trapezoidal. Concluiu-se que os refletores com leve curvatura possuem uma taxa de concentração dos raios solares significativamente maior em relação à dos espelhos planos (quase quatro vezes superior).

Uma comparação de desempenho entre um refletor linear de Fresnel com tubo concentrador único e refletor linear Fresnel linear com múltiplos tubos concentradores foi realizada por Montes et al. (2014). Os resultados mostraram diminuição das perdas de sombreamento e bloqueio no caso de um concentrador com múltiplos tubos, mas a quantidade de radiação incidente no receptor foi menor em comparação com o concentrador de tubo único devido à propagação do feixe, uma vez que as linhas espelhadas estão alinhadas mais longe do receptor no sistema linear Fresnel com múltiplos tubos. A eficiência geral do sistema linear Fresnel com tubo único foi maior do que a do sistema linear Fresnel com múltiplos tubos.

Huang et al. (2014) apresentaram um modelo para análise óptica de um coletor linear Fresnel de rastreamento a partir do ângulo azimute solar. Os resultados obtidos do modelo analítico foram comparados com o software de rastreamento de raios solares SolTrace (2014). O modelo previu uma eficiência total de 61%, que foi maior do que a de um coletor de cilindro parabólico operando em condições semelhantes. Juntamente com isso, observou-se que a altura do receptor afetou o sombreamento e o bloqueio entre os espelhos adjacentes – a medida que a altura aumentava, o sombreamento e o bloqueio também aumentaram. Além disso, a largura do receptor influenciou significativamente a perda de calor.

A variação no sombreamento e bloqueio de raios solares em relação ao espaçamento entre os espelhos primários, altura do receptor e orientação do coletor foi analisada por Sharma (2015). Os resultados mostraram que o sombreamento e o bloqueio mudaram substancialmente durante o dia, mas não muito em um ano para um coletor com eixo de rotação no plano Norte-Sul. Por outro lado, observou-se um comportamento oposto para orientação Leste-Oeste, ou seja, variação significativa com meses, mas não durante o dia. Além disso, na orientação Norte-Sul, o sombreamento foi zero ao meio-dia e máximo para

baixas altitudes solares (perto do nascer e do pôr-do-sol), enquanto o bloqueio atingiu o pico ao meio-dia e durante o nascer e o pôr-do-sol caiu para zero. Quando a orientação Leste-Oeste foi considerada, os resultados mostraram menos sombreamento em torno do solstício de verão e máximo em torno do solstício de inverno, mas o contrário para o bloqueio - mínimo em torno do solstício de inverno e máximo em torno do solstício de verão.

Um modelo matemático para o cálculo de perdas ópticas, como por exemplo: perdas finais, perdas de cosseno, perdas por sombreamento e bloqueio, foi desenvolvido por Song et al. (2015). Este modelo foi eventualmente usado para estudar o efeito de parâmetros de projeto como altura do receptor, largura dos refletores e espaço entre as fileiras de espelhos primários. Observou-se que, para a altura do receptor abaixo de 3 m, as perdas devido à sombra do receptor eram significativas, de modo que a altura recomendada era maior do que 3 m. Os resultados adicionais mostraram diminuição no sombreamento e bloqueio com o aumento do espaçamento das fileiras, no entanto, espelhos mais largos possuem uma menor eficiência óptica devido ao maior sombreamento e bloqueio.

Em um trabalho apresentado por Abbas e Val (2015), um novo projeto de coletor linear Fresnel foi analisado, usando um sistema de rastreamento de raios solares. Os resultados mostraram aumento de 0,4% na energia coletada usando espaçamento variável entre fileiras adjacentes de espelhos primários. Os refletores estavam alinhados de tal modo que o sombreamento e o bloqueio eram os menores possíveis. Como consequência, foi aconselhado o emprego de um projeto com espaçamento variável em vez de largura de espelho variável devido à maior eficiência e custo-eficácia.

Uma análise anual da influência dos parâmetros do sistema linear Fresnel (comprimento e largura do coletor, altura do receptor, espaçamento das fileiras, número de fileiras e orientação do coletor) foi feita por Sharma et al. (2016). Os resultados foram utilizados para descobrir as perdas ópticas e térmicas do sistema e, como consequência, a quantidade e o custo da eletricidade gerada. Foi constatado que um sistema com orientação Leste-Oeste teve mais perdas de energia anuais em comparação com a orientação Norte-Sul por causa de perdas de cosseno. Uma amostra de simulação mostrou perda anual de energia de 32,7% na orientação Leste-Oeste e 25,1% no caso do Norte-Sul para Murcia, Espanha.

Um modelo de rastreamento de raios solares foi desenvolvido por Benyakhlef et al. (2016) para estudar o efeito da curvatura dos espelhos em relação a distribuição do fluxo sobre o receptor e a eficiência óptica de um coletor linear Fresnel em Marrocos. Taxas de concentração mais altas foram obtidas usando espelho curvado e observou-se uma relação inversa entre a curvatura do espelho e a altura do receptor, ou seja, os coletores com baixa altura do receptor foram mais afetados pela alteração na curvatura do espelho. Sugeriu-se que os espelhos curvos podem levar à redução do custo total do sistema, melhorando a eficiência óptica e diminuindo o tamanho do receptor.

Uma análise térmica detalhada de um receptor de tubo evacuado foi feita por Foristall (2008) usando modelos de transferência de calor de uma e duas dimensões. Os resultados foram então comparados

com os obtidos a partir de testes laboratoriais e foi observado um bom acordo entre as temperaturas de superfície teóricas e experimentais.

Uma análise de desempenho de um coletor linear Fresnel de pequena escala com receptor de cavidade trapezoidal de dois tubos foi feita por Sen et al. (2013). O coletor estava equipado com mecanismo de ligação de quatro barras para rastreamento e orientação de eixo único ao longo do eixo Norte-Sul. O coletor foi capaz de produzir 2,4 kg/h e 6,3 kg/h de vapor a 1,5 bar com área de refletor de 5 m<sup>2</sup> e 13 m<sup>2</sup>, respectivamente.

Um modelo de perda de calor unidimensional foi desenvolvido por Pino et al. (2013) para um sistema linear Fresnel com refletor secundário e receptor de tubo evacuado. A temperatura de saída máxima foi definida como 170 °C e 13 m<sup>3</sup>/h de fluxo. Este modelo foi comparado com os resultados experimentais, resultando em uma diferença entre a temperatura de saída calculada e medida inferior a 1%, enquanto a diferença entre o calor absorvido pelo receptor foi inferior a 7%. Além disso, durante o experimento, a eficiência média do receptor foi de 72%.

Hemisath et al. (2013) apresentou dois métodos diferentes para cálculos de perda de calor e distribuição de temperatura no receptor. O primeiro procedimento usando rastreamento de raios solares combinado com CFD e o segundo foi um modelo de resistência térmica (TRM). O TRM deu resultados semelhantes quando comparado com o modelo CFD, no entanto, a vantagem deste último foi a representação detalhada da convecção e da distribuição de temperatura. Concluiu-se que para uma temperatura do absorvedor de 250 °C ou maior, a radiação absorvida pelo refletor secundário deve ser levada em consideração.

Uma investigação experimental da eficiência térmica de um sistema linear Fresnel localizado em Isparta, na Turquia, foi realizada por Dostucok et al. (2014). Relações empíricas foram usadas para projetar o coletor e prever sua performance. O pico de eficiência térmica do coletor foi de 34%. Além disso, observou-se que as condições ambientais não influenciaram significativamente a eficiência térmica.

Um estudo numérico sobre perda de calor de um receptor não evacuado foi realizado por Patil et al. (2014). O objetivo do estudo foi determinar a distribuição de temperatura e fluxo no receptor. A análise mostrou aumento de 140% nas perdas de convecção quando a velocidade do vento foi alterada de 0 para 10 m/s, no entanto, houve uma queda de 71% nas perdas por radiação. Além disso, a diferença entre a perda de calor obtida considerando a distribuição uniforme e não uniforme da temperatura foi de 1,5%.

A otimização de projeto de um receptor não evacuado usando CFD foi apresentada por Patil et al. (2014). Foi considerada uma distribuição de temperatura não uniforme e a não uniformidade foi definida usando funções de onda quadrada e sinusoidais. De acordo com simulações, no caso de receptor não evacuado, a distribuição de temperatura não uniforme resultou em menores perdas de calor em comparação com a distribuição uniforme da temperatura e as funções de onda sinusoidal e quadrada fizeram previsões

similares de perda de calor. Além disso, com os resultados obtidos foi aconselhado projetar o coletor de modo que uma quantidade significativa de radiação seja concentrada na parte inferior do receptor.

Reddy e Kumar (2014) realizaram uma análise numérica bidimensional de perdas de convecção e radiação em um receptor de cavidade trapezoidal invertida com múltiplos tubos e escudo de vidro. O estudo foi feito variando as dimensões do receptor, a temperatura de operação e as condições ambientais. No melhor projeto proposto na pesquisa, as perdas de calor convectivas e radiativas foram 12,76% e 54% mais baixas, respectivamente. Além disso, as perdas de radiação do escudo de vidro foram consideradas mais significativas em comparação com outras perdas para todas as geometrias consideradas no estudo.

Uma metodologia modular focada na análise térmica de um receptor de sistema linear Fresnel foi apresentada por Guadanud et al. (2015). O objetivo do estudo foi desenvolver um método adequado e versátil para análise térmica precisa do receptor. A distribuição de temperatura dentro do receptor, obtida após a simulação, é mostrada na Fig. (1.7):

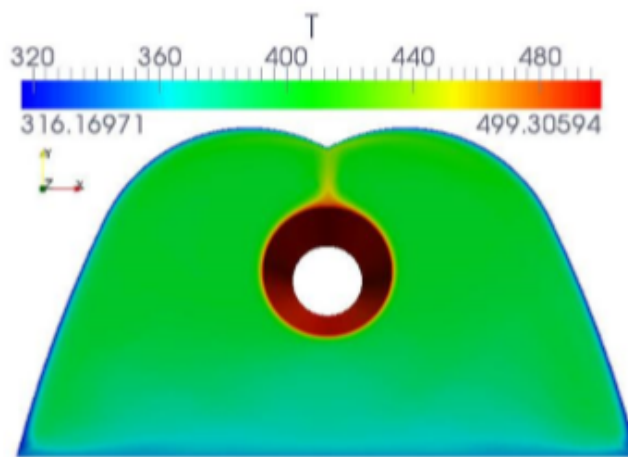


Figura 1.7. Distribuição de temperatura em um receptor (Guadanud, 2015)

Xu et al. (2015) desenvolveu um modelo de resistência térmica para calcular perdas térmicas e ganho de energia útil em um receptor de tubo não evacuado com refletor secundário e escudo de vidro. Os resultados obtidos a partir da análise térmica foram utilizados mais tarde para estimar o desempenho de um sistema linear fresnel para a geração direta de vapor.

Um estudo detalhado sobre o efeito da absorção de radiação por refletor secundário na perda de calor do receptor através do modelo de resistência térmica foi feito por Hofer et al. (2015). Foram considerados três tipos de configurações de receptor - absorvedor com revestimento de vidro não evacuado, absorvedor de tubo evacuado e tubo absorvedor com escudo de vidro plano. A análise foi feita para uma faixa de temperatura de 100 °C a 550 °C, onde de 100 °C a 250 °C foi chamado “escala pequena” e 250 °C a 550 °C foi chamado “grande escala”. As perdas de calor, bem como as temperaturas da superfície do refletor secundário, foram menores para o receptor de tubo evacuado. Além disso, para aplicações em

pequena escala, sugeriu-se a utilização de receptor com escudo de vidro devido à construção e desempenho mais simples, semelhante ao receptor não evacuado.

Um sistema linear Fresnel de pequeno porte foi estudado por Mokhtar et al. (2016). O coletor, localizado em Blinda (Argélia), era composto de tiras de espelho reflexivo e receptor de cavidade trapezoidal e foi usado para aquecer a água da torneira. O estudo foi conduzido teoricamente e experimentalmente, sendo o modelo teórico baseado no balanço energético e no método de diferenças finitas. Os resultados da análise numérica e experimental mostraram um bom acordo e a eficiência térmica do coletor foi aproximadamente de 29%.

### **1.3 OBJETIVOS**

Os principais objetivos deste projeto são: desenvolver um modelo matemático para determinar o desempenho óptico e térmico de um sistema linear Fresnel, realizando estudos paramétricos para quantificar a influência dos principais parâmetros de projeto na eficiência do coletor; projeto e construção de um tubo absorvedor evacuado; teste experimental e validação do coletor.

### **1.4 METODOLOGIA**

Este trabalho tem como foco a modelagem e construção de um sistema linear Fresnel, com tubo absorvedor evacuado e refletor secundário de dupla parábola. A modelagem do sistema será feita a partir de uma análise óptica e térmica dos componentes do concentrador.

Na análise óptica serão considerados os parâmetros: altura do receptor em relação aos refletores primários, dimensões dos refletores primários e geometria do refletor secundário. Para as dimensões relacionadas aos refletores primários será considerada a bancada de espelhos projetada e montada por Coupier, Martin (2016, presente no Bloco G da Universidade de Brasília). A partir da bancada, será projetado um refletor secundário que atenda a tais dimensões e que garanta uma máxima eficiência óptica para o sistema linear Fresnel.

Após o sistema inteiro ser modelado, será feita uma análise óptica na qual será quantificada, através do cálculo da eficiência óptica, a importância do uso do refletor secundário bem como a relação entre a eficiência óptica do sistema com a angulação do Sol durante longo do dia.

Na análise térmica, serão calculadas as perdas por radiação, convecção e condução de todo o sistema para, a partir do fluxo de energia incidente no sistema, serem calculadas as temperaturas de cada componente do sistema. Também nessa parte, será feita uma análise de sensibilidade dos principais parâmetros do sistema, determinando suas taxas de variações e valores críticos.

Feita a modelagem teórica do projeto, será projetado e construído um tubo absorvedor evacuado, mostrando o passo-a-passo do processo e seus pontos mais importantes para garantir o funcionamento correto do sistema linear Fresnel.

Com o concentrador construído e montado serão realizados testes experimentais para obter as temperaturas de cada componente do sistema. A partir das temperaturas obtidas será calculado a eficiência do concentrador que, por fim, será comparada com o valor teórico correspondente para validar o projeto desenvolvido.



## 2 SISTEMAS LINEAR FRESNEL

*Este capítulo explica o funcionamento de um sistema linear Fresnel e o funcionamento de seus componentes.*

Os concentradores de energia solar foram desenvolvidos de forma a concentrarem o máximo de luz possível nos receptores de energia solar. Neles, a radiação solar é refletida diretamente em um refletor estacionário primário, composto por um campo de lentes ou espelhos, e para reduzir as perdas ópticas, pode ser utilizado um espelho secundário que é posicionado acima do tubo absorvente para refletir a luz vinda do refletor primária que não foi absorvida pelo tubo. A luz concentrada é convertida em calor que aciona um motor de calor (geralmente uma turbina a vapor) ligado a um gerador elétrico, gerando a energia elétrica.

Existem diversas tecnologias de concentração, dentre elas: a película parabólica, prato Stirling, refletor linear Fresnel, chaminé solar e torres de energia solar. Os métodos diferem-se entre si na forma de acompanhamento do sol e na forma de concentrar a luz. O método que será abordado nesse projeto é do tipo linear Fresnel.

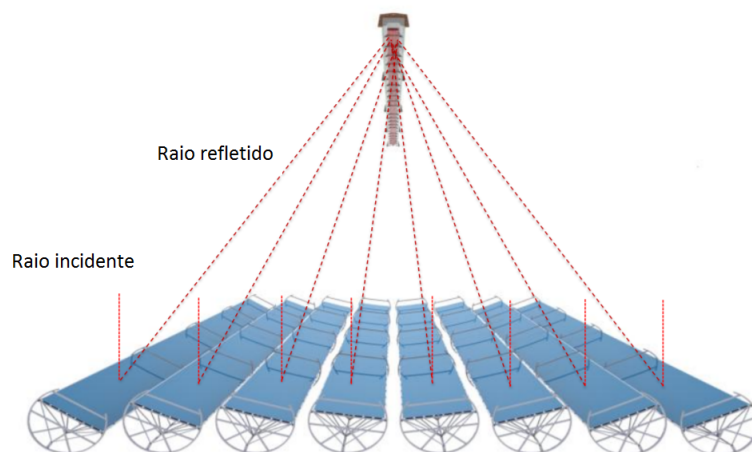


Figura 2.1. Ilustração de um refletor linear Fresnel modificado (AntroPower, 2014)

O princípio dos sistemas lineares Fresnel foi inicialmente desenvolvido pelo francês Augustin Jean Fresnel (1788-1828), primeiramente utilizado em faróis para focar a luz horizontalmente e torná-lo visível em distâncias maiores.

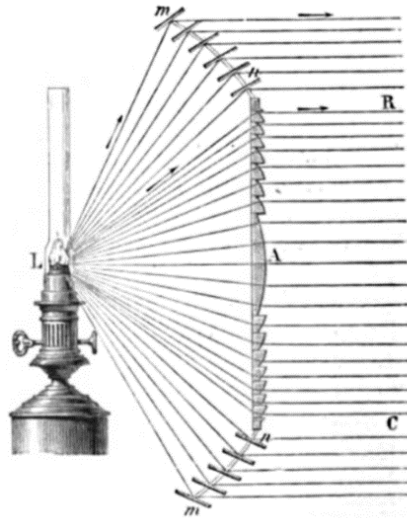


Figura 2.2. Farol utilizando o princípio Fresnel (Feldhoff, 2012)

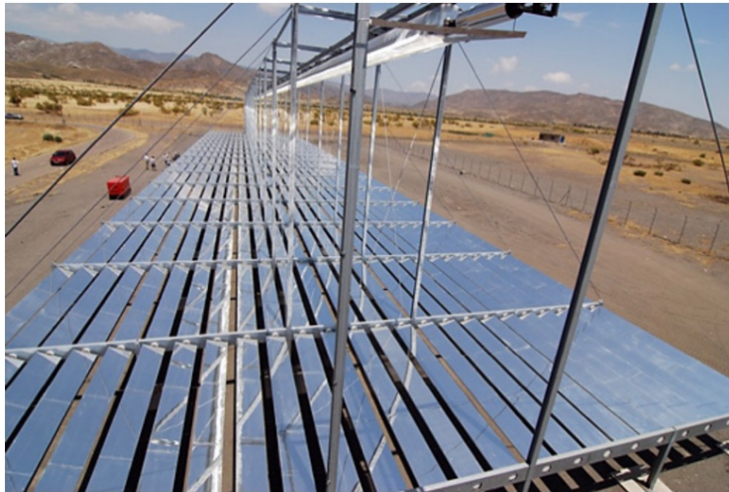


Figura 2.3. Plataforma Solar em Almería, Espanha (Günther, 2012)

Os componentes de um sistema de coletores lineares Fresnel (LFC) são:

- Refletores primários;
- Refletor secundário;
- Tubo absorvedor;
- Sistema de rastreamento.

## 2.1 REFLETOR PRIMÁRIO

Os refletores primários são compostos de espelhos de vidro planos ou elasticamente curvos de alta refletividade. A estrutura é equipada com dispositivos de rastreamento que orientam os espelhos para acompanharem sol ao longo do dia.

Visando a máxima eficiência do sistema se torna necessário calcular todos os parâmetros do projeto que maximizam o desempenho do sistema linear Fresnel, como a posição e geometria dos espelhos, bem como a altura do receptor. (ALMEIDA, 2013).

Para a obtenção de um máximo desempenho é necessário minimizar as perdas, principalmente aquelas relacionadas à precisão óptica, causadas principalmente devido à sombra provocada pelos espelhos, que estão dispostos paralelamente em filas. (ALMEIDA, 2013)

- Distância entre espelhos

O espaçamento entre os espelhos deve ser otimizado, pois espaçamentos maiores dos que os necessários implicam em um coletor muito grande com espelhos distantes sem ganhos na área de cobertura diminuindo a eficiência óptica. Por outro lado, os espaçamentos menores podem acarretar em um aumento do sombreamento e bloqueio entre os espelhos adjacentes.

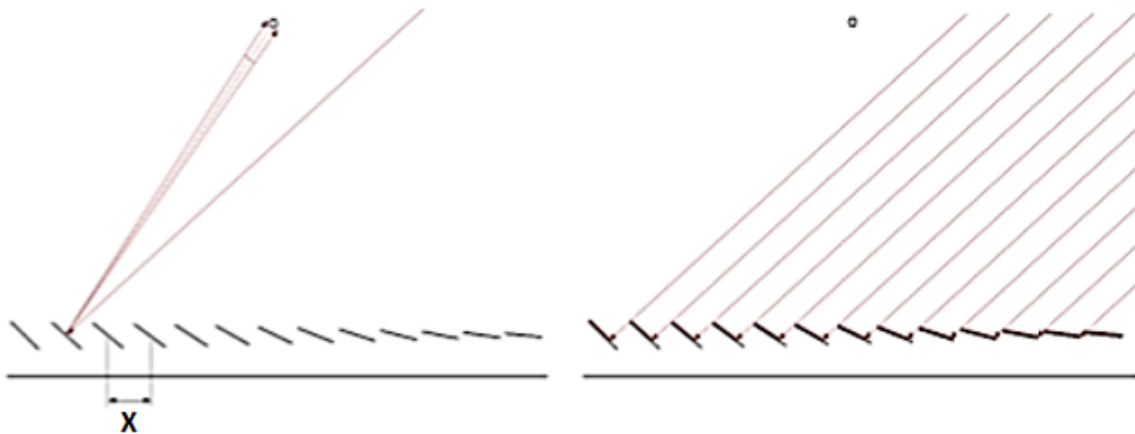


Figura 2.4. Espaçamento de espelhos (X): Erro de precisão e Sombreamento dos espelhos (Almeida, 2013)

- Curvatura dos espelhos

Um coletor com espelhos cuja curvatura não seja devidamente calculada resulta na diminuição de radiação direcionada no receptor. Um jeito alternativo mais barato e menos complicado é a utilização de

espelhos planos, o que para escalas pequenas reduz bastante o custo inicial do projeto, apesar de diminuir a eficiência óptica do sistema.

- Altura do receptor

Receptores com alturas menores do que a calculada com ideal resultam na diminuição da eficiência óptica devido aos efeitos de sombreamento e bloqueio da estrutura do receptor nos refletores primários, além de altos ângulos de incidência. Já para alturas maiores a diminuição da eficiência ocorre devido a ineficiência no sistema de rastreamento do sol.

## 2.2 REFLETOR SECUNDÁRIO

Devido ao movimento transversal do Sol em relação aos espelhos refletores primários, é impossível projetar uma curvatura ideal para os espelhos primários que direcionasse todos os raios incidentes diretamente no tubo ao longo de todo o dia. Por isso, afim de melhorar a eficiência óptica do sistema, geralmente é utilizado refletores secundários para aumentar o fator de interceptação dos raios solares, aumentando suas taxas de concentração.

O aumento da concentração ocorre porque ao usar um refletor secundário, a largura da área onde serão direcionados os raios solares aumenta sem ter que aumentar o tamanho do tubo absorvedor. O refletor é feito com espelhos de superfície frontal, pois estes têm a vantagem de possuírem uma alta refletividade, sem permitir que a luz de atravesse a camada de espelhos. O refletor secundário é feito em forma de uma parábola composta que é formada pela interseção de outras duas parábolas que dependerão da geometria do tubo absorvedor.

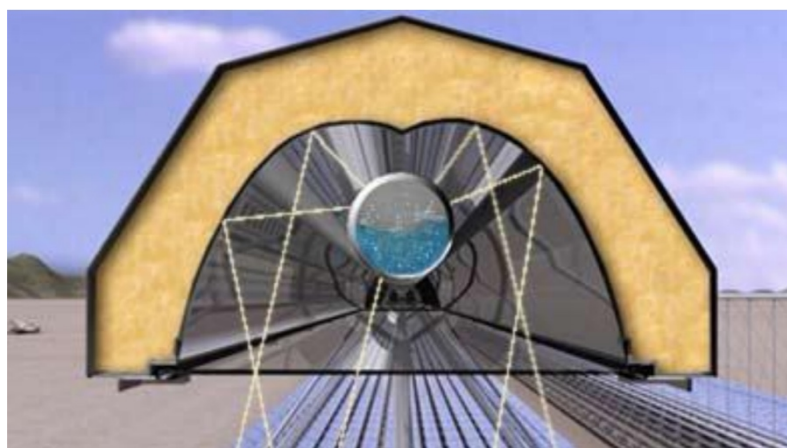


Figura 2.5. Tubo absorvedor com um refletor secundário (Singh, 2017)

A geometria do refletor secundário pode ser também na forma trapezoidal, utilizando múltiplos tubos absorvedores que aumentam ainda mais a área de absorção. Entretanto, devido aos altos índices de perda de calor, essa configuração é recomendada apenas para processos com baixas temperaturas.

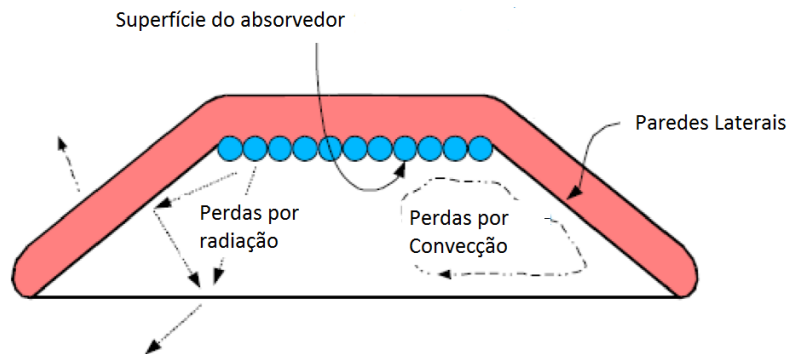


Figura 2.6. Refletor secundário trapezoidal modificado (Singh, 2017)

O dimensionamento do refletor secundário é função do ângulo de aceitação ( $\theta_c$ ) e do raio do tubo absorvedor ( $R$ ), onde o ângulo de aceitação será calculado de acordo com as dimensões dos refletores primários.

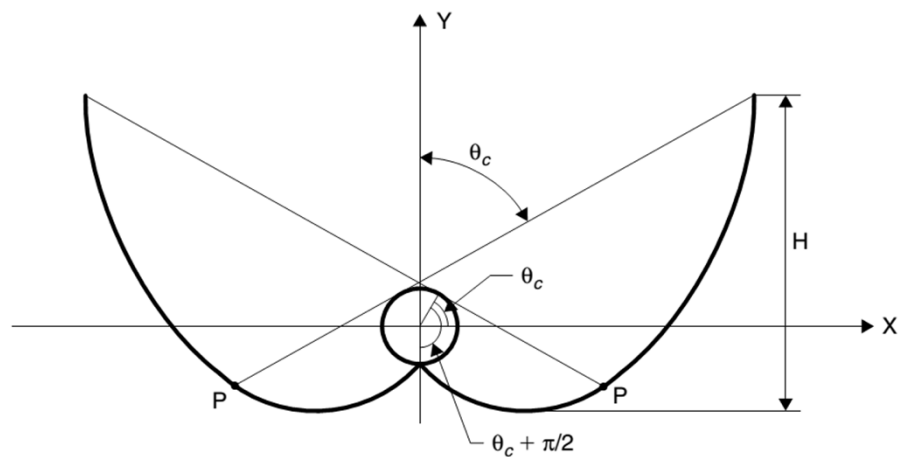


Figura 2.7. Geometria da parábola composta modificado (Singh, 2017)

### 2.3 TUBO ABSORVEDOR

O tubo absorvedor é para onde serão direcionados os raios solares e por onde passará o fluido a ser esquentado. Os tubos são feitos com materiais que possuem alta absorvidade e baixa emissividade para garantirem uma melhor eficiência térmica do sistema.

O tubo absorvedor pode conter um revestimento externo de vidro, podendo ser evacuado para diminuir a perda de calor do sistema. Para tubos sem revestimento de vidro comum a utilização de uma superfície de vidro que ajudará na diminuição da perda de calor do sistema. A diminuição de calor devido a esses diferentes revestimentos será melhor explicada na seção 3.2 deste trabalho.

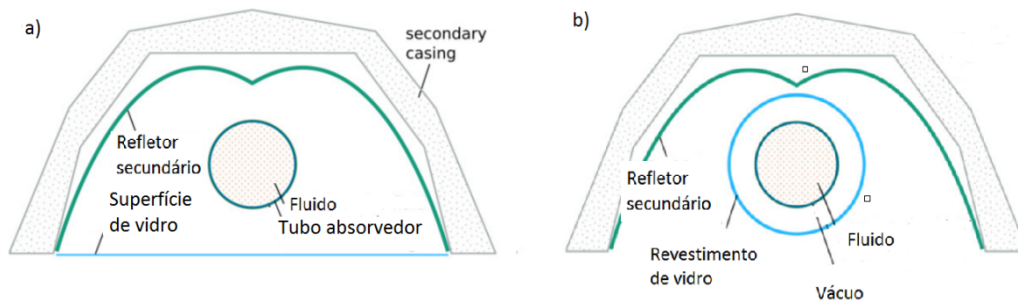


Figura 2.8. Tubo absorvedor sem revestimento de vidro; b) Tubo absorvedor com revestimento de vidro, podendo ser evacuado (Heimsatha, Cuevasa, Hofera, Nitza, Platzera, 2013) - modificado

Para este projeto será utilizado o tubo evacuado com revestimento de vidro de borossilicato.

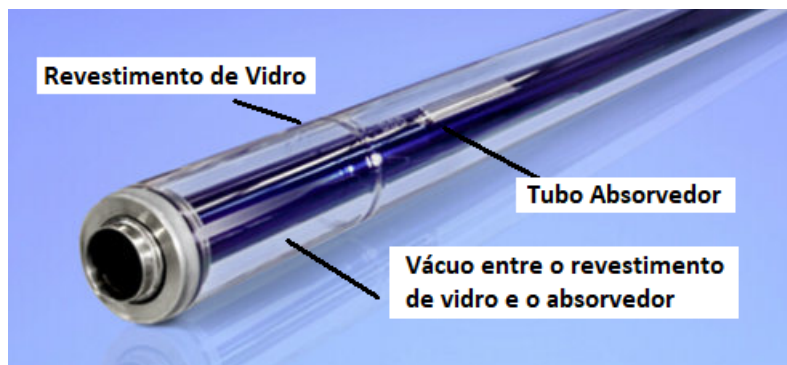


Figura 2.9. Tubo evacuado com revestimento de vidro modificado (Gaia Solar, 2016)

## 2.4 SISTEMA DE RASTREAMENTO SOLAR

Os sistemas de rastreamento solar são implementados para rotacionar os refletores primários afim de maximizar a radiação solar concentrada no tubo absorvedor.

Existem dois tipos básicos de rastreamento solar: o de rastreamento em dois eixos e o de rastreamento em um eixo. O rastreamento de dois eixos, apesar de mais caro, é mais eficiente já que ele rastreia tanto o ângulo de elevação como o ângulo azimute do sol. Enquanto que o rastreamento em um eixo acompanha o sol apenas na direção norte-sul ou leste oeste (Singh, 2017).

No rastreamento solar de um eixo, a inclinação de cada espelho ( $\phi_i$ ) é determinada a partir do ângulo ( $\beta_i$ ) entre a altura do tubo absorvedor em relação aos refletores primários, e do ângulo solar transversal ( $\alpha_T$ ). Este ângulo, que é diferente para cada espelho, varia conforme a inclinação solar. A determinação desse ângulo é mostrada na equação (2.1) e Fig. (2.10):

$$\phi_i = \frac{\alpha_T + \beta_i}{2} \quad (2.1)$$

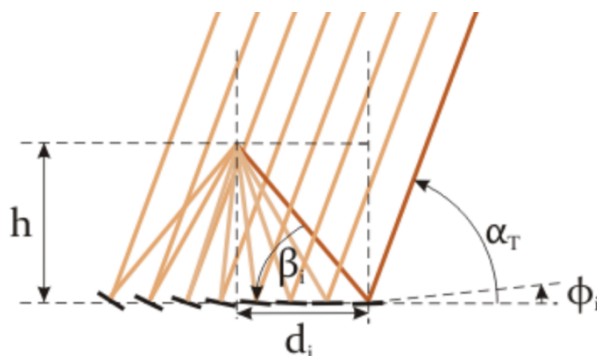


Figura 2.10. Ângulos de inclinação dos espelhos e suas componentes (Singh, 2017)

No rastreamento solar de um eixo deve-se ajustar o posicionamento da bancada de refletores primários, alinhando-os em direção ao norte solar de acordo com o ângulo azimute do local de coleta, para otimizar a radiação a ser refletida. Uma maneira de medir o norte solar é através da direção da sombra (P) de uma haste fixada na vertical (H) ao meio-dia real local. A sombra dará a direção com que se deve ajustar os espelhos em relação ao eixo norte-sul geográfico.

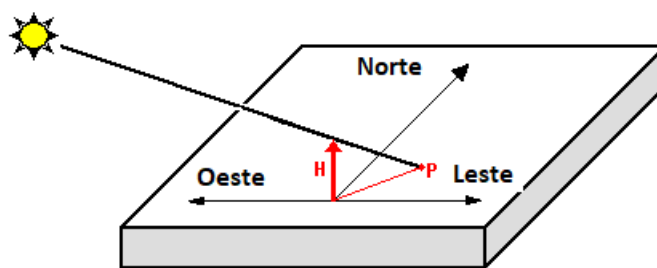


Figura 2.11. Determinação do norte solar local - modificada (Giesen, 2013)

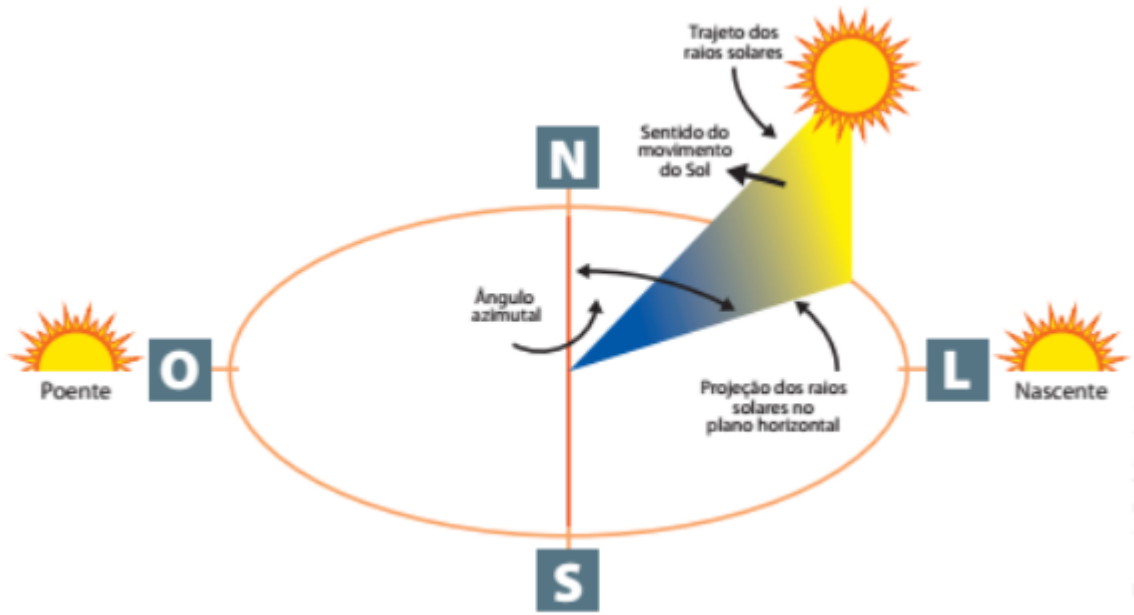


Figura 2.12. Ângulo azimute em função da posição solar (Giesen, 2013)



## 3 MODELO MATEMÁTICO

*Nesta parte do projeto será feita a caracterização das estruturas refletoras primárias e secundárias, com todos seus respectivos parâmetros e dimensões, bem como uma análise óptica do sistema.*

### 3.1 ANÁLISE ÓPTICA

Para análise óptica do sistema primeiramente será feito o dimensionamento da estrutura do refletor secundário, cujas dimensões são função dos refletores primários e do tubo absorvedor. O refletor secundário será do tipo de dupla parábola, sem revestimento de vidro já que o tubo absorvedor evacuado já possui um revestimento de vidro de borossilicato. Feito este dimensionamento, será realizada a análise do óptica do sistema a partir dos valores de fluxos de energia calculados com o uso do software Tonatiuh.

A utilização e funcionamento do Tonatiuh é explicado no Anexo II deste projeto.

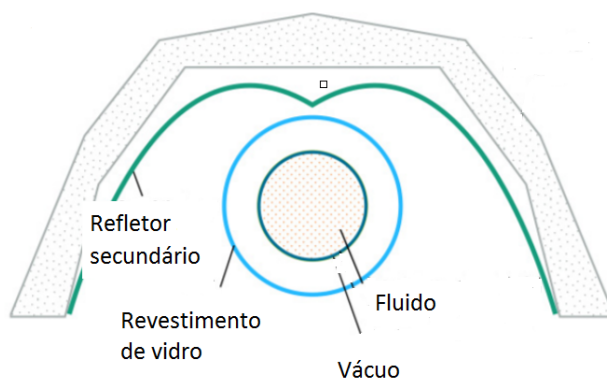


Figura 3.1. Refletor Secundário - modificada (Heimsatha, Cuevasa, Hofera, Nitzza, Platzera, 2013)

Os refletores primários utilizados neste projeto foram desenvolvidos por Coupier, Martin (2016). As dimensões utilizadas para o projeto do refletor secundário são:

- Número de espelhos (n): 15
- Comprimento dos espelhos (l): 1,5m
- Largura dos espelhos ( $W_{\text{espelhos}}$ ): 0,125m
- Grau de refletividade: 0,94
- Distância entre os espelhos adjacentes (L): 9 mm

- Raio externo do tubo absorvedor evacuado (R): 20,5 mm
- Altura do tubo absorvedor em relação aos espelhos (f): 0,938 m

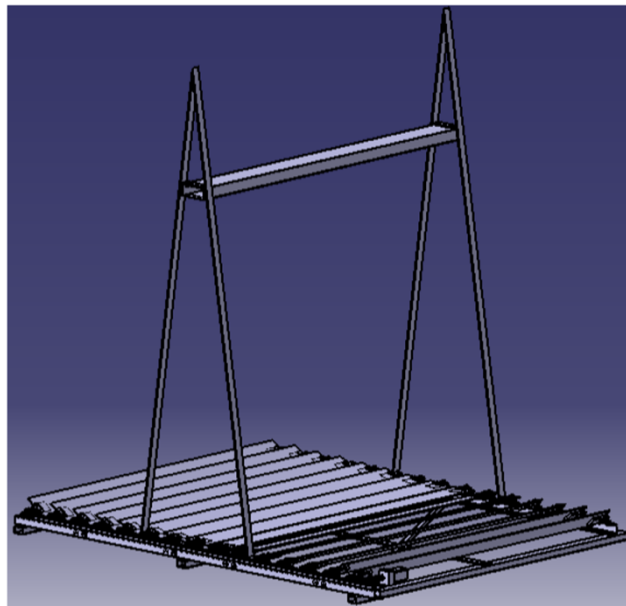


Figura 3.2. Ilustração do Sistema Experimental montado (Martin, 2016)

### 3.1.1 Refletor secundário

Como mencionado, o dimensionamento do refletor secundário é feito a partir da interseção de duas parábolas que são função do tamanho do tubo absorvedor e das dimensões dos refletores primários.

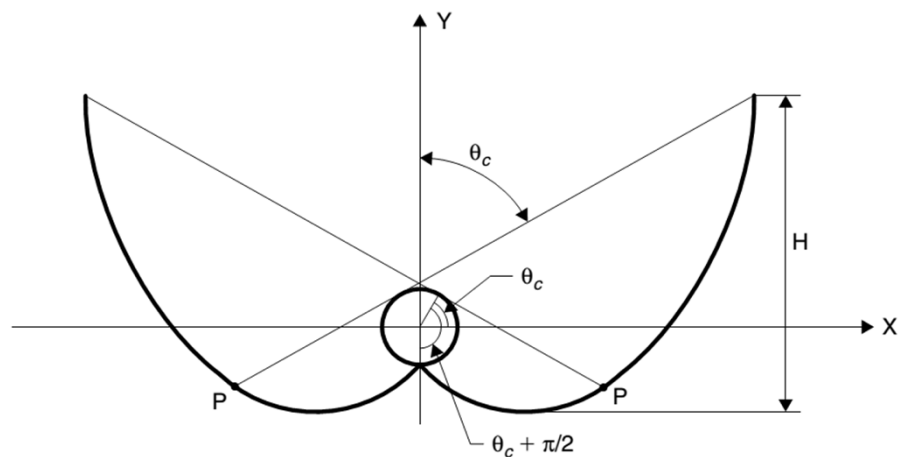


Figura 3.3. Geometria da parábola composta - modificada (Singh, 2017)

As dimensões da base ( $r_l$ ,  $r_c$ ,  $r_r$ ) dependem da largura dos espelhos primários, inclinação dos espelhos primários, distanciamento entre o centro dos espelhos primários e o centro da estrutura, altura do tubo absorvedor em relação aos refletores primários e ângulo de aceitação. O cálculo dessas dimensões foi feito seguindo o método desenvolvido por Mathur S. S (1991), ilustrado abaixo com suas respectivas equações:

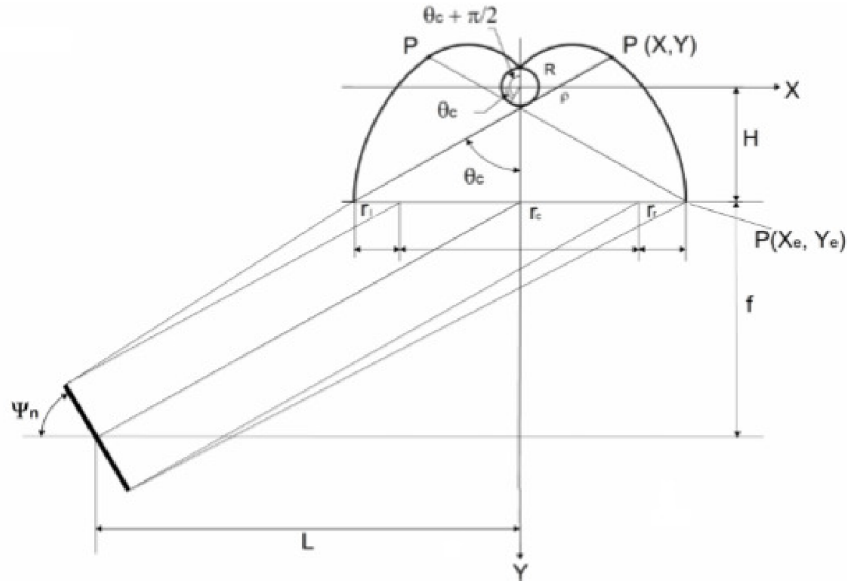


Figura 3.4. Dimensões utilizadas no cálculo da base do refletor secundário (Jaramilla, 2013)

$$r_l = \left[ f + \frac{W_{\text{espelhos}}}{2} \sin(\psi_n) \right] \left( \frac{L_n}{f} + \zeta - \frac{L_n}{f} \right) \quad (3.1)$$

$$r_r = \left[ f - \frac{W_{\text{espelhos}}}{2} \sin(\psi_n) \right] \left[ \frac{L_n}{f} - \left( \frac{L_n}{f} - \zeta \right) \right] \quad (3.2)$$

$$r_c = W_{\text{espelhos}} \cos(\psi_n) + W_{\text{espelhos}} \sin(\psi_n) \left( \frac{L_n}{f} \right) \quad (3.3)$$

Onde:

$$L_n = 0.134 * n \quad (3.4)$$

$$\psi_n = 90^\circ - \left( \tan^{-1} \frac{f}{L_n} \right) \quad (3.5)$$

A partir desses parâmetros foi calculado o ângulo de aceitação do refletor secundário:

$$\theta_c = \tan^{-1} \left[ \frac{L_n + \frac{w}{2} \cdot \cos \psi_n - (r_1 + \frac{r_c}{2})}{f - \frac{w}{2} \cdot \sin \psi_n} \right] = 44,41^\circ \quad (3.6)$$

A forma da parábola composta, com taxa de concentração de fluxo de energia solar máxima possível, para um tubo absorvedor de raio R e ângulo de aceitação  $\theta_c$ , mostrada na 3.4 é obtida das equações abaixo (Rahul Singh, 2017):

$$\rho(\theta) = R\theta, \text{ para } |\theta| \leq \theta_c + \frac{\pi}{2} \quad (3.7)$$

$$\rho(\theta) = R \left[ \frac{\theta + \theta_c + \frac{\pi}{2} - \cos(\theta - \theta_c)}{1 + \sin(\theta - \theta_c)} \right], \text{ para } \left( \theta_c + \frac{\pi}{2} \right) \leq \theta \leq \frac{3\pi}{2} - \theta_c \quad (3.8)$$

Para os cálculos das coordenadas do ponto P (X, Y) foi utilizado as seguintes equações:

$$X = r_{abs,o} \left[ \sin(\theta) \left( \frac{\rho(r_{g,o} - r_{abs,o}) \cos(\theta)}{r_{abs,o}} \right) \right] \quad (3.9)$$

$$Y = r_{abs,o} \left[ \cos(\theta) - \rho \sin(\theta) + \left( \frac{r_{g,o} - r_{abs,o}}{r_{abs,o}} \right) \right] \quad (3.10)$$

Onde,

$r_{abs,o}$  = raio externo do tubo absorvedor;

$r_{g,o}$  = raio externo do revestimento de vidro.

### 3.1.2 Análise do Fluxo de Energia e Eficiência Óptica do Sistema

A partir das dimensões dos refletores primários, do tubo absorvedor e feito o dimensionamento do refletor secundário, foi modelado o sistema utilizando o software Tonatiuh. Com o software foi calculado o fluxo de energia incidente no tubo absorvedor para os diferentes ângulos de inclinação do Sol. A metodologia de modelagem e funcionamento do software é melhor explicado na Anexo II deste trabalho.

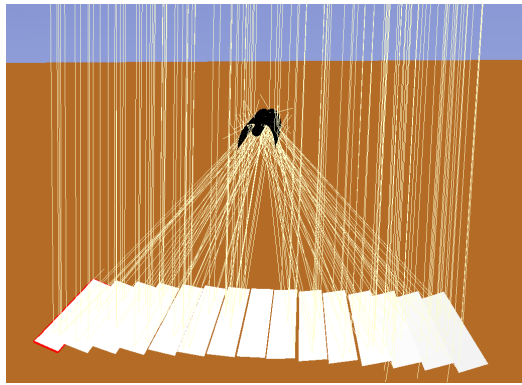


Figura 3.5. Simulação dos raios solares incidindo no tubo absorvedor evacuado

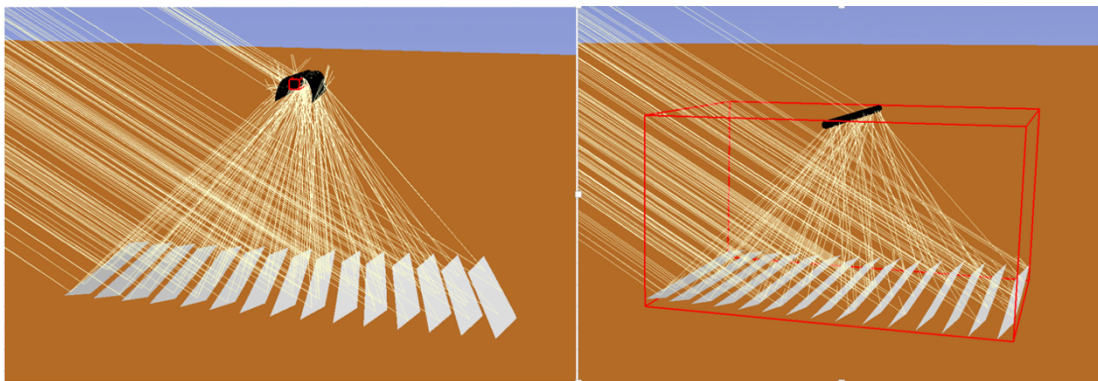


Figura 3.6. Ilustração do fluxo de energia com e sem o refletor secundário para 30°

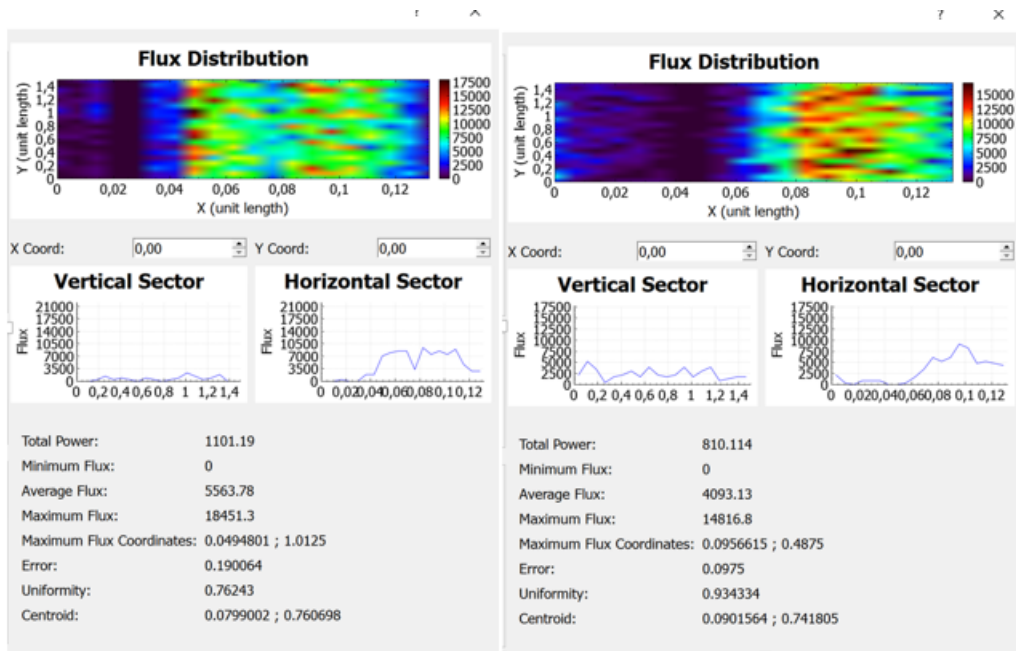


Figura 3.7. Fluxo de energia no tubo absorvedor sem e com o refletor secundário com 30° de inclinação solar

O valor da radiação direta normal (DNI) utilizado na simulação foi de  $920 \frac{Watts}{metro^2}$  e refletividade dos espelhos de 0.9. O cálculo do fluxo foi feito variando a inclinação solar de  $10^\circ$  a  $170^\circ$ , considerando duas situações – com e sem o refletor secundário.

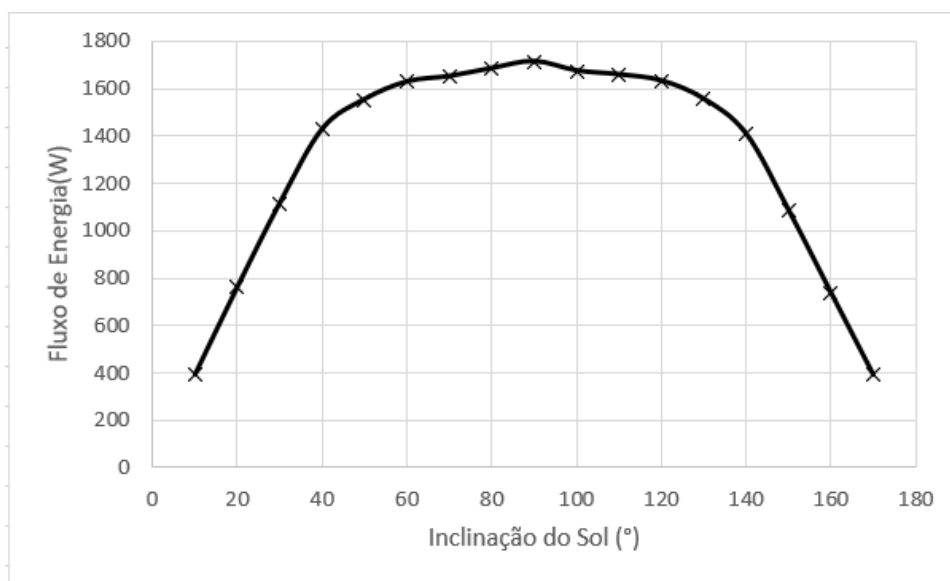


Figura 3.8. Gráfico relacionando o fluxo de energia no tubo absorvedor com o secundário com a inclinação do Sol

Como era esperado, foi possível observar que o fluxo de energia atingiu seu valor máximo quando o Sol estava aproximadamente na posição de  $90^\circ$  em relação ao eixo horizontal. Neste horário os efeitos de sombreamento e bloqueio da radiação entre os espelhos adjacentes são praticamente nulos. Foi possível observar também, que para inclinações solares de  $50^\circ$  a  $130^\circ$ , o fluxo de energia direcionado ao tubo absorvedor é praticamente o mesmo, isso se deve ao refletor secundário utilizado no sistema. Para mostrar melhor a importância do refletor secundário, foram simulados os fluxos de energia no tubo sem secundário e o fluxo apenas no refletor secundário variando com a inclinação do sol de  $40^\circ$  a  $140^\circ$ .

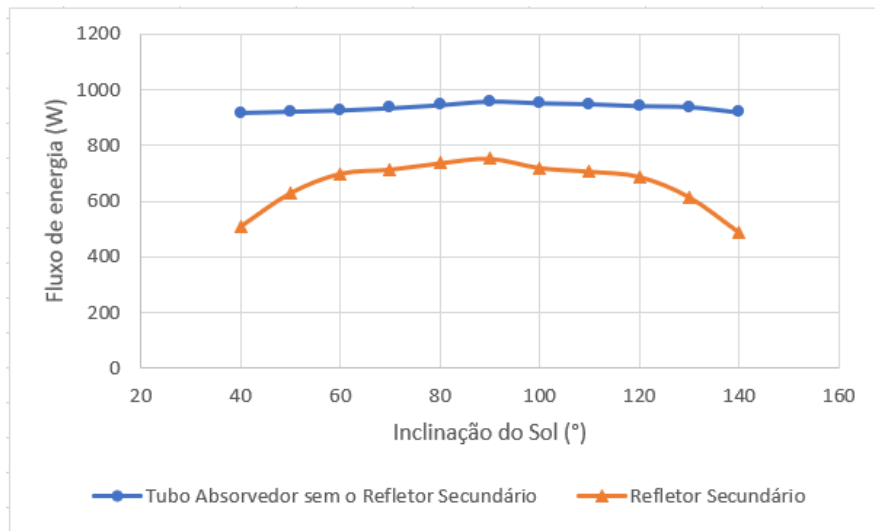


Figura 3.9. Fluxo de energia incidente no refletor secundário e no tubo absorvedor sem o refletor secundário

Analisando o gráfico pode-se ver melhor a importância do refletor secundário, pois o fluxo incidente no tubo absorvedor é praticamente constante ao longo do dia, ou seja, o aumento no fluxo com a inclinação do sol se dá com o uso do refletor secundário.

### 3.1.3 Eficiência Óptica

A proporção de energia solar absorvida pelo receptor dividida energia solar que é refletida pelos refletores é chamada eficiência óptica. Em um sistema Fresnel linear ela depende da configuração de todo o sistema projetado, ou seja, da posição do sol, da distância focal dos espelhos primários, da altura do absorvedor em relação aos espelhos primários, da largura dos espelhos primários, latitude do ponto onde é calculado, distanciamento entre os espelhos e o número de espelhos primários. A eficiência óptica em uma determinada altitude solar e ângulo azimute solar é determinada usando as equações:

$$P_{abs} = N_{ph} \times P_{ph} \quad (3.11)$$

$$P_{ap} = DNI \times A_p \times \rho_{espelhos} \quad (3.12)$$

$$\eta_{opt} = \frac{P_{abs}}{P_{Ap}} = 76.5\% \quad (3.13)$$

Onde:

- $P_{abs}$  é o fluxo de energia incidente no tubo absorvedor (W), que já é calculado pelo Tonatiuh na análise do fluxo de energia.
- $N_{ph}$  é o número de fótons que atingem o tubo
- $P_{ph}$  é o fluxo de energia de cada fóton (W)
- DNI é a radiação direta normal ( $W.m^{-2}$ )
- $A_p$  é a área de abertura do coletor ( $m^2$ )
- $\eta_{opt}$  é a eficiência ótica do sistema
- $\rho_{espelhos}$  é a refletividade dos espelhos primários

A eficiência ótica calculada para cada ângulo de inclinação do Sol é mostrada na figura 6.

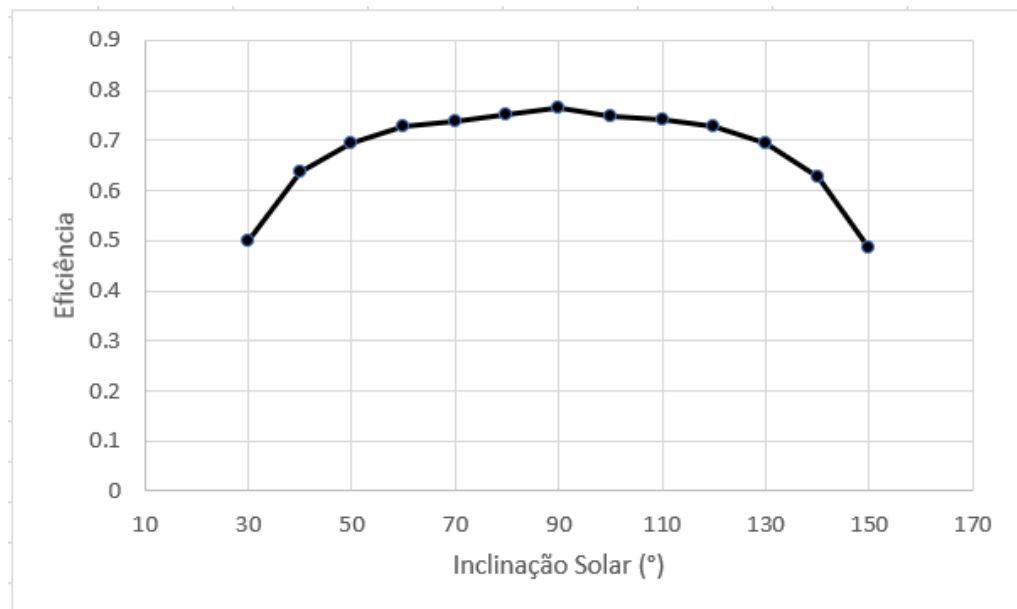


Figura 3.10. Relação entre a eficiência e inclinação solar

De forma análoga ao cálculo do fluxo de energia, foi feito o cálculo da eficiência do sistema com e sem o refletor secundário. Desta forma pode-se perceber que o aumento da eficiência ótica do sistema se deve ao uso do refletor secundário, já que a eficiência ótica utilizando o tubo absorvedor sem o refletor secundário permanece praticamente constante durante todo o dia.



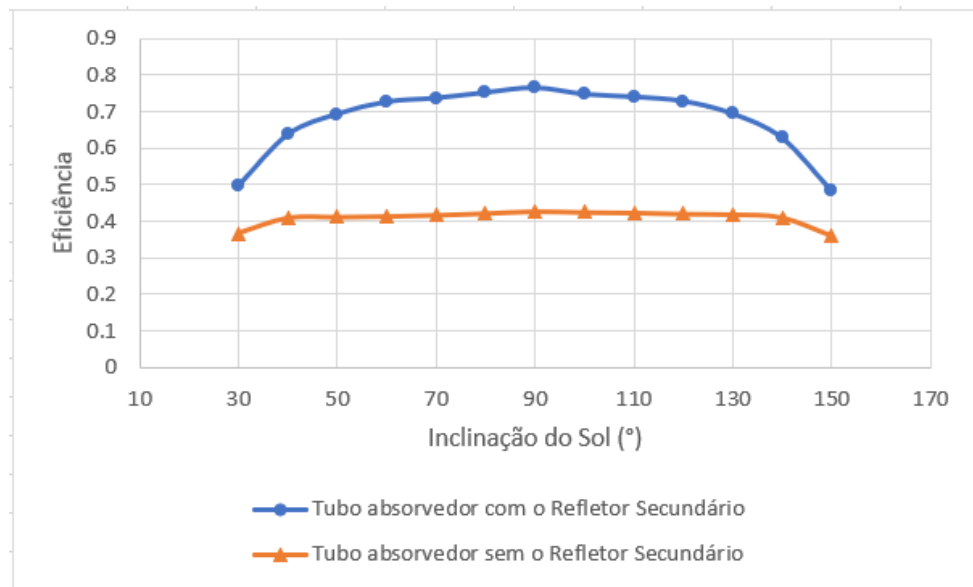


Figura 3.11. Relação entre a eficiência do tubo com e sem o refletor secundário com inclinação solar

### 3.2 ANÁLISE TÉRMICA

O desempenho térmico de um coletor linear Fresnel é determinado usando um modelo de transferência de calor de um estado estacionário unidimensional e distribuição de fluxo uniforme no tubo absorvedor (SINGH, 2017). Com a geometria e propriedades ópticas do absorvedor, as propriedades do fluido de trabalho, o DNI, a velocidade do vento, a temperatura ambiente e temperatura do céu é possível calcular a perda de calor do receptor, a temperatura de saída do fluido de transferência de calor, o ganho de calor, a eficiência do coletor e as temperaturas de cada componente do sistema.

Devido a absorção de calor pelo receptor, sua temperatura aumenta causando uma diferença de temperatura entre o tubo absorvedor e suas redondezas. Essa diferença de temperatura resulta nas perdas de calor do receptor por convecção ( $\dot{q}_{conv}$ ), radiação ( $\dot{q}_{rad}$ ) e condução ( $\dot{q}_{cond}$ ) mostrados na Fig. (3.5):

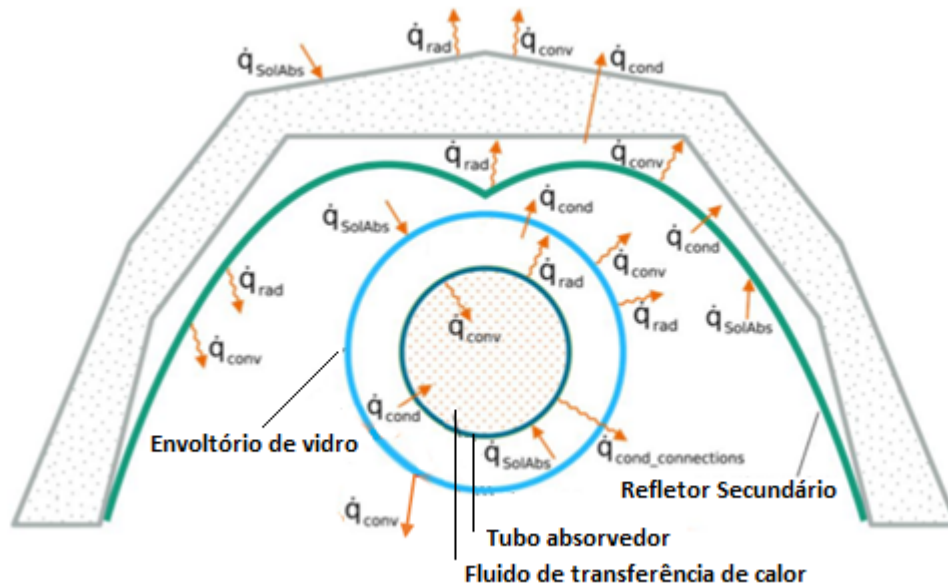


Figura 3.12. Trocas de calor num receptor com tubo evacuado do tipo dupla parábola (Zahw, 2014) - modificado

Nesta seção o balanço de energia em cada um dos componentes do sistema será analisado por meio de equações matemáticas, visando obter as temperaturas de cada um dos processos de transferência de calor.

### 3.2.1 Detalhamento do fluxo de energia térmica em cada componente do sistema

Cobertura:

- $\dot{q}_{\text{SolAbs}}$  representa a energia absorvida pela cobertura fornecida pela radiação solar incidente;
- $\dot{q}_{\text{cond}}$  indica a transferência de energia por condução da superfície externa da cobertura para a superfície interna deste componente;
- $\dot{q}_{\text{conv}}$  representa a troca de calor por convecção entre a superfície externa da cobertura e o ambiente.

Refletor secundário:

- $\dot{q}_{\text{SolAbs}}$  representa a energia absorvida pela superfície desse refletor por absorção devido à reflexão dos raios solares pelo refletor primário (espelhos);
- $\dot{q}_{\text{cond}}$  indica a transferência de energia por condução da superfície externa deste componente, no sentido da sua superfície interna;

- $\dot{q}_{\text{conv}}$  representa a troca de calor por convecção entre a superfície interna do refletor secundário e o ambiente;
- $\dot{q}_{\text{rad}}$  indica a troca de calor por radiação entre a superfície interna do refletor secundário e o solo.

#### Envoltório de vidro:

- $\dot{q}_{\text{SolAbs}}$  representa a energia absorvida pela superfície externa do envoltório fornecida pela reflexão dos raios solares imposta pelos espelhos primários e pelo refletor secundário.
- $\dot{q}_{\text{cond}}$  indica a transferência de energia por condução a partir da superfície interna do envoltório de vidro no sentido da superfície externa deste componente;
- $\dot{q}_{\text{conv}}$  indica a troca de calor por convecção entre a superfície externa do envoltório de vidro e o ambiente;
- $\dot{q}_{\text{rad}}$  indica a troca de calor por radiação entre a superfície externa do envoltório de vidro e a superfície interna do refletor secundário. Da mesma forma, existe radiação térmica entre a superfície externa do envoltório de vidro e o solo.

#### Absorvedor:

- $\dot{q}_{\text{SolAbs}}$  representa a energia absorvida pela superfície externa do absorvedor por meio da radiação que atravessa o envoltório de vidro.
- $\dot{q}_{\text{cond}}$  indica a transferência de energia por condução da superfície externa do absorvedor para a superfície interna deste componente;
- $\dot{q}_{\text{conv}}$  indica a troca de calor por convecção entre a superfície interna do absorvedor e o fluido de trabalho;
- $\dot{q}_{\text{rad}}$  indica a troca de calor por radiação entre a superfície externa do absorvedor e a superfície interna do envoltório de vidro.

A partir dessa análise, é possível realizar o balanço de energia entre cada componente do receptor. Para simplificar a nomenclatura das equações do balanço de energia cada componente foi nomeado com um número conforme mostrado na Tabela 3.1.

Tabela 3.1. Simbologia dos componentes do sistema

Componente	Simbologia
Fluído	1
Superfície interna do absorvedor	2
Superfície externa do absorvedor	3
Superfície interna do vidro	4
Superfície externa do vidro	5
Superfície interna do refletor secundário	6
Superfície externa do refletor secundário	7
Superfície interna da cobertura	8
Superfície externa da cobertura	9
Solo	10
Ambiente	11
Convecção	Conv
Condução	Cond
Radiação	Rad
Radiação solar absorvida no absorvedor	Sol,a
Radiação solar absorvida no envoltório de vidro	Sol,v
Radiação solar absorvida no refletor secundário	Sol,rs
Radiação solar absorvida na cobertura	Sol,c

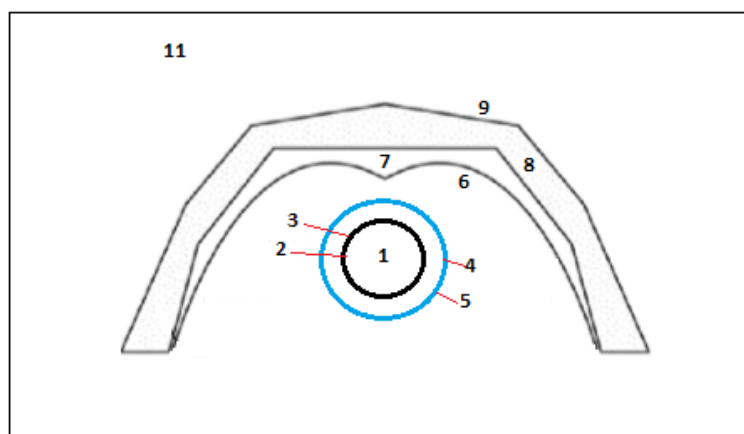


Figura 3.13. Componentes do sistema numerados conforme a tabela 3.1

### 3.2.2 Balanço de energia no tubo absorvedor

A superfície externa do tubo absorvedor recebe radiação devido as reflexões primárias e secundárias, havendo perdas de energia por radiação entre a superfície externa desse componente e a superfície interna do envoltório de vidro. O calor líquido absorvido é transferido da superfície externa para a superfície interna por condução. O balanço de energia é representado pela 3.11:

$$\dot{q}_{Sol,a} = \dot{q}_{rad3-4} + \dot{q}_{cond3-2} \quad (3.14)$$

O calor conduzido da superfície externa do absorvedor para a superfície interna, é trocado com o fluido de trabalho por meio da convecção. O balanço de energia é representado pela 3.12.

$$\dot{q}_{cond3-2} = \dot{q}_{conv1-2} \quad (3.15)$$

### 3.2.3 Balanço de energia no envoltório de vidro

A superfície externa do absorvedor emite radiação para a superfície interna do envoltório de vidro, que por sua vez conduz calor para a superfície externa deste componente. Dessa forma, o balanço de energia é dado pela equação 3.14.

$$\dot{q}_{rad3-4} = \dot{q}_{cond4-5} \quad (3.16)$$

A superfície interna do envoltório de vidro aquece por condução a superfície externa deste componente. Esta recebe a radiação solar imposta pelas reflexões dos refletores primários e secundários, mas perde calor por convecção para o ambiente, e por radiação para o ambiente e superfície interna do refletor secundário. O balanço de energia para a superfície do envoltório de vidro é dado pela equação 3.15.

$$\dot{q}_{cond4-5} + \dot{q}_{Sol,v} = \dot{q}_{rad5-6} + \dot{q}_{rad5-11} + \dot{q}_{conv5-11} \quad (3.17)$$

### 3.2.4 Balanço de energia no refletor secundário

A radiação solar proveniente da reflexão dos espelhos primários incide na superfície interna do refletor secundário. Este também recebe energia radiação imposta pela superfície externa do envoltório de vidro. Esse componente perde energia por convecção e radiação para o ambiente. Dessa maneira, o balanço de energia é dado pela equação 3.16.

$$\dot{q}_{\text{rad}5-6} + \dot{q}_{\text{Sol,rs}} = \dot{q}_{\text{cond}6-7} + \dot{q}_{\text{rad}6-10} + \dot{q}_{\text{conv}6-10} \quad (3.18)$$

### 3.2.5 Balanço de energia na cobertura

Por ficar exposta, a superfície externa da cobertura recebe radiação solar direta e também recebe calor por condução via temperatura interna da cobertura. Ela também perde calor por convecção e radiação para o ambiente. Logo, o balanço de energia é dado na equação 3.17.

$$\dot{q}_{\text{cond}8-9} + \dot{q}_{\text{Sol,c}} = \dot{q}_{\text{conv}9-11} + \dot{q}_{\text{rad}9-11} \quad (3.19)$$

### 3.2.6 Fenômenos de transferência de calor

Ao se estabelecer o balanço de energia, é preciso conhecer os fenômenos de transferência de calor existentes no receptor, de modo a obter equações governantes que estejam em função das temperaturas dos componentes desse sistema.

#### 3.2.6.1 Condução

A taxa de transferência de calor por condução para uma geometria cilíndrica (absorvedor e envoltório de vidro), segundo Holman (1983) é caracterizada pela equação 3.18.

$$\dot{q}_{\text{cond}} = \frac{2\pi k L_{\text{coletor}}(T_1 - T_2)}{\ln \frac{r_2}{r_1}} \quad (3.20)$$

Onde:

$\dot{q}_{\text{cond}}$  é a taxa de calor por condução [W];

$L_{\text{coletor}}$  é o comprimento do tubo cilíndrico [m];

$k$  é a condutividade térmica [W/mK];

$r_1$  e  $r_2$  são os raios internos e externos, respectivamente [m];

$T_1$  e  $T_2$  são as temperaturas internas e externas, respectivamente, do cilindro em questão [K].

Devido à complexidade da geometria do refletor secundário e da cobertura, assume-se essas superfícies como sendo cilindros com raio igual a média aritmética entre a dimensão da base e a altura do refletor secundário.

Na tabela 3.2 são apresentadas as condutividades térmicas dos materiais usados na construção do absorvedor, envoltório de vidro, refletor secundário e cobertura. O valor de condutividade térmica para cada material é obtido conforme explicação presente no Anexo I deste trabalho.

Tabela 3.2. Condutividade térmica dos componentes

Componente	Material	Condut. Térmica (W /mK)
Tubo Absorvedor	Cobre	398
Revestimento de Vidro	Vidro	1.2
Refletor Secundário	Aço inoxidável polido	15
Cobertura	Lã de vidro	0,04

Os dados apresentados na Tabela 3.3 referentes as espessuras do tubo absorvedor e ao envoltório de vidro foram obtidas pelo fabricante de tubos evacuados Beaconergy, modelo Vacuum tube.

Tabela 3.3. Espessura dos componentes

Componente	Material	Espessura ou raio (mm)
Absorvedor	Cobre polido	1,2
Envoltório de vidro superfície interna	Vidro borossilicato	3,5
Refletor Secundário	Aço inoxidável	3,0
Cobertura	Lã de Vidro	5,0

### 3.2.6.2 Convecção

A taxa de troca de calor é expressa pela lei de Newton do resfriamento pela equação 3.19.

$$\dot{q}_{\text{conv}} = hA\Delta T \quad (3.21)$$

Onde,

$\dot{q}_{\text{conv}}$  é a taxa de calor por convecção [W];

$h$  é o coeficiente de transferência de calor por convecção [ $\text{W}/\text{m}^2\text{K}$ ];

$A$  é a área superficial [ $\text{m}^2$ ];

$\Delta T$  é a diferença de temperatura entre os meios [K].

O parâmetro essencial a ser determinado é o coeficiente de transferência de calor por convecção, para esse tipo de troca de calor. Esse coeficiente depende de outros parâmetros vinculados ao receptor. Alguns fatores que interferem na determinação do coeficiente: geometria do trocador de calor, velocidade do fluido, condições ambientais, entre outros. É necessário também que seja determinado o número de Nusselt ( $\overline{Nu}$ ) para cada uma das trocas de calor, que é o parâmetro adimensional principal que se relaciona com o coeficiente convectivo. O coeficiente convectivo médio  $\bar{h}$  [ $\text{W}/\text{m}^2\text{K}$ ] é determinado a partir da relação demonstrada na equação 3.20.

$$\bar{h} = \frac{\overline{Nu}k}{L} \quad (3.22)$$

Onde,

$k$  é a condutividade térmica do fluido [ $\text{W}/\text{mK}$ ];

$L$  é a dimensão característica da superfície sob a qual ocorre o escoamento [m].

Caracteriza-se  $\dot{q}_{\text{conv}1-2}$  determinando o número de Nusselt para um regime que consiste numa convecção forçada entre a superfície interna do absorvedor e o fluido de trabalho. O número de Nusselt médio para escoamento no interior de tubos rugosos  $\overline{Nu}_1$  pode ser dado, segundo Incropera (2008), pela equação 3.21:

$$\overline{Nu}_1 = 0.125f\text{RePr}^{1/3} \quad (3.23)$$

$\text{Pr}$  é o parâmetro adimensional conhecido como número de Prandtl;

$f$  é o fator de atrito;

$\text{Re}$  é o parâmetro adimensional conhecido como número de Reynolds.



O fator de atrito pode ser determinado pelo diagrama de Moody. Já o número de Reynolds, para escoamento interno, é dado pela 3.22:

$$Re = \frac{u_m D}{\nu} \quad (3.24)$$

Onde:

$u_m$  é a velocidade do fluido que escoar [m/s];

$\nu$  é a viscosidade cinemática do fluido [m<sup>2</sup>/s];

D é o diâmetro do tubo.

Para as convecções externas forçadas as quais a superfície externa do envoltório de vidro e a superfície interna do refletor secundário estão sujeitas, representadas por  $\dot{q}_{conv5-10}$  e  $\dot{q}_{conv6-10}$ , Çengel (2003) sugere que o número de Nusselt ( $Nu_{cil}$ ) seja dado pela equação 3.23:

$$Nu_{cil} = 0.3 + \frac{0.62Re^{1/2}Pr^{1/3}}{\left[1 + (0.4/Pr)^{2/3}\right]^{1/4}} \left[1 + \left(\frac{Re}{282000}\right)^{5/8}\right]^{4/5} \quad (3.25)$$

Sabe-se que a superfície externa do envoltório de vidro está sujeita a trocas de calor por convecção dada por  $\dot{q}_{conv5-10}$ . Da mesma maneira, ocorre troca de calor por radiação:  $\dot{q}_{rad5-6}$  e  $\dot{q}_{rad5-10}$ . Tais fenômenos acontecem em consequência da perda de calor por radiação e convecção que a superfície externa do envoltório de vidro se submete, por conta da diferença de temperatura entre esse componente, o refletor secundário e o solo. Dessa forma, a porcentagem da área do refletor secundário sujeita as trocas de calor com o refletor secundário e a porcentagem sujeita as trocas de calor com o solo são estabelecidas. A Fig. (3.7) mostra as proporções entre as áreas delimitadas pela superfície do refletor secundário.

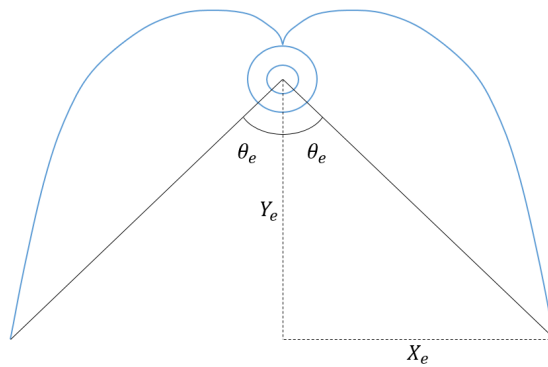


Figura 3.14. Proporções das áreas do refletor secundário

Como  $\theta_e = \tan^{-1} \left( \frac{Y_e}{X_e} \right) = 53,65^\circ$ , a fração da área externa do envoltório de vidro sujeito a trocas de calor com o refletor secundário é estabelecida pela equação:

$$f_{v,rs} = \frac{360 - 2\theta_e}{360} \quad (3.26)$$

Logo,  $f_{v,rs} = 0,70$ .

Já a fração da área externa do envoltório de vidro sujeito a trocas de calor com o solo é estabelecida por:

$$f_{v,solo} = \frac{2\theta_e}{360} \quad (3.27)$$

Logo,  $f_{v,solo} = 0,30$ .

### 3.2.6.3 Radiação

A energia radiada é proporcional a emissividade do material, a área em contato com o meio externo e a diferença da quarta potência das temperaturas, entre o corpo quente e o meio externo, de acordo com a Lei de Stefan-Boltzmann. Essa relação é dada pela equação 3.26.

$$\dot{q}_{rad} = \varepsilon\sigma A(T_1^4 - T_2^4) \quad (3.28)$$

Onde  $\dot{q}_{rad}$  é a taxa de transferência de calor por radiação,  $\sigma$  é a constante de Boltzmann [ $W/m^2K^4$ ];  
 $A$  é a área superficial [ $m^2$ ];

$T_1$  e  $T_2$  são as diferentes temperaturas envolvidas no processo de troca de calor por radiação [K].

Como mencionado anteriormente, devido à complexidade da geometria do refletor secundário, a mesma foi considerada um cilindro. Logo, segundo Çengel (2003), a transferência de calor entre duas superfícies cilíndricas concêntricas é dada pela equação 3.27. Esta equação foi utilizada na transferência de calor por radiação entre a superfície externa do tubo absorvedor e a superfície interna do envoltório de vidro, bem como na transferência de calor entre a superfície externa do envoltório de vidro e a superfície interna do refletor secundário.

$$\dot{q}_{\text{rad}1-2} = \frac{\sigma A_1 (T_1^4 - T_2^4)}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{r_1}{r_2} \left( \frac{1 - \varepsilon_2}{\varepsilon_2} \right)} \quad (3.29)$$

A Tabela 3.4 apresenta a emissividade de cada um dos materiais utilizados. No Anexo I deste trabalho é mostrado o critério de escolha para as emissividades correspondentes de cada material.

Tabela 3.4. Valores de emissividade para cada componente

Componente	Material	Emissividade
Tubo Absorvedor	Cobre	0,7
Revestimento de vidro do tubo absorvedor	Vidro	0,9
Refletor secundário	Aço inoxidável	0,16
Cobertura	Alumínio	0,04

### 3.2.6.4 Radiações Absorvidas

Quando a radiação atinge uma superfície, parte dela é absorvida, parte dela é refletida, sendo o resto transmitido. A absorvidade  $\alpha$  é a fração absorvida, a refletividade  $\rho$  é a fração refletida e a transmissividade  $\tau$  é a fração transmitida. Essas porções se relacionam de modo que somadas serão iguais a 1.

$$\rho + \tau + \alpha = 1 \quad (3.30)$$

As radiações  $\dot{q}_{\text{Sol},a}$ ,  $\dot{q}_{\text{Sol},v}$ ,  $\dot{q}_{\text{Sol},rs}$  e  $\dot{q}_{\text{Sol},c}$  incidem no absorvedor, no envoltório de vidro, no refletor secundário e na cobertura, respectivamente, levam em conta a absorvidade de seus materiais. A

absortividade de cada componente é apresentada na Tabela 3.5. O valor utilizado para cada componente é melhor explicado no Anexo I deste trabalho.

Tabela 3.5. Absortividade dos componentes do projeto

Componente	Material	Absortividade
Tubo Absorvedor	Cobre	0,35
Refletor Secundário	Aço inoxidável	0,40
Revestimento de vidro do tubo	Vidro	0,1
Cobertura	Lã de vidro	0,1

Sabe-se que a cobertura do receptor está submetida a radiação global (GHI) [ $\text{W}/\text{m}^2$ ]. Por outro lado, todos os outros componentes do sistema estão sujeitos a radiação direta (DNI) [ $\text{W}/\text{m}^2$ ].

A radiação solar que incide no absorvedor  $\dot{q}_{\text{sol},a}$  está sujeita a transmissibilidade do envoltório de vidro, cujo material é vidro borossilicato, e vale 0,9.

Existem duas situações em que a refletividade se faz necessária. A primeira é ao considerar as reflexões primárias. A segunda é ao levar em consideração a refletividade do aço inoxidável (material do refletor secundário), considerado na determinação da radiação solar incidente no envoltório de vidro  $\dot{q}_{\text{sol},v}$  e a radiação solar incidente no absorvedor  $\dot{q}_{\text{sol},a}$ . Os valores utilizados para a refletividade dos espelhos primários e do refletor secundário são apresentados na Tabela 3.6 e a escolha de seus valores explicados no Anexo I deste trabalho.

Tabela 3.6. Refletividade dos componentes do projeto

Componente	Refletividade
Espelhos primários	0,9
Espelhos secundários (aço inox)	0,38

É importante ressaltar que parte das radiações solares incidentes na superfície externa do envoltório de vidro  $\dot{q}_{\text{sol},v}$ , no refletor secundário  $\dot{q}_{\text{sol},rs}$  e no absorvedor  $\dot{q}_{\text{sol},a}$  ocorre devido a reflexão imposta a partir dos refletores primários e uma outra parcela ocorre devido a reflexão imposta pelo refletor secundário.

Destaca-se também que a superfície do refletor secundário é escolhida para que os raios solares que não incidiram na superfície do absorvedor sejam direcionados para este componente.

Explicitando  $\dot{q}_{\text{Sol,rs}}$ ,  $\dot{q}_{\text{Sol,v}}$ ,  $\dot{q}_{\text{Sol,a}}$  e  $\dot{q}_{\text{Sol,c}}$ :

$$\dot{q}_{\text{Sol,rs}} = f_{\text{Rpl,v}} \times \dot{Q}_{\text{insist}} \times \alpha_{\text{refletorsecundário}} \quad (3.31)$$

$$\dot{q}_{\text{Sol,v}} = f_{\text{v,Rpl}} \dot{Q}_{\text{insist}} + f_{\text{Rpl,v}} \dot{Q}_{\text{insist}} \rho_{\text{refsec}} \quad (3.32)$$

$$\dot{q}_{\text{Sol,a}} = \tau_v \times (f_{\text{v,Rpl}} \dot{Q}_{\text{insist}} + f_{\text{Rpl,v}} \dot{Q}_{\text{insist}} \rho_{\text{refsec}}) \quad (3.33)$$

$$\dot{q}_{\text{Sol,c}} = A_{\text{cobertura}} \alpha_{\text{coberutra}} \text{GHI} \quad (3.34)$$

Onde,

$\rho_{\text{refsec}}$  é a refletividade do refletor secundário;

$\tau_v$  é a transmissibilidade do envoltório de vidro.

Ao conhecer os parâmetros que envolvem as trocas de calor para o receptor em questão, é possível fazer o balanço de energia para cada uma das superfícies do receptor.

### 3.2.7 Detalhamento do balanço de energia

#### 3.2.7.1 Tubo absorvedor

Para superfície interna do absorvedor tem-se:

$$h_{12} \pi r_2 l_{\text{receptor}} (T_2 - T_1) = \frac{k_{23} 2\pi l_{\text{receptor}} (T_3 - T_2)}{\ln \frac{r_3}{r_2}} \quad (3.35)$$

Onde  $l_{\text{receptor}}$  é o comprimento do receptor [m].

É adotado que esse comprimento é o mesmo para todos os componentes que envolvem este receptor.

Para superfície externa do absorvedor tem-se:

$$\dot{q}_{\text{sol,a}} = \frac{k_{23} 2\pi l_{\text{receptor}} (T_3 - T_2)}{\ln \frac{r_3}{r_2}} + \frac{\sigma A_3 (T_3^4 - T_4^4)}{\frac{1}{\varepsilon_3} + \frac{r_3}{r_4} \left( \frac{1 - \varepsilon_4}{\varepsilon_4} \right)} \quad (3.36)$$

### 3.2.7.2 Envoltório de Vidro

Para a superfície interna do envoltório de vidro, tem-se:

$$\frac{\sigma A_3 (T_3^4 - T_4^4)}{\frac{1}{\varepsilon_3} + \frac{r_3}{r_4} \left( \frac{1 - \varepsilon_4}{\varepsilon_4} \right)} = \frac{k_{45} 2\pi l_{\text{receptor}} (T_4 - T_5)}{\ln \frac{r_4}{r_5}} \quad (3.37)$$

Para superfície externa do envoltório de vidro tem-se:

$$\begin{aligned} & \frac{k_{45} 2\pi l_{\text{receptor}} (T_4 - T_5)}{\ln \frac{r_4}{r_5}} + \dot{Q}_{\text{sol}, v} \\ & = f_{v, \text{solo}} h_{510} 2\pi r_5 l_{\text{receptor}} (T_5 - T_{10}) + f_{v, rs} \varepsilon_5 \sigma A_5 (T_5^4 - T_6^4) \\ & + f_{v, \text{solo}} \varepsilon_5 \sigma A_5 (T_5^4 - T_{10}^4) \end{aligned} \quad (3.38)$$

### 3.2.7.3 Refletor Secundário

Para a superfície interna do refletor secundário, tem-se:

$$\begin{aligned} & f_{v, rs} \varepsilon_5 \sigma A_5 (T_5^4 - T_6^4) + \dot{Q}_{\text{sol}, rs} \\ & = \frac{k_{67} A_{\text{coletor}} (T_6 - T_7)}{\Delta x_{67}} + \varepsilon_6 \sigma A_{\text{coletor}} (T_6^4 - T_{10}^4) \\ & + h_{610} A_{\text{coletor}} l_{\text{receptor}} (T_6 - T_{10}) \end{aligned} \quad (3.39)$$

Assumiu-se que a área será a mesma para as superfícies interna e externa do refletor secundário e também para as superfícies interna e externa da cobertura.

Para a superfície externa do refletor secundário, tem-se:

$$\frac{k_{67} A_{\text{coletor}} (T_6 - T_7)}{\Delta x_{67}} = h_{78} A_{\text{coletor}} l_{\text{receptor}} (T_7 - T_8) \quad (3.40)$$

### 3.2.7.4 Cobertura

Para a superfície externa da cobertura tem-se:

$$\frac{k_{89}A_{\text{coletor}}(T_8 - T_9)}{\Delta x_{89}} + \dot{Q}_{\text{sol},c} \quad (3.41)$$

$$= h_{911}A_{\text{coletor}}I_{\text{receptor}}(T_9 - T_{11}) + \varepsilon_9\sigma A_{\text{coletor}}(T_9^4 - T_{11}^4)$$

### 3.2.8 Cálculo da temperatura de saída e ganho de energia

Para calcular a temperatura de saída do tubo absorvedor, o mesmo foi dividido em porções de comprimento iguais de 15mm, conforme mostrado na Fig. (3.8). A temperatura de saída de uma seção é a temperatura de entrada da seção seguinte.



Figura 3.15. Divisão do tubo absorvedor em seções de comprimentos iguais

A temperatura média do fluido de transferência de calor por unidade de comprimento será dada por:

$$T_1 = T_{1,\text{entrada}} - T_{1,\text{saída}} \quad (3.42)$$

$T_{1,\text{entrada}}$  é a temperatura de entrada do fluido na seção do tubo absorvedor (K)

$T_{1,\text{saída}}$  é a temperatura de saída do fluido na seção do tubo absorvedor (K)

O ganho de energia pelo fluido de transferência de calor na seção do tubo absorvedor é dado por:

$$Q_u = \dot{m}c_1(T_{1,\text{saída}} - T_{1,\text{entrada}}) \quad (3.43)$$

$\dot{m}$  é o fluxo de massa do fluido em  $\text{Kg}\cdot\text{s}^{-1}$

$c_1$  é o calor específico do fluido em  $\text{J}\cdot\text{Kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$

Com isso, a temperatura de saída do fluido em um tubo absorvedor com comprimento  $L$  é dada, em Kelvin, pela equação 3.42:

$$T_{\text{saída}} = T_{\text{entrada}} + \frac{Q_u L}{\dot{m} c_1} \quad (3.44)$$

O ganho total de energia pelo fluido após atravessar o tubo absorvedor será dada, em Watts, por:

$$Q_{u_{\text{tot}}} = \dot{m} c_1 (T_{\text{saída}} - T_{\text{entrada}}) \quad (3.45)$$

Com isso, a eficiência térmica do coletor será:

$$\eta_{\text{térmica}} = \frac{Q_{u_{\text{tot}}}}{Q_{\text{incidente}}} \quad (3.46)$$

$Q_{\text{incidente}}$  é a energia direcionada ao receptor.

### 3.2.9 Cálculo da temperatura dos componentes do sistema e eficiência do sistema

Feito o balanço de energia para cada componente, bem como determinadas suas relações de troca de calor, foram calculadas com o uso do software Excel e Matlab as temperaturas de cada um dos componentes e a eficiência térmica do sistema. Os valores estão dispostos na Tabela 3.7.

Tabela 3.7. Temperaturas dos componentes do sistema

Componente	Número	Temperatura (°C)
Fluido (Entrada)	1	30
Fluido (Saída)	1	80
Superfície interna do absorvedor	2	136
Superfície externa do absorvedor	3	136
Superfície interna do vidro	4	45
Superfície externa do vidro	5	45
Superfície interna do refletor secundário	6	61
Superfície externa do refletor secundário	7	61
Superfície interna da cobertura	8	59
Superfície externa da cobertura	9	59
Solo	10	30
Ambiente	11	24



A eficiência térmica média do sistema foi feita utilizando a equação (3.44). O valor encontrado foi de aproximadamente 24%. Na seção 3.2.10 deste trabalho é realizado uma análise de sensibilidade dos parâmetros do sistema.

### 3.2.10 Análise de sensibilidade dos parâmetros do sistema

Uma análise de sensibilidade dos parâmetros críticos do sistema foi feita para determinar sua influência na eficiência do sistema. Os parâmetros avaliados foram: angulação do sol, velocidade do fluido, e absorvidade do tubo absorvedor. A análise foi feita considerando a temperatura de saída do fluido para cada variável.

A análise mostrada na Fig. (3.9) apresenta o valor da temperatura de saída do fluido em relação ao horário do dia. Como esperado, os valores de temperatura mais alta foram próximos ao meio-dia solar, sendo estas temperaturas bem próximas entre 9:00 e 14:00. Esta análise foi feita para determinar a melhor faixa de horário do dia para ser medida a eficiência térmica do teste experimental, já que o sistema poderá ser considerado em regime permanente nesse intervalo.

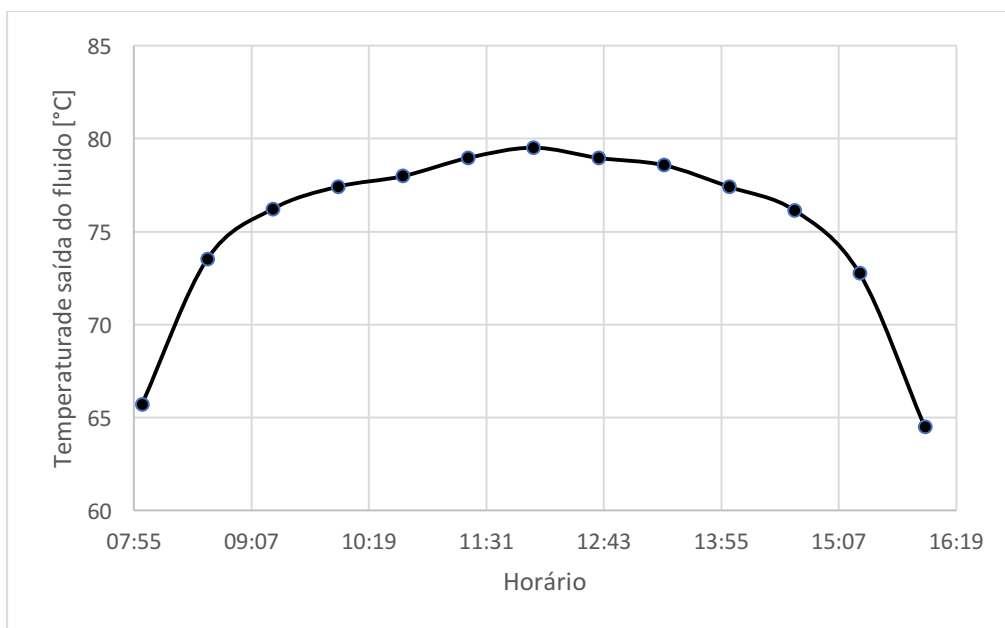


Figura 3.16. Temperatura de saída do fluido em relação ao horário do dia

A análise mostrada na Fig. (3.10) apresenta o valor da temperatura de saída do fluido com sua respectiva velocidade de escoamento. Com isso foi possível encontrar a velocidade crítica do sistema para a qual a diferença de temperatura entre a entrada e saída do tubo absorvedor praticamente não existe, bem

como a faixa de velocidade adequada para os testes experimentais onde será possível medir variações de temperatura significativas.

Para velocidades acima de 20 m/s a troca de calor entre o fluido e a parede interna do tubo absorvedor é praticamente nula, não havendo diferença entre os valores das temperaturas de entrada e saída.

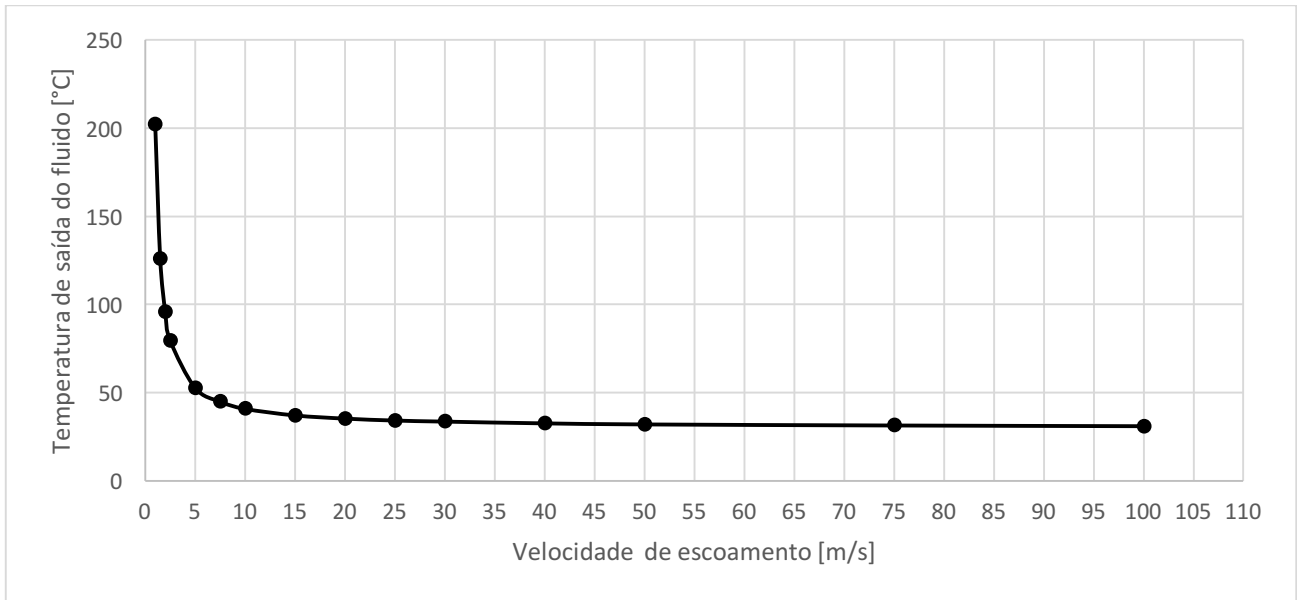


Figura 3.17. Temperatura de saída do fluido x velocidade de escoamento

Além disso, também foi realizada uma análise de sensibilidade considerando como parâmetro de variação a absorvidade do tubo absorvedor. A absorvidade depende do material utilizado e o aumento na eficiência térmica de um sistema com a variação da absorvidade não é linear. Desta forma, pela Fig. (3.11), é possível determinar qual é a eficiência térmica do sistema estudado neste trabalho para diferentes materiais utilizados no tubo absorvedor.

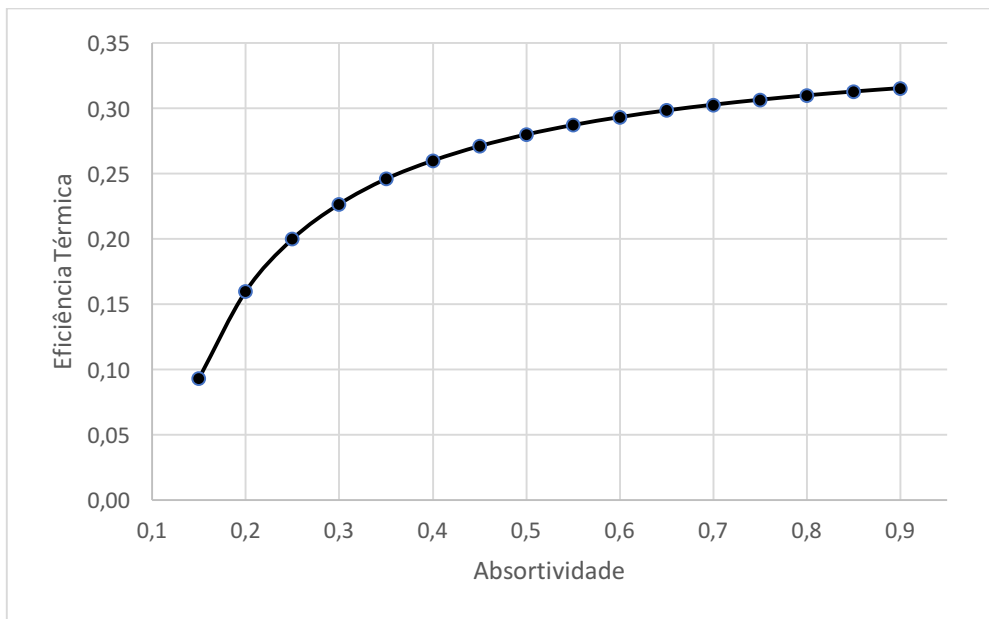


Figura 3.18. Eficiência Térmica x absorptividade do absorvedor

Uma maneira prática de aumentar a absorptividade de uma superfície é pintando-a com cores escuras. As relações entre a absorptividade e as cores são mostradas no Anexo I deste trabalho.

## 4 EQUIPAMENTOS UTILIZADOS

*Este capítulo elucida os equipamentos utilizados no projeto, detalhando-os e destacando melhorias feitas em alguns deles.*

### 4.1 REFLETORES PRIMÁRIOS

A bancada de refletores primários foi projetada e construída por Martin e Coupier (2016). A bancada é composta por quinze espelhos idênticos conforme mostrado na Fig. (4.1). Os espelhos são controlados por um motor elétrico ao final de uma cremalheira, na qual cada espelho é acoplado por meio de um conjunto formado por um mancal, um eixo e um pinhão.

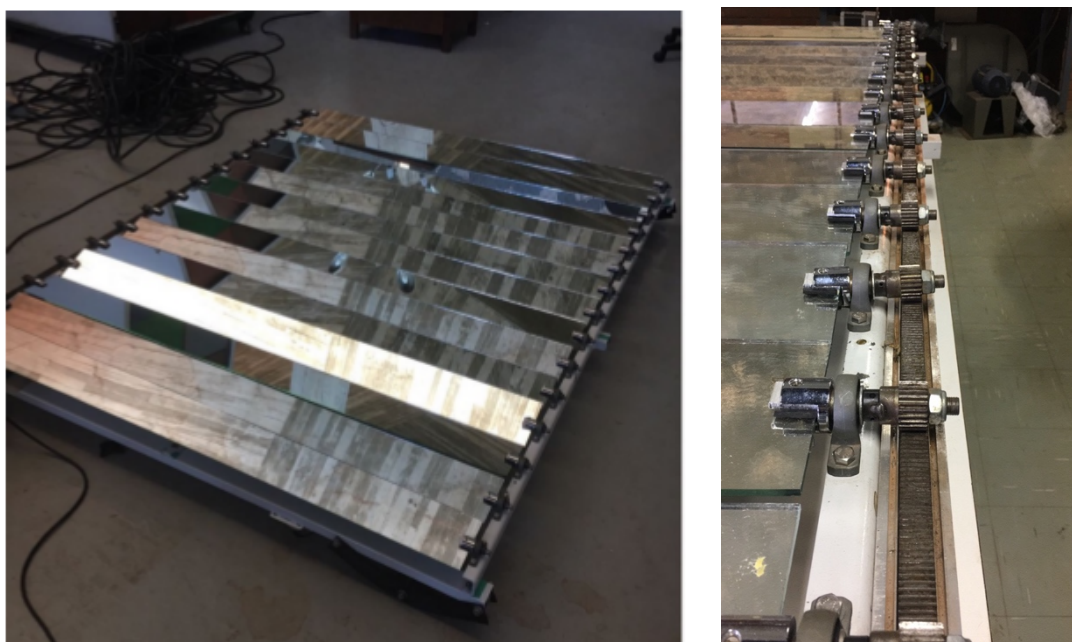


Figura 4.1. Refletor primário e cremalheira

Observou-se que havia deformação nos espelhos (embarrigamento) devido ao seu próprio peso e conseqüentemente isso geraria imprecisões na coleta dos dados experimentais. Por esse motivo foi projetada e construída uma nova estrutura de apoio para os espelhos em cada mancal de modo a eliminar tal erro.

### 4.1.1 Aprimoramento nos refletores primários

Como foi constatado que os espelhos estavam sofrendo uma deformação pois sua estrutura não era rígida o suficiente para suportar o próprio peso, foi decidido que seria utilizado um perfil de alumínio em “U” para suportar tal esforço.

Para a escolha do perfil foi feito o cálculo do momento a ser superado e o momento máximo suportado pelo perfil para a tensão máxima admissível do material. A tensão máxima admissível foi obtida a partir do catálogo do fabricante de perfis de alumínio Albra, correspondendo a 9,807 MPa.

Nas Figuras (4.2) e (4.3) estão representados os esforços suportados por cada espelho da bancada e o momento correspondente em cada um.

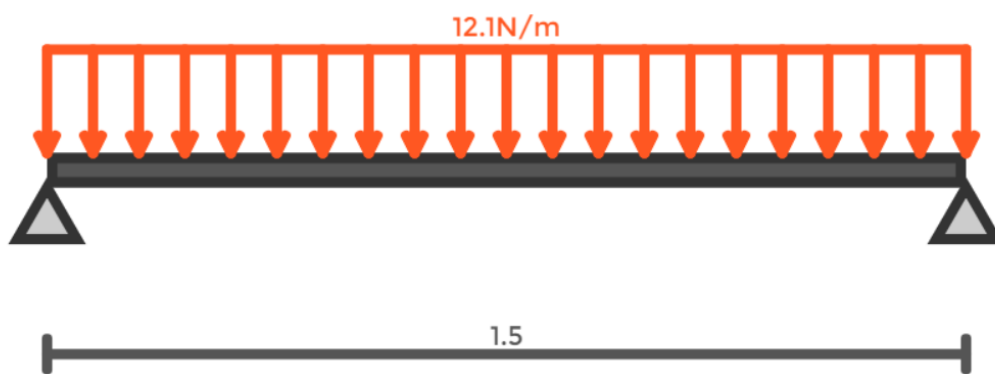


Figura 4.2. Diagrama de corpo livre do perfil "U"

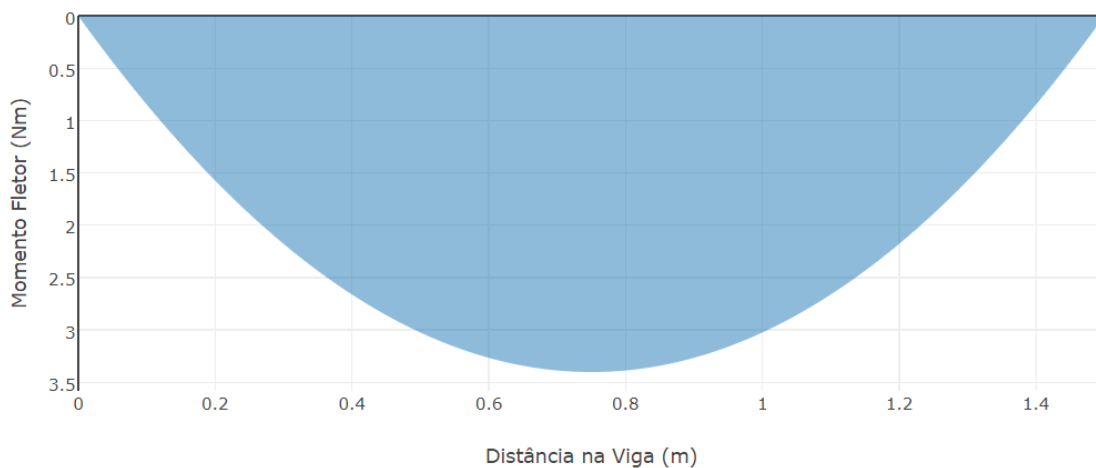


Figura 4.3. Diagrama de momento fletor do perfil "U"

Para o cálculo do momento de inércia e centro de gravidade do perfil foi utilizado o software online *SKyCiv*. O processo de escolha do perfil foi feito de maneira iterativa de forma que foi selecionado o perfil que atendia ao momento calculado e que possuísse o menor peso possível para afetar o mínimo possível o funcionamento do motor do sistema de rastreamento, já que será acrescentado ao sistema o peso dos perfis. Com isso foi escolhido o perfil em U modelo DV111C do fabricante Albra, cujos os valores do momento de inércia e centro de gravidade obtidos foram, respectivamente:

$$I = 421.59 \text{ mm}^4$$

$$CG_z = 2.198 \text{ mm}$$

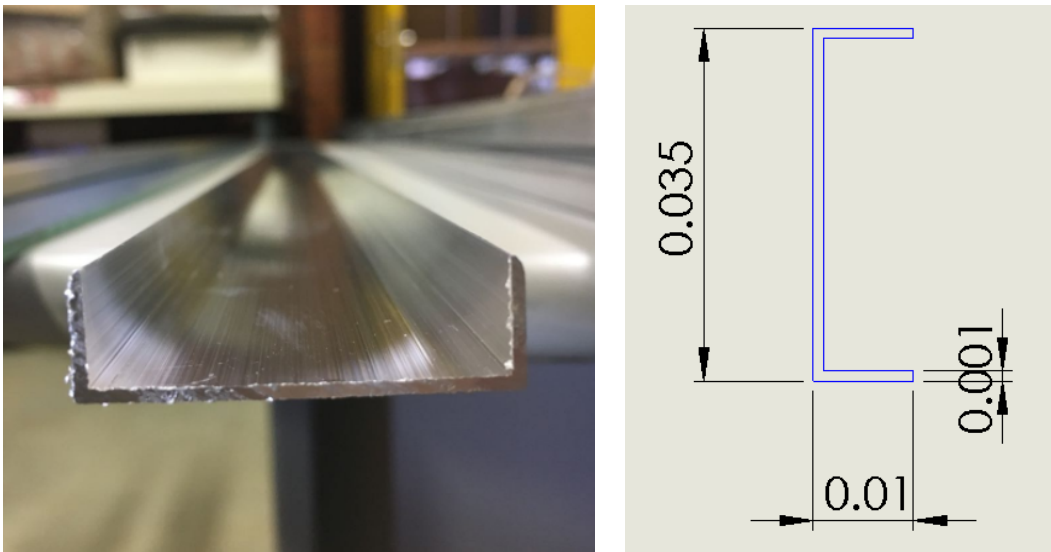


Figura 4.4. Geometria e dimensões do perfil "U" [m]

Com o perfil instalado junto a cada espelho foi feito o nivelamento de cada um dos mancais, utilizando um nível de bolhas de modo a centralizar o centro de rotação dos mancais com o centro de gravidade do conjunto espelho-perfil a fim de evitar esforços extras na rotação dos espelhos.



Figura 4.5. Perfil "U" fixado ao espelho e ao mancal



Figura 4.6. Nivelamento dos espelhos primários com um nível de bolhas

## 4.2 BANCADA DE INSTRUMENTOS PARA COLETA DE DADOS

A bancada utilizada foi projetada e construída por Cavalcante (2016) e é a partir dela que é feita a coleta dos dados obtidos durante o experimento. A bancada de instrumentação, também chamada de bancada solar, conta com um datalogger e dezesseis sensores, sendo oito termopares, uma termorresistência, um sensor de umidade relativa, um piranômetro, um sensor de corrente, um anemômetro e um inclinômetro digital para ajuste manual dos espelhos do concentrador. As especificações dos sensores de temperatura estão descritas no Anexo V.



Figura 4.7. Bancada de coleta de dados (Cavalcante, 2016)

### 4.3 REFLETOR SECUNDÁRIO

O Refletor secundário utilizado foi projetado e construído por Cunha e Custódio (2017) e tem como finalidade direcionar a radiação incidente em sua superfície para o tubo absorvedor.

A estrutura do refletor secundário foi construída com madeira de compensado naval com 14 mm de espessura. A superfície interna do refletor, responsável pelo direcionamento da radiação, foi feita com uma chapa de aço inoxidável polida com 0,4 mm de espessura. O isolamento do receptor, responsável por manter o calor recebido pelas reflexões primárias e secundárias no absorvedor, foi feita com lã de vidro por ser um excelente isolante térmico.

Além do refletor secundário, também foi construído por Cunha e Custódio (2017) uma estrutura de locomoção para ele. A Fig. (4.8) mostra o refletor secundário (ainda sem o isolamento de lã de vidro) junto a estrutura de locomoção.



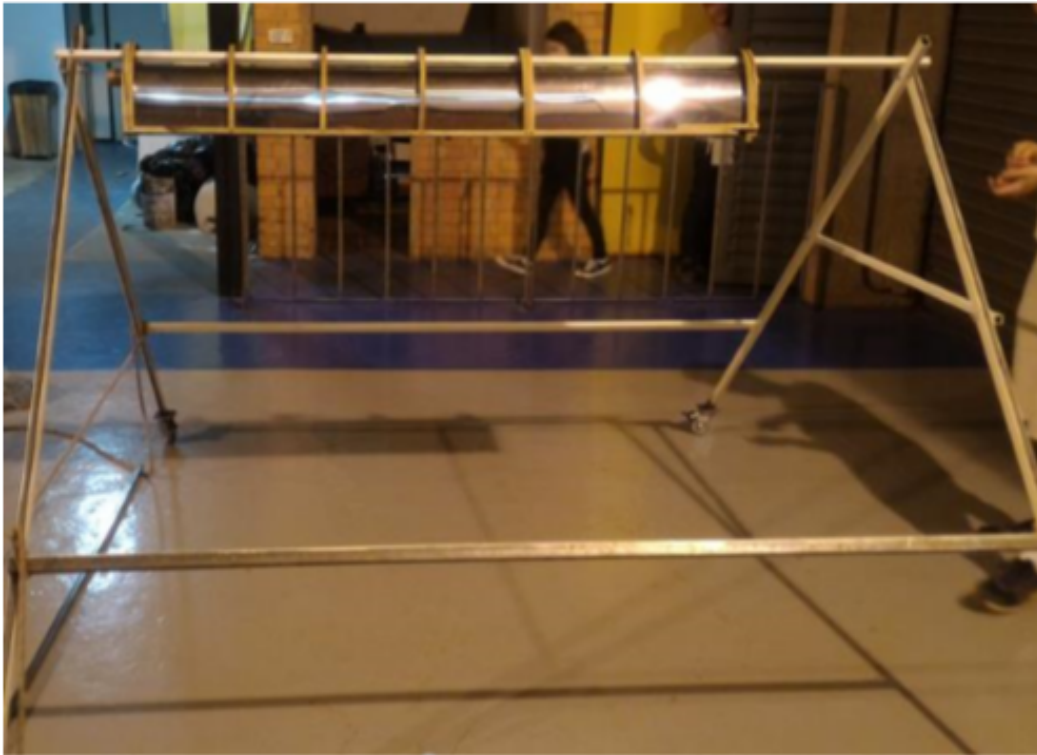


Figura 4.8. Refletor secundário montado na estrutura de locomoção (Cunha; Enderson, 2017)

O refletor secundário pode ser utilizado também para o tubo evacuado deste projeto, pois o tubo absorvedor utilizado por Cunha e Custódio (2017) e o tubo interno deste projeto possuem as mesmas dimensões. Sendo assim, foi feita apenas uma adaptação no refletor de forma a ser possível a fixação do tubo externo de vidro, garantindo que não houvesse nenhuma mudança na posição do tubo interno para não comprometer a coleta de dados experimentais. A estrutura adaptada, ainda sem o tubo evacuado montado, pode ser vista na Fig. (4.9).



Figura 4.9. Refletor Secundário com o tubo de vidro

#### **4.4 VENTILADOR E PLACA DE ORIFÍCIO**

O ventilador foi utilizado para gerar o fluxo de ar que passa pelo absorvedor do projeto. O controle desse fluxo foi feito através de um inversor de frequência do túnel de vento que se encontra no bloco G da Universidade de Brasília. Este ventilador possui configurações apresentadas na figura 4.10.

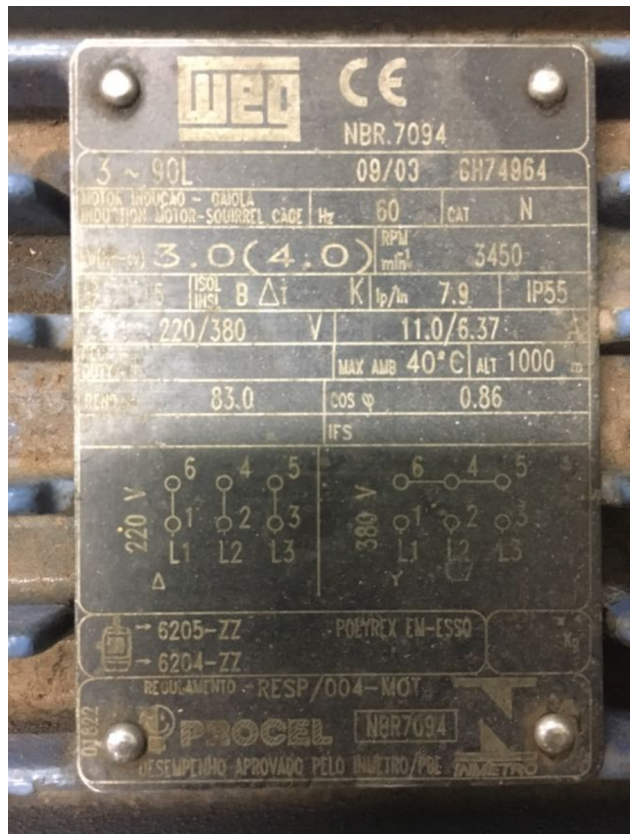


Figura 4.10. Especificações do ventilador

O controle do ventilador utilizando o inversor de frequência foi feito seguindo instruções presentes no manual de ajuste feito por Cavalcante e Schmidt (2016).



Figura 4.11. Inversor de Frequência

A saída do ventilador foi conectada a uma placa de orifício, onde foi medida a pressão no escoamento através de um manômetro digital e conseqüentemente calculada a vazão mássica do fluido sistema.

A placa de orifício utilizada é composta por um disco com um orifício central e com duas tomadas de pressão. Ao passar pela placa de orifício, o escoamento gera um diferencial de pressão, o qual foi medido pelo manômetro. Esta mesma placa foi utilizada por Schmidt (2016), sendo assim, a utilização deste equipamento segue os mesmos procedimentos utilizados por ele. A Fig. (4.12) ilustra a um desenho esquemático da placa de orifício utilizada:

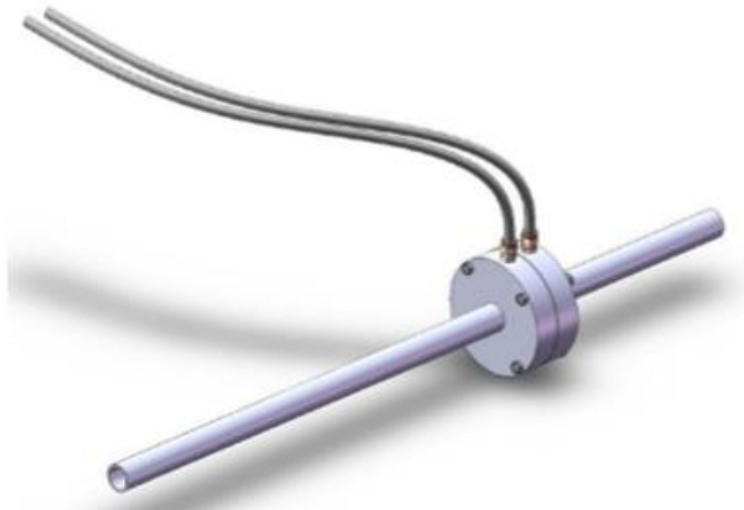


Figura 4.12. Placa de orifício (Schmidt, 2016)

O manômetro digital utilizado foi o modelo 477-Fm, da marca Dwyer, com intervalo de operação entre 0 e 5 Pa e incerteza de medição de  $\pm 0,5\%$ . Para garantir a confiabilidade dos dados obtidos pelo manômetro, conectou-se o mesmo ao tubo de Pitot do túnel de vento que se encontra no bloco G da Universidade de Brasília e variou-se a velocidade do ventilador para obter-se uma curva de variação de pressão em função da velocidade do ventilador. Tais resultados foram comparados com os valores de variação de pressão obtidos pelo manômetro analógico acoplado ao túnel de vento.

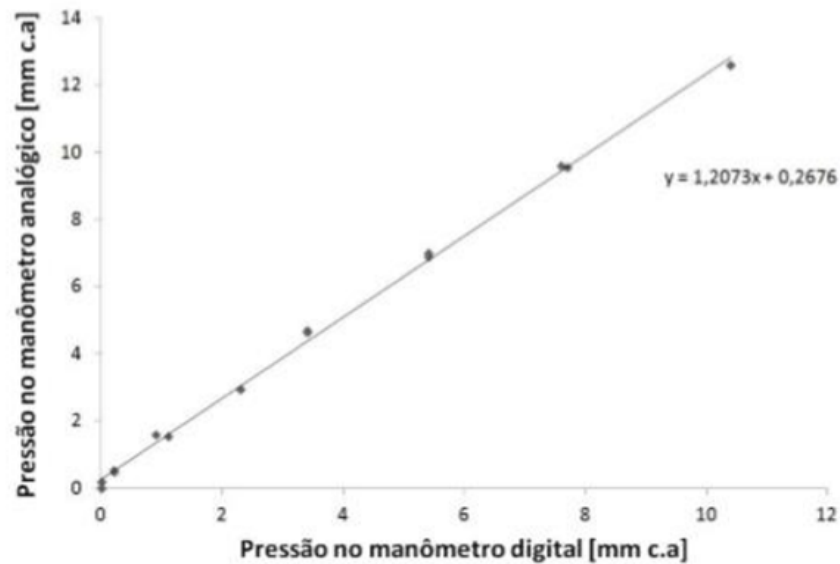


Figura 4.13. Curva de calibração do manômetro utilizado (Schmidt, 2016)

Para corrigir a diferença entre os valores obtidos em cada um dos manômetros foi feito por Schmidt (2016) uma curva que relaciona a diferença de pressão medida na placa de orifício com a vazão mássica do sistema.

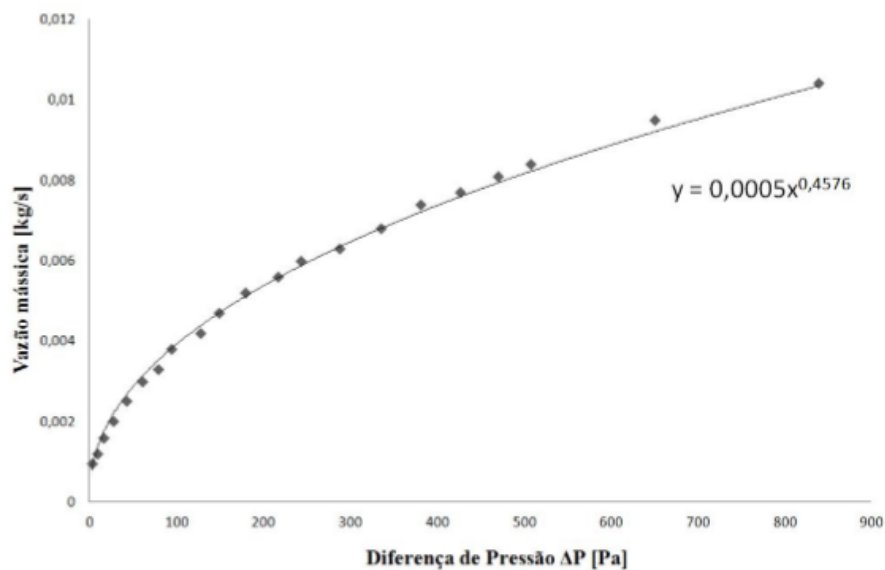


Figura 4.14. Relação entre a diferença de pressão e vazão mássica na placa de orifício (Schmidt, 2016)

#### 4.5 BOMBA DE VÁCUO

Para a retirada do ar existente entre o tubo interno de cobre e o tubo externo de vidro foi utilizado uma bomba de vácuo que se encontra no bloco G da Universidade de Brasília. Tal equipamento possui especificações conforme apresentado na Fig (4.15).



Figura 4.15. Especificações da bomba de vácuo

Para garantir o vácuo entre os dois tubos foi desenvolvida uma estrutura para que pudesse ser medida a pressão no volume entre os dois tubos ao mesmo tempo em que ocorresse a retirada do ar através da bomba de vácuo. Tal estrutura será apresentada detalhadamente no capítulo 5 deste trabalho.

# 5 PROJETO E CONSTRUÇÃO DO TUBO EVACUADO

*Este capítulo destaca o projeto e a construção do tubo evacuado que compõe o absorvedor, juntamente com o já existente refletor secundário.*

Um dos objetivos do Projeto de Graduação é a construção de um tubo evacuado, que promova uma maior eficiência térmica em relação a um tubo não evacuado, pois a presença do vácuo elimina a perda de calor do tubo de cobre por convecção.

Como premissas de projeto, foi definido que o envoltório de vidro é de borossilicato Duran®, do fabricante Schott, e o tubo interno é de cobre polido.

## 5.1 MATERIAL DAS TAMPAS DO TUBO EVACUADO

Plásticos de engenharia são uma boa opção para a confecção das tampas, pois esses plásticos possuem propriedades mecânicas e térmicas que conseguem atender às condições de esforços mecânicos e temperaturas em que o sistema poderá ser submetido.

Foram avaliados três tipos de plásticos de engenharia: Nylon 6.6/6, Poliacetal-POM e plástico ABS, este utilizado em impressão 3D. A Tabela 5.1 mostra algumas propriedades térmicas desses materiais

Tabela 5.1 - Propriedades térmicas dos plásticos de engenharia

Material	Temperatura de fusão [°C]	Temperatura de Deflexão Térmica (HDT) [°C]
ABS	225 - 245	90
Nylon 6.6/6	245	100
Poliacetal-POM	175	124

Para que as tampas fossem fabricadas em Poliacetal-POM ou Nylon 6.6/6, elas teriam que ser usinadas. Além da compra do material, seria necessário também pagar pelo serviço de usinagem, pois no momento a Universidade de Brasília não dispõe de técnicos disponíveis para serviço torneamento.

A opção de se fabricar as peças por impressão 3D se tornou mais vantajosa no sentido de custo benefício. Apesar de não fornecer precisão dimensional tão grande quanto a usinagem, uma precisão dimensional de 0,2 mm com 25% de preenchimento foi garantida pela empresa Bee Printed, contratada para



executar tal serviço. Essa precisão dimensional é suficiente para atender às necessidades do projeto. Além disso, de acordo com a modelagem teórica, a temperatura do tubo de vidro não ultrapassará 90° C. Na verdade, tanto o envoltório de vidro quanto o tubo de cobre não estarão em contato direto com a tampa, pois haverá anéis O'Ring entre esses componentes para promover a vedação. Ademais, os valores de HDT da Tabela 5.1 são determinados sob condição de pressão igual a 4,6 kg/cm<sup>2</sup> (4,45 atm), pressão na qual o tubo não será submetido.

## 5.2 DETERMINAÇÃO DO ALOJAMENTO E SELEÇÃO DOS ANÉIS O'RING

O Manual de O'Ring 5700 BR da fabricante Parker Seals (1997) serviu como base para o projeto das tampas, pois ensina como o alojamento dos anéis deve ser realizado, bem como a seleção do material em que é fabricado o anel vedante.

Primeiramente, foi pré-determinado que haveriam dois anéis para promover a vedação entre a superfície interna da tampa com a superfície externa do tubo de cobre, e mais dois anéis para desempenhar a mesma função em relação a superfície externa da tampa com a superfície interna do tubo de vidro.

O fornecedor mais próximo de Brasília – DF dispunha dos seguintes anéis que mais se aproximavam das dimensões do diâmetro externo do tubo de cobre e do diâmetro interno do tubo de vidro, cujas especificações são apresentadas na Tabela 5.2:

Tabela 5.2. Especificações dos anéis O'Ring

Anéis O'Ring Parker - (Viton® Du'Pont) ou "FKM"		
Modelo	Diâmetro interno [mm]	Espessura [mm]
2-130	40,94	2,62
2-148	69,52	2,62

O material dos anéis é o elastômetro fluorcarbono (Viton® Du'Pont) ou "FKM", trabalha numa faixa de serviço de - 26 a + 204°C, possui Dureza Shore “A” de 75 ± 5, além de não possuir incompatibilidade com os materiais nos quais estará em contato.

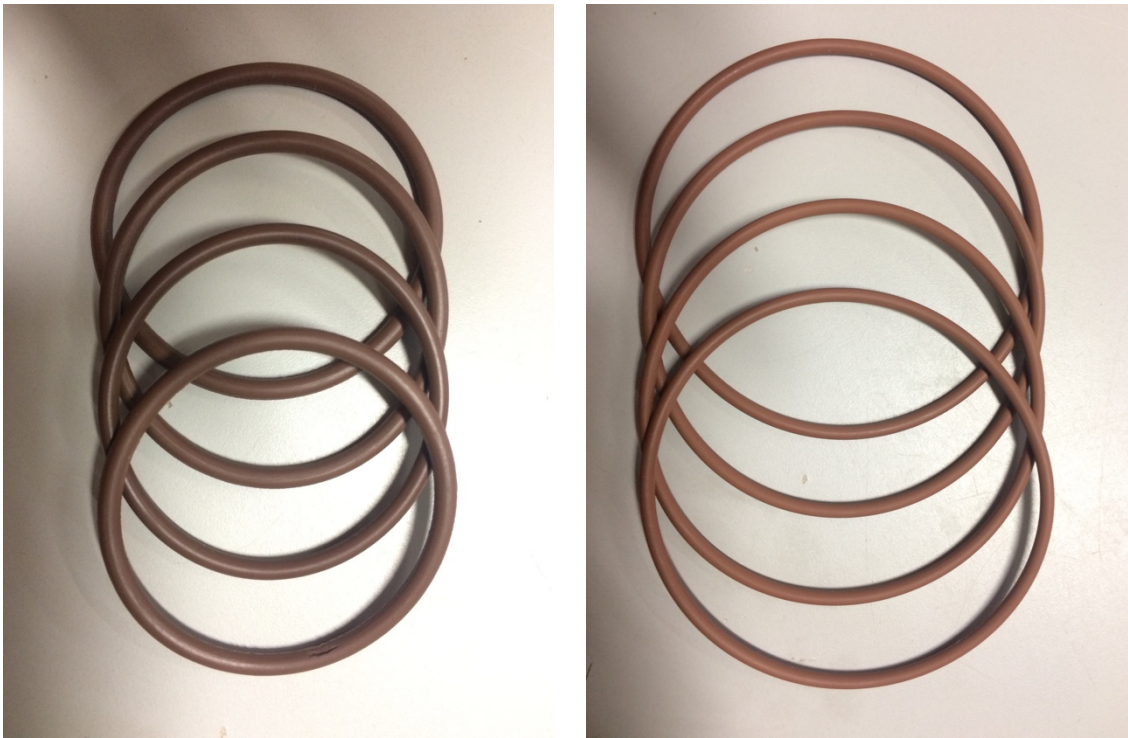


Figura 5.1. O'Rings modelos 2-130 (esquerda) e 2-148 (direita)

De acordo com a figura 5.2, como os anéis estarão submetidos a uma pressão menor que  $8 \text{ kgf/cm}^2$  e possuem Dureza Shore "A" de  $75 \pm 5$ , não sofrerão falha por extrusão. Dessa forma é dispensável a utilização de Parbaks, que são apoios anti-extrusão colocados no alojamento de cada anél.

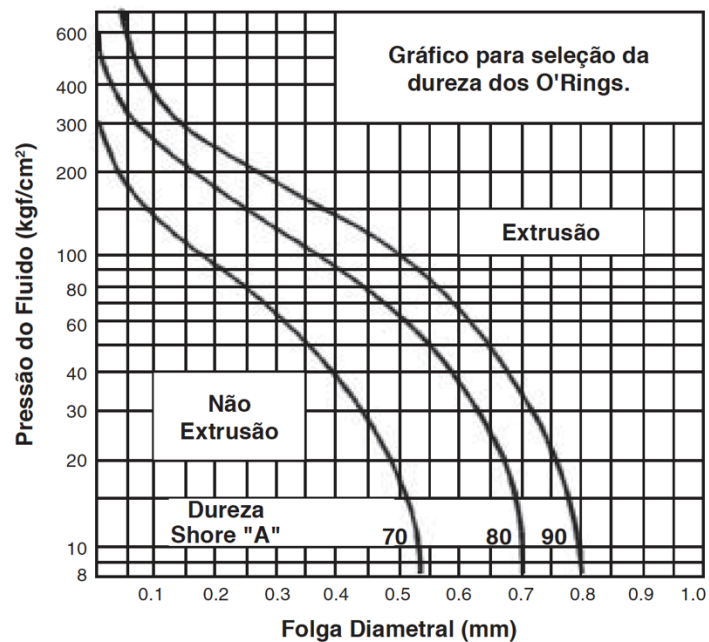


Figura 5.2. Gráfico para seleção da dureza dos O'Rings

As dimensões das tampas serão baseadas nas figuras 5.3 e 5.4, retiradas do catálogo do fabricante.

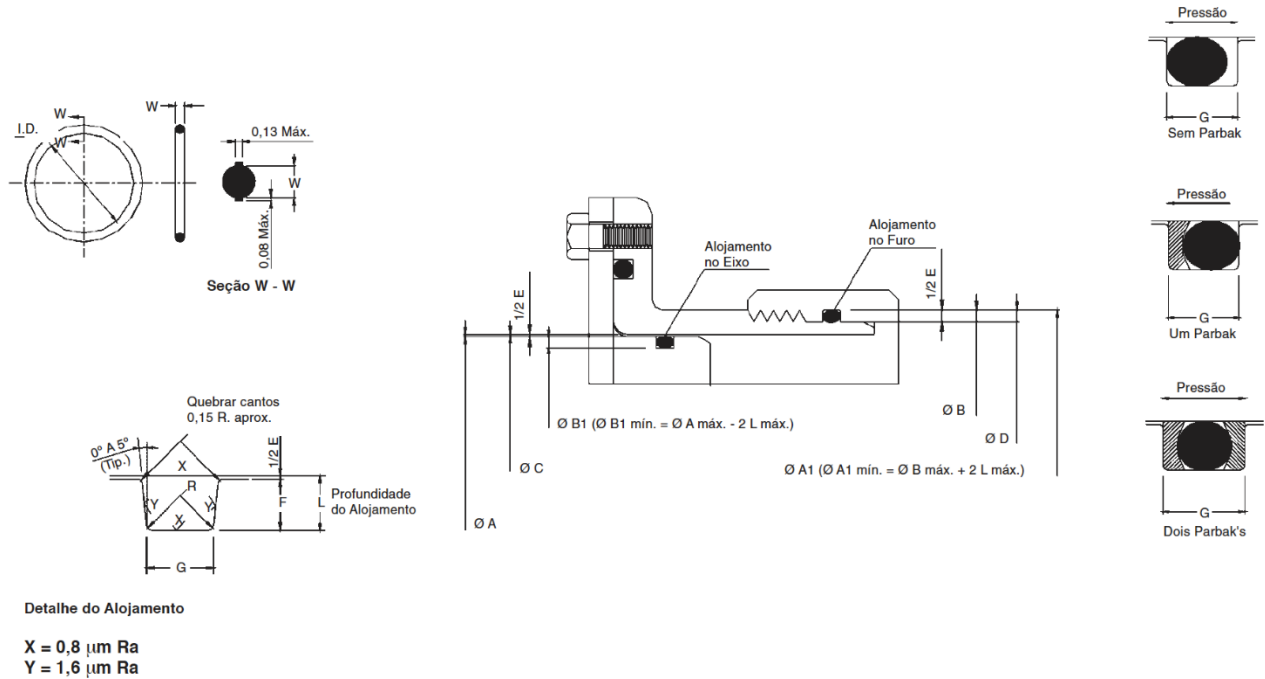


Figura 5.3. Esquema de alojamento de O'Rings

Nº do Anel da Parker	Ø da Seção Transversal		Prof. do Alojam. L	Encosto		Jogo Diâmetro E (a) (c)	Corte do Alojamento "G"			Raio de Alojam. "R"	Excentricidade Máx. (b)
	Nominal	Real		Real	%		Sem Parbak	Com Um Parbak	Com Dois Parbak		
2-004 A	1/16"	1,78	1,25	0,35	20	0,05	2,40	3,50	5,20	0,10	0,05
2-050		+/- 0,08	A	A	A	0,13	A	A	A	A	
2-102 A	3/32"	2,62	2,05	0,39	15	0,05	3,60	4,30	6,00	0,10	0,05
2-178		+/- 0,08	A	A	A	0,13	A	A	A	A	
2-201 A	1/8"	3,53	2,80	0,48	13	0,08	4,80	5,30	7,00	0,20	0,08
2-284		+/- 0,10	A	A	A	0,16	A	A	A	A	
2-309 A	3/16"	5,33	4,30	0,70	13	0,08	7,20	7,90	10,40	0,50	0,10
2-395		+/- 0,13	A	A	A	0,18	A	A	A	A	
2-425 A	1/4"	6,99	5,75	0,89	13	0,10	9,60	10,40	13,70	0,50	0,12
2-475		+/- 0,15	A	A	A	0,20	A	A	A	A	

(a) Em estático este jogo deve conservar-se o mínimo para evitar falhas por mudança de temperatura, e em dinâmico para evitar falhas por extrusão.

(b) A leitura total entre o alojamento e a superfície de contato adjacente.

(c) Reduzir o jogo diâmetro máximo em 50% quando se usar um O'Ring de silicone.

Figura 5.4. Dimensões de alojamento baseadas no diâmetro da seção transversal

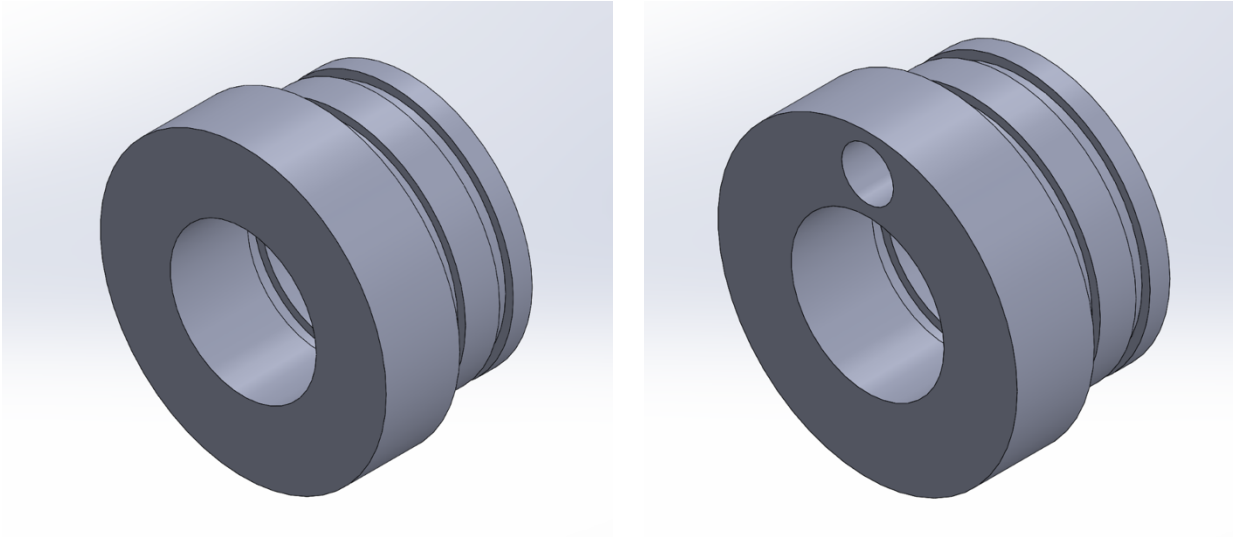


Figura 5.5. Vista isométrica das tampas do tubo evacuado

Os desenhos técnicos das tampas do tubo evacuado encontram-se no Anexo IV.

A figura 5.6 mostra o posicionamento dos anéis O'Ring internos na tampa fabricada em ABS:



Figura 5.6. O'Rings internos alojados nas tampas do tubo evacuado

### 5.3 MONTAGEM DO TUBO EVACUADO

Primeiramente, os anéis de vedação foram posicionados internamente e externamente na tampa que possui o furo da válvula de retenção. Foi marcada a localização em que a tampa deveria ser posicionada no tubo de cobre, e assim foi introduzido este tubo no orifício dessa tampa. Depois, o envoltório de vidro foi acoplado manualmente envolvendo o tubo de cobre e os O'Rings externos dessa tampa. Com isso, a primeira extremidade do tubo evacuado estava pronta.



Figura 5.7. Tampa com a válvula de retenção montada

A válvula de retenção é do tipo globo, serve para aplicações tanto com água quanto com ar, do fabricante Plastilit, com rosca interna e diâmetro de  $\frac{1}{2}$  polegada.

Depois, o conjunto foi introduzido no refletor secundário com a outra extremidade ainda sem a tampa, pois o maior diâmetro da tampa é maior que o diâmetro do suporte em que o tubo evacuado ficará apoiado no refletor secundário. Portanto, é necessário tampar a outra extremidade do tubo somente depois de posicioná-lo corretamente no refletor secundário. Feito isso, pressiona-se a outra tampa até que ela fique justa e na posição desejada, concluindo a montagem do tubo evacuado.

O tubo devidamente montado no refletor secundário é mostrado na Fig. (5.8):

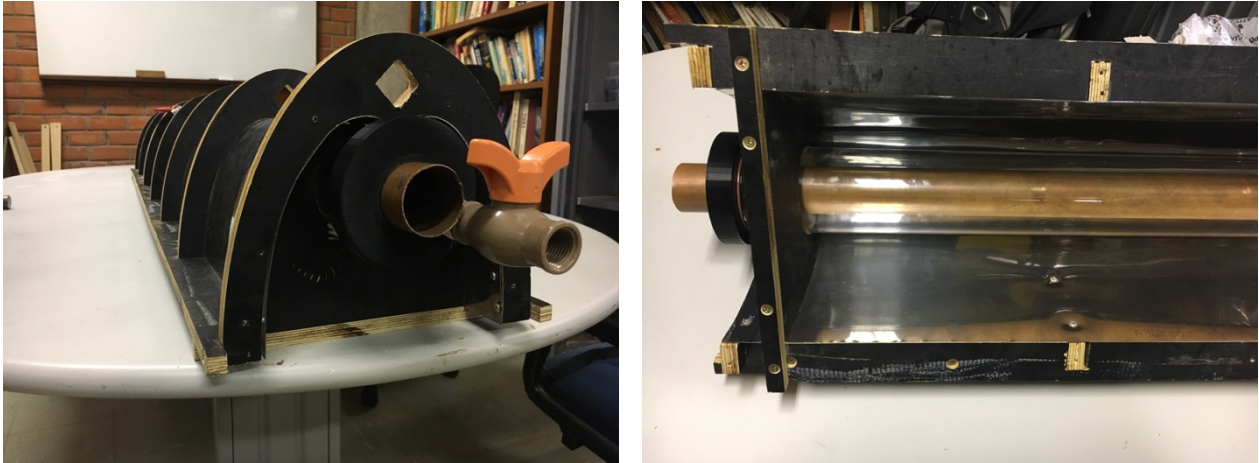


Figura 5.8. Tubo com as tampas montado no refletor secundário

#### 5.4 CÁLCULO DA PRESSÃO SUPOSTADA PELO VIDRO E OBTENÇÃO DO VÁCUO

Com base no catálogo da Schott, fabricante do tubo de vidro borossilicato Duran®, foi calculada a pressão máxima que o tubo de vidro é capaz de suportar, para garantir que a pressão atmosférica não o danifique quando o sistema for evacuado. Utilizando a equação 5.1, retirada desse catálogo, tem-se que:

$$p = \frac{ESP * 140bar}{DE - ESP} = 7,1 atm \quad (5.1)$$

Onde,

$p$  = pressão suportada pelo vidro (bar)

ESP: espessura do tubo de vidro (mm) = 3,5 mm;

DE = diâmetro externo do tubo vidro (mm) = 71,0 mm.

Utilizando uma junção do tipo “T” e conexões rosqueadas, foi possível acoplar a válvula de retenção da tampa ao manômetro analógico e à bomba de vácuo (para mais detalhes desses equipamentos, consultar Capítulo 4 – Equipamentos). Em todas as conexões rosqueadas foi utilizada fita veda rosca, para garantir a estanqueidade das junções.

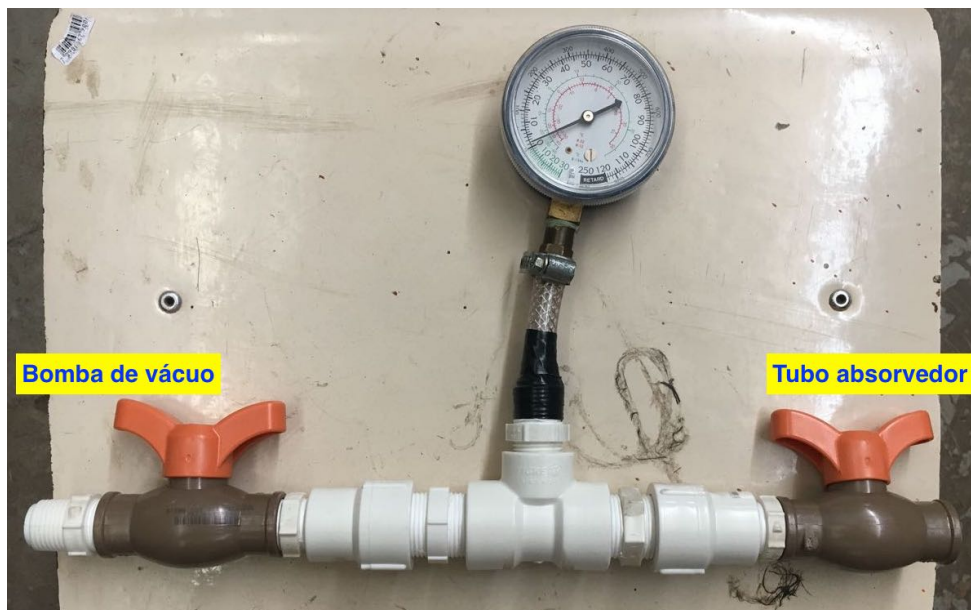


Figura 5.9. Junção para acoplamento da bomba de vácuo ao tubo evacuado

Para evacuar o tubo, a mangueira da bomba de vácuo foi unida à extremidade esquerda desse aparato, e a extremidade direita foi conectada à tampa do tubo. Ambas as válvulas de retenção foram posicionadas de forma aberta antes do acionamento da bomba de vácuo. Em seguida, a bomba foi ligada, e mantida assim até que o ponteiro do manômetro ficasse estável, ou seja, quando a pressão interna do tubo não tivesse alteração. Então, a válvula imediatamente após a mangueira da bomba de vácuo foi fechada, e a válvula acoplada à tampa do tubo foi mantida aberta para que a pressão interna do tubo após o desacoplamento da bomba de vácuo pudesse ser aferida.

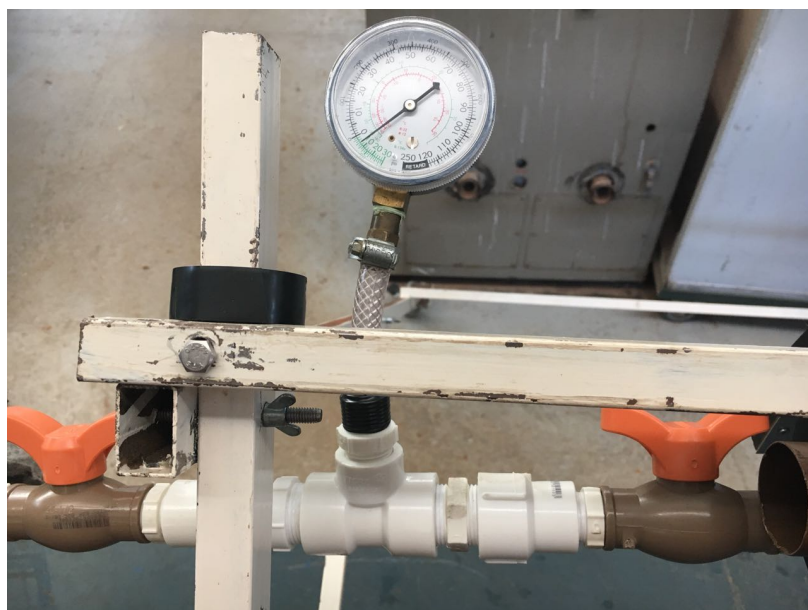


Figura 5.10. Processo de evacuação do tubo

O tubo foi mantido nessas condições por 24 horas, e então constatou-se que foi possível obter vácuo de -20 kPa (escala verde mais externa do manômetro), que equivale a aproximadamente -0,2 atm. Este valor está muito abaixo da pressão suportada pelo tubo de vidro (7,1 atm), o que garante que ele não irá trincar ou implodir.

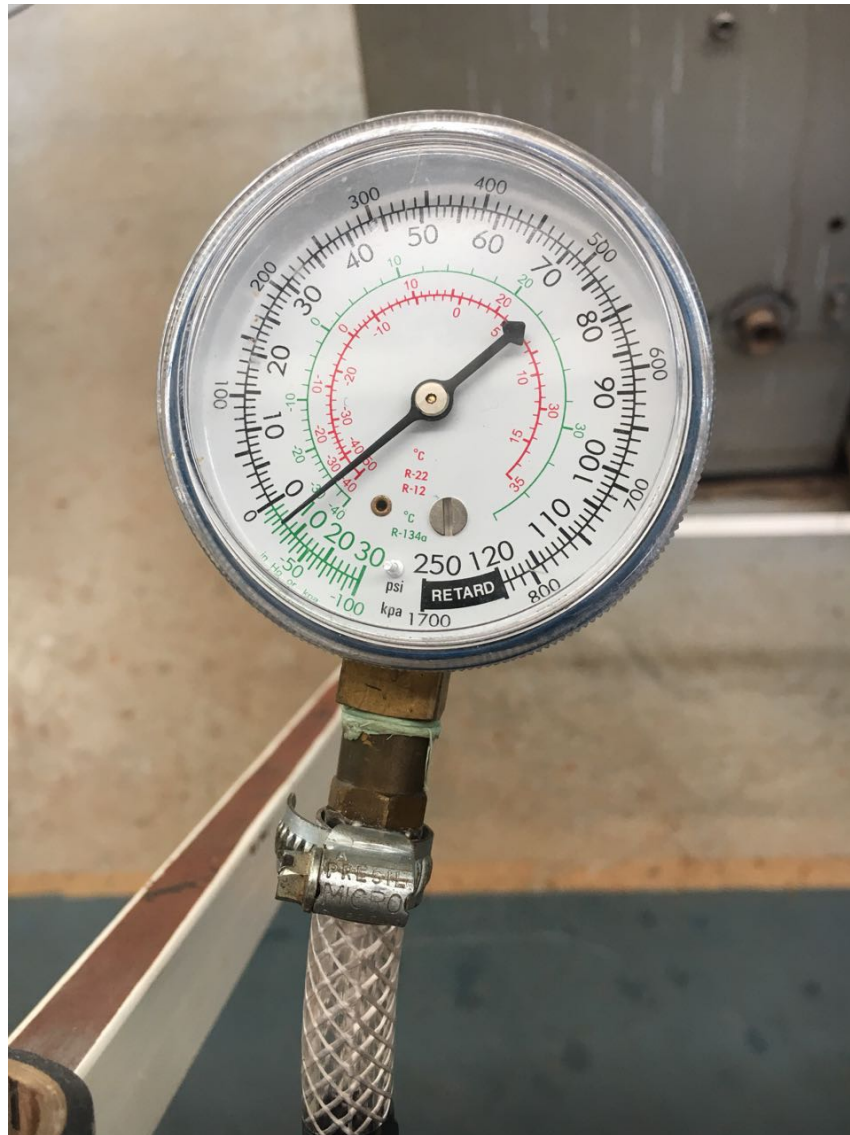


Figura 5.11. Vácuo presente no tubo após 24 horas do fechamento da válvula de retenção



## 6 PROCEDIMENTOS EXPERIMENTAIS

*Este capítulo apresenta procedimentos de montagem e posicionamento dos equipamentos utilizados para a realização do experimento.*

Devidos as condições climáticas desfavoráveis no último trimestre do ano, foram realizados apenas dois dias de experimentação: O primeiro dia 15 de novembro de 2017 e o segundo dia 18 de novembro deste ano. Todos os equipamentos a serem utilizados foram dispostos na área externa frontal do Bloco G da Faculdade de Tecnologia – UnB. Informações sobre a curva de calibração dos sensores utilizados encontram-se no Anexo III.

### 6.2 POSICIONAMENTO DO RECEPTOR

O tubo evacuado, devidamente posicionado no refletor secundário foi montado num suporte triangular, posicionado acima do refletor primário (bancada de espelhos). Sua posição foi ajustada para que o tubo coletor fique centralizado em relação à bancada, e a uma distância horizontal (definida pelo ângulo azimute) que garanta que os raios solares refletidos sejam em sua maioria direcionados para o tubo e para o refletor secundário.

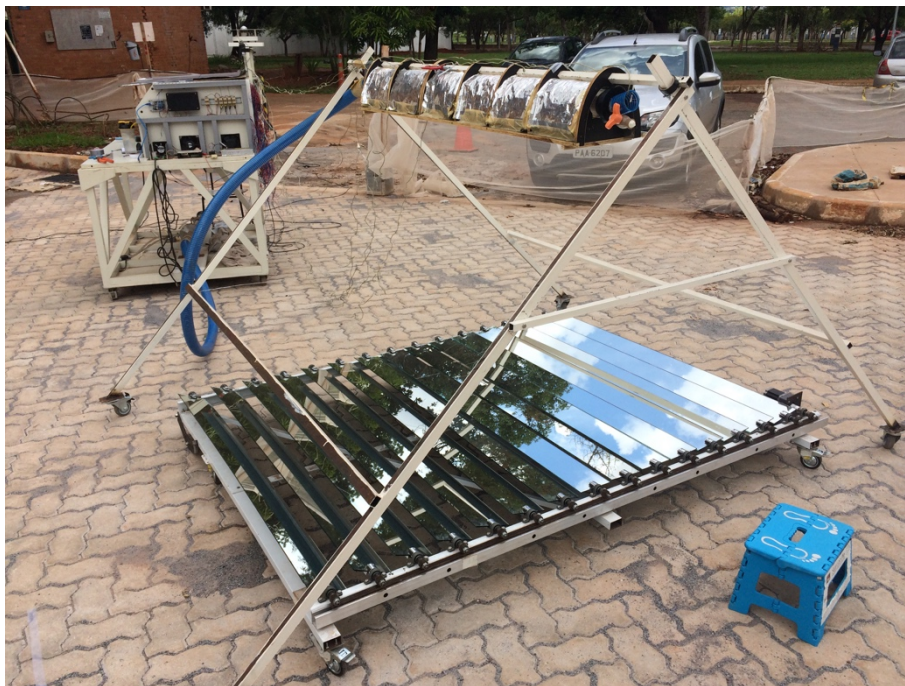


Figura 6.1. Posicionamento do receptor em relação ao refletor primário

### 6.3 POSICIONAMENTO DOS EQUIPAMENTOS EM RELAÇÃO AO NORTE SOLAR

Para o posicionamento da bancada de espelhos é necessário determinar o posicionamento do norte solar, que é função do ângulo azimute, bem como do ângulo zênite. Isso é fundamental para o bom funcionamento do sistema de rastreamento dos raios solares e para o posicionamento dos piranômetros, principalmente o que irá fazer a medição da radiação difusa já que a faixa de sombreamento deve permanecer ao longo de todo o dia.

A trajetória e o posicionamento do sol para cada hora do dia foram determinados com o auxílio do aplicativo *SunSurveyor* (2017), que utiliza o GPS do *smartphone* para descobrir a localização e determinar o norte solar com base na latitude e na longitude do local de realização do experimento.

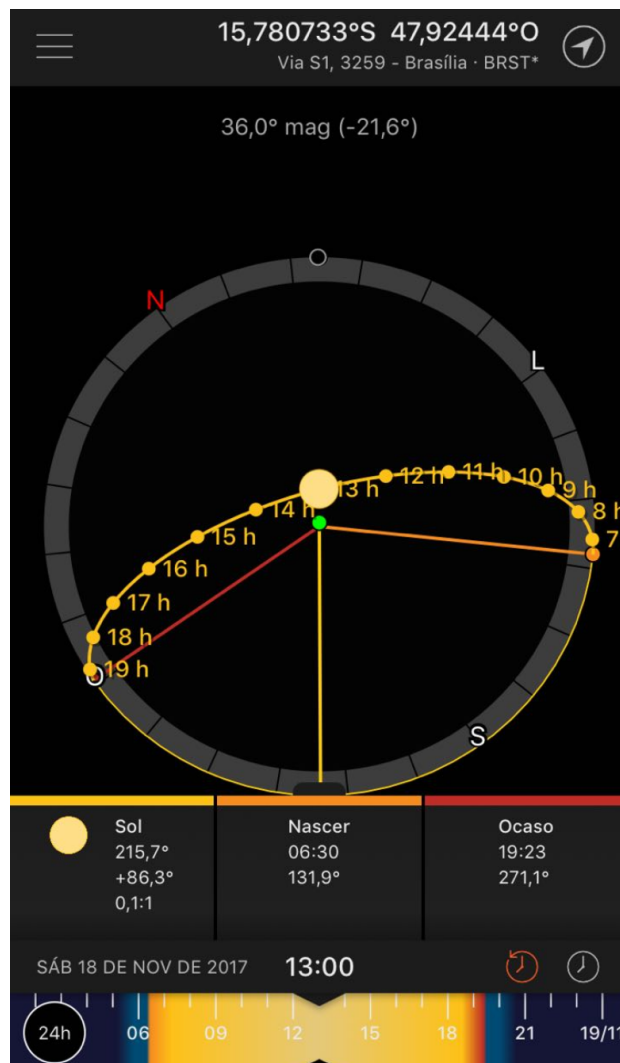


Figura 6.2. Interface do SunSurveyor

Baseando-se nessas informações, os refletores primário e secundário, bem como os piranômetros foram posicionados paralelamente a uma fita no solo que indica o norte solar.



Figura 6.3. Piranômetro posicionado conforme marcação do norte solar pela fita

#### 6.4 ACOPLAMENTO E ACIONAMENTO DO VENTILADOR

O ventilador foi ligado no inversor de frequências, pois utilizando este equipamento é possível escolher a rotação do motor acoplado ao ventilador, para obter a vazão desejada na experimentação. A Fig. (6.4) destaca a ligação dos cabos do ventilador no inversor de frequências. Consultar o manual de ajuste do inversor de frequência de Cavalcante, Schmidt, Martin e Coupier, (2016) para mais detalhes sobre o ventilador e a sua ligação.

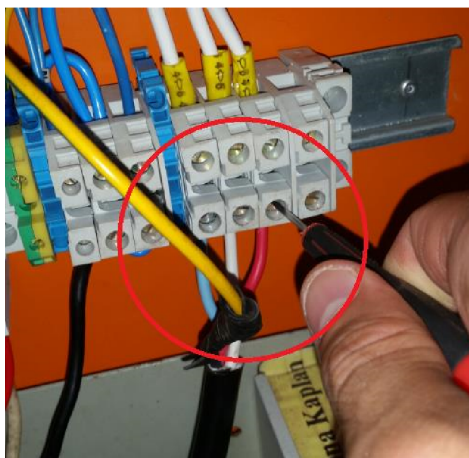


Figura 6.4. Cabos do ventilador ligados ao inversor de frequência

A saída de ar do ventilador no tubo metálico com a placa de orifício, que permite medir a diferença de pressão entre os dois furos e consequentemente obter a vazão mássica do fluido, utilizando um manômetro diferencial, foi acoplada por meio de uma mangueira. Utilizou-se *silver tape* para promover a fixação. Na outra extremidade do tubo metálico, foi acoplado outro e sua outra extremidade fixada na entrada do tubo absorvedor também utilizando *silver tape*.



Figura 6.5. Ventilador, placa de orifício e tubo absorvedor conectados

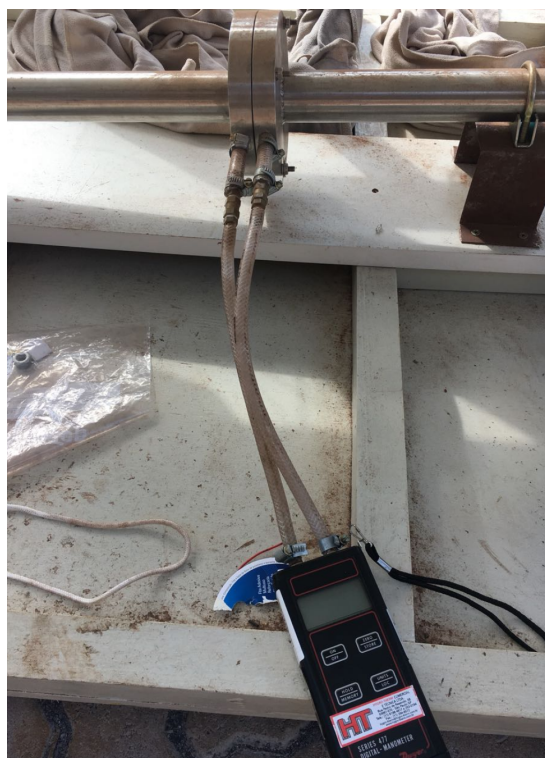


Figura 6.6. Manômetro diferencial conectado à placa de orifício

## 6.5 FIXAÇÃO DOS TERMOPARES

A bancada de instrumentação foi posicionada próximo ao receptor (refletor secundário e tubo evacuado), para que os termopares tipo J fossem posicionados da melhor maneira possível.

Os termopares da entrada e saída do absorvedor foram posicionados de forma a medir exatamente a temperatura no centro do tubo de cobre (posição equidistante da superfície interna do tubo circular), com o intuito de obter os melhores valores de temperatura do fluido, minimizando a influência da temperatura do tubo.

Foi desenvolvido um aparato que foi acoplado ao tubo de forma a permitir que a tomada de temperatura seja feita no centro deste, conforme representado na Fig (6.7):



Figura 6.7. Aparato para medição de temperatura na entrada e saída do tubo absorvedor

A escolha desse tipo de adaptação de poço termométrico para aferir a temperatura do fluido foi feita seguindo a norma ASME PTC 19.3 TW 2010 para tubos com diâmetro menor ou igual à 4 polegadas.

O termopar que aferiu a temperatura do envoltório de vidro foi posicionado em um suporte que foi fixado ao refletor secundário, de maneira que somente o sensor ficasse em contato com a superfície do vidro. De forma análoga e utilizando o mesmo suporte de fixação, o termopar responsável por medir a temperatura do refletor secundário foi posicionado na superfície interna deste.



Figura 6.8. Fixação do termopar no tubo de vidro e na superfície do refletor secundário

## 6.6 AJUSTE DA POSIÇÃO INICIAL DOS ESPELHOS

É fundamental que a posição inicial dos espelhos seja calibrada. Essa calibração foi feita usando um inclinômetro digital, do fabricante AXImports, com  $0,1^\circ$  de resolução; faixa de medição de  $4 \times 90^\circ$ ; alimentação de duas baterias CR2032 de 3 V e dimensões aproximadas de  $51 \times 51 \times 27$  mm.

O ângulo desejado para cada espelho do refletor primário é obtido por meio do programa feito no *Matlab* por Cavalcante (2016), fornecendo valores de latitude do local, dia e ano desejado e também a hora exata de início do funcionamento. Com os valores exatos da inclinação de cada espelho, basta folgar o parafuso de pressão do mancal correspondente ao espelho desejado e posicionar manualmente a inclinação até atingir o valor esperado, apertando novamente o parafuso para manter o espelho na posição desejada.



Figura 6.9. Aferição do ângulo do espelho com o inclinômetro digital

No início do experimento, a fonte responsável por alimentar o motor queimou, obrigando a fazer o posicionamento manualmente no decorrer do experimento. O pinhão foi desacoplado da cremalheira, e a cada 7 minutos a cremalheira era deslocada manualmente de forma que cada espelho tivesse variação de 2 graus, determinada pelo mesmo programa que diz a inclinação do espelho em relação à hora do dia. A posição de cada espelho era conferida nesse intervalo de tempo utilizando o inclinômetro, até o final da experimentação.

## 6.7 AQUISIÇÃO DOS DADOS PELO DATALOGGER

O principal componente do sistema de instrumentação é o *datalogger*. Ele consiste em um dispositivo eletrônico que registra dados ao longo do tempo ou em relação à localização, seja com um instrumento ou sensor incorporado, e/ou através de instrumentos e sensores externos.

O *datalogger* presente na bancada de instrumentação é o modelo CR1000, da fabricante Campbell Scientific Fig. (6.10), que registra dados ao longo do tempo por meio de sensores externos.



Figura 6.10. *Datalogger* da bancada de sensores (Cavalcante, 2016)

Os termopares, o sensor de temperatura por termo resistência (RTD), o sensor de umidade relativa e os piranômetros possuem basicamente 2 fios, um preto e um vermelho. Para conectar todos esses sensores, basta conectar o fio preto na primeira entrada livre “terra” (ground) do datalogger, e o fio vermelho na primeira entrada HIGH ou LOW que estiver desocupada, correspondendo a entrada GND (ground) já utilizada. Deve-se proceder dessa maneira para todos os sensores a serem utilizados no experimento.

A conexão e transferência de dados com o computador é feita via porta CS I/O, usando um adaptador CS I/O para USB.

Para entendimento detalhado do *datalogger*, consultar (CAVALCANTE, 2016).



## 7 RESULTADOS EXPERIMENTAIS

Os experimentos foram realizados com pressão atmosférica de 89,8 KPa. A velocidade do vento foi medida de três em três horas para ser utilizada na perda de calor por convecção externa forçada.

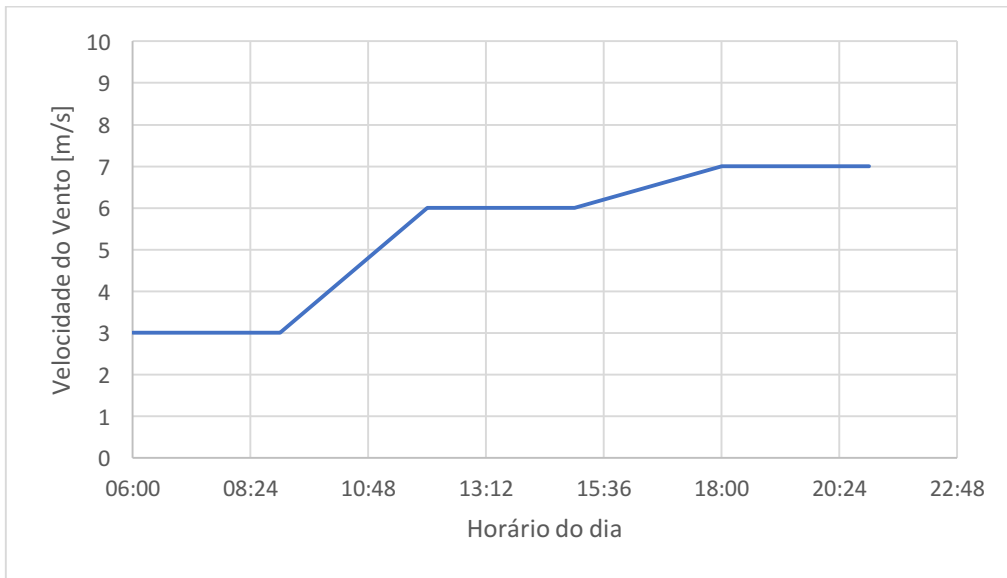


Figura 7.1. Velocidade do vento em 15/11/2017

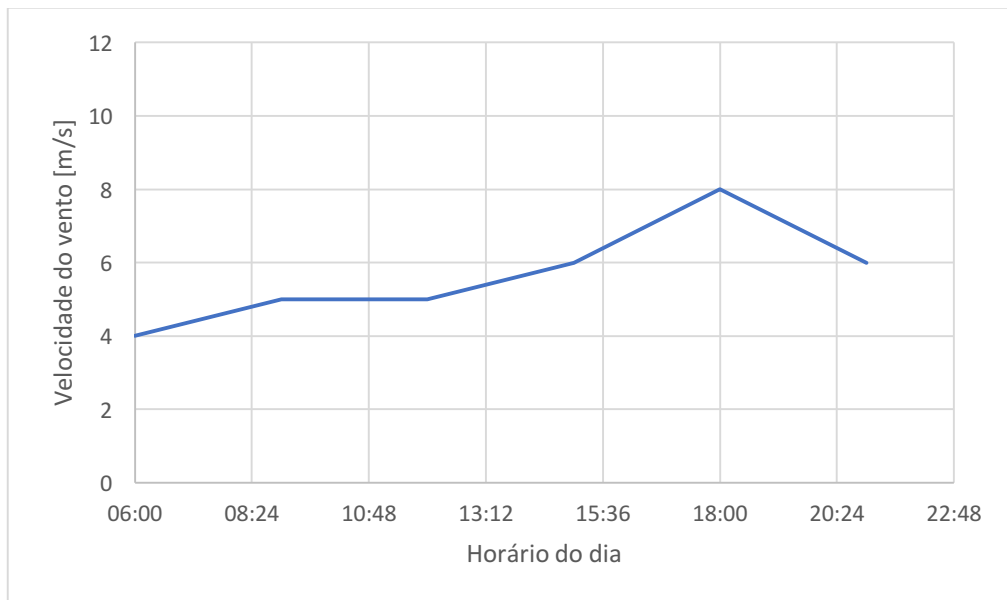


Figura 7.2. Velocidade do vento em 18/11/2017

A umidade relativa durante os dias de experimento foi 80% no dia 15 de novembro e 75% no dia 18 de novembro. O ângulo azimute para ajustes dos espelhos em ambos os dias foi de  $36^\circ$  para a direita em relação ao eixo norte-sul geográfico.

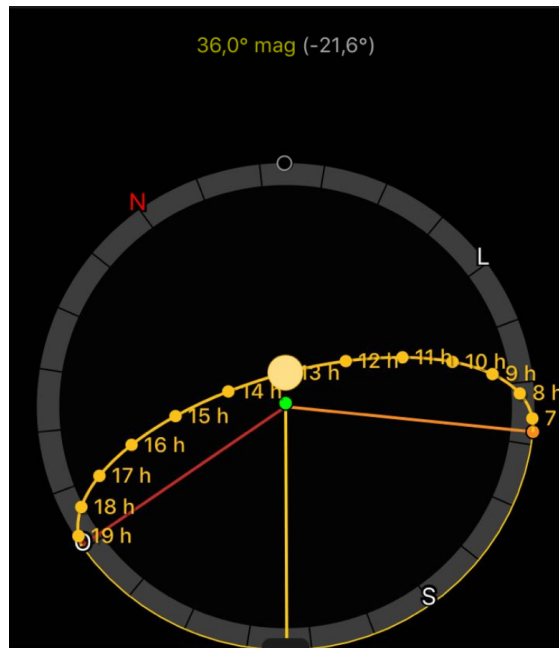


Figura 7.3. Cálculo do Ângulo azimute no SunSurveyor

As radiações medidas no dia 18 de novembro, apesar de alguns períodos o céu coberto por nuvens, tiveram DNI médio de  $908 \text{ W/m}^2$ . Durante a realização do experimento neste dia, o período com maior estabilidade de radiação incidente no experimento foi no intervalo de 10:30 até 13:00.

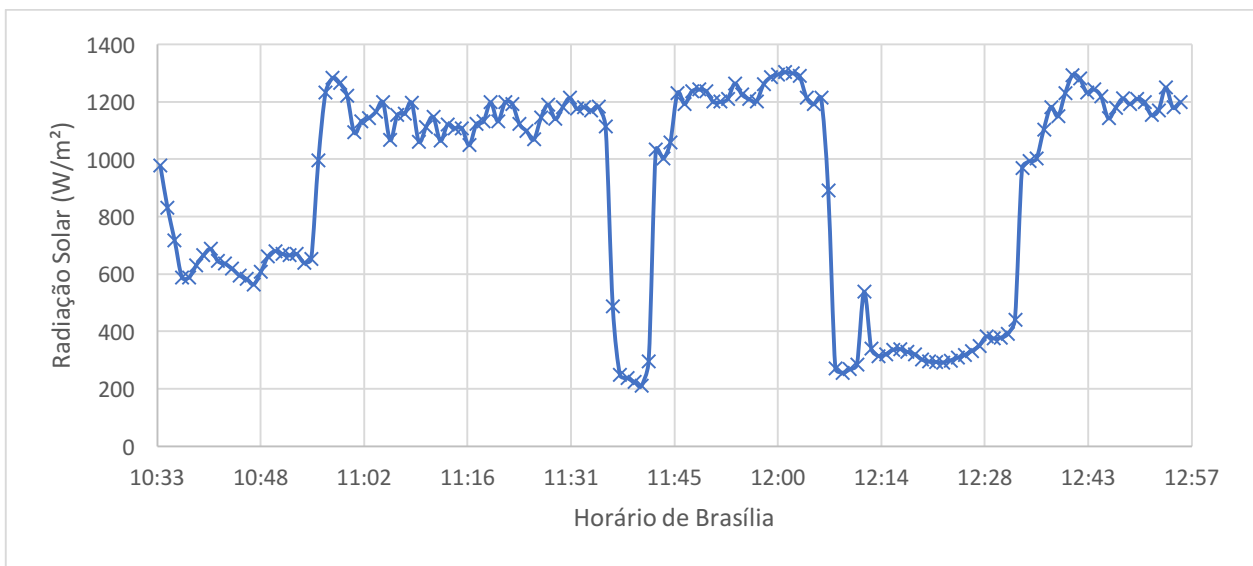


Figura 7.4. Radiação solar incidente no dia 18 de novembro

Os valores de temperatura de cada componente medidos no dia 18 de novembro no horário entre 10:30 e 13:00 são apresentados na figura 7.5:

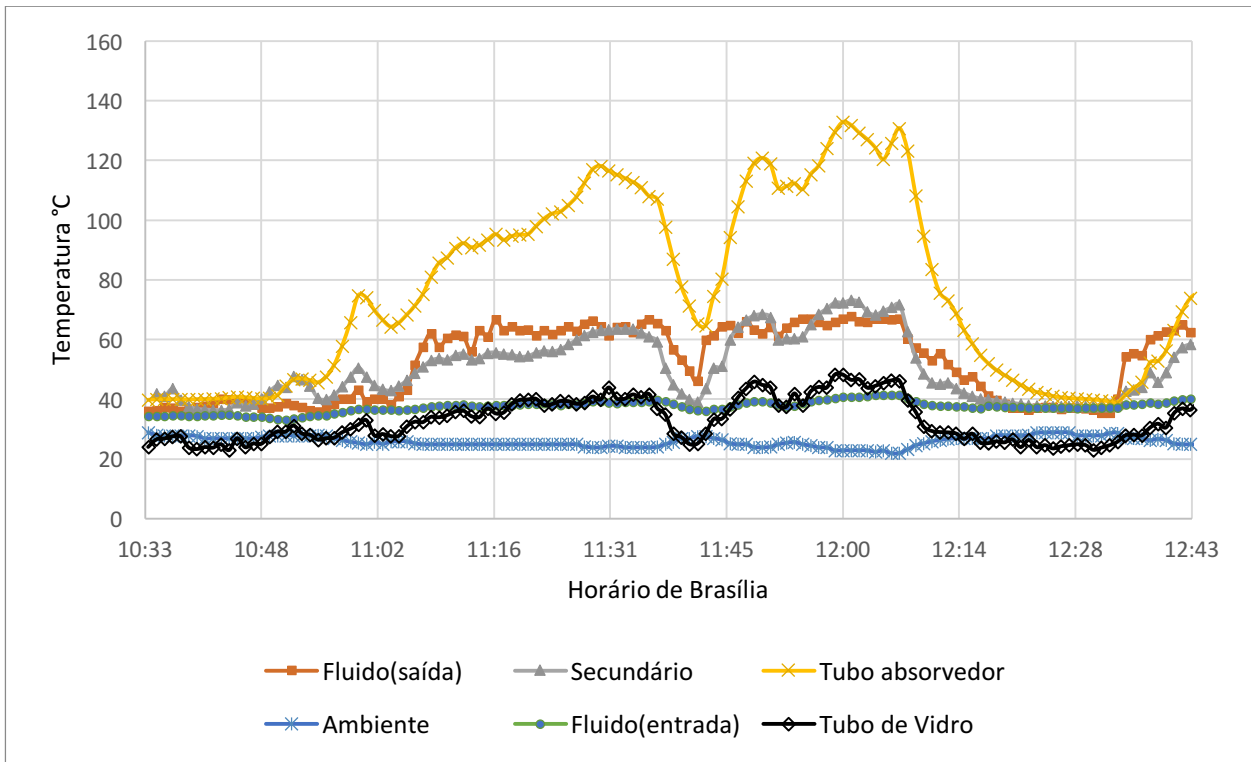


Figura 7.5. Temperatura dos componentes do sistema

A partir dos valores obtidos de temperatura para cada componente ao longo do dia e usando o valor da radiação incidente no sistema foi possível calcular a eficiência média do sistema no dia testado. O valor obtido foi de aproximadamente 20%.

Apesar da eficiência encontrada experimentalmente ser menor do que o valor teórico calculado (aproximadamente 24%), o valor foi considerado plausível, tendo em vista que com a falha no motor do sistema de rastreamento o ajuste de inclinação dos espelhos teve de ser feito manualmente, não tendo a mesma precisão quando comparado ao ajuste feito pelo motor. Essa falha no rastreamento solar causou um aumento na radiação incidente no refletor secundário, resultando em um aumento de temperatura média desse componente de aproximadamente 15%.

Além disso, devido aos períodos com presença de nuvens no céu não foi possível alcançar o regime permanente do sistema durante o experimento, no qual os dados obtidos seriam mais precisos. No período onde o sistema esteve mais próximo do regime permanente a diferença de temperatura do fluido entre a entrada e saída do tubo foi de aproximadamente 30 °C, se aproximando do valor teórico esperado de 37°C para os mesmos valores de radiação solar incidente.

Devido a queima da fonte do motor de rotação dos espelhos durante o experimento no dia 15 de novembro e a demora para se perceber que isso havia acontecido, os dados experimentais ficaram comprometidos de forma que não serão apresentados neste relatório por não apresentarem confiabilidade.

## 8 CONCLUSÃO

Por meio do trabalho apresentado foi desenvolvida uma análise detalhada óptica e linear de um coletor solar do tipo Fresnel. Durante essa análise foram estudados os parâmetros chave para o desenvolvimento do projeto e suas relações com a eficiência do sistema, determinando os valores críticos de cada variável. A partir da análise feita foi possível determinar os valores de temperatura teóricos para cada componente do sistema, usando-os após os experimentos realizados a título de comparação os valores reais obtidos.

Como optou-se pela confecção própria do tubo evacuado, neste trabalho foi desenvolvida uma metodologia para o projeto e construção de um tubo absorvedor evacuado, mostrando o passo-a-passo de todo o projeto, incluindo seleção de materiais, geometria da tampa, procedimento para garantir o vácuo entre os tubos e montagem do tubo junto ao sistema do coletor solar. Somado a isso, foi apresentado também o procedimento de montagem de todo o sistema concentrador de energia solar, incluindo operações e ajustes de testes experimentais.

A cidade de Brasília, apesar de ter boa incidência de radiação solar durante o ano, apresentou um alto índice pluviométrico nos meses de outubro e novembro, o que limitou a amostragem do experimento.

Nos testes experimentais foi obtido uma eficiência térmica média do sistema de 20%, que é bastante próxima do valor esperado teoricamente para um sistema com a mesma geometria e condições de radiação incidente (24%), obtendo-se então um resultado experimental satisfatório. A diferença entre a eficiência térmica teórica e experimental ocorreu principalmente por conta da imprecisão do sistema de rastreamento solar, onde a angulação dos espelhos primários teve que ser feita manualmente. Os erros na posição de concentração da radiação solar geraram um aumento médio de aproximadamente 15% na temperatura no refletor secundário, quando comparado ao valor teórico da temperatura deste componente.

Sugere-se para trabalhos futuros:

- Reparo do sistema de rastreamento solar para evitar o ajuste manual;
- Substituição dos mancais e da cremalheira por um sistema em que o engrenamento e a rotação dos espelhos seja mais eficaz e preciso, por conta das folgas existentes no sistema de angulação dos espelhos primários;
- Substituição do tubo absorvedor de cobre polido por outro de material com absorvidade superior. Como mostrado na seção 3.2 a eficiência térmica do sistema tem grande dependência no grau de absorvidade deste, sendo assim, já que o cobre polido possui uma baixa absorvidade, sugere-se trocá-lo ou pintá-lo de preto para aumentar a eficiência térmica do sistema.
- Para o cálculo mais preciso da perda de calor envolvendo o refletor secundário, sugere-se a realização de uma simulação utilizando CFD para determinar as características de

escoamento, o coeficiente de troca de calor e a distribuição de temperatura na superfície interna e externa do refletor secundário.

- Simulação com análise térmica e teste experimental utilizando outros fluidos de trabalho escoando pelo tubo absorvedor de modo a comparar com os resultados obtidos para o ar apresentados neste trabalho.
- Utilizar lâmpadas que emitam radiação num espectro próximo a da radiação solar, e com isso ter um maior controle sobre a fonte de radiação e aproximar ao máximo da condição de regime permanente.

# REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Abbas, R. e Martínez, V. (2015). “Analytic optical design of linear Fresnel collectors with variable widths and shifts of mirrors,” *Renew. Energy*, vol. 75, pp. 81–92, 2015.
- Abbas, R., Montes, M., Piera, M. e Martínez, V. (2012). “Solar radiation concentration features in Linear Fresnel Reflector arrays,” *Energy Convers. Manag.*, vol. 54, no. 1, pp. 133–144, 2012.
- Abbas, R., Muñoz, A., Valdés, M. and Martínez, V. (2013). “High concentration linear Fresnel reflectors,” *Energy Convers. Manag.*, vol. 72, pp. 60–68, 2013.
- Appropedia. (16 de outubro de 2016). Appropedia. Disponível em: < <http://www.appropedia.org/File:Zenith.PNG> >. Acesso em 12/05/2017
- Benyakhlef, S., Mers, A., Merroun, O., Bouatem, A., Boutammachte, N., Alj, S., Ajdad, H., Erregueragui, Z. e Zemmouri, E. (2016). “Impact of heliostat curvature on optical performance of Linear Fresnel solar concentrators,” *Renew. Energy*, vol. 89, pp. 463–474, 2016.
- Brasil. (11 de outubro de 2016). Brasil. Disponível em < <http://www.mma.gov.br/politicade-residuos-solidos> >. Acesso em 20/05/2017
- Brasil (2016) - Projeto energia heliotérmica - Fresnel CSP technology state of art and market overview. Brasília: Ministério da Ciência, Tecnologia e Inovação.
- Burkholder, F. e Kutscher, C. (2009). “Heat loss testing of Schott’s 2008 PTR70 parabolic trough receiver,” NREL Technical Report, 2009.
- Cavalcante, C. (2016). “Desenvolvimento de Sistema de controle e instrumentação de protótipo de concentrador de energia solar fotovoltaica e térmica com um grau de liberdade” Brasília, Brasil.
- Cavalcante, C., Schmidt, T., Martin, T. e Coupier, V. (2016). “Manual de ajuste do inversor de frequência para o ventilador”. Brasília, Brasil.
- Carvalho, D. (2016). “Projeto e construção de um concentrador solar do tipo Fresnel linear”. Brasília, Brasil.
- Cunha, G. e Custódio, E. (2017) “Projeto e construção de absorvedor térmico para sistema linear Fresnel”. Brasília, Brasil.
- Dickinson, W. C., Cheremisinoff, P. N (1980)., "Solar Energy Technology Handbook - Application system design and economics", *Energy, Power and Environment*, vol.6, 1980.
- Dostucok, I., Selbas, R., Sencan, A. (2014). “Experimental Investigation of a Linear Fresnel”, *J. of Thermal Science and Technology*, vol. 34, pp. 77–83, 2014.

- Feldhoff, J.F. (2012). Linear Fresnel Collectors. Almería, Espanha
- Guadamud, E., Oliva, A., Lehmkuhl, O., Rodriguez, I. e González, I. (2015) “Thermal Analysis of a Receiver for Linear Fresnel Reflectors,” Energy Procedia, vol. 69, pp. 405–414, 2015.
- Gunther, M. (2017) "Linear Fresnel Technology", enerMENA-DLR, < [www.energyscience.org](http://www.energyscience.org) > acessado em janeiro de 2017.
- He, J., Qiu, Z., Li, Q. e Zhang, Y. (2012) “Optical design of linear Fresnel reflector solar concentrators,” Energy Procedia, vol. 14, no. 2011, pp. 1960–1966, 2012.
- Heimsath, A., Cuevas, F., Hofer, A., Nitz, P., Platzer, W.J. (2014). “Linear Fresnel Collector Receiver: Heat Loss and Temperatures.” Freiburg, Alemanha.
- Holman, J. (1983). “Transferência de Calor”. McGraw-Hill.
- Huang, F., Li, L. e Huang, W. (2014). “Optical performance of an azimuth tracking linear Fresnel solar concentrator,” Sol. Energy, vol. 108, pp. 1–12, 2014.
- Incropera, D. B. (2008). Fundamental of Heat and Mass Transfer. LTC.
- Irea, E. (2013). Concentrating solar power.
- Jaramillo, J. O.-G. (2013). “Modular Linear Fresnel Reflecting Solar Concentrator for Low Enthalpy Processes”. Mexico.
- Jensen, H. (2003). Monte Carlo Ray Tracing. Utah, Estados Unidos
- Kalogirou, S. A. (2014). Solar Energy Engineering: Processes and Systems.
- Mario, H. (2010) “Introdução a radiação solar”. São Leopoldo, Brasil.
- Martin, V. (2016). “Design and construction of a CPV-T Prototype”. Brasília.
- Montes, M., Rubbia, C., Abbas, R. e Martínez, V. (2014). “A comparative analysis of configurations of linear fresnel collectors for concentrating solar power,” Energy, vol. 73, pp. 192–203, 2014.
- Morin, G., Dersch, J., Platzer, W., Eck, M. e Haberle, A. (2012) "Comparison of Linear Fresnel and Parabolic Collector power plants", Solar Energy, vol. 86, pp. 1-12, 2012.
- Paiva, E. (2012) “Seguido solar de um único eixo inclinado” – UniCeub, Brasília, Brasil.
- Patil, G., Kale, D., Panse, S. e Joshi, J. (2014) “Numerical study of heat loss from a non-evacuated receiver of a solar collector,” Energy Convers. Manag., vol. 78, pp. 617–626, 2014.
- Pino, F., Caro, R., Rosa, F. e Guerra, J. (2013) “Experimental validation of an optical and thermal model of a linear Fresnel collector system,” Appl. Therm. Eng., vol. 50, no. 2, pp. 1463–1471, 2013.



- Reddy, K. e Kumar, K. (2014) "Estimation of convective and radiative heat losses from an inverted trapezoidal cavity receiver of solar linear Fresnel reflector system," *Int. J. Therm. Sci.*, vol. 80, no. 1, pp. 48–57, 2014.
- Ryan, J. (1997). "Incidence Angle Modifiers in Cylindrical solar Collector Design", MS Thesis, Colorado State University, 1997.
- Schmidt, T. (2016). "Transferência de calor em sistema heliotérmico-fotovoltaico." Brasília, Brasil.
- Sen, P., Ashutosh, K., Bhuwanesh, Z. Engineer, S. Hegde, S. Sen, P. and Davies P. (2013) "Linear Fresnel Mirror Solar Concentrator with tracking," *Procedia Eng.*, vol. 56, pp. 613–618, 2013.
- Sharma, V. (2014). "Hourly and monthly variation in shading and blocking of aperture area in a linear fresnel reflector field," *Energy Procedia*, vol. 48, pp. 233–241, 2014.
- Silvi, C. (2009). "The pioneering work on linear Fresnel reflector concentrators in Italy", 15th SolarPACES International Symposium, 2009.
- Singh, R. (2017). "Modelling and performance analysis of linear Fresnel collector for process heat generation for ice cream factory in Konya. Turquia
- Vasconcelos, M. (2011). "Análise da influência de superfícies refletivas nas perdas de calor de sistemas térmicos". Rio Grande do Norte, Brasil.
- Viana, T. R. (2011). Assessing the potential of concentrating solar photovoltaic generation in Brazil with satellite-derived direct normal irradiation.
- Werner, F. D. (2016). Low cost Linear Fresnel Collector.
- Zahw, T. Y. (2014). Heat loss sensivity analysis of diferent linear fresnel collector receiver geometries. Alemanha.
- Zhu, G. (2013) "Development of an analytical optical method for linear fresnel collectors," *Sol. Energy*, vol. 94, pp. 240–252, 2013.
- Zhu, G., Wendelin, T., Wagner, M. E Kutscher, G. (2014), "History, current state and future of linear Fresnel concentrating solar collectors," *Sol. Energy*, vol. 103, pp. 639–652, 2014.

# ANEXOS

		Pág.
<b>Anexo I</b>	<b>Propriedades dos Materiais utilizados</b>	99
<b>Anexo II</b>	<b>Tonatiuh</b>	104
<b>Anexo III</b>	<b>Curvas de Calibração</b>	107
<b>Anexo IV</b>	<b>Desenhos Técnicos das Tampas</b>	109
<b>Anexo V</b>	<b>Características dos Sensores de Temperatura</b>	111
<b>Anexo VI</b>	<b>Planilhas e Rotinas de Cálculo</b>	113

## ANEXO I: Propriedades dos Materiais utilizados

### Refletividade

A refletividade de um corpo é dada pela razão entre a radiação refletida pela radiação incidente no corpo. Os valores de refletividade considerados neste experimento são apresentados na Tabela I.1:

Tabela I.1. Componentes com suas respectivas refletividades de projeto

Componente	Refletividade
Espelhos primários	0.9
Espelhos secundários (aço inox)	0.38

Apesar de considerados constantes no experimento, o grau de refletividade de um material varia de acordo com o ângulo de incidência da luz incidente. Como estaremos trabalhando com basicamente todos os ângulos de incidência de luz no refletor secundário, consideramos para o aço inox um valor médio de refletividade obtido de Cavalcante (2011).

Ângulo de incidência (°)	Intensidade refletida (Lx)	Valores de refletividade (%)
15	52	40,6
30	50	39,06
45	49	38,3
60	46	35,93
	Média	38,47

Figura I.1. Valores de medição de refletividade da superfície de uma chapa de aço inox em função do ângulo de incidência (Cavalcanti, 2011)

Para os espelhos primários, que possuem um alto grau de refletividade, o valor utilizado foi obtido através de catálogos do fabricante Bérkel. O valor fornecido foi considerado constante para todos os ângulos de incidência, pois através de análises da relação entre o grau de refletividade e a inclinação solar para diferentes materiais por Paltridge, Platt (1976) ficou constatado que materiais com altos graus de refletividade possuem variações mínimas em sua refletividade para diferentes ângulos de incidência. A Fig. (I.2) mostra esta relação para diferentes materiais existentes. Além disso, os ângulos de incidência da luz que poderiam gerar uma diferença no grau de refletividade dos espelhos primários, mesmo que mínima, não

serão consideradas já que não serão capazes de direcionar a luz solar aos refletores secundários e tubo absorvedor devido as dimensões dos mesmos.

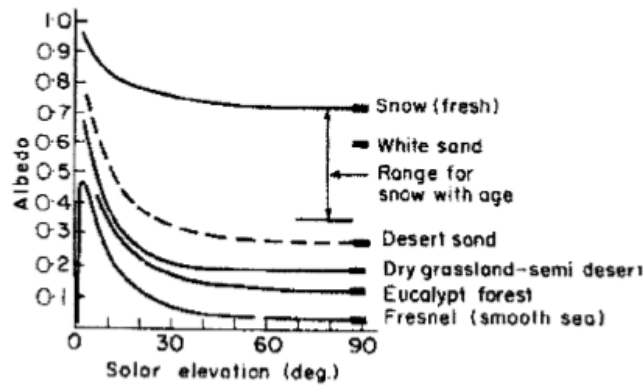


Figura I.2. Relação entre o grau de Refletividade e inclinação da luz incidente para diferentes materiais

### Emissividade

A emissividade de uma superfície representa a razão entre a radiação emitida pela superfície a uma determinada temperatura e a radiação emitida por um corpo negro na mesma temperatura. Neste projeto as emissividades consideradas são apresentadas na Tabela I.2, sendo obtidas através de catálogos do fabricante *Contemp* e tabelas de Trichês (2010).

Tabela I.2. Valores de emissividade para cada componente

Componente	Material	Emissividade
Tubo Absorvedor (interno)	Cobre	0.07
Revestimento de vidro do tubo absorvedor	Vidro	0.92
Refletor secundário	Aço inoxidável polido	0.16
Cobertura (externa a lâ de vidro)	Alumínio	0.04

Apesar de haver uma variação da temperatura dos componentes durante o experimento, a mesma não é capaz de gerar uma diferença significativa no grau de emissividade dos componentes. Logo, os valores utilizados para a emissividade de cada material foram selecionados de acordo com a temperatura média com que os componentes oscilaram durante o projeto. A figura I.3 apresenta a relação entre a emissividade de

alguns materiais e sua temperatura, mostrando que variação significativa da emissividade de um material só ocorre para altas faixas de variação de temperatura (em torno de 500K).

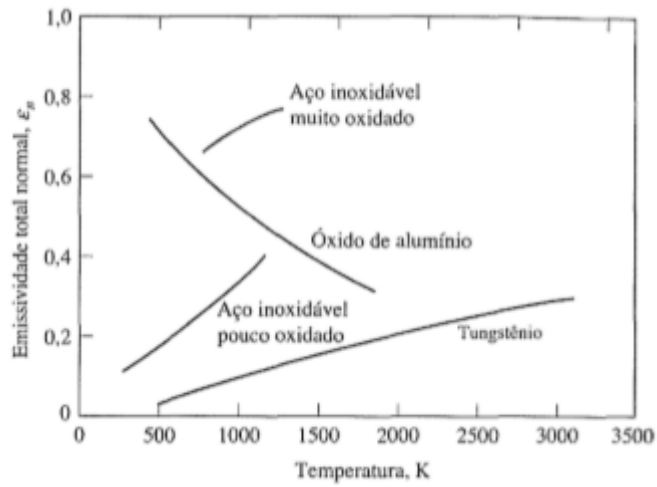


Figura I.3. Variação da emissividade em função da temperatura

### Condutividade Térmica

A condutividade térmica é uma característica específica de cada material, e depende fortemente da temperatura e da pureza do material. Para o projeto, os valores utilizados foram:

Tabela I.3. Condutividade térmica dos componentes

Componente	Material	Condutividade térmica (W /mK)
Tubo Absorvedor	Cobre	398
Revestimento de Vidro	Vidro	0.9
Refletor Secundário	Aço inoxidável polido	15
Cobertura	Lã de vidro	0.04

De maneira análoga ao da emissividade, explicada no Anexo I, os valores de condutividade térmica foram obtidos a partir da média da temperatura de operação de cada material. Na figura I.4 é apresentada a relação entre a condutividade térmica de alguns materiais em relação a variação de temperatura.

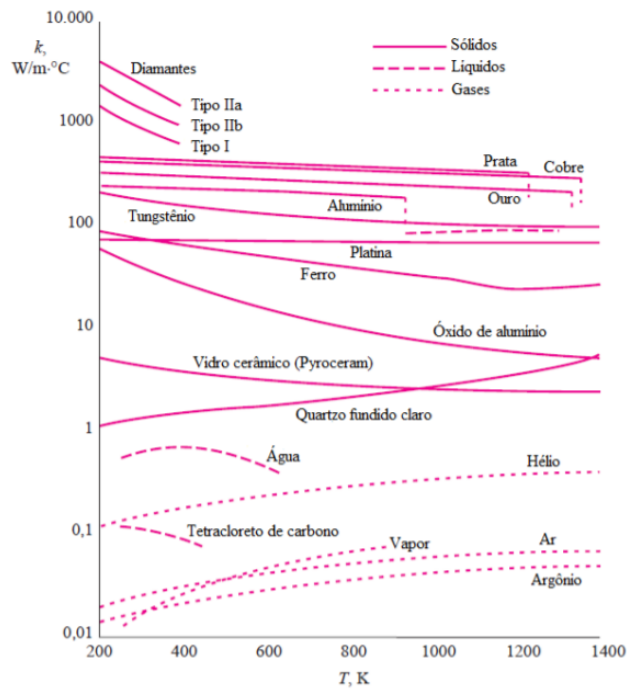


Figura I.4. Variação da Condutividade térmica dos materiais com a temperatura (Çengel, 2003)

### Absortividade

Ao contrário da emissividade, a absortividade de um material é praticamente independente da temperatura de superfície (Çengel, 2003). No entanto, a absortividade depende fortemente da temperatura da fonte em que a radiação incidente é originária, conforme mostrado na Fig. (I.5).

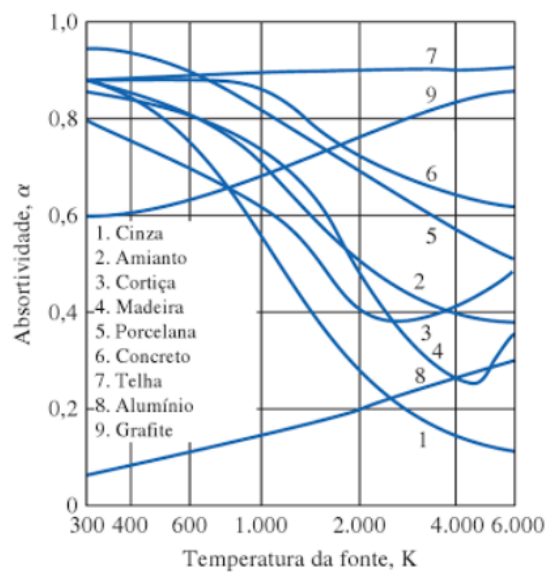


Figura I.5. Variação da absortividade em função da temperatura da fonte

Na Tabela I.4 são apresentados os valores considerados no projeto que foram adquiridos em Çengel (2003).

Tabela I.4. Absortividade dos componentes do projeto

<b>Componente</b>	<b>Material</b>	<b>Absortividade</b>
Tubo Absorvedor	Cobre	0.90
Refletor Secundário	Aço inoxidável	0.11
Revestimento de vidro do tubo	Vidro	0.25
Cobertura	Lã de vidro	0.1

## ANEXO II: Tonatiuh

O Tonatiuh é um software utilizado para simulação óptica de sistemas de concentração solar que se baseia no método de simulação Monte Carlo para radiação solar.

No Tonatiuh o processo de modelagem do sistema é feito através da adição de nós, que podem ser de superfície ou grupo. Os nós de grupo contêm todas as seções e subseções do sistema, incluindo o tipo de rastreamento utilizado e os nós de superfície. Nos nós de superfície é definido o formato, material e propriedades ópticas dos elementos.

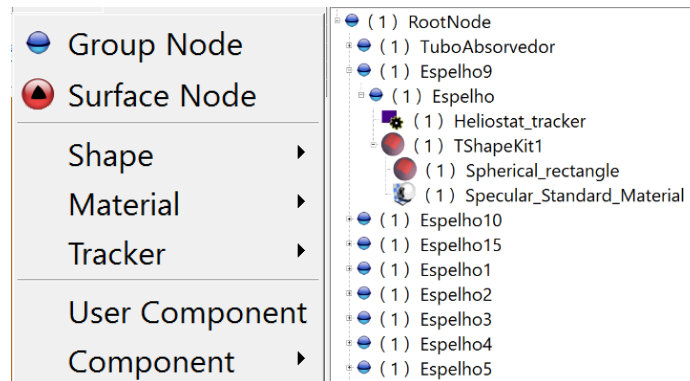


Figura II.1. Interface no Tonatiuh mostrando os nós do sistema

Uma vez que a geometria do sistema é modelada, o Tonatiuh pode ser usado para simular o comportamento óptico do sistema. Com Tonatiuh você pode simular como o sistema funcionará sob diferentes condições solares. Estas condições são caracterizadas pela posição do Sol no céu, que define a direção principal da radiação solar direta recebida e a quantidade de energia radiante por unidade de área.

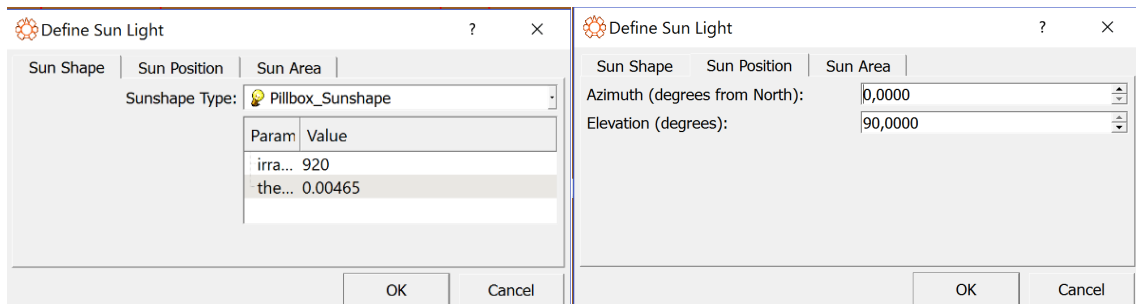


Figura II.2. Parâmetros relacionados à luz solar no Tonatiuh

O ângulo azimute que será utilizado pode ser calculado diretamente pelo Tonatiuh a partir da latitude e longitude da cidade, conforme mostrado na figura II.3:



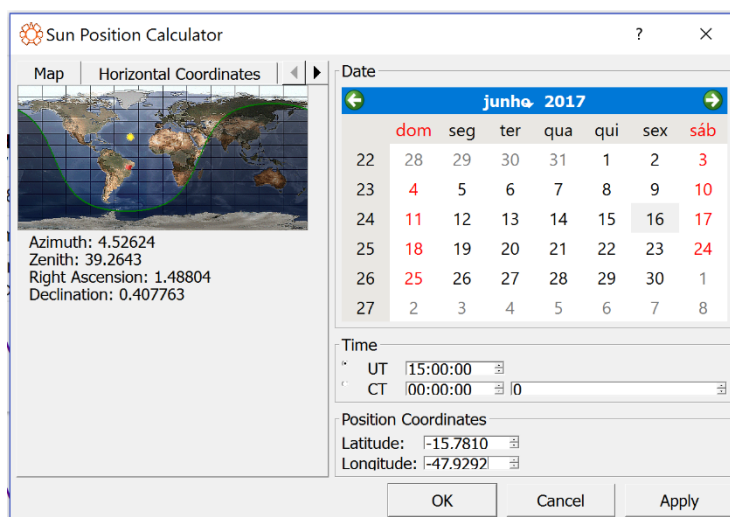


Figura II.3. Calculadora da posição solar no Tonatiuh

Com essas informações e o sistema modelado, o software é capaz de transformar os dados de fótons bruto em estimativas de distribuições de fluxo, com seus respectivos gráficos.

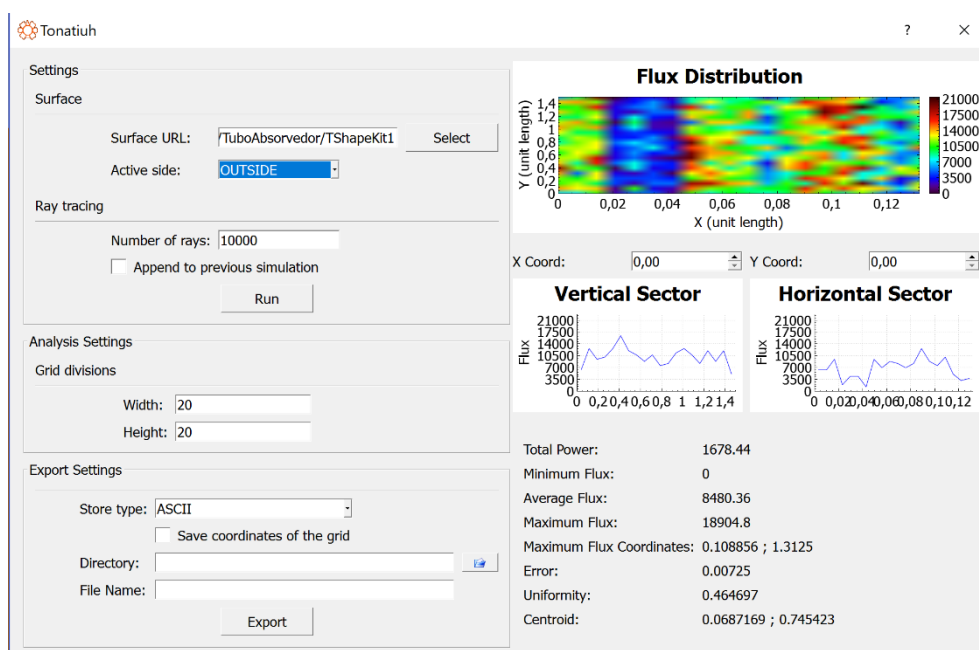


Figura II.4. Exemplo gráfico do fluxo de energia ao longo do comprimento do tubo absorvedor feito no Tonatiuh

Analisando o gráfico de distribuição do fluxo de energia ao longo do comprimento do tubo fornecido pelo Tonatiuh percebe-se que ela não é uniforme ao longo da superfície. A incidência no topo do tubo é consideravelmente menor do que incidência na parte inferior do tubo. Para melhor representar a distribuição, a geometria cilíndrica do tubo foi transformada em um retângulo plano 2-D.

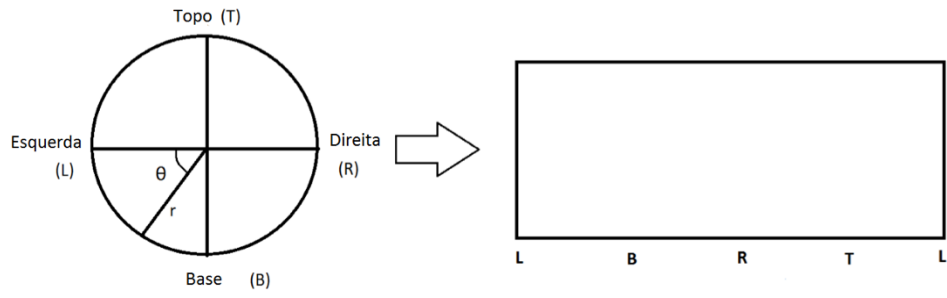


Figura II.5: Transformação do cilindro em um retângulo plano 2D

### ANEXO III: Curvas de Calibração

Nesta seção do trabalho são apresentadas as curvas de calibração para aquisição de dados dos termopares, piranômetro e termorresistência, retirados de Cavalcante (2016).

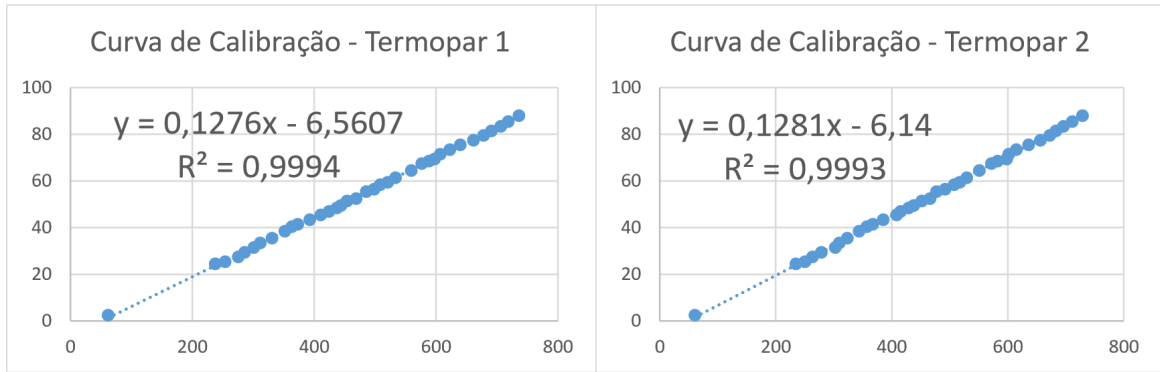


Figura III.1. Curva de calibração dos termopares 1 e 2

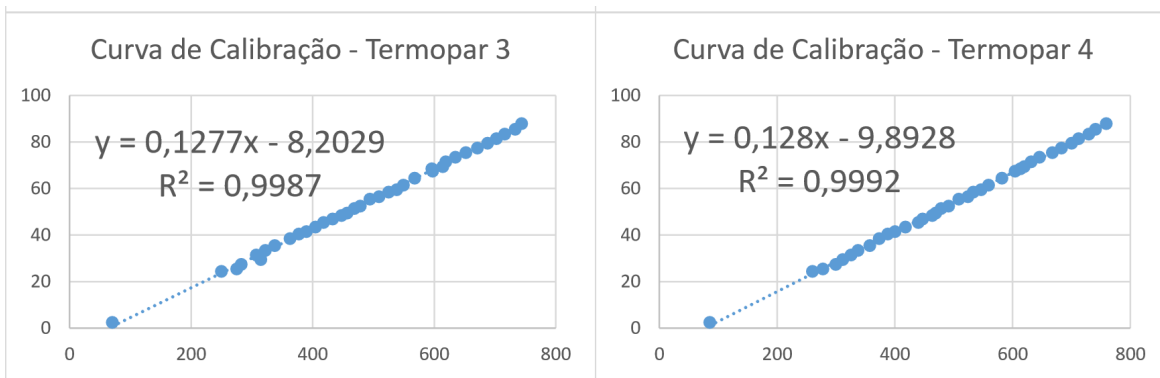


Figura III.2. Curva de calibração dos termopares 3 e 4

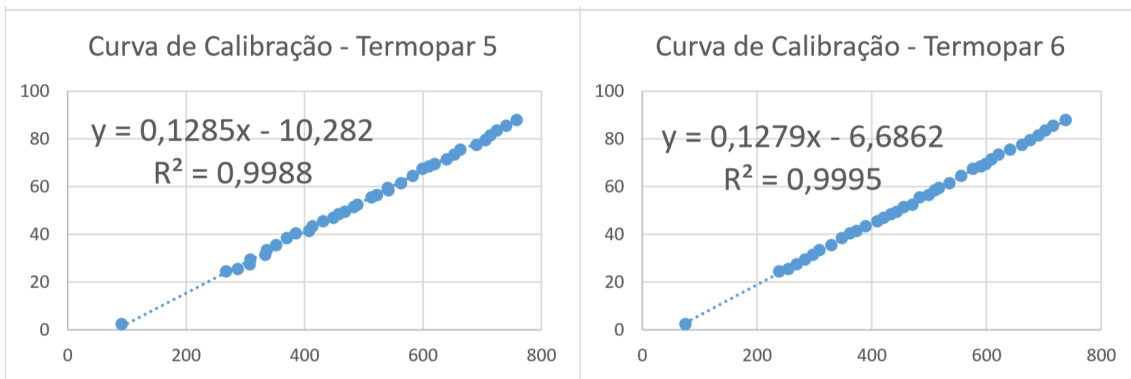


Figura III.3. Curva de calibração dos termopares 5 e 6

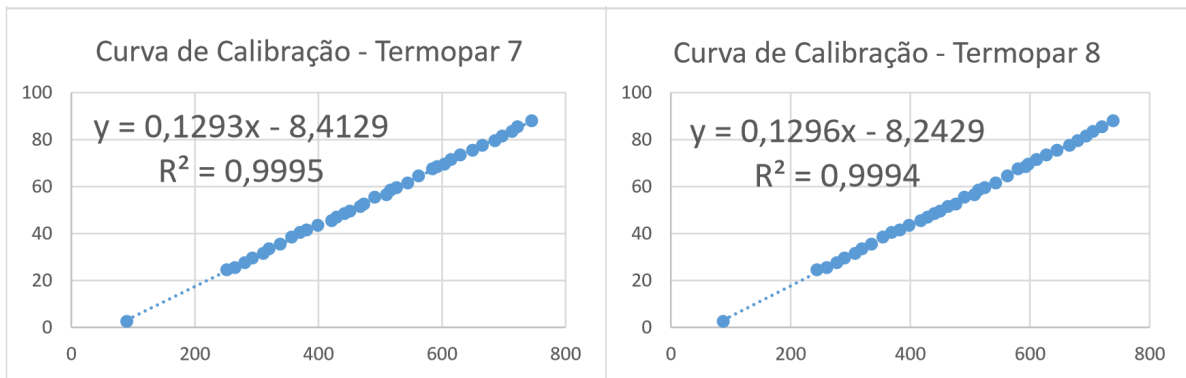


Figura III.4. Curva de calibração dos termopares 7 e 8

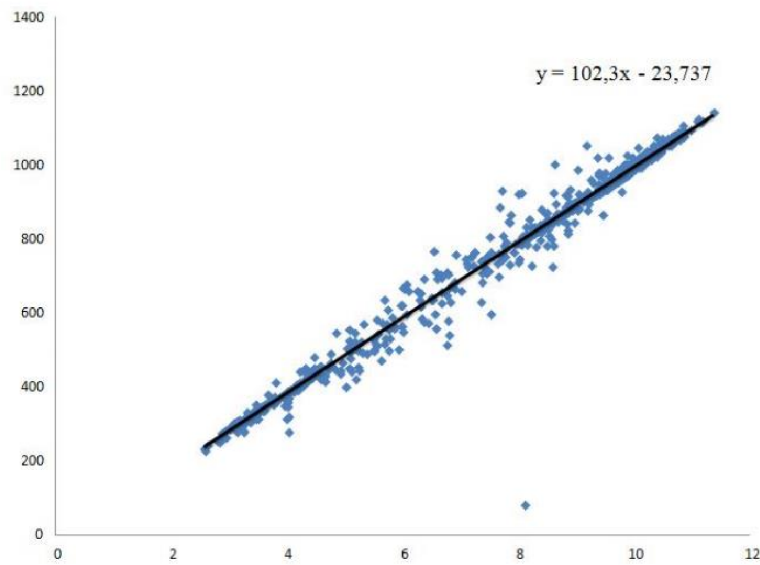


Figura III.5. Curva de calibração do piranômetro

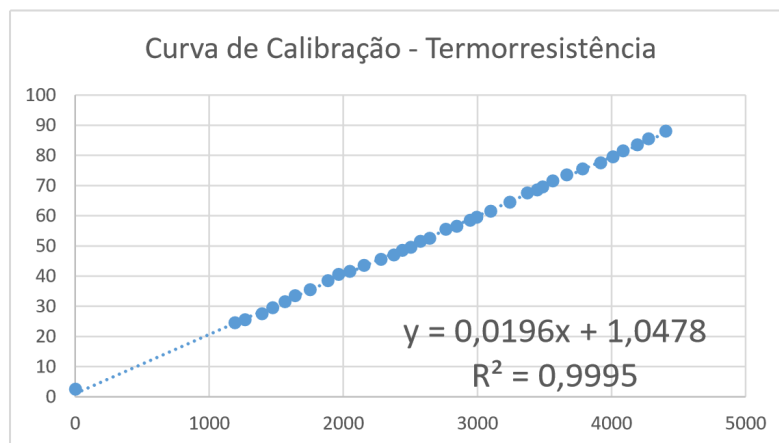
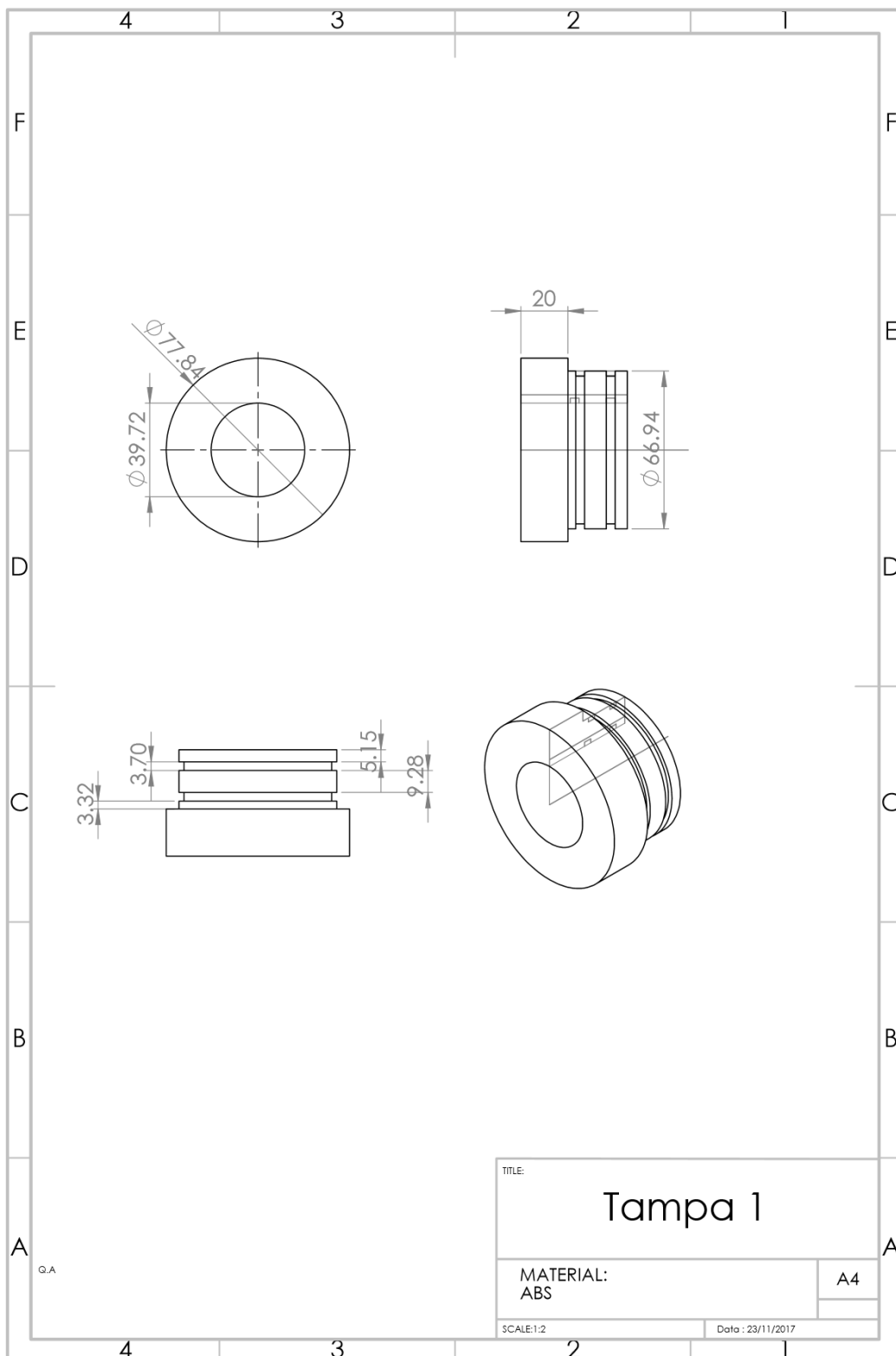
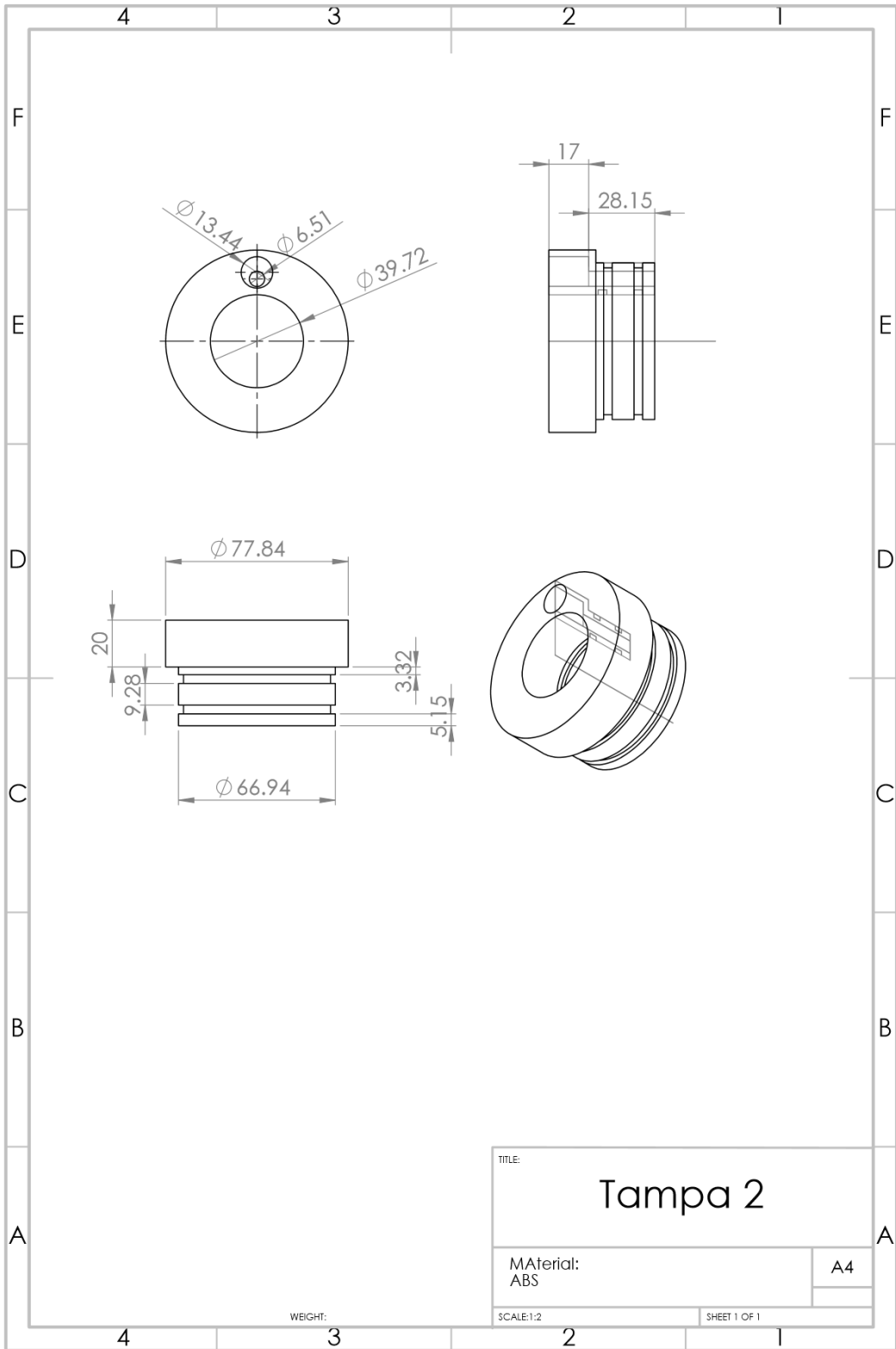


Figura III.6: Curva de calibração da Termorresistência

# ANEXO IV: Desenhos Técnicos das Tampas





## ANEXO V: Características dos Sensores de Temperatura

Dados referentes aos termopares utilizados ao sensor de temperatura por termorresistência (RTD), utilizados para medição das temperaturas dos componentes e da temperatura ambiente, respectivamente.

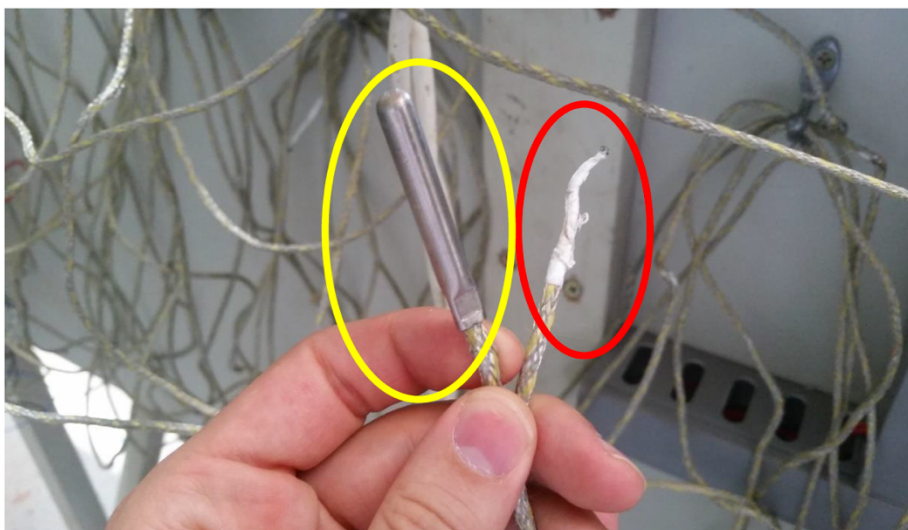


Figura IV.1. Diferença entre extremidades dos termopares – “somente junção” (no destaque em vermelho) e com cápsula protetora (no destaque em amarelo) (Cavalcante, 2016).

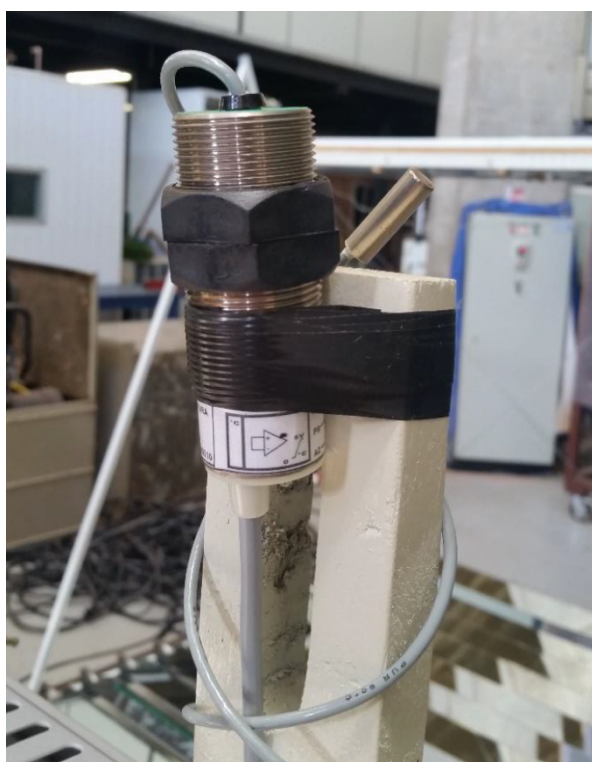


Figura IV.2 Sensor de temperatura por termorresistência (RTD), instalado na bancada de instrumentos (Cavalcante, 2016).

Tabela IV.1. Especificações dos sensores de temperatura

MODELO	Termopar Tipo J – Baed Automação	Termorresistência RTD TP-5
FAIXA DE OPERAÇÃO	0 a 500 °C	0 a 100 °C
TENSÃO DE ALIMENTAÇÃO	-	12 V
REPETIBILIDADE	-	0,15 °C
PRECISÃO	0,2 °C	0,5 °C
TEMPO DE RESPOSTA	-	0,1 s
HISTERESE	-	Menor que 0,3 °C
PESO		160 g



## ANEXO VI: Rotinas de Cálculo

```
%PROJETO DE GRADUAÇÃO 2 - UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA
%ALUNOS: FLÁVIO FERRAZ E VICTOR AUGUSTO
%DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

% BALANÇO DE ENERGIA PARA O TUBO SIMPLES NÃO EVACUADO

% CONSTANTES DO PROTEJO

r2=0.018;           % raio interno do absorvedor [m]
D=2*r2             % diâmetro interno do tubo
r3= 0.02;          % raio externo do absorvedor [m]
k12=16.1;          % condutividade térmica do absorvedor [W/mK]
e3=0.1;            % emissividade do absorvedor
sigma=5.669*10^-8; % constante de boltzmann [W/m^2.K^4]
r4=0.035;          % raio interno do vidro [mm]
D4=2*r4;
r5=0.045;          % raio externo do vidro [mm]
D5=2*r5
k45= 1.13;         % condutividade térmica do vidro [W/mK]
e5=0.1;            % emissividade do vidro
k67=145;           % condutividade do refletor secundário [W/mK]
e6=0.039;          % emissividade do refletor secundário
e7=0.039;          % emissividade do refletor secundário
k89=0.1;           % condutividade térmica da cobertura [W/mK]
e9=0.82;           % emissividade do isolante
Tamb=25+273;       % temperatura ambiente [K]
T11= Tamb-6;       % temperatura do céu [K]
T10=Tamb+5;        % temperatura do solo [K]
th6=0.003;         % espessura refletor secundário [m]
th8=0.05;          % espessura isolante [m]

delta78=0.02       % distância entra a cobertura e a superfície externa do
refletor secundário

Lcobertura=0.414   % comprimento característico da cobertura de madeira
dni=600;            % direct normal irradiation [W/m^2]
ghi=800;            % radiação global [W/m^2]
refespelho=0.94;   % refletividade dos espelhos
x=1.5;
dnisist=0.125*x*15*dni*0.94; % direct normal irradiation que entra no
sistema [W=J/s]
Rg=287.05           % constante dos gases ideais
Plocal= 90000       % pressão atmosférica local [Pa]
g=9.8               % aceleração da gravidade [m/s^2]
v= 9                % velocidade do fluido [m/s]

%% ÁREAS

Acoletor = 0.414*x; % área do refletor secundário em função de x

L610 = Acoletor/3.828 % COMPRIMENTO CARACTERÍSTICO CONVECÇÃO 610
```

```
%% RADIAÇÕES SOLARES INCIDENTES
```

```
SunExtVidro=0.94*dnisist*0.02  
SunExtTubo=(dnisist*0.97*0.95*0.2)+0.94*dnisist*0.97*0.95*0.8  
SunIntSec=0.8*0.06*dnisist;
```

```
%% CHUTES INICIAIS DE TEMPERATURA
```

```
Tf=313;  
T=[849,849,437,434,350,350,342,324];
```

```
%% TEMPERATURAS MÉDIAS
```

```
Tmed=(Tf+Tamb)/2 % Temperatura média do fluido de transferência de calor  
Tmed1=(T(4)+T(5))/2 % Temperatura média entre a externa do vidro e externa  
do refletor secundário  
Tmed2=(T11+T(4))/2 % temperatura média entre a externa do vidro e o solo  
Tmed3=T(5)-0.25*(T(5)-T10) % Temperatura média entre a externa do refletor  
secundário e solo  
Tmed4=(T(6)+T(7))/2 % Temperatura média entre a interna do refletor  
secundário e interna do isolante  
Tmed5=(T(8)+T10)/2 % Temperatura média da externa da cobertura e ceu  
Tmed32=T10+0.25*(T(5)-T10)  
Tmed23=(T(2)+T(3))/2
```

```
%% CALCULO DOS COEFICIENTES DE CONVECÇÃO
```

```
h12=hconv12(Tmed,v)  
cp12=1002.5+275*10^-5*(Tmed-200)^2  
roar12=90000/(287.05*Tmed)  
h34=hconv34(Tmed23,Plocal,Rg,D,g,T)  
h56=hconv56(Tamb,Plocal,Rg,D,g,T)  
h510=hconv510(Tamb,Plocal,Rg,g,D,T,T10)  
h610=hconv610(Tamb,Plocal,Rg,g,T,T10,L610,Tmed32)  
h78=hconv78(Tmed4,Plocal,Rg,g,delta78,T)  
h911=hconv911(Tamb,T,Rg,Plocal,Lcobertura,g,T11)
```

```
%% DESCREVENDO SISTEMA DE EQUAÇÕES
```

```
A1=(h12*r2+(k12/log(r3/r2)));  
A2=-(h12*r2);  
A3=-(k12/log(r3/r2));
```

```
B1=SunExtTubo;  
B2=((2*pi*k12*x)/(log(r3/r2)));  
B3=2*pi*r3*x*e3*sigma;  
B4=-(2*pi*r3*x*e3*sigma);  
B5=-((2*pi*k12*x)/(log(r3/r2))+2*pi*r3*h34);  
B6= 2*pi*r3*h34;
```

```
C1=2*pi*r3*x*e3*sigma;  
C2=((2*pi*k45*x)/(log(r5/r4)));  
C3=-((2*pi*k45*x)/(log(r5/r4))+2*pi*r3*h34);  
C4=-(e3*sigma*2*pi*r3*x);  
C5= 2*pi*r3*h34
```

```

D1=((2*pi*k45*x)/(log(r5/r4)));
D2=SunExtVidro;
D3=0.8*h56*2*pi*r5*x;
D4=0.2*h510*2*pi*r5*x;
D5=0.8*e5*sigma*2*pi*r5*x;
D6=0.2*e5*sigma*2*pi*r5*x;
D7=-(e5*sigma*2*pi*r5*x);
D8=-(0.8*h56*2*pi*r5*x +0.2* h510*2*pi*r5*x+((2*pi*k45*x)/(log(r5/r4))));

```

```

E1=SunIntSec;
E2=h56*2*pi*r5*x;
E3=e5*sigma*2*pi*r5*x;
E4=(k67* Acoletor)/(th6);
E5=e6*sigma*Acoletor;
E6=h610*Acoletor;
E7=-(e6*sigma*Acoletor+e5*sigma*2*pi*r5*x);
E8=-(((k67*Acoletor)/(th6))+h610*Acoletor+h56*2*pi*r5*x);

```

```

F1=((k67*Acoletor)/(th6));
F2=h78*Acoletor;
F3=e7*sigma*Acoletor; %area
F4=-(h78*Acoletor+(k67*Acoletor/th6)); %area
F5=-(e7*sigma*Acoletor); %area

```

```

G1=h78*Acoletor;
G2=e7*sigma*Acoletor;
G3=((k89*Acoletor)/(th8));
G4=- ((k89*Acoletor/th8)+h78*Acoletor);
G5=- e7*sigma*Acoletor;

```

```

H1=ghi*Acoletor*0.3;
H2=(k89*Acoletor/th8);
H3=Acoletor*e9*sigma;
H4=h911*Acoletor;
H5=-(e9*sigma*Acoletor);
H6=-(h911*Acoletor+(k89*Acoletor/th8));

```

```

M = [A1 A2 A3 0 0 0 0 0;
      B1 B2 B3 B4 B5 B6 0 0;
      C1 C2 C3 C4 C5 0 0 0;
      D1 D2 D3 D4 D5 D6 D7 D8;
      E1 E2 E3 E4 E5 E6 E7 E8;
      F1 F2 F3 F4 F5 0 0 0;
      G1 G2 G3 G4 G5 0 0 0;
      H1 H2 H3 H4 H5 H6 0 0];

```

```

T = fsolve
(@ (T) funcaoteste(T,M,Tmed,T10,T11) , [300,300,300,300,300,300,300,300]);

```

```

J=Tamb
U(1)=J-273
for i=1:1:30

```

```

dx = 0.05
h12_ =hconv12_(J,v)
cp12=1002.5+275*10^-5*(J-200)^2
roar12=90000/(287.05*J)
Tnew = Tfluido(J,T,h12_,cp12,roar12,v,dx,r2) % Temperatura do Fluido Após
percorrer dx m
J=Tnew
U(i+1)=J-273
Qponto(i)=v*cp12*pi*roar12*(r2^2)*(U(i)-U(1))
end
C=(0:0.05:1.5)
C_=(0.05:0.05:1.5)
Tnew_c=Tnew-273
etafluido=(Qponto/dnisist)*100
T_c = T-273

figure(1)
plot(C,U) %Temperatura do fluido(Celcius) X x(metro)
figure(2)
plot(C_,etafluido) %nifluido(%) x x(metro)

Qradintvidro=2*pi*r3*x*sigma*e3*((T(2)^4)-T(3)^4)

```