

**UNIVERSIDADE DO VALE DO RIO DOS SINOS  
UNIDADE ACADÊMICA DE PESQUISA E PÓS-GRADUAÇÃO  
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA**

**ANÁLISE ÓPTICA E TÉRMICA DO RECEPTOR DE UM SISTEMA DE  
CONCENTRADORES FRESNEL LINEARES**

**PATRICIA SCALCO**

**Dissertação de Mestrado**

**São Leopoldo**

**2016**

ANÁLISE ÓPTICA E TÉRMICA DO RECEPTOR DE UM SISTEMA DE  
CONCENTRADORES FRESNEL LINEARES

Patricia Scalco

Trabalho submetido ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade do Vale do Rio dos Sinos - UNISINOS como pré-requisito parcial para a obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica

Mestre em Engenharia Mecânica

Orientadora: Prof.<sup>a</sup> Dr.<sup>a</sup> Jacqueline Biancon Copetti  
Co-orientador: Prof. Dr. Mario Henrique Macagnan

Banca Examinadora:

Prof.<sup>a</sup> Dr.<sup>a</sup> Flávia Schwarz Franceschini Zinani  
Prof. Dr. João Batista Dias  
Prof. Dr. Rafael Haag

S281a

Scalco, Patricia.

Análise óptica e térmica do receptor de um sistema de concentradores Fresnel lineares / Patricia Scalco. – 2016.

84 f. : il. ; 30 cm.

Dissertação (mestrado) – Universidade do Vale do Rio dos Sinos, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, 2016.

“Orientadora: Prof.<sup>a</sup> Dr.<sup>a</sup> Jacqueline Biancon Copetti ; co-orientador: Prof. Dr. Mario Henrique Macagnan.”

1. Refletores Fresnel lineares. 2. Concentrador secundário. 3. Traçado de raios. 4. Transferência de calor. I. Título.

CDU 621

Dados Internacionais de Catalogação na Publicação (CIP)  
(Bibliotecário: Flávio Nunes – CRB 10/1298)

*Aos meus pais, Darlei e Flavia, como um mínimo que posso fazer, pelo apoio e por nunca medirem esforços pela minha educação.*

## **AGRADECIMENTOS**

Aos meus orientadores, Jacqueline Biancon Copetti e Mario Henrique Macagnan, pela oportunidade oferecida em trabalhar no âmbito da energia Heliotérmica, pelos conselhos e orientação dados. Aos professores, Flávia Schwarz Franceschini Zinani, João Batista Dias e Rafael Haag, componentes da banca avaliadora, pelos valiosos conselhos pertinentes ao trabalho. Aos colegas e amigos do PPGEM – Unisinos, por compartilharem estes anos e pelas contribuições que, mesmo em momentos de descontração, contribuíram para a construção deste trabalho. À equipe do LEPTEN – UFSC, pela ótima receptividade durante o estágio e pelo apoio à pesquisa. A minha família em especial aos meus pais, Darlei e Flavia, pela compreensão e apoio incondicionais em apoiar a minha decisão em aprimorar minha formação científica e ao Leonardo, meu irmão, pela paciência, sem teus conselhos e preciosas contribuições este trabalho não ter se concretizado. Ao Gustavo, pelas contribuições, por toda paciência e compreensão durante este tempo. Aos bons amigos que acompanharam minha trajetória sempre me apoiando e motivando. E ao Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico, Cnpq, pelo fomento à esta pesquisa.

Muito obrigada!

## RESUMO

O estudo de diferentes fontes de energia é de extrema importância, tanto em termos econômicos e sociais, como no âmbito ambiental. Assim, o uso da energia solar para a geração de calor para alimentar processos que necessitam de temperaturas em torno de 300 °C aparece como uma alternativa para suprir o uso de combustíveis fósseis em ambientes industriais, seja de forma parcial ou total. Para atingir essa faixa de temperatura, devem ser utilizados equipamentos de alto desempenho e que possam concentrar ao máximo a radiação solar. Assim, é utilizada a tecnologia de refletores Fresnel lineares, que se baseia no princípio de concentração solar, onde os raios solares incidem em espelhos que refletem essa radiação para um receptor. O receptor é composto por um tubo absorvedor e por uma segunda superfície refletora, conhecida como concentrador secundário, que tem como função maximizar a quantidade de raios absorvidos pelo receptor. Esse tipo de instalação tem se mostrado competitiva diante de outros tipos de concentração solar devido à sua estrutura simples, custo reduzido e fácil manutenção. Assim, neste trabalho serão analisados aspectos ópticos e térmicos do conjunto do receptor, tanto para o concentrador secundário do formato trapezoidal como para o CPC. Para isso, o estudo foi dividido em duas etapas. Na primeira etapa foi feito o traçado de raios para as duas geometrias do concentrador secundário estudadas a fim de determinar o fator de interceptação e as perdas ópticas envolvidas neste processo. Além disso, foi analisada a influência da inserção de uma superfície de vidro na base do receptor. A segunda etapa consistiu na análise térmica, onde foi feito o estudo da transferência de calor no receptor com a finalidade de determinar a eficiência do sistema, bem como os fatores que influenciam no desempenho do mesmo. Na análise geométrica, o fator de interceptação para o concentrador secundário do tipo trapezoidal foi de 36% para o receptor aberto e 45% para o receptor com o fechamento de vidro. Para o concentrador secundário do tipo CPC, os resultados foram de 44% para o receptor aberto e 56% para o receptor isolado com vidro. Através da análise térmica, foi possível estabelecer a eficiência do sistema que, para a melhor condição de trabalho, DNI de 1000 W/m<sup>2</sup>, foi de 80%.

Palavras-chave: refletores Fresnel lineares; concentrador secundário; traçado de raios; transferência de calor

## ABSTRACT

The study of different energy sources is extremely important, both in economic and social scope, as well as in the environmental field. Thus, the use of solar energy for the generation of heat to feed processes that require temperatures around 300 °C appears as an alternative to supply the use of fossil fuels in industrial environments, either partially or totally. To reach this temperature range, high-performance equipment must be used that can concentrate solar radiation to the maximum. Thus, Fresnel linear reflector technology is used, which uses the principle of solar concentration, where the solar rays focus on mirrors that reflect this radiation to the receiver. The receiver is composed of an absorber tube and a second reflecting surface whose function is to maximize the number of rays absorbed by the receiver. This type of installation has been competitive in comparison to other types of solar concentration because of its simple structure, low cost and easy maintenance. Thus, in this work will be analyzed optical and thermal aspects of the receiver set for the trapezoidal and the CPC secondary concentrator. For this, the study was divided into two stages. In the first stage the ray tracing was done for the two geometries of the secondary concentrator studied in order to determine the interception factor and the optical losses involved in this process. In addition, the influence of insertion of a glass surface on the base of the receptor was isolated by isolating it from the environment. The second stage consisted of the thermal analysis, where the heat transfer study was carried out in the receiver in order to determine the efficiency of the system as well as the factors that influence the performance of the system. In the geometric analysis, the interception factor for the trapezoidal secondary concentrator was 36% for the open receptor and 45% for the receptor with the glass enclosure. For the CPC secondary concentrator, the results were 44% for the open receptor and 56% for the receptor with the glass enclosure. Through the thermal analysis, it was possible to establish the efficiency of the system, which, for the best working condition, DNI of 1000 W/m<sup>2</sup>, was 80%.

Key-words: linear Fresnel reflector; secondary concentrator; ray tracing; heat transfer.

## LISTA DE TABELAS

Tabela 6.1 Fator de perda relacionado a diversas perdas .....	45
Tabela 8.1 Fator de interceptação para o concentrador secundário do tipo trapezoidal.....	65
Tabela 8.2: Fator de interceptação do concentrador secundário para diferentes.....	66
Tabela 8.3 Fator de interceptação do elemento receptor para diferentes .....	66
Tabela 8.4 Fator de interceptação do concentrador secundário com vidro para diferentes posicionamentos do tubo absorvedor em relação à base do receptor .....	67
Tabela 8.5. Fator de interceptação do receptor para o concentrador secundário do tipo trapezoidal para diferentes quantidades de tubos absorvedores. ....	68



## LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 Primeira usina solar construída por Frank Shuman. ....	15
Figura 2.1 Arranjo de discos parabólicos (PDR).....	20
Figura 2.2 Sistema de coletores utilizando torre central (HFR). ....	21
Figura 2.3 Concentradores tipo calha parabólica instalados no .....	21
Figura 2.4 Sistema de refletores lineares Fresnel (FLR). ....	22
Figura 2.5 Representação de um coletor Fresnel linear.....	23
Figura 2.6 Representação do receptor de um sistema LFR. ....	24
Figura 2.7 Geometrias para o concentrador secundário. ....	25
Figura 4.1 Estrutura do Sol.....	31
Figura 4.2 Relação Terra-Sol .....	32
Figura 4.3 Reflexão, absorção e transmissão da irradiação.....	33
Figura 4.4 Esquema de representação das parcelas de radiação direta e difusa.....	34
Figura 4.5 Hemisfério celeste.....	36
Figura 4.6 Representação dos ângulos solares. ....	37
Figura 5.1 Representação do ângulo de aceitação em relação ao plano de abertura.....	39
Figura 5.2 Representação do traçado de raios no receptor do sistema LFR.....	41
Figura 6.1 Esquema do receptor de um arranjo LFR para análise térmica. ....	43
Figura 6.2 Esquema das três superfícies (tubo, envoltória e vidro) e a rede de .....	52
Figura 6.3 Geometria do concentrador secundário do tipo CPC.....	54
Figura 6.4 Relação do fator de forma entre o tubo absorvedor e o invólucro de vidro.....	55
Figura 6.5 Relação geométrica entre o invólucro de vidro e campo de espelhos.....	56
Figura 8.1 Geometria trapezoidal do concentrador secundário. ....	62
Figura 8.2 Geometria CPC do concentrador-secundário. ....	62
Figura 8.3 Fator de interceptação do concentrador tipo CPC em diferentes testes para estabelecer a quantidade de pontos aleatórios adequada para o traçado de raios.....	63
Figura 8.4 Fator de interceptação do concentrador tipo trapezoidal em diferentes testes para estabelecer a quantidade de pontos aleatórios adequada para o traçado de raios.....	63
Figura 8.5 Traçado de raios para o concentrador secundário do tipo trapezoidal. ....	64
Figura 8.6 Traçado de raios para o concentrador secundário do tipo CPC. ....	64
Figura 8.7 Perdas térmicas em função do comprimento do tubo absorvedor para diferentes temperaturas de entrada do fluido. ....	69

Figura 8.8 Variação da temperatura do fluido em função do comprimento do tubo absorvedor para diferentes temperaturas de entrada do fluido.....	70
Figura 8.9 Variação da eficiência térmica do tubo absorvedor em função do comprimento do tubo para diferentes temperaturas de entrada. ....	70
Figura 8.10 Variação de temperatura do fluido em função do comprimento do tubo para.....	71
Figura 8.11 Variação das perdas térmicas em função do comprimento do tubo para.....	72
Figura 8.12 Variação da eficiência térmica em função do comprimento do tubo para diversas vazões mássicas de fluido no tubo absorvedor.....	72
Figura 8.13 Perdas térmicas em função do comprimento do tubo absorvedor.....	72
Figura 8.14 Eficiência térmica para diferentes valores de DNI. ....	73
Figura 8.15 Variação da temperatura no fluido para diferentes valores de DNI.....	74
Figura 8.16 Perda térmica em função da temperatura ambiente para diferentes vazões mássicas do fluido no tubo absorvedor.....	74
Figura 8.17 Perda térmica em função da emissividade para diferentes vazões mássicas .....	75
Figura 8.18 Eficiência térmica em função da emissividade do tubo absorvedor. ....	75
Figura 8.19 Perda térmica do sistema em função da radiação e da temperatura do absorvedor. ....	76
Figura 8.20 Eficiência térmica em função da radiação e da temperatura do absorvedor.....	76

## LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

ABRAVA	Associação Brasileira de Refrigeração, Ar Condicionado, Ventilação e Aquecimento
CPC	Calha cilindro parabólica ( <i>Compound Parabolic Concentrator</i> )
CFD	Fluidodinâmica computacional ( <i>Computational Fluid Dynamics</i> )
CSP	Potência Solar Concentrada ( <i>Concentrated Solar Power</i> )
DNI	Irradiação Direta Normal ( <i>Direct Normal Irradiation</i> )
EES	<i>Engineering Equation Solver</i>
HFR	Torre solar ( <i>Heliostat Field Reflector</i> )
LFR	Refletor Linear Fresnel ( <i>Linear Fresnel Reflector</i> )
MATLAB	<i>Matrix Laboratory</i>
MMC	Método de Monte Carlo
NREL	<i>National Renewable Energy Laboratory</i>
PDR	Refletor de disco parabólico ( <i>Parabolic Dish Reflector</i> )
SEGS	Sistema Gerador de Energia Solar ( <i>Solar Energy Generating Systems</i> )

## LISTA DE SÍMBOLOS

$a$	Altura do tubo em relação à base do concentrador secundário [m]
$A$	Ângulo azimute [°]
$A'$	Área da superfície receptora [m <sup>2</sup> ]
$A_e$	Área externa do tubo absorvedor [m <sup>2</sup> ]
$A_{\text{espelhos}}$	Área total de espelhos [m <sup>2</sup> ]
$A_i$	Área interna do tubo absorvedor [m <sup>2</sup> ]
$A_v$	Área da placa de vidro [m <sup>2</sup> ]
$b$	Início do intervalo de abertura do receptor para distribuição dos pontos aleatórios [-]
$b'$	Final do intervalo de abertura do receptor para distribuição dos pontos aleatórios [-]
$C$	Fator de concentração
$c_p$	Calor específico [J/ (kg °C)]
$D_e$	Diâmetro externo do tubo absorvedor [m]
$D_i$	Diâmetro interno do tubo absorvedor [m]
$E_{\text{tempo}}$	Fator de correção de tempo [h]
$E_{b_e}$	Fluxo emissivo da envoltória [W/m <sup>2</sup> ]
$E_{b_t}$	Fluxo emissivo do tubo absorvedor [W/m <sup>2</sup> ]
$E_{b_v}$	Fluxo emissivo do invólucro de vidro [W/m <sup>2</sup> ]
$e_{\text{env}}$	Espessura da envoltória [m]
$e_v$	Espessura do vidro [m]
$f$	Fator de atrito [-]
$F_{\text{et}}$	Fator de forma envoltória – tubo [-]
$F_{\text{ev}}$	Fator de forma envoltória – vidro [-]
$F_{\text{te}}$	Fator de forma tubo – envoltória [-]
$F_{\text{tv}}$	Fator de forma tubo – vidro [-]
$F_{v,\text{esp}}$	Fator de forma vidro – campo de espelhos [-]
$F_{ve}$	Fator de forma vidro – envoltória [-]
$g$	Aceleração da gravidade [m/s <sup>2</sup> ]
$G$	Irradiância [W/m <sup>2</sup> ]
$G_{\text{abs}}$	Irradiação absorvida [W/m <sup>2</sup> ]

$G_{on}$	Radiação extraterrestre [ $W/m^2$ ]
$G_{ref}$	Irradiação refletida [ $W/m^2$ ]
$G_{sc}$	Constante solar [ $W/m^2$ ]
$G_{tr}$	Irradiação transmitida [ $W/m^2$ ]
$H$	Altura do receptor [m]
$h_e$	Coeficiente de transferência de calor convectivo superfície externa do tubo absorvedor – ar interno no concentrador [ $W/m^2 \text{ } ^\circ C$ ]
$h_i$	Coeficiente de transferência de calor convectivo do fluido de trabalho – superfície interna no tubo absorvedor [ $W/m^2 \text{ } ^\circ C$ ]
$h_{v,ar}$	Coeficiente de transferência de calor convectivo superfície do vidro e ar ambiente externo [ $W/m^2 \text{ } ^\circ C$ ]
$J$	Radiosidade [ $W/m^2$ ]
$J_e$	Radiosidade da superfície envoltória [ $W/m^2$ ]
$J_t$	Radiosidade do tubo [ $W/m^2$ ]
$J_v$	Radiosidade do vidro [ $W/m^2$ ]
$k_{ar,i}$	Condutividade térmica do ar dentro do concentrador [ $W/m \text{ } ^\circ C$ ]
$k_{env}$	Condutividade térmica do material isolante da envoltória [ $W/m \text{ } ^\circ C$ ]
$k_f$	Condutividade térmica do fluido de trabalho [ $W/m \text{ } ^\circ C$ ]
$k_t$	Condutividade térmica do material do tubo absorvedor [ $W/m \text{ } ^\circ C$ ]
$k_v$	Condutividade térmica do vidro [ $W/m \text{ } ^\circ C$ ]
$L$	Comprimento do receptor [m]
$L_{loc}$	Longitude do meridiano local [ $^\circ$ ]
$L_{st}$	Longitude do meridiano padrão [ $^\circ$ ]
$\dot{m}$	Vazão mássica [kg/s]
$n$	Dia do ano, variando de 1 a 365 [-]
$N$	Reta normal à superfície do concentrador secundário [-]
$Nu_{amb,e}$	Número de Nusselt associado à convecção vidro e ar ambiente externo [-]
$Nu_e$	Número de Nusselt associado à convecção ar e superfície externa do tubo absorvedor [-]
$Nu_i$	Número de Nusselt associado à convecção fluido e superfície interna do tubo absorvedor [-]

$p(x)$	Distribuição de probabilidade de pontos aleatório na abertura do plano do receptor [-]
$P$	Perímetro da envoltória [m]
$Pr$	Número de Prandtl do ar [-]
$Pr_i$	Número de Prandtl do fluido [-]
$Q$	Quantidade de raios incidentes no concentrador secundário [-]
$Q_a$	Quantidade de raios absorvidos pelo tubo absorvedor [-]
$q_{abs_e}$	Taxa de radiação absorvida pela superfície interna da envoltória [W]
$q_{abs_v}$	Taxa de calor absorvida pela abertura da placa de vidro [W]
$q_{cond_e}$	Taxa de transferência de calor por condução através da parede da envoltória [W]
$q_{cond_t}$	Taxa de transferência de calor por condução na parede do tubo absorvedor [W]
$q_{cond_v}$	Taxa de transferência de calor por condução através do vidro [W]
$q_{conv,e_t}$	Taxa de transferência de calor por convecção tubo absorvedor - ar [W]
$q_{conv,i_t}$	Taxa de transferência de calor por convecção tubo absorvedor - fluido de trabalho [W]
$q_{conv_e}$	Taxa de transferência de calor por convecção ar interno - envoltória [W]
$q_{conve_v}$	Taxa de transferência de calor por convecção vidro - ar ambiente externo [W]
$q_{convi_v}$	Taxa de transferência de calor por convecção ar interno no concentrador - vidro [W]
$q_{inc}$	Taxa de radiação incidente na abertura do concentrador [W]
$q_{rad_{ev}}$	Taxa de transferência de calor por radiação emitida pela envoltória que atinge a superfície interna do vidro [W]
$q_{rad_{te}}$	Taxa de transferência de calor por radiação emitida pelo tubo que atinge a envoltória [W]
$q_{rad_{tv}}$	Taxa de transferência de calor por radiação emitida pelo tubo que atinge a superfície interna do vidro [W]

$Q_{\text{rad\_ves}}$	Taxa de transferência de calor por radiação emitida pela superfície externa vidro que atinge o campo de espelhos [W]
$q_{\text{úti}}$	Taxa de calor útil [W]
$r$	Raio do tubo absorvedor [m]
$R$	Raio do Sol [m]
$Ra$	Número de Rayleigh [-]
$R_e$	Resistência térmica da superfície envoltória [ $\text{m}^2\text{K/W}$ ]
$R_{e\_t}$	Resistência térmica envoltória – tubo [ $\text{m}^2\text{K/W}$ ]
$R_{e\_v}$	Resistência térmica envoltória – vidro [ $\text{m}^2\text{K/W}$ ]
$Re_i$	Número de Reynolds do fluido de trabalho [-]
$r_i$	Raio incidente [-]
$r_r$	Raio refletido [-]
$R_t$	Resistência térmica do tubo absorvedor [ $\text{m}^2\text{K/W}$ ]
$R_{t\_e}$	Resistência térmica tubo – envoltória [ $\text{m}^2\text{K/W}$ ]
$R_{t\_v}$	Resistência térmica tubo – vidro [ $\text{m}^2\text{K/W}$ ]
$R_v$	Resistência térmica da placa de vidro [ $\text{m}^2\text{K/W}$ ]
$R_{v\_e}$	Resistência térmica vidro – envoltória [ $\text{m}^2\text{K/W}$ ]
$T_{a,i}$	Temperatura ambiente dentro do concentrador secundário [ $^{\circ}\text{C}$ ]
$T_e$	Temperatura de entrada [ $^{\circ}\text{C}$ ]
$t_{\text{loc}}$	Tempo local [h]
$T_{m,\text{fluido}}$	Temperatura média do fluido [ $^{\circ}\text{C}$ ]
$T_s$	Temperatura de saída [ $^{\circ}\text{C}$ ]
$T_{se}$	Temperatura da superfície externa do tubo [ $^{\circ}\text{C}$ ]
$T_{se\_e}$	Temperatura da superfície externa envoltória [ $^{\circ}\text{C}$ ]
$T_{se\_v}$	Temperatura da superfície externa do vidro [ $^{\circ}\text{C}$ ]
$T_{si}$	Temperatura da superfície interna do tubo [ $^{\circ}\text{C}$ ]
$T_{si\_e}$	Temperatura da superfície interna da envoltória [ $^{\circ}\text{C}$ ]
$T_{si\_v}$	Temperatura da superfície interna do vidro [ $^{\circ}\text{C}$ ]
$TSV$	Tempo Solar Verdadeiro [h]
$w_c$	Largura do campo de espelhos [m]
$w_v$	Largura da placa de vidro [m]

*Símbolos Gregos*

$\alpha$	Absortividade [-]
$\alpha_e$	Absortividade da envoltória [-]
$\alpha_t$	Absortividade do tubo absorvedor [-]
$\alpha_v$	Absortividade do vidro [-]
$\beta$	Coefficiente de expansão térmica [1/°C]
$\beta_i$	Inclinação da superfície em relação à horizontal [°]
$\delta$	Declinação [°]
$\epsilon_1$	Fator de perda relacionado ao sombreamento causado pelos espelhos e pelo absorvedor no campo de espelhos [-]
$\epsilon_2$	Fator de perda relacionado ao erro de seguimento [-]
$\epsilon_3$	Fator de perda relacionado ao erro de geometria dos espelhos [-]
$\epsilon_4$	Fator de perda relacionado ao acúmulo de sujeira [-]
$\epsilon_5$	Fator de perda relacionado ao acúmulo de sujeira no vidro da abertura do receptor [-]
$\epsilon_6$	Fator de perda relacionado a outras perdas [-]
$\epsilon_e$	Emissividade da envoltória [-]
$\epsilon_{tubo}$	Emissividade do tubo absorvedor [-]
$\epsilon_v$	Emissividade da placa de vidro [-]
$\eta$	Eficiência térmica [%]
$\eta_{fi}$	Fator de Interceptação [%]
$\eta_v$	Eficiência do vidro [-]
$\theta$	Ângulo de incidência [°]
$\theta_{m\acute{a}x}$	Ângulo de aceitação máximo [°]
$\theta_Z$	Ângulo de zênite [°]
$\nu$	Viscosidade cinemática do fluido [m <sup>2</sup> /s]
$\rho$	Refletividade
$\rho_v$	Refletividade do espelhos limpo [-]
$\sigma$	Constante de Stefan-Boltzman [W/m <sup>2</sup> K <sup>4</sup> ]
$\tau$	Transmissividade [-]
$\phi$	Latitude [°]
$\phi_i$	Ângulo do raio incidente em relação a reta normal da superfície absorvedora [°]



$\phi_r$	Ângulo do raio refletido em relação a reta normal da superfície absorvedora [°]
$\omega$	Ângulo horário [°]

## SUMÁRIO

<b>1 INTRODUÇÃO.....</b>	<b>15</b>
1.1 OBJETIVOS.....	17
<b>1.1.1 Objetivo Geral .....</b>	<b>17</b>
<b>1.1.2 Objetivos Específicos.....</b>	<b>17</b>
1.2 JUSTIFICATIVA .....	17
1.3 ESTRUTURA DA DISSERTAÇÃO .....	18
<b>2 TECNOLOGIAS PARA APROVEITAMENTO DA ENERGIA SOLAR.....</b>	<b>19</b>
<b>2.1.1 Refletor Linear Fresnel.....</b>	<b>22</b>
<b>3 ESTUDOS RELEVANTES COM SISTEMAS FRESNEL LINEARES.....</b>	<b>26</b>
<b>4 ENERGIA SOLAR.....</b>	<b>31</b>
4.1 O SOL.....	31
4.2 A CONSTANTE SOLAR .....	32
4.3 GEOMETRIA SOLAR .....	34
<b>5 CÁLCULOS PARA O TRAÇADO DE RAIOS .....</b>	<b>38</b>
<b>6 TRANSFERÊNCIA DE CALOR NO SISTEMA LFR.....</b>	<b>42</b>
6.1 ANÁLISE TÉRMICA NO CONCENTRADOR SECUNDÁRIO DE UM SISTEMA LFR42	
<b>6.1.1 Processos de transferência de calor .....</b>	<b>44</b>
6.1.1.1 Calor incidente e absorvido .....	44
6.1.1.2 Condução de calor no tubo absorvedor .....	46
6.1.1.3 Convecção tubo –fluido de trabalho .....	46
6.1.1.4 Convecção tubo – ar interno do concentrador .....	47
6.1.1.5 Convecção ar interno - vidro .....	48
6.1.1.6 Condução no vidro.....	48
6.1.1.7 Convecção vidro – ar ambiente externo .....	49
6.1.1.8 Envoltória – absorção, convecção e condução .....	50
<b>6.1.2 Transferência de calor por radiação .....</b>	<b>50</b>
6.1.2.1 Radiação vidro – campo de espelhos.....	53
<b>6.1.3 Cálculo dos fatores de forma.....</b>	<b>54</b>
<b>7 METODOLOGIA.....</b>	<b>57</b>

7.1 ESTUDO DA GEOMETRIA DO CONCENTRADOR SECUNDÁRIO E DIMENSÕES .....	57
7.2 ANÁLISE TÉRMICA DO RECEPTOR.....	59
<b>8 RESULTADOS .....</b>	<b>61</b>
8.1 ANÁLISE DOS ASPECTOS ÓPTICOS E GEOMÉTRICOS DO CONCENTRADOR SECUNDÁRIO .....	61
8.2 ANÁLISE TÉRMICA .....	68
<b>9 CONSIDERAÇÕES FINAIS.....</b>	<b>77</b>
<b>10 TRABALHOS PUBLICADOS EM ANAIS DE CONGRESSO .....</b>	<b>79</b>
<b>REFERÊNCIAS .....</b>	<b>80</b>

## 1 INTRODUÇÃO

Ao longo da história, o crescimento econômico é impulsionado pela exploração de fontes energéticas. No mundo pré-industrial, essa demanda foi provida pela força humana e tração animal, na queima de madeira para aquecimento, preparo de alimentos e fundição de metais (FRERIS; INFLEID, 2008). Com o advento do carvão e dos avanços tecnológicos na sua aplicação teve início a Revolução Industrial (1760-1840, aproximadamente), as máquinas à vapor, a produção mecanizada e as condições de transporte aperfeiçoadas, tudo alimentado pelo carvão.

Em 1897, Frank Shuman, pioneiro na utilização de radiação solar para produção de energia, construiu um protótipo onde os raios solares eram refletidos em caixas preenchidas com éter, que possui uma temperatura de ebulição menor que a da água. No interior dessas caixas foram colocados tubos que geravam vapor para alimentar um motor. Entre 1912 e 1913, Shuman construiu a primeira usina de energia solar térmica do mundo (Fig. 1.1) localizada em Maadi, no Egito, entretanto, as instalações foram destruídas durante a I Guerra Mundial (BUTTI; PERLIN, 1980).

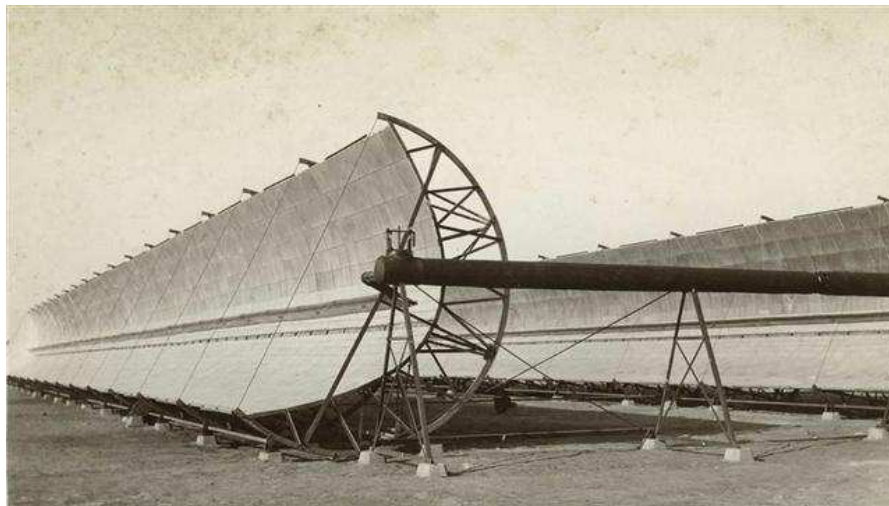


Figura 1.1 Primeira usina solar construída por Frank Shuman.

Fonte: The National (2017).

Após a I Guerra Mundial até o período posterior a II Guerra Mundial, o crescimento econômico foi diretamente influenciado pela exploração do petróleo. Na década de 70, com a crise do petróleo, a exploração de tecnologias para a utilização da radiação solar teve grandes

investimentos. Nesse período foram desenvolvidos protótipos de plantas de concentração solar (CSP).

Inicialmente, as plantas construídas serviam apenas para demonstrar a tecnologia que surgia, além de apresentar uma alternativa para substituir o uso do petróleo. Logo em seguida, aconteceu a construção do Sistema Gerador de Energia Solar (SEGS), construído em 1981 na Califórnia, que até 2002 já havia gerado mais de 9 TWh, segundo o *National Renewable Energy Laboratory* (NREL) (FRERIS; INFLEID, 2008). Depois da construção do SEGS, poucos investimentos na indústria de CSP ocorreram devido a uma nova estabilização do preço e da produção de petróleo.

Nas últimas três décadas, o uso de energias renováveis tanto para produzir eletricidade como para a produção de calor voltou a gerar interesse devido à conscientização em relação às mudanças climáticas e ao custo dos combustíveis fósseis. Dessa forma, ganha força o uso da energia solar para produção de calor, que apresenta um enorme potencial de utilização nas suas diversas faixas de temperaturas de aplicação, podendo contribuir significativamente na redução do uso de outras fontes convencionais para atendimento da demanda total ou parcial de energia. A definição da faixa de temperatura de trabalho está diretamente ligada ao tipo de tecnologia utilizada. Para níveis de temperaturas abaixo de 80 °C os processos, podem ser perfeitamente atendidos usando coletores térmicos disponíveis no mercado, superfície seletiva ou tubos evacuados (SHUKLA *et al.*, 2013; D'ANTONI e SARO, 2012).

Para aplicações que necessitam de temperaturas maiores, acima de 250 °C, como em ambientes industriais, por exemplo, ainda há a carência de sistemas e componentes, principalmente no desenvolvimento de concentradores solares com alto desempenho. Na indústria de CSP existem várias tecnologias capazes de trabalhar nessa faixa de temperatura, entre elas se destaca o uso de Refletores Lineares Fresnel (LFR). Mesmo que não seja tão eficiente quanto as demais tecnologias de CSP (BUIE *et al.*, 2002), a utilização de LFR se mostra bastante competitiva devido a sua estrutura simples e custos reduzidos, tanto na construção da planta como na manutenção (MILLS, 2004)

Diversas plantas vêm sendo instaladas com esta tecnologia, como por exemplo as usinas de Puerto Errado 1 a Puerto Errado 2, ambas localizadas na Espanha (NOVATEC SOLAR, 2015), em operação desde 2009 e 2012, respectivamente. Paralelamente, são desenvolvidos estudos que buscam melhorar o desempenho destes sistemas através de análise tanto da geometria como do comportamento térmico do sistema como foi feito por Muñoz *et al.* (2011), Zhu (2013), Abbas *et al.* (2013), Natarajan *et al.* (2012), Pino *et al.* (2013).

Tendo em vista o crescente progresso deste tipo de tecnologia e a demanda energética atual, nesse trabalho, será desenvolvido um estudo acerca dos aspectos geométricos e térmicos do receptor de um sistema de concentradores Fresnel lineares.

## 1.1 OBJETIVOS

### 1.1.1 Objetivo Geral

Analisar os aspectos geométricos e de transferência de calor de um concentrador Fresnel linear, além de estudar as perdas ópticas e térmicas que influenciam no rendimento do concentrador secundário.

### 1.1.2 Objetivos Específicos

- Analisar o fator de interceptação em concentradores secundários de formato trapezoidal e CPC através do método de Monte Carlo para traçado de raios;
- Modelar a transferência de calor no concentrador secundário, analisando a influência em diversas condições operacionais sobre as perdas térmicas e eficiência do concentrador.

## 1.2 JUSTIFICATIVA

Com a demanda energética atual, se faz necessário o desenvolvimento e crescimento de tecnologias para utilização de fontes energéticas e, é nesse contexto que a tecnologia de utilização de concentração solar para a produção de calor está inserida. Para tanto, é preciso realizar estudos que comprovem a eficiência e a viabilidade técnica e econômica do uso de concentradores LFR. Sendo assim, é importante o dimensionamento correto da planta para que a radiação solar incidente seja aproveitada ao máximo e que as perdas térmicas em função de posicionamento e geometria dos componentes sejam as menores possíveis.

Além disso, como parte integrante do sistema, é necessário avaliar o comportamento do elemento absorvedor do sistema utilizando diferentes geometrias, pois ali ocorrem os processos de transferência de calor mais significativos do sistema e é onde a radiação é convertida em energia térmica para o aquecimento do fluido de trabalho.

A simulação de um arranjo LFR, estabelecendo alguns parâmetros e condições iniciais, permite o estudo dos aspectos geométricos e térmicos associados, possibilitando estimar a

energia produzida pelo sistema antes de construí-lo, além de poder testar diferentes condições de operação buscando melhorar o seu rendimento.

### 1.3 ESTRUTURA DA DISSERTAÇÃO

No Capítulo 2 deste trabalho são descritas as diferentes tecnologias de aproveitamento de energia solar, seja para a produção de eletricidade ou para a produção de calor nas mais variadas faixas de temperatura.

No Capítulo 3 é feita a análise do estado da arte, apresentando estudos relevantes para o desenvolvimento do presente trabalho.

Por sua vez, no Capítulo 4 são abordados conceitos relacionados à energia solar, com enfoque para a radiação, que norteia o desenvolvimento deste trabalho.

O Capítulo 5 apresenta os métodos utilizados para o traçado de raios, com foco no elemento absorvedor e nas partes que o compõe.

O Capítulo 6 é composto pelos tópicos de transferência de calor, processos envolvidos e balanços de energia no sistema.

Os procedimentos metodológicos utilizados para atingir os objetivos propostos neste trabalho, são descritos no Capítulo 7, onde são apresentadas as rotinas desenvolvidas no *software* de simulação, o MATLAB, bem como a análise térmica utilizada para estudar o comportamento térmico do elemento absorvedor.

O Capítulo 8 apresenta os resultados da análise geométrica, feita através do traçado de raios, e da análise térmica, a partir de balanços de energia do sistema.

No Capítulo 9 são apresentadas as conclusões do trabalho e sugestões de continuidade do mesmo.

## 2 TECNOLOGIAS PARA APROVEITAMENTO DA ENERGIA SOLAR

A utilização de fontes naturais para alimentar processos tem sido alvo de pesquisas e investimentos na tentativa de encontrar meios economicamente viáveis e menos poluentes ao meio ambiente. Um exemplo é a utilização da radiação solar, que pode ser convertida tanto em eletricidade, como em calor. Esses processos podem acontecer através da utilização de duas tecnologias: fotovoltaica e heliotérmica.

A tecnologia fotovoltaica utiliza células constituídas de materiais semicondutores que convertem os fótons de energia de radiação em energia elétrica. Esse tipo de sistema pode ser utilizado para gerar energia elétrica tanto para aplicações isoladas da rede elétrica, como para injeção direta na rede de distribuição das concessionárias de energia.

A tecnologia heliotérmica utiliza a energia solar como fonte de calor, tanto para a alimentar processos como para a geração de eletricidade. A utilização de coletores térmicos para uso doméstico, apesar de possuir uma tecnologia bastante consolidada, está instalada em apenas 0,6 % das residências brasileira de acordo com Associação Brasileira de Refrigeração, Ar Condicionado, Ventilação e Aquecimento (ABRAVA) (2017), ou seja, aproximadamente 250000 residências possuem painéis solares para aquecimento instalados. Nestes tipos de coletores, a radiação solar incide sobre uma superfície absorvedora e o calor absorvido é transmitido por condução e convecção para o fluido de trabalho. As temperaturas de operação ficam, em média, próximas a 80 °C, para coletores de superfície seletiva, e de 150 °C para coletores de tubos evacuados. De acordo com Pigozzo Filho (2013), esta limitação da temperatura se dá pelo fato de que a parte que absorve a radiação solar e a transforma em calor possui uma grande área e, portanto, perde calor para o ambiente.

Para processos que exigem uma temperatura de trabalho acima de 150 °C, são utilizados sistemas de concentração solar. O calor gerado pode ser então utilizado para atender processos ou para gerar potência mecânica para produção de eletricidade (FRERIS e INFLEID, 2008). Para concentrar os raios solares são utilizados lentes ou espelhos, dependendo do tipo de aplicação. Essa concentração pode se dar de maneira pontual ou linear.

A obtenção de calor através de CSP pode ser feita de quatro maneiras diferentes: disco parabólico (PDR) (Fig. 2.1), torre solar (HFR) (Fig. 2.2), calha cilindro parabólica (CPC) (Fig. 2.3) ou refletores lineares Fresnel (LFR) (Fig. 2.4).

O sistema PDR, mostrado na Fig. (2.1), acompanha o deslocamento do Sol durante o dia em dois eixos e todos os raios que nele incidem são refletidos para um único ponto



(receptor). O receptor absorve a radiação, convertendo-a em energia térmica, que aquece um fluido circulante. Esses sistemas podem atingir temperaturas de até 1500 °C, sendo que dos sistemas existentes, este é o mais eficiente. Uma das vantagens da utilização do PDR é que eles podem funcionar tanto como um sistema independente ou como um conjunto integrado de sistemas PDR (KALOGIROU, 2009).



Figura 2.1 Arranjo de discos parabólicos (PDR).

Fonte: Enerstar (2015)

Já as torres solares (Fig. 2.2) devem ser construídas em locais com grande incidência de radiação solar direta em terrenos planos e de área relativamente grande para minimizar os efeitos de sombra entre os coletores. Neste tipo de sistema são utilizados espelhos, cada um com seu próprio sistema de rastreamento solar em dois eixos (KALOGIROU, 2009). Os coletores movimentam-se para refletir a radiação solar em um ponto no alto da torre central, onde se situa o absorvedor. A usina de Ashalim, localizada no deserto de Negev, em Israel produz cerca de 121 MW. A planta de Delinga, no noroeste da China, produz aproximadamente 135 MW e abastece 542.000 residências com eletricidade (ENERSTAR, 2015). Já a usina de Ivanpah, localizada na Califórnia, produz cerca de 400 MW é a maior do mundo neste tipo de tecnologia e abastece 140.000 residências (IVANPAHSOLAR, 2017).



Figura 2.2 Sistema de coletores utilizando torre central (HFR).  
Fonte: Enerstar (2015).

Dos sistemas CSP desenvolvidos até o momento, o CPC, ou de calha parabólica, é o que possui o maior número de plantas instaladas. O maior conjunto instalado desse tipo de tecnologia é o SEGS e possui nove centrais instaladas no deserto de Mojave, na Califórnia, com capacidade instalada de mais de 350 MW. O princípio de funcionamento é baseado no conceito de que um espelho parabólico e côncavo reflete para o foco os raios incidentes normais ao plano de abertura da parábola, como é mostrado na Fig. (2.3). No foco da parábola está localizado o receptor, onde a radiação incide e aquece o fluido de trabalho. Neste tipo de arranjo, o tubo absorvedor se movimenta junto com os espelhos ao longo do dia.



Figura 2.3 Concentradores tipo calha parabólica instalados no deserto de Mojave, na Califórnia (CPC).  
Fonte: Cifes (2015).

Além do CPC, a tecnologia LFR é a única que apresenta concentração linear, ou seja, a concentração é feita ao longo de uma linha. Atualmente existem diversas indústrias do setor

que investem nesse tipo de sistema de coletores, como a Novatec Solar (2015), Areva Solar (2016), Solar Power Group (2016) e a Industrial Solar (2016). A temperatura em um arranjo de coletores tipo Fresnel atinge valores próximos de 300 °C (ABBAS *et al.*, 2013), podendo ser instalado em indústrias onde a demanda de calor industrial ou vapor pode ser parcial ou completamente suprida pelo arranjo. Seu princípio de funcionamento tem como base a incidência da radiação nos espelhos e a reflexão dos mesmos para o receptor, onde a radiação é convertida em energia térmica para o sistema, como é observado na Fig. (2.4). Em todo o mundo, atualmente existem diversas plantas desse tipo instaladas, como as usinas Puerto Errado 1 e 2, que produzem 1,4 MW e 30 MW, respectivamente, ambas localizadas na Espanha.



Figura 2.4 Sistema de refletores lineares Fresnel (FLR).  
Fonte: Novatec (2015).

### 2.1.1 Refletor Linear Fresnel

Os concentradores Fresnel lineares, utilizam diversas fileiras de espelhos cada um com uma inclinação específica, de forma que o conjunto dos mesmos seja a aproximação do efeito de parábola. Apesar de ser opticamente menos eficiente do que a calha parabólica, é mais competitivo devido a sua estrutura simples, e pelo fato de apenas os espelhos se movimentarem, enquanto que o absorvedor é mantido fixo, facilitando a montagem e manutenção do sistema. Além disso, outra vantagem desse sistema é que a estrutura é plana, facilitando sua disposição em telhados, por exemplo. Também as cargas de vento sobre os espelhos são menores do que no CPC, devido ao formato plano dos espelhos.

Entretanto, existem diversos fatores que interferem no desempenho do sistema como: perdas por sombreamento e por bloqueio causadas pela interferência entre espelhos adjacentes; falhas no sistema de rastreamento solar; imperfeições no alinhamento geométrico do arranjo; e dificuldade de limpeza dos refletores. Também podem acontecer perdas ocasionadas por imperfeições na fabricação dos coletores, bem como falhas na montagem e manutenção do sistema

Além disso, é importante analisar algumas limitações físicas dos coletores, como os efeitos de borda, ou o comportamento dos raios que atingem as bordas de cada espelho. Dessa forma, é possível determinar o fluxo de raios que atinge o elemento absorvedor e as perdas ocasionadas pela divergência dos raios no receptor.

Um sistema LFR é composto basicamente por três partes: o campo de refletores (matriz de espelhos), o sistema de rastreamento solar (motor de passo) e o receptor, conforme é ilustrado na Fig. (2.5).

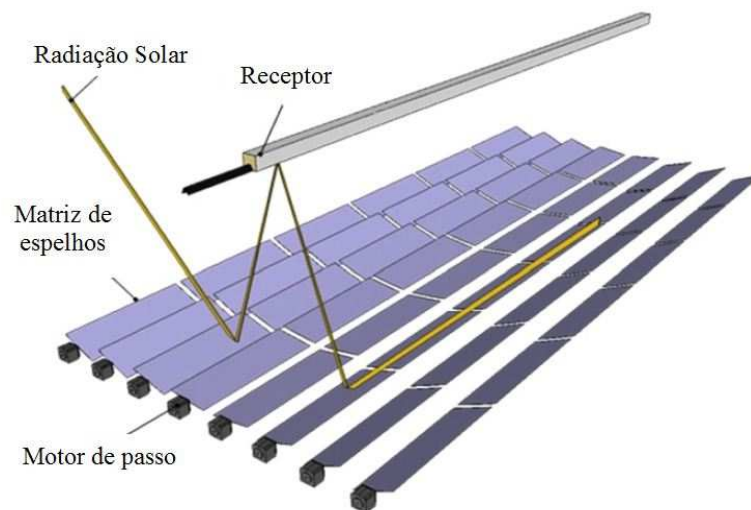


Figura 2.5 Representação de um coletor Fresnel linear.

Fonte: Adaptado de Lin *et al.* (2013).

O campo de refletores nada mais é que o conjunto de espelhos onde os raios solares incidem e são refletidos para o elemento receptor. Cada espelho se move de forma independente de modo a refletir os raios solares na direção do tubo absorvedor. Seu princípio de funcionamento se baseia no princípio de reflexão de Snell, onde os raios incidentes devem ser refletidos com o mesmo ângulo de incidência em relação à normal da superfície refletora.

O receptor, como o exemplo mostrado na Fig. 2.6, pode ter várias configurações, desde o formato de um concentrador secundário, formado por uma envoltória com superfície interna

reflexiva, com apenas um tubo absorvedor, ou em formato de cavidade, podendo a superfície interna ser reflexiva ou não, possibilitando a utilização de mais de um tubo absorvedor no seu interior.

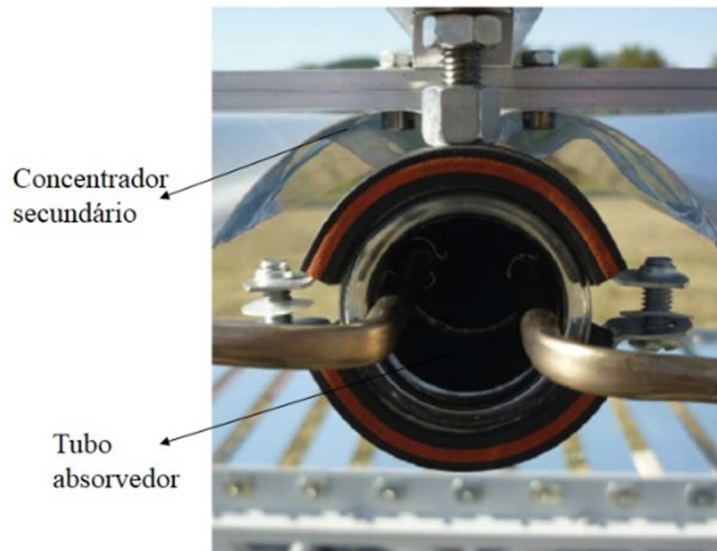


Figura 2.6 Representação do receptor de um sistema LFR.  
Fonte: Adaptado de Delatorre *et al.* (2014).

No tubo absorvedor incidem os raios refletidos e é por onde escoo o fluido de trabalho. O concentrador secundário pode apresentar diversas geometrias, como mostrado na Fig. (2.7). Atualmente, os formatos mais utilizados são o trapezoidal e o CPC. Tem a finalidade de maximizar a quantidade de raios que atingem o tubo absorvedor. No conjunto concentrador – absorvedor se observam os principais fenômenos térmicos envolvidos no processo de conversão da radiação solar em energia térmica. No entanto, ao aumentar a concentração solar, aumentam-se também as perdas térmicas do processo de conversão. Logo, destaca-se a importância de aplicar um modelo que leve em consideração todas as perdas ópticas e térmicas do sistema.

O conjunto de espelhos deve operar de modo a seguir o movimento do Sol ao longo do dia. O absorvedor permanece fixo e o conjunto de espelhos opera em sincronia, fazendo com que os raios solares atinjam o elemento absorvedor.





Geometria	Descrição
	Trapézio
	CPC
	Tipo M
	Tipo Pico

Figura 2.7 Geometrias para o concentrador secundário.

Fonte: Adaptado de Walker (2013).

### 3 ESTUDOS RELEVANTES COM SISTEMAS FRESNEL LINEARES

O desenvolvimento de estudos que abordam a análise térmica e óptica de um sistema LFR tem se intensificado nos últimos anos devido à crescente importância do uso de fontes renováveis de energia para a produção de eletricidade ou calor para alimentação de processos.

Os estudos feitos por Mathur *et al.* (1991a) e (1991b) apresentam o desenvolvimento de um procedimento de cálculo para a análise de parâmetros geométricos de um arranjo LFR. Estes estudos permitem determinar as dimensões do sistema a partir de variáveis como a largura e comprimento e quantidade de espelhos, bem como o espaço entre cada uma das fileiras de concentradores, a altura e largura do elemento receptor. Além disso, o procedimento apresentado permite a análise dos efeitos de sombreamento e bloqueio de raios incidentes nos espelhos e estabelecer uma relação entre as variáveis analisadas para encontrar a melhor configuração para o sistema.

Morin *et al.* (2012), apresentam um estudo comparativo entre um sistema LFR e um sistema CPC e os custos gerados para a produção de eletricidade para cada uma dessas tecnologias de concentração solar. Os custos estimados são calculados por unidades de área. Dependendo das condições, os custos da geração de eletricidade para o sistema LFR variam entre 78 e 216 €/m<sup>2</sup>, enquanto que o CPC apresenta um custo de 275 €/m<sup>2</sup>. Isso se deve a estrutura simples e aos espelhos mais baratos utilizados na tecnologia LFR.

Um outro estudo comparativo entre o sistema LFR e as demais tecnologias que utilizam CSP foi desenvolvido por Zhu *et. al* (2014). Segundo os autores além de possuir uma estrutura mais simples e ser viável economicamente, outra vantagem do LFR é que o receptor é mantido fixo. Além disso, o sistema de rastreamento solar – conjunto de motores utilizados para movimentar os espelhos de acordo com a posição do Sol – é feito em um único eixo, ao contrário do HFR, por exemplo.

Walker (2013) realizou uma análise do traçado de raios – caminho que os raios percorrem até atingir o receptor – em um arranjo LFR a partir do método *Edge Ray Tracing* para determinação dos parâmetros geométricos do campo de espelhos e da configuração do receptor. Foi analisada a radiação que atinge o elemento absorvedor e, a partir disso, a geometria do concentrador secundário e a influência desta, tanto em termos ópticos como térmicos. Este estudo, apresenta uma análise numérica com os resultados validados em uma planta experimental. A planta objeto deste estudo possui 12 m<sup>2</sup> com espelhos de 0,25 m de largura, o

receptor posicionado a 2 m de altura e abertura de 0,30 m. Os resultados obtidos pelo autor apresentam concordância da ordem de 43% com o modelo numérico.

Muñoz *et al.* (2011), Facão e Oliveira (2011), Abbas *et al.* (2012), Sahoo *et al.* (2012), Larsen *et al.* (2012) realizaram estudos numéricos e experimentais para avaliar o desempenho óptico e térmico de sistema LFR utilizando o concentrador secundário do tipo trapezoidal para diferentes condições de radiação e características do arranjo. O uso do concentrador secundário, se apresenta como uma alternativa para melhorar o desempenho do sistema, uma vez que é possível inserir – em seu interior – mais de um tubo absorvedor. Este tipo de tecnologia de concentração solar possui um limite de temperatura de 400 °C, em média, porém, se bem dimensionada, a estrutura pode extrapolar este limiar, abrindo novas possibilidades para este tipo de tecnologia, como é mostrado por Muñoz *et al.* (2011). Facão e Oliveira (2011) analisaram os aspectos geométricos do receptor, isolando-o do resto ambiente externo através de uma placa de vidro na base do receptor. Mostraram através dos resultados obtidos, que comparados a outros estudos realizados em sistemas que não utilizam a superfície de vidro, as perdas encontradas foram significativamente menores – até 40 % de diferença nas perdas térmicas. Posterior a este estudo, Sahoo *et al.* (2012) adotaram a mesma metodologia para validação dos seus resultados experimentais na determinação das perdas térmicas.

No mesmo sentido, Abbas *et al.* (2012) apresentam uma análise térmica para o concentrador secundário do tipo trapezoidal com abertura de 49 cm. Foram analisados, de forma numérica, a influência do diâmetro do tubo absorvedor em função da vazão mássica, da incidência de diferentes níveis de irradiação direta normal (DNI) e da temperatura do absorvedor implícitas nas perdas do sistema. Os resultados desse estudo mostraram que a eficiência térmica variou de 37% – 3 tubos com 16,3 cm de diâmetro – a 40% – 35 tubos com 1,5 cm de diâmetro.

No trabalho realizado por Larsen *et al.* (2012) foram apresentados os resultados do estudo experimental e numérico de um arranjo LFR utilizando uma envoltória trapezoidal com quatro tubos absorvedores em seu interior. Experimentalmente, foram feitas medições de temperatura do absorvedor (superfície externa do tubo), onde a temperatura ambiente foi mantida na faixa de 36,1 a 57,8 °C, e com isso, foram quantificadas as perdas térmicas. A análise numérica foi feita no *software Energy Plus* (2016) e está em concordância com os resultados obtidos experimentalmente. O coeficiente global de perdas térmicas apresentou um acréscimo conforme o aumento da variação entre a temperatura da superfície do tubo



absorvedor e a temperatura ambiente, com isso, verificou-se que quanto maior a temperatura do tubo, maior é a perda de calor do sistema.

Lin *et al.* (2013) apresentam um estudo numérico e experimental com um receptor no formato de V com tubos absorvedores posicionados ao longo de toda a geometria do receptor em questão. Para prever o desempenho óptico, foi utilizado o método de MonteCarlo, além disso, para o estudo térmico deste arranjo, foi utilizada uma simulação em CFD (*Computational Fluid Dynamics*, do inglês, fluidodinâmica computacional), onde foi estudada a temperatura de superfície dos tubos absorvedores dentro da faixa de 90 e 150 °C. Para comparar com os valores obtidos em simulação o sistema foi testado experimentalmente. Os resultados experimentais mostram que o coeficiente global de perdas térmicas variou de 6,25 a 7,52 W/m<sup>2</sup>K para a faixa de temperatura da superfície testada, com um desvio médio de cerca de 12 % quando comparado com os resultados da simulação. Além disso, observa-se que a eficiência térmica diminui de 45 % para 37 % à medida que a temperatura média da superfície aumenta de 90 °C para 150 °C.

Em contrapartida a estes estudos, Pino *et al.* (2013), Zhu (2013), Heimsath *et al.* (2014), Hofer *et al.* (2015), Qiu *et al.* (2015), Balaji *et al.* (2016) e Ahmed e Amin (2016), desenvolveram estudos ópticos e térmicos utilizando o concentrador secundário CPC.

Pino *et al.* (2013) apresentam uma validação experimental de um modelo matemático para um sistema LFR. O sistema analisado, utiliza vapor d'água para a geração de calor. A planta estudada possui 11 fileiras de espelhos distribuídas em uma área de 352 m<sup>2</sup>. A partir do modelo desenvolvido, são calculadas a inclinação dos espelhos, as perdas ópticas, a radiação incidente no receptor e as perdas térmicas. Estes dados foram comparados com os resultados experimentais, verificando-se que a inclinação de cada um dos espelhos varia 0,3° do valor experimental para o do modelo numérico. Enquanto que, do ponto de vista térmico, a diferença entre os resultados experimentais e numéricos variam 1% para a temperatura na saída do tubo absorvedor e 7% para o calor absorvido pelo sistema.

Zhu (2013) desenvolveu uma ferramenta com um método de cálculo analítico de análise óptica (FirstOPTIC) para avaliar o desempenho óptico de concentradores LFR. Neste estudo, ao invés de tratar os erros ópticos como distribuições de probabilidade, os mesmos são atribuídos a equívocos do sistema de rastreamento e posicionamento do refletor, sendo que o posicionamento do refletor é a inclinação do espelho referente a um determinado horário do dia. Este procedimento, fornece resultados mais rápidos e precisos, se comparado aos métodos estatísticos comumente utilizados no que diz respeito ao fator de interceptação – fração dos raios solares que atinge o receptor – em função do ângulo de incidência.

Heimsath *et al.* (2014) e Hofer *et al.* (2015) apresentam uma análise das perdas térmicas de um arranjo, levando em consideração as variações da temperatura ambiente e da superfície do tubo absorvedor, velocidade do vento e a radiação incidente. O sistema, objeto deste estudo, apresenta 16 fileiras de espelhos, com largura de 0,8 m e receptor posicionado a 8 m de altura. Os estudos para esta análise foram feitos para três casos distintos: (1) tubo absorvedor + envoltória; (2) tubo absorvedor evacuado + envoltória; (3) tubo absorvedor + envoltória + superfície de vidro na base da envoltória. Os resultados deste trabalho apresentaram que o terceiro caso possui melhor desempenho em relação aos outros dois.

Ainda sobre a análise de sistemas LFR com concentradores secundários do tipo CPC, o estudo desenvolvido por Qiu *et al.* (2015) apresenta uma análise numérica tanto de parâmetros ópticos como térmicos. Neste caso, o concentrador secundário é aberto, ou seja, não possui uma superfície de vidro que o isola do resto do ambiente e a análise óptica é feita a partir do traçado de raios utilizando o método de Monte Carlo. A partir disso, foi determinada a eficiência óptica (aproximadamente 55 %) e o desempenho térmico do arranjo (cerca de 70%).

Balaji *et al.* (2016) apresentam um modelo para análise do desempenho óptico do receptor de uma planta experimental de 154 m<sup>2</sup>. O receptor possui um invólucro do tipo CPC e foi utilizado o Método de Monte Carlo para o traçado de raios no mesmo. As análises foram realizadas a partir de um modelo óptico 3D. Foram analisadas diferentes distâncias focais para o tubo absorvedor, diferentes ângulos de incidência do feixe de raios e também diferentes condições de DNI. A eficiência óptica do receptor foi de 62,3 %, para um arranjo de 12 fileiras de espelhos com 12 de comprimento.

Ahmed e Amin (2016) apresentam a análise térmica para um arranjo LFR, localizado no Egito, que utiliza um concentrador secundário do tipo CPC. O campo de espelhos, objeto deste estudo, possui 18 espelhos – 31 cm de largura – e receptor posicionado a 4 m de altura. Foram avaliados os efeitos do ângulo de incidência e da vazão de fluido através do tubo absorvedor no desempenho do sistema. O ganho de energia apresenta um acréscimo de 20 % para o mês de junho – verão – em relação ao mês de dezembro – inverno, enquanto o desempenho térmico apresenta uma diferença de 12 % para esta mesma situação.

No âmbito nacional, o estudo de tecnologias que utilizam concentração solar tem se intensificado nos últimos anos, como por exemplo os estudos de Pigozzo (2013) e Sá (2013), que analisaram sistemas de concentradores cilíndrico parabólicos.

No cenário dos concentradores Fresnel lineares, Negreiros (2015) desenvolveu um sensor de movimentação de espelhos. A movimentação foi prevista matematicamente e testada

de forma experimental. Neste estudo, os espelhos movimentam-se  $0,25^\circ$  por minuto durante um dia, fazendo com que os espelhos sigam o movimento do Sol ao longo do dia. O comando do sensor é feito de forma manual ou automática através de um *software* que dá o comando para a movimentação. Há uma diferença entre o modelo matemático e o experimental de  $0,5^\circ$  no final do dia. Os testes realizados comprovam a funcionalidade do sistema.

Neste contexto, se insere a presente pesquisa com o objetivo de verificar o comportamento de um sistema LFR, tanto em termos ópticos como térmicos. Assim, será possível analisar dados e resultados com base em estudos já existentes sobre sistemas LFR nas suas mais variadas configurações, uma vez que sua aplicação se mostra competitiva frente a outras tecnologias de CSP. Para isso, será desenvolvido um modelo numérico genérico que possa ser adaptado para qualquer sistema em qualquer localização.

## 4 ENERGIA SOLAR

### 4.1 O SOL

O Sol é uma esfera de matéria gasosa com um diâmetro de  $1,39 \times 10^9$  m e está a uma distância de  $1,5 \times 10^{11}$  m da Terra. Aproximadamente 74% de sua massa é composta por hidrogênio, 25% por hélio e o restante é composto por elementos mais pesados. A energia, produzida em seu interior através da fusão nuclear de núcleos de hidrogênio e hélio, é transferida para a superfície e então é irradiada para o espaço (DUFFIE e BECKMAN, 2013).

Visto da Terra, o Sol se comporta como um corpo negro a uma temperatura de aproximadamente 5.700 K. A temperatura na região central é um valor estimado entre  $8 \times 10^6$  e  $4 \times 10^7$  K e sua densidade estimada como sendo 100 vezes a massa específica da água.

Na Fig. (4.1) é mostrada a estrutura do Sol. É estimada que 90% da energia é gerada até  $0,23R$ , onde  $R$  representa o raio do Sol, região que contém 40% da massa do Sol. A uma distância  $0,7R$  do centro, a massa específica é estimada em  $70 \text{ kg/m}^3$  e a temperatura em  $1,3 \times 10^5$  K. A partir desse ponto, os processos de convecção começam a ser significativos e essa zona é chamada de região de convecção, onde a temperatura cai para 5.000 K e a massa específica para  $10^{-5} \text{ kg/m}^3$ .

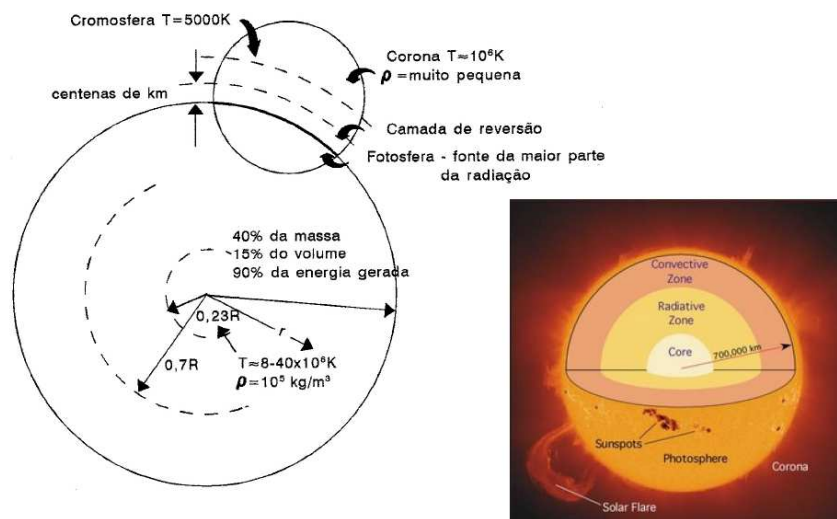


Figura 4.1 Estrutura do Sol.  
Fonte: Adaptado de Duffie e Beckman 2013.

A camada externa do Sol é chamada de fotosfera e os gases que a compõem absorvem e emitem um contínuo espectro de radiação. A fotosfera é a fonte da maior parte da radiação solar.

#### 4.2 A CONSTANTE SOLAR

A Fig. (4.2) apresenta a relação Terra-Sol. A excentricidade da órbita terrestre é tal que a distância entre a Terra e o Sol varia em torno de 1,7 % ao longo do ano. A uma distância de uma unidade astronômica, o Sol subtende um ângulo de  $32'$ .

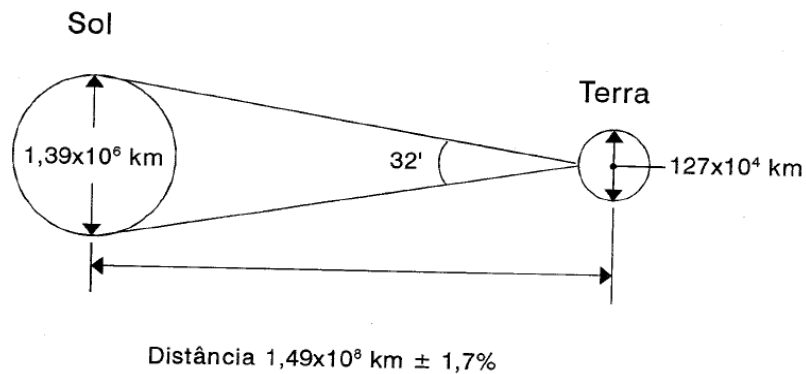


Figura 4.2 Relação Terra-Sol  
Fonte: Adaptado de Duffie e Beckman, 2013.

A constante solar  $G_{sc}$  representa a potência proveniente do Sol por unidade de área em uma superfície perpendicular à direção de propagação da radiação na distância Terra-Sol fora da atmosfera terrestre. O valor de constante solar  $G_{sc}$  é, aproximadamente,  $1.367 \text{ W/m}^2$ . Entretanto, devido a variação da distância Terra-Sol, o fluxo da radiação extraterrestre apresenta uma variação de  $\pm 3,3\%$  no ano. Assim, a radiação extraterrestre incidente em um plano perpendicular ao Sol, fora na atmosfera terrestre, pode ser determinado pela Eq. (4.1).

$$G_{on} = G_{sc} \left( 1 + 0,033 \cos \frac{360n}{365} \right) \quad (4.1)$$

onde  $G_{on}$  é a radiação extraterrestre e  $n$  é o número do dia no ano (1 em 1º de janeiro e 365 em 31 de dezembro).

A energia produzida nos processos de fusão no núcleo do Sol é emitida como radiação solar. Parte dessa energia é liberada como radiação de matéria (vento solar) e parte como

radiação eletromagnética. Para sistemas que utilizam o Sol como fonte de energia, a parcela de radiação eletromagnética é a que importa. Como o Sol se comporta como um corpo negro a uma determinada temperatura, é importante compreender as características da radiação térmica.

A radiação térmica é a energia emitida pela matéria que se encontra a uma temperatura diferente de zero e é transportada pelos fótons, ou seja, não necessita de um meio material para que ela se propague.

Todos os corpos emitem radiação constantemente e a emissividade representa as características de radiação emitida por esses corpos.

Independente da fonte, a taxa com o qual a radiação incide sobre uma superfície é chamada de irradiância,  $G$ . Quando a radiação atinge uma superfície, parte dela é absorvida, parte é refletida e parte é transmitida, conforme a Fig. (4.3). A fração absorvida é chamada de absorvidade,  $\alpha$ , a parte refletida é chamada refletividade,  $\rho$ , e a parte transmitida é chamada de transmissividade,  $\tau$ . As frações da radiação podem ser calculadas pelas Eq. (4.2), Eq. (4.3) e Eq. (4.4).

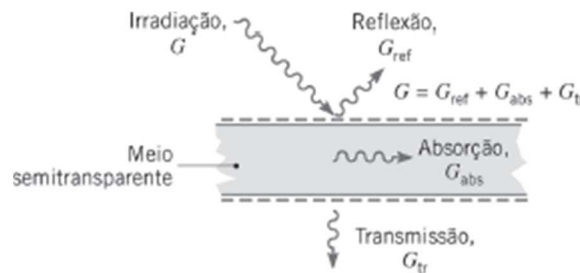


Figura 4.3 Reflexão, absorção e transmissão da irradiação em um meio semitransparente.

Fonte: Bergman *et al.* (2014).

$$\alpha = \frac{G_{abs}}{G} \quad (4.2)$$

$$\rho = \frac{G_{ref}}{G} \quad (4.3)$$

$$\tau = \frac{G_{tr}}{G} \quad (4.4)$$

onde  $G_{abs}$ ,  $G_{ref}$ ,  $G_{tr}$  são as parcelas de radiação absorvida, refletida e transmitida, respectivamente, ou seja, a radiação total é igual a soma das parcelas de radiação, como é mostrado na Eq. (4.5).

$$G = G_{abs} + G_{ref} + G_{tr} \quad (4.5)$$

Dividindo cada termo da Eq. (4.5) por  $G$ , obtém-se

$$\alpha + \rho + \tau = 1 \quad (4.6)$$

Quando a radiação incide em um plano acima da atmosfera sua direção é uniforme, ou seja, não sofre nenhuma alteração devido à refração da atmosfera, por exemplo. Quando a radiação penetra a atmosfera, ela pode ser dividida em componentes: direta, difusa e global, como é mostrado na Fig. (4.4).

A radiação direta representa a parcela da radiação que não foi dispersa pelos gases, moléculas de água ou poeira da atmosfera, ou seja, é a radiação proveniente diretamente do Sol, que não sofre nenhum desvio no seu curso. A radiação difusa representa a parcela de radiação que sofreu interferência da atmosfera e incide sobre o plano em diversas direções. A radiação global é então a soma das radiações direta e difusa.

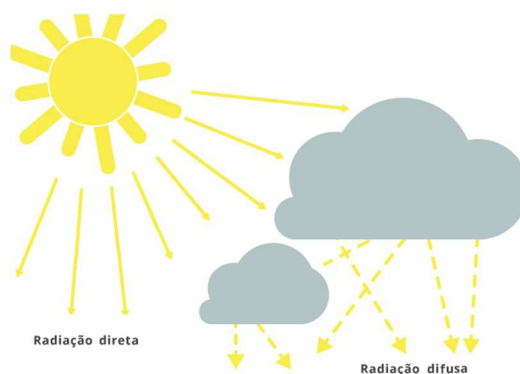


Figura 4.4 Esquema de representação das parcelas de radiação direta e difusa  
Fonte: Energia Heliotérmica, 2015.

### 4.3 GEOMETRIA SOLAR

A radiação incidente num determinado lugar varia tanto ao longo do dia como ao longo do ano e depende dos movimentos de rotação e translação da Terra. Em relação à rotação,

atribui-se uma grandeza chamada ângulo solar horário,  $\omega$  (Fig. 4.5), que representa uma relação entre o tempo solar verdadeiro (TSV) e a posição do Sol nesse instante. Esse valor pode ser calculado através da Eq. (4.7):

$$\omega = (TSV - 12)15 \quad (4.7)$$

onde o TSV é calculado pela Eq. (4.8),

$$TSV = t_{loc} + 4(L_{st} - L_{loc}) + E \quad (4.8)$$

sendo  $t_{loc}$  a hora no meridiano local;  $L_{st}$  longitude do meridiano padrão;  $L_{loc}$  longitude do meridiano local e;  $E$  é um fator de correção do tempo e pode ser calculado pela Eq. (4.9),

$$E_{tempo} = 229,2[7,5 \times 10^{-5} + 1,87 \times 10^{-3} \cos(B) - 0,03208 \sin(B) - 0,01461 \cos(2B) - 0,0409 \sin(2B)] \quad (4.9)$$

onde  $B$  é um parâmetro e é calculado pela Eq. (3.10).

$$B = (n - 1) \frac{360}{365} \quad (4.10)$$

A Fig. (4.5) mostra a geometria celeste onde  $Z$  representa o zênite, que é a uma reta vertical imaginária traçada a partir do observador; o meridiano é o círculo máximo composto pelos polos Norte e Sul e zênite; o Equador é a circunferência determinada pela intersecção da esfera celeste com o plano horizontal do eixo terrestre;  $A$  representa o azimute, que é o ângulo entre o meridiano local e o plano do ponto observado;  $\delta$  é a posição angular do Sol em relação ao meridiano local.

Além disso, o Sol possui dois movimentos principais na abóbada celeste: o movimento anual (norte-sul) e o movimento diário (leste-oeste). À metade desse percurso anual ocorrem os equinócios de outono e de primavera, quando o Sol se encontra sobre o equador celeste. Os maiores afastamentos do seu ponto médio são denominados solstícios, onde atinge o ponto o valor aproximado da própria inclinação do eixo terrestre, igual a  $23,5^\circ$ . A esse afastamento é



dado o nome de declinação, representada na Fig. (4.5), e pode ser calculada pela Eq. (4.11) (SPENCER, 1971 apud DUFFIE E BECKMAN, 2013).

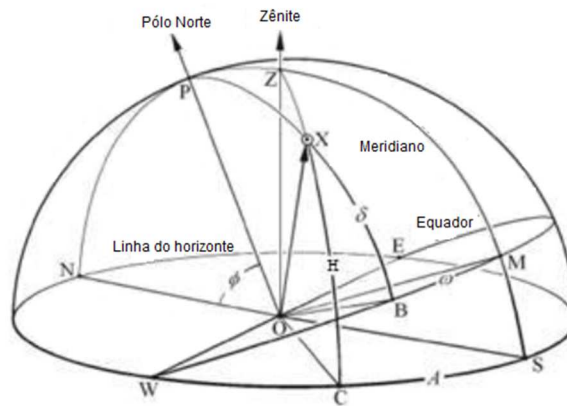


Figura 4.5 Hemisfério celeste.  
Fonte: Adaptado de CHEN (2011).

$$\delta = \left( \frac{180}{\pi} \right) \begin{pmatrix} 0,006918 - 0,399912 \cos(B) + 0,070257 \text{sen}(B) \\ -0,006758 \cos(2B) + 0,000907 \text{sen}(2B) \\ -0,002697 \cos(3B) + 0,00148 \text{sen}(3B) \end{pmatrix} \quad (4.11)$$

O ângulo entre o vetor Terra-Sol e a normal à uma superfície inclinada em relação a horizontal, chamado ângulo de incidência, é dado por:

$$\begin{aligned} \theta = \cos^{-1} & (\text{sen} \delta \text{sen} \phi \cos \beta_i - \text{sen} \delta \cos \phi \text{sen} \beta_i \cos A \\ & + \cos \delta \cos \phi \cos \beta_i \cos \omega + \cos \delta \text{sen} \phi \text{sen} \beta_i \cos A \cos \omega \\ & + \cos \delta \text{sen} \beta_i \text{sen} A \text{sen} \omega) \end{aligned} \quad (4.12)$$

onde  $\beta_i$  é a inclinação da superfície em relação à horizontal ( $0^\circ < \beta \leq 90^\circ$ );  $\phi$  é a latitude do local (negativa no hemisfério sul);  $A$  é o ângulo de azimute ( $-180^\circ \leq A \leq 180^\circ$ ).

O ângulo de zênite,  $\theta_z$ , pode ser definido como o ângulo de incidência da radiação em uma superfície horizontal, conforme indicado na Fig. (4.6) e dado por:

$$\theta_z = \cos^{-1} (\cos \phi \cos \delta \cos \omega + \text{sen} \phi \text{sen} \delta) \quad (4.13)$$

O ângulo de azimute é dado pela Eq. 4.14 e representa o ângulo entre a projeção do vetor Terra-Sol no plano horizontal e o norte (ou sul) geográficos.

$$A = \pm \left| \cos^{-1} \left( \frac{\cos \theta_z \operatorname{sen} \phi - \operatorname{sen} \delta}{\operatorname{sen} \theta_z \cos \phi} \right) \right| \quad (4.14)$$

O sinal  $\pm$  indica que o sinal a ser utilizado depende de  $\omega$ , ou seja, se  $\omega$  for negativo,  $A$  também deverá ser.

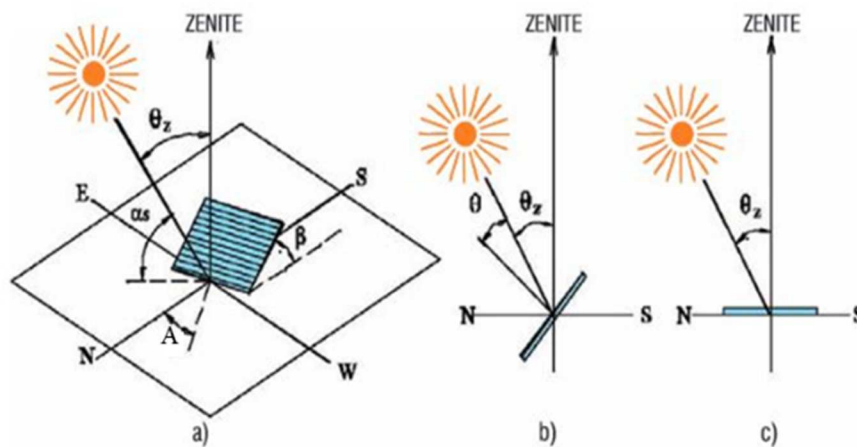


Figura 4.6 Representação dos ângulos solares.

Fonte: Arruda, 2004.

## 5 CÁLCULOS PARA O TRAÇADO DE RAIOS

Os processos de CSP que convertem a radiação proveniente do Sol em energia térmica necessitam essencialmente de um receptor para coletar essa energia e transferir ao fluido de trabalho. Para o desenvolvimento adequado desses sistemas são necessários conceitos de óptica geométrica para que, de forma teórica, sejam previstos os caminhos que os raios irão percorrer ao longo de sua trajetória. Para isso, são utilizadas técnicas de traçado de raios como o método estatístico de Monte Carlo – MMC, abordado no trabalho de Delatorre *et al.*, 2014 e o *Edge Ray Tracing*, apresentado nos trabalhos de Mathur *et al.* (1991a, 1991b) e de Walker (2013).

A técnica *Edge Ray Tracing* apresenta simplicidade e a precisão dos resultados obtidos para determinar o traçado dos raios provenientes do disco solar que incidem no campo de espelhos. Consiste em analisar o comportamento dos raios incidentes nas bordas de cada um dos espelhos do conjunto em determinado horário do dia ou durante um período do dia pré-definido. Sendo assim, é possível avaliar se existe sombreamento entre os espelhos ou se os raios de um espelho estão sendo bloqueados pelo espelho. Logo, com a análise dos raios nas extremidades dos espelhos é possível estabelecer o comportamento dos demais raios que incidirem ao longo do espelho.

Os raios solares refletidos do campo de espelhos são concentrados no receptor, ou concentrador secundário, que é formado pelo(s) tubo(s) absorvedor(es) e pela envoltória posicionados a uma determinada altura. A geometria da envoltória e seu posicionamento influenciam diretamente no desempenho óptico do sistema, por isso a importância de desenvolver o traçado de raios no receptor, avaliando a melhor geometria para este. Os formatos trapezoidais e CPC são os mais comumente utilizados e a performance dessas geometrias foi investigada nos estudos propostos por Qiu *et al.* (2015), Sahoo *et al.* (2012), Rolim *et al.* (2012) e Reynolds *et al.* (2004).

Para estudar o desempenho geométrico de cada um dos formatos de concentrador secundário, é necessário, primeiramente, definir o fator de concentração solar.

A concentração solar, compreende a fração de raios que saem do campo de espelhos e atingem o plano do receptor. O fator de concentração é dado pela relação entre a área total do campo de espelhos,  $A_{\text{espelhos}}$ , e a área de abertura do plano do receptor,  $A'$ , expressa pela Eq. (5.1).

$$C = \frac{A_{\text{espelhos}}}{A'} \quad (5.1)$$

A definição de concentração solar está ligada à definição de ângulo de aceitação,  $\theta_{\text{máx}}$ . O ângulo de aceitação representa de forma angular a taxa de concentração solar, ou seja, é o ângulo subtendido ao plano do receptor em relação ao campo de espelhos. O ângulo  $\theta_{\text{máx}}$  é medido em relação à reta normal do plano de abertura do receptor, conforme Fig. 5.1.

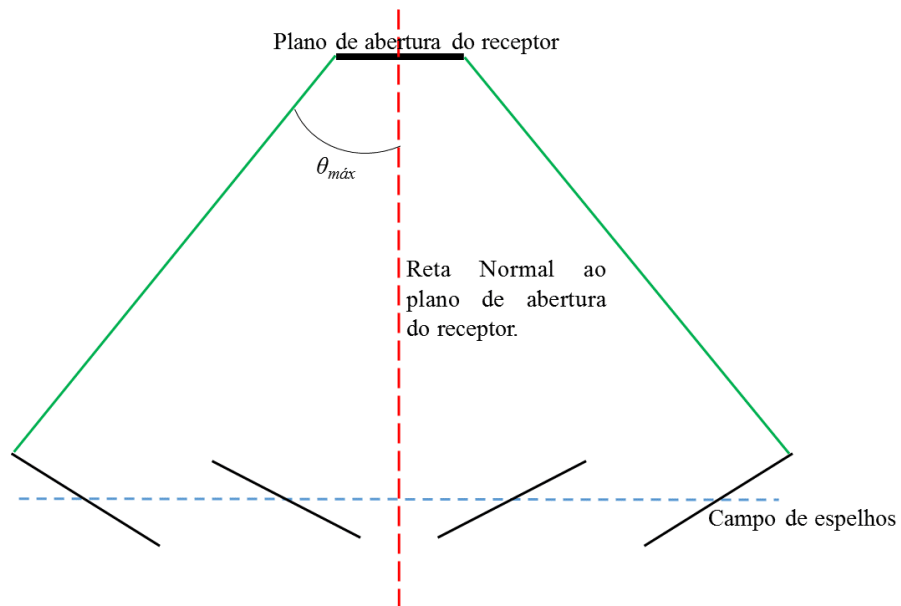


Figura 5.1 Representação do ângulo de aceitação em relação ao plano de abertura do receptor.

A relação entre o fator de concentração solar e  $\theta_{\text{máx}}$  é estabelecida através da Eq. (5.2)

$$C = \frac{1}{\text{sen}\theta_{\text{máx}}} \quad (5.2)$$

Assim, para calcular  $\theta_{\text{máx}}$  basta igualar as Eqs. (5.1) e (5.2), como é mostrado na Eq. (5.3).

$$\theta_{\text{máx}} = \text{sen}^{-1}\left(\frac{A'}{A}\right) \quad (5.3)$$

É importante ressaltar que o ângulo  $\theta_{máx}$  define a abertura angular máxima aceita pelos raios para que estes incidam no receptor, ou seja, se o ângulo entre o raio incidente e a reta normal for maior que  $\theta_{máx}$ , o raio não atingirá o plano do receptor.

Uma vez estabelecido o ângulo de abertura máxima,  $\theta_{máx}$ , deve-se avaliar o traçado de raios no interior do concentrador para avaliar a fração de raios que efetivamente atinge o tubo absorvedor e assim determinar o fator de interceptação – razão dos raios incidentes que atingem o tubo absorvedor.

Como já foi citado anteriormente, para prever o caminho que os raios irão percorrer é necessário utilizar um método estatístico que possibilite criar uma amostragem de dados. Para o traçado de raios no receptor, será utilizado o MMC. O uso desse método para a análise se justifica pelo fato de que seus resultados são bastante concisos, como mostrado por Delatorre *et al.* (2014).

O MMC consiste apenas no procedimento de gerar pontos aleatórios dentro de um intervalo pré-determinado (sendo  $b$  o início do intervalo e  $b'$  o final do intervalo). Essa distribuição é uniforme ao longo da abertura do concentrador e é dada de acordo com a distribuição de probabilidade  $p(x)$  mostrada na Eq. (5.4):

$$p(x) = \frac{1}{(b - b')} \quad (5.4)$$

A partir de cada um desses pontos é traçada uma reta com um ângulo  $\phi_i$  contido dentro do intervalo de  $\theta_{máx}$ . O ângulo  $\phi_i$  também é gerado de forma aleatória. Cada uma das retas traçadas partir dos pontos gerados, representa um raio incidente,  $r_i$ .

O raio  $r_i$  gerado incidirá no interior da cavidade receptora. A partir disso, o raio  $r_i$  atingirá a parede externa do tubo absorvedor ou a superfície interna do concentrador secundário. Para o segundo caso, quando o raio incide em uma das paredes do concentrador secundário, é gerado um novo raio a partir do ponto de reflexão, chamado de  $r_r$  com um ângulo  $\phi_r$  (que de acordo com o princípio de reflexão de Snell-Descartes será igual a  $\phi_i$ ) em relação a uma reta normal  $N$  à superfície do concentrador secundário.

O raio pode sofrer uma ou várias reflexões na superfície interna do concentrador secundário até que atinja o tubo absorvedor ou seja perdido para o meio externo, conforme representado na Fig. (5.2).

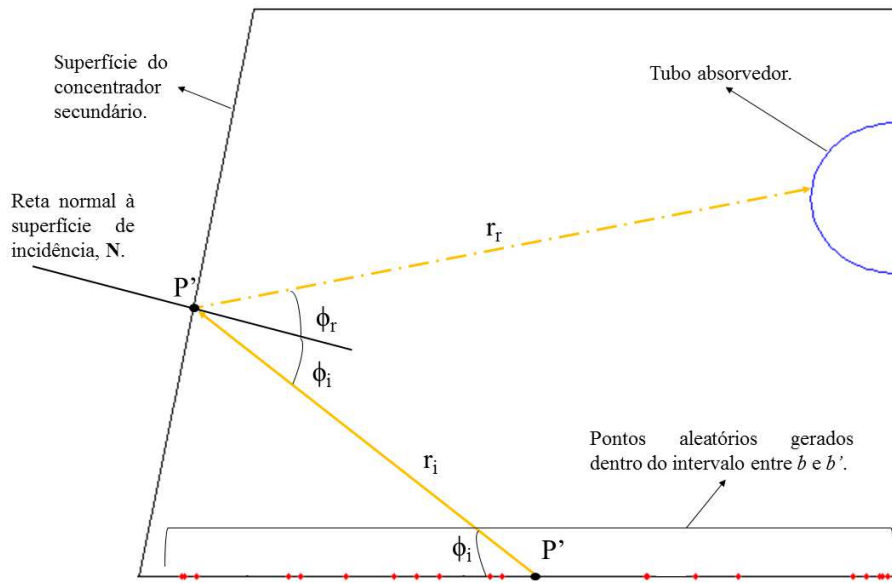


Figura 5.2 Representação do traçado de raios no receptor do sistema LFR.

Com o traçado de raios definido, é possível determinar o fator de interceptação,  $\eta_{fi}$ . O fator de interceptação representa a fração de raios  $r_i$  que atinge o tubo absorvedor, ou seja, a quantidade de raios incidentes que é absorvida, e pode ser calculado pela Eq. (5.5):

$$\eta_{fi} = \frac{Q_a}{Q} \quad (5.5)$$

onde  $Q_a$  representa a quantidade de raios que atinge o tubo absorvedor e  $Q$  representa a quantidade total de raios incidentes no concentrador secundário.

## 6 TRANSFERÊNCIA DE CALOR NO SISTEMA LFR

A geometria do concentrador secundário está diretamente ligada à eficiência térmica do sistema, assim deve ser projetado tendo em vista aproveitar o máximo da radiação disponível.

A partir da análise térmica no concentrador, considerando todos os processos de transferência de calor envolvidos, se pode avaliar as perdas e calcular o desempenho térmico do sistema para diferentes condições operacionais.

### 6.1 ANÁLISE TÉRMICA NO CONCENTRADOR SECUNDÁRIO DE UM SISTEMA LFR

A análise térmica será aplicada no arranjo do concentrador secundário – tubo absorvedor e envoltória, com fechamento em vidro, conforme esquema da Fig. (6.1). A radiação incidente no elemento absorvedor poderá ser convertida em calor útil para o sistema ou poderá ser perdida para o meio, assim a análise térmica deve considerar todos os fenômenos radiativos, convectivos e condutivos no sistema.

Conforme Fig. (6.1) foram aplicados balanços de energia no tubo absorvedor, superfície externa do tubo (1) e superfície interna do tubo (2); no vidro, superfície interna do vidro (3) e superfície externa do vidro (4); e na superfície da envoltória (5). O sentido das setas indica o sentido em que ocorre a transferência de calor. Na análise do sistema o concentrador foi considerado isolado, ou seja, os fenômenos térmicos que ocorrem nas paredes externas do concentrador secundário não serão considerados no balanço térmico.

No tubo absorvedor os balanços de energia nas superfícies interna e externa do tubo, respectivamente, são:

$$q_{cond\_t} = q_{convi\_t} \quad (6.1)$$

$$q_{abs\_t} = q_{cond\_t} + q_{conve\_t} + q_{rad\_te} + q_{rad\_tv} \quad (6.2)$$

onde  $q_{cond\_t}$  é a taxa de calor transferido por condução através da parede do tubo absorvedor;  $q_{convi\_t}$  é a taxa de transferência de calor por convecção superfície interna - fluido, ou seja, é a taxa de calor útil para o fluido;  $q_{abs\_t}$  é a taxa de calor absorvida pelo tubo;  $q_{conve\_t}$  é a taxa de transferência de calor por convecção superfície externa – ar interno;  $q_{rad\_te}$  é a taxa de calor

trocado por radiação tubo - superfície da envoltória e  $q_{rad_{tv}}$  é a taxa de calor trocado por radiação tubo – superfície interna do vidro.

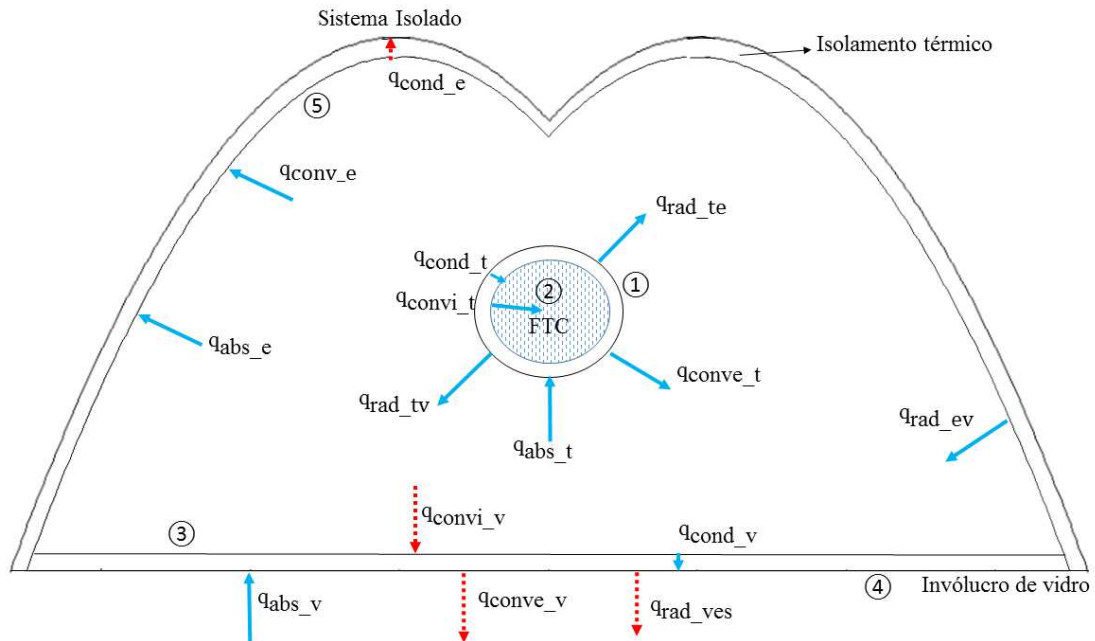


Figura 6.1 Esquema do receptor de um arranjo LFR para análise térmica.

Na placa de vidro do receptor, tem-se os seguintes balanços:

$$q_{conv_i_v} + q_{rad_{tv}} + q_{rad_{ev}} = q_{cond_v} \quad (6.3)$$

$$q_{abs_v} + q_{cond_v} = q_{conve_v} + q_{rad_{ves}} \quad (6.4)$$

sendo  $q_{conv_i_v}$  a taxa de calor transferida por convecção entre o ar interno e a superfície interna do vidro;  $q_{rad_{ev}}$  a taxa de calor trocada por radiação entre a superfície da envoltória e a superfície do vidro;  $q_{cond_v}$  é a taxa de transferência de calor através do vidro;  $q_{abs_v}$  é a taxa de calor absorvida na abertura pelo vidro;  $q_{conve_v}$  é a taxa de calor transferida por convecção entre a superfície externa do vidro e o ar ambiente;  $q_{rad_{ves}}$  é a taxa de calor trocada por radiação entre a superfície externa do vidro e o campo de espelhos.

O balanço de energia na superfície interna da envoltória do receptor é dado por:



$$q_{abs\_e} + q_{rad\_te} + q_{conv\_e} = q_{cond\_e} + q_{rad\_ev} \quad (6.5)$$

onde  $q_{abs\_e}$  é a taxa de radiação absorvida pela superfície interna da envoltória;  $q_{conv\_e}$  é a taxa de calor transferida por convecção do ar interno para superfície interna da envoltória e  $q_{cond\_e}$  é a taxa de calor conduzida através da parede da envoltória.

As perdas térmicas do sistema consideram as perdas por convecção e radiação para o meio externo e a perda por condução através da parede da envoltória, de acordo com a Eq. (6.6).

$$q_{perdas} = q_{conve\_v} + q_{rad\_ves} + q_{cond\_e} \quad (6.6)$$

A taxa de calor útil é dada por:

$$q_{útil} = q_{conv\_t} = \dot{m}c_p(Te - Ts) \quad (6.7)$$

onde  $\dot{m}$  é a vazão mássica e  $c_p$  o calor específico do fluido de trabalho.

## 6.1.1 Processos de transferência de calor

### 6.1.1.1 Calor incidente e absorvido

A taxa calor absorvida pelo vidro através de radiação,  $q_{abs\_v}$  é determinada através da radiação incidente na abertura do concentrador secundário,  $q_{inc}$ , considerando a eficiência ( $\eta_v$ ) e absortividade do vidro ( $\alpha_v$ ):

$$q_{abs\_v} = q_{inc}\eta_v\alpha_v \quad (6.8)$$

$$q_{inc} = DNI(A_{espelhos}) \quad (6.9)$$

$$\eta_v = \varepsilon_1\varepsilon_2\varepsilon_3\varepsilon_4\varepsilon_5\varepsilon_6\rho_v \quad (6.10)$$

onde  $DNI$  é a irradiação direta normal incidente no campo de espelhos;  $A_{espelhos}$  é a área de espelhos;  $\varepsilon_1$  é o fator de perda relacionado ao sombreamento causado pelos espelhos adjacentes e pelo receptor no campo de espelhos;  $\varepsilon_2$  é o fator de perda relacionado ao erro de seguimento;  $\varepsilon_3$  é o fator de perda relacionado ao erro da geometria dos espelhos;  $\varepsilon_4$  é o fator de perda relacionado ao acúmulo de sujeira no espelho;  $\varepsilon_5$  é o fator de perda relacionado ao acúmulo de sujeira no vidro na abertura do concentrador;  $\varepsilon_6$  é o fator de perda relacionado associado a outras perdas do sistema e  $\rho_v$  é a refletividade do vidro limpo. Os valores de  $\varepsilon_1$ ,  $\varepsilon_2$ ,  $\varepsilon_3$ ,  $\varepsilon_4$ ,  $\varepsilon_5$ , e  $\varepsilon_6$  são mostrados na Tab. (6.1), de acordo com Forristal (2003).

Tabela 6.1 Fator de perda relacionado a diversas perdas associadas ao arranjo LFR

<b>Coefficiente</b>	<b>Valor</b>
$\varepsilon_1$ – sombreamento	0,974
$\varepsilon_2$ – erro de seguimento	0,994
$\varepsilon_3$ – erro geométrico	0,980
$\varepsilon_4$ – acúmulo de sujeira no espelho	1
$\varepsilon_5$ – acúmulo de sujeira no vidro	$\frac{1 + \varepsilon_4}{2}$
$\varepsilon_6$ – outras perdas	0,960

A taxa de radiação que é absorvida pelo tubo absorvedor,  $q_{abs\_t}$ , é determinada por:

$$q_{abs\_t} = q_{inc} \alpha_t \eta_{fi} \quad (6.11)$$

onde  $\alpha_t$  é a absorvidade do tubo, que neste estudo é o aço inoxidável e  $\eta_{fi}$  é o fator de interceptação. O fator de interceptação representa a fração de raios incidentes no receptor que atingem o tubo absorvedor.

### 6.1.1.2 Condução de calor no tubo absorvedor

A taxa de transferência de calor por condução no tubo absorvedor é calculada pela equação abaixo:

$$q_{cond\_t} = \frac{2\pi k_t L (T_{se} - T_{si})}{\ln\left(\frac{D_e}{D_i}\right)} \quad (6.12)$$

onde  $k_t$  é a condutividade térmica do material do tubo;  $T_{se}$  e  $T_{si}$  são as temperaturas das externa e interna do tubo, respectivamente;  $D_e$  é o diâmetro externo;  $D_i$  o diâmetro interno e  $L$  o comprimento do receptor.

### 6.1.1.3 Convecção tubo – fluido de trabalho

A transferência de calor para o fluido por convecção é dada por:

$$q_{conv\_t} = h_i A_i (T_{si} - T_{m,fluido}) \quad (6.13)$$

onde  $h_i$  é o coeficiente de transferência de calor convectivo interno;  $A_i$  é a área da superfície interna do tubo e  $T_{m,fluido}$  é a temperatura média do fluido.

Para determinação do  $h_i$  na análise do escoamento do fluido para regime de transição - turbulento, correspondente a números de Reynolds,  $Re_i$ , na faixa de  $3 \times 10^3 < Re_i < 5 \times 10^6$ , foi utilizada a correlação proposta por Gnielinski (1976) para o cálculo do número de Nusselt,  $Nu_i$ , conforme Eq. (6.14).

$$\begin{cases} Nu_i = \frac{\left(\frac{f}{8}\right)(Re_i - 1000) Pr_i}{1,07 + 12,7 \left(\frac{f}{8}\right)^{1/2} (Pr_i^{2/3} - 1)} \\ f = (0,79 \ln(Re_i) - 1,64)^{-2} \end{cases} \quad (6.14)$$

onde  $Pr_i$  é o número de Prandtl e  $f$  é o fator de atrito. Para o caso de escoamento laminar, o número de Nusselt ( $Nu_i$ ) utilizado é de 4,36, considerando a condição de fluxo de calor constante na parede do tubo. Assim, a partir da Eq. (6.15) é determinado o coeficiente convectivo,  $h_i$ :

$$Nu_i = \frac{h_i D_i}{k_f} \quad (6.15)$$

sendo  $k_f$  a condutividade térmica do fluido na temperatura média. Neste estudo, o fluido utilizado é o Therminol VP1 (2015).

#### 6.1.1.4 Convecção tubo – ar interno do concentrador

A taxa de transferência de calor por convecção entre a superfície externa do tubo e o ar interno no concentrador é definida pela Eq. (6.16):

$$q_{conve_t} = h_e A_e (T_{se} - T_{a_i}) \quad (6.16)$$

onde  $h_e$  é o coeficiente de transferência de calor convectivo externo;  $A_e$  é a área da superfície externa do tubo e  $T_{a_i}$  é a temperatura do ar ambiente dentro da envoltória do concentrador secundário. Neste caso a convecção é natural e caracterizada pelo número adimensional de Rayleigh,  $Ra$ , dado pela seguinte equação:

$$Ra = \frac{g \beta (T_{se} - T_{a_i}) D_e^3}{\alpha \nu} \quad (6.17)$$

onde  $g$  é a aceleração da gravidade local;  $\beta$  é o coeficiente de expansão térmica referente à  $T_{a_i}$ ;  $\alpha$  é a difusividade térmica e  $\nu$  é a viscosidade cinemática do fluido, neste caso o ar interno.

A correlação para o número de Nusselt para o escoamento do ar sobre a superfície cilíndrica do tubo absorvedor,  $Nu_e$ , proposta por Churchill e Chu (1975) é a seguinte:

$$Nu_e = \left\{ 0,6 + \frac{0,387 Ra^{1/6}}{\left[ \left( 1 + 0,559 / Pr \right)^{9/16} \right]^{8/27}} \right\}^2 \quad (6.18)$$

onde  $Pr$  é o número de Prandtl, considerando a temperatura de filme (média entre a temperatura da superfície externa do tubo e a temperatura do ar interno). O coeficiente de transferência de calor,  $h_e$ , é então calculado por:

$$Nu_e = \frac{h_e D_e}{k_{ar\_i}} \quad (6.19)$$

onde  $k_{ar\_i}$  é a condutividade térmica do ar dentro do receptor.

#### 6.1.1.5 Convecção ar interno - vidro

Uma placa de vidro é colocada na parte inferior do concentrador, permitindo isolar o elemento receptor do ambiente externo. A taxa de transferência de calor convectiva na superfície interna do vidro é dada pela equação da convecção, ou:

$$q_{convi\_v} = h_e A_v (T_{a\_i} - T_{si\_v}) \quad (6.20)$$

onde o  $h_e$  é o calculado pela Eq. (6.18),  $A_v$  é a área da placa de vidro e  $T_{si\_v}$  é a temperatura da superfície interna do vidro.

#### 6.1.1.6 Condução no vidro

A taxa de calor trocada por condução através da placa de vidro,  $q_{cond,v}$ , é:

$$q_{cond\_v} = \frac{k_v A_v}{e_v} (T_{si\_v} - T_{se\_v}) \quad (6.21)$$

onde  $k_v$  é a condutividade térmica do vidro;  $e_v$  é a espessura da vidro,  $T_{se,v}$  é a temperatura da superfície externa do vidro.

#### 6.1.1.7 Convecção vidro – ar ambiente externo

Os efeitos convectivos através da superfície da cobertura de vidro podem ser quantificados através da Eq. (6.22):

$$q'_{conve\_v} = h_{v,ar} A_v (T_{se\_v} - T_{a\_e}) \quad (6.22)$$

onde  $h_{v,ar}$  é a coeficiente de transferência de calor convectivo superfície do externa do vidro e o ar ambiente externo; e  $T_{a\_e}$  é a temperatura do ambiente externo. Para o cálculo do coeficiente  $h_{v,ar}$  o número de Rayleigh,  $Ra$ , considera a dimensão característica da largura da placa de vidro, conforme equação abaixo:

$$Ra = \frac{g\beta(T_{se\_v} - T_{a\_e})w_v^3}{\nu\alpha} \quad (6.23)$$

onde  $\beta$  é o coeficiente de expansão térmica referente à temperatura do ar externo e  $w_v$  é a largura da placa de vidro. E o número de Nusselt,  $Nu_{amb,e}$ , é dado pela correlação para superfície de placas horizontais:

$$Nu_{amb,e} = 0,27 Ra^{0,25} \quad (6.24)$$

Esta correlação se aplica para a faixa de  $10^5 \leq Ra \leq 10^{11}$ .

Assim, o coeficiente  $h_{v,ar}$  pode ser encontrado por:

$$Nu_{amb,e} = \frac{h_{v,ar} w_v}{k_{ar\_e}} \quad (6.25)$$

#### 6.1.1.8 Envoltória – absorção, convecção e condução

A taxa da radiação incidente na envoltória que é absorvida pela sua superfície é:

$$q_{abs\_e} = q_{inc} \alpha_e \quad (6.26)$$

onde  $\alpha_e$  é a absorvidade da superfície da envoltória.

A taxa de calor por convecção entre o ar interno e a superfície interna da envoltória é dada por:

$$q_{conv\_e} = h_e A_{env} (T_{a\_i} - T_{si\_e}) \quad (6.27)$$

onde  $A_{env}$  é a área da envoltória do concentrador secundário e depende do formato que é utilizado (trapezoidal ou CPC);  $T_{si\_e}$  é a temperatura da superfície interna da envoltória. Além disso, é necessário calcular a taxa de transferência de calor por condução através da parede do concentrador secundário, de acordo com a equação abaixo:

$$q_{cond\_e} = \frac{k_{env} A_{env}}{e_{env}} (T_{si\_e} - T_{se\_e}) \quad (6.28)$$

onde  $k_{env}$  é a condutividade térmica do isolante de que é preenchido internamente a estrutura da envoltória;  $e_{env}$  é a espessura da parede e  $T_{se\_e}$  é a temperatura da superfície externa.

#### 6.1.2 Transferência de calor por radiação

A taxa de calor trocado por radiação entre superfícies depende da orientação das superfícies entre si e efeito da orientação das superfícies é caracterizado pelo fator de forma. O

fator de forma,  $F$ , é uma característica puramente geométrica, independe da temperatura das superfícies ou do material de que são feitas.

Para a presente análise, a forma como os componentes do receptor estão posicionados um em relação ao outro devem ser levados em consideração. Assim, o fator de forma,  $F$ , deve ser calculado da superfície do tubo em relação à envoltória do concentrador secundário, do tubo absorvedor em relação ao invólucro de vidro, da envoltória em relação ao vidro e do vidro em relação ao campo de espelhos.

Além disso, a taxa de calor por radiação é tratada através da radiosidade,  $J$ , que é composta pelas parcelas de radiação emitida por uma superfície e a refletida da irradiação, conforme equação abaixo:

$$J = E + \rho G \quad (6.29)$$

Assim, as taxas de calor trocado por radiação entre a superfície do tubo e a envoltória,  $q_{rad\_te}$ , superfície do tubo e do vidro,  $q_{rad\_tv}$ , e a superfície da envoltória e do vidro,  $q_{rad\_ev}$ , são apresentadas nas equações abaixo, respectivamente.

$$q_{rad\_te} = A_e F_{te} (J_t - J_e) \quad (6.30)$$

$$q_{rad\_tv} = A_e F_{tv} (J_t - J_v) \quad (6.31)$$

$$q_{rad\_ev} = A_{env} F_{ev} (J_e - J_v) \quad (6.32)$$

onde os fatores de forma,  $F_{te}$ ,  $F_{tv}$  e  $F_{ev}$ , indicam a fração de radiação que deixa a superfície e atinge a segunda superfície e  $J$  a radiosidade, onde os subíndices representam as superfícies a que se referem.

A determinação das radiosidades  $J_t$ ,  $J_e$  e  $J_v$ , utiliza a rede de resistências de radiação, conforme Fig. (6.2), considerando as três superfícies: tubo absorvedor, envoltória e vidro, indicadas na Fig. (6.1).



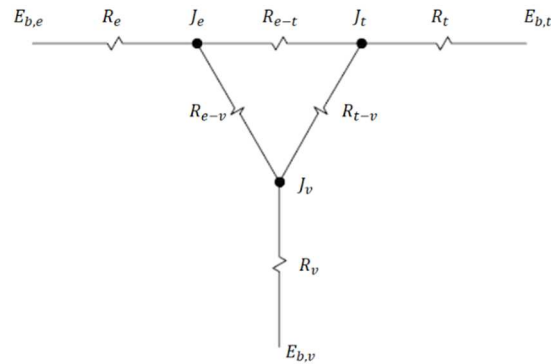


Figura 6.2 Esquema das três superfícies (tubo, envoltória e vidro) e a rede de radiação associada.

Em cada um dos nós da rede da Fig. (6.2) a soma algébrica deve ser igual à zero. As equações abaixo se referem à envoltória do concentrador secundário, tubo e vidro, respectivamente:

$$\frac{E_{b\_e} - J_e}{R_e} + \frac{J_t - J_e}{R_{e\_t}} + \frac{J_v - J_e}{R_{e\_v}} = 0 \quad (6.33)$$

$$\frac{J_e - J_t}{R_{t\_e}} + \frac{E_{b\_t} - J_t}{R_t} + \frac{J_v - J_t}{R_{t\_v}} = 0 \quad (6.34)$$

$$\frac{J_e - J_v}{R_{v\_e}} + \frac{J_t - J_v}{R_{t\_v}} + \frac{E_{b\_v} - J_v}{R_v} = 0 \quad (6.35)$$

onde  $E_{b\_e}$ ,  $E_{b\_t}$  e  $E_{b\_v}$  referem-se aos fluxos emissivos das superfícies da envoltória, do tubo e do vidro, respectivamente, dados por:

$$E_{b\_e} = \sigma T_{si\_e}^4 \quad (6.36)$$

$$E_{b\_t} = \sigma T_{se}^4 \quad (6.37)$$

$$E_{b\_v} = \sigma T_{si\_v}^4 \quad (6.38)$$

as resistências da superfície à radiação, envoltória, tubo e vidro,  $R_e$ ,  $R_t$  e  $R_v$ , são:

$$R_e = \frac{1 - \varepsilon_e}{A_{env} \varepsilon_e} \quad (6.39)$$

$$R_t = \frac{1 - \varepsilon_t}{A_e \varepsilon_t} \quad (6.40)$$

$$R_v = \frac{1 - \varepsilon_v}{A_v \varepsilon_v} \quad (6.41)$$

e às referentes ao tubo-envoltória, envoltória-vidro e tubo-vidro são:

$$R_{t-e} = \frac{1}{A_e F_{te}} \quad \text{e} \quad R_{e-t} = \frac{1}{A_{env} F_{et}} \quad (6.42)$$

$$R_{e-v} = \frac{1}{A_{env} F_{ev}} \quad \text{e} \quad R_{v-e} = \frac{1}{A_v F_{ve}} \quad (6.43)$$

$$R_{t,v} = \frac{1}{A_e F_{tv}} \quad (6.44)$$

onde  $\varepsilon_e$ ,  $\varepsilon_t$ , e  $\varepsilon_v$ , são as emissividades referente às superfícies interna da envoltória, externa do tubo e interna do vidro, respectivamente, e o cálculo dos fatores de forma  $F_{te}$ ,  $F_{et}$ ,  $F_{ev}$ ,  $F_{ve}$  e  $F_{tv}$ , serão apresentados na próxima seção.

#### 6.1.2.1 Radiação vidro – campo de espelhos

A taxa de transferência de calor por radiação entre a superfície externa do vidro e o campo de espelhos,  $q'_{rad,ves}$ , é a soma das perdas térmicas e deve ser quantificada no estudo dos fenômenos térmicos do sistema e é calculada pela Eq. (6.45).

$$q_{rad\_ves} = \sigma \frac{(T_{se\_v}^4 - T_{a\_e}^4)}{\frac{1 - \varepsilon_v}{\varepsilon_v A_v} + \frac{1}{A_v F_{v,esp}} + \frac{1 - \varepsilon_e}{\varepsilon_e A_{espelhos}}} \quad (6.45)$$

onde  $F_{v,esp}$  é o fator de forma do invólucro de vidro em relação ao campo de espelhos.

### 6.1.3 Cálculo dos fatores de forma

Para determinação da taxa de transferência de calor por radiação, é necessário verificar a forma como as superfícies envolvidas estão relacionadas entre si. A essa relação entre as superfícies envolvidas, dá-se o nome de fator de forma.

No caso deste estudo, as superfícies envolvidas são a envoltória do concentrador secundário, o tubo absorvedor e o invólucro de vidro que separa o elemento absorvedor do meio (Fig. 6.3), como pode ser observado abaixo.

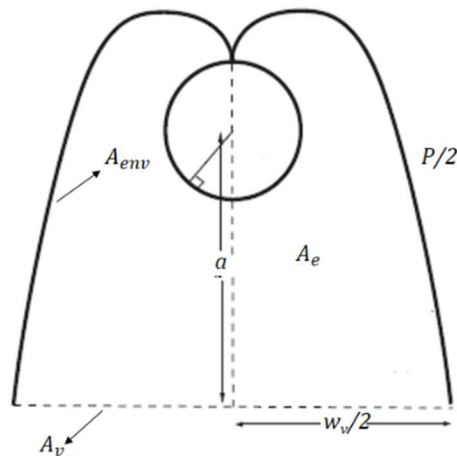


Figura 6.3 Geometria do concentrador secundário do tipo CPC para análise dos fatores de forma do arranjo.

onde  $w_v$  representa a largura da parte inferior do concentrador secundário;  $a$  é a altura entre a base do receptor e o centro do tubo absorvedor e  $P$  é o perímetro da envoltória do concentrador secundário.

O fator de forma tubo-envoltória é dado pela relação geométrica da Fig. (6.3), conforme Eq. (6.46).

$$F_{te} = \frac{\pi D_e}{P} \left( 1 - \frac{1}{\pi} \tan^{-1} \frac{w_v}{a} \right) \quad (6.46)$$

O fator de forma envoltória – tubo é calculado usando-se a relação de reciprocidade:

$$F_{et}A_{env} = F_{te}A_e \quad (6.47)$$

Para definir o fator de forma entre o tubo e o vidro, é utilizada a relação de Modest (2003), cujos parâmetros são apresentados no esquema da Fig. (6.4):

$$F_{tv} = \frac{1}{\pi} \left( \tan^{-1} \frac{w_v}{a} \right) \quad (6.48)$$

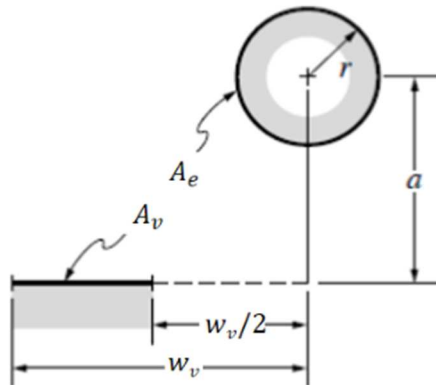


Figura 6.4 Relação do fator de forma entre o tubo absorvedor e o invólucro de vidro.

Além disso, é possível observar, a partir da Fig. (6.4), que o fator de forma é uma relação geométrica entre as superfícies, dessa forma, pode-se concluir que, o fator de forma entre a envoltória e o vidro é obtido por:

$$F_{ev} = 1 - F_{et} \quad (6.49)$$

e que pela relação de reciprocidade,  $F_{ve}$ .

$$F_{ev}A_{env} = F_{ve}A_v \quad (6.50)$$

O fator de forma entre o vidro e o campo de espelhos,  $F_{v,esp}$ , também precisa ser levado em consideração para fins de obter uma análise mais próxima do real. A Fig. (6.5) mostra como é feita a relação geométrica entre as duas geometrias.

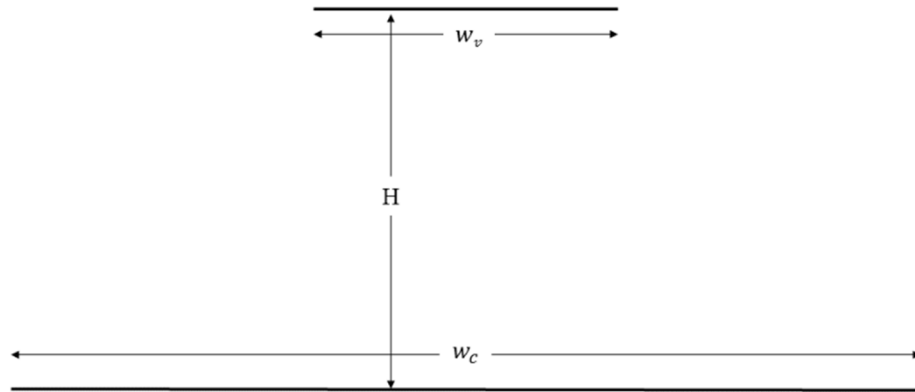


Figura 6.5 Relação geométrica entre o invólucro de vidro e campo de espelhos para determinação do fator de forma entre essas superfícies.

O fator de forma para esta geometria foi estabelecido por Wong (1976) e é dado por:

$$F_{v,esp} = \frac{h}{2w} \left[ \sqrt{\left(\frac{w_v}{H} + \frac{w_c}{H}\right)^2 + 4} - \sqrt{\left(\frac{w_c}{H} - \frac{w_v}{H}\right)^2 + 4} \right] \quad (6.51)$$

onde  $H$  é a altura do receptor em relação ao campo de espelhos e;  $w_c$  é a largura do campo de espelhos.

## 7 METODOLOGIA

Para alcançar os objetivos estabelecidos no início deste trabalho serão descritos, neste capítulo, os procedimentos pertinentes ao desenvolvimento do mesmo. Para isso o trabalho foi dividido em duas etapas: (1) o estudo da geometria do concentrador secundário e definição do fator de interceptação para cada uma das situações analisadas e; (2) análise da transferência de calor no concentrador secundário do tipo CPC.

### 7.1 ESTUDO DA GEOMETRIA DO CONCENTRADOR SECUNDÁRIO E DIMENSÕES

Para a análise da geometria do concentrador secundário foram utilizados resultados prévios de um estudo realizado por Muller (2016), que estabeleceu os parâmetros geométricos do campo de espelhos (número, largura e comprimento dos espelhos, bem como o espaçamento entre eles), a altura do receptor e abertura do concentrador secundário, além dos dados de potência que chegam no receptor ao longo do período de um ano.

Com estes dados foi realizado o estudo da geometria do concentrador secundário e o traçado de raios para duas geometrias trapezoidal e CPC. A escolha da geometria trapezoidal se deve ao formato simples, de fácil construção e manutenção, já a CPC se deve ao bom rendimento óptico e melhor fator de concentração, devido ao seu formato parabólico, segundo os estudos realizados por Abbas *et al.* (2012) e Walker (2013).

Inicialmente, foi aplicado o método de traçado de raios para cada geometria, que permitiu avaliar o efeito do diâmetro do tubo absorvedor e a posição do tubo dentro da cavidade receptora. Além disso, para a geometria trapezoidal foi avaliado o efeito do número de tubos.

O estudo foi realizado para duas situações: primeiramente com o concentrador secundário sem vidro, onde os raios se originaram a partir de um plano hipotético situado na abertura do concentrador, e, posteriormente, com uma placa de vidro transparente inserida na parte inferior, cujo objetivo é minimizar as perdas térmicas para o ambiente.

A relevância do traçado de raios é avaliar o fator de interceptação e outros efeitos ópticos do concentrador. É importante ressaltar que a superfície do concentrador secundário deve ser construída por materiais com boa refletividade, assim os raios que ali incidirem poderão refletir e incidir no tubo absorvedor ou sofrer múltiplas reflexões até atingir o tubo absorvedor ou se perder para o meio. O tubo absorvedor, por sua vez, deve ser constituído por um material com boa absorvidade.

Para o desenvolvimento do traçado de raios foi utilizado o MMC. A escolha deste método se deve ao fato de que seus resultados apresentam um comportamento próximo ao desempenho real do sistema.

O MMC consiste em um método estatístico para geração aleatória de pontos dentro de um intervalo definido (Delatorre *et al.*, 2013), que para este estudo, é a largura do concentrador secundário na parte inferior. Dessa forma, a amostragem de pontos aleatórios, é distribuída dentro do intervalo que compreende a abertura do concentrador secundário. A partir de cada um dos pontos aleatórios, é gerado um raio, chamado de raio incidente. Os raios incidem com ângulos aleatórios gerados dentro do intervalo aceito pelo ângulo de aceitação, ou seja, é calculado inicialmente o ângulo máximo aceito para que os raios que incidirem no receptor converjam e sofram as interações necessárias para atingir o tubo absorvedor ou a parede do concentrador secundário.

A partir da geração do raio incidente no receptor, este sofre múltiplas reflexões dentro da cavidade até atingir o tubo absorvedor ou até ser perdido para o meio. Dentro dessa análise, são vários os cenários possíveis: (1°) o raio incidente atinge o tubo absorvedor, sendo acrescentado ao fluxo absorvido; (2°) o raio incide em uma das paredes do concentrador secundário. Neste caso, verifica-se em que ponto da parede o raio incidiu e um novo raio é gerado a partir desse ponto (com o mesmo ângulo do raio incidente, de acordo com o princípio da reflexão de Snell-Descartes). Novamente verifica-se onde o raio incidiu: se o raio incide no tubo absorvedor, este é acrescentado ao fluxo absorvido; se o raio incidiu em uma das paredes do concentrador secundário, o procedimento anterior é repetido até este incidir no tubo absorvedor e; (3°) o raio incide uma ou mais vezes nas paredes do concentrador secundário e acaba sendo jogado para fora do concentrador secundário, nessa situação, o raio é acrescentado ao fluxo perdido.

A lógica desenvolvida para esta etapa está representada de forma esquemática na Fig. (7.1). Para o desenvolvimento da rotina de cálculo foi utilizado como ferramenta o *software* MATLAB e definidos os parâmetros de entrada, como: a geometria do concentrador secundário (largura, altura e posição das paredes) e a quantidade de tubos absorvedores. A partir disso, foi possível estudar diversas condições de operação do sistema, alterando a quantidade de tubos utilizados ou a posição do mesmo.

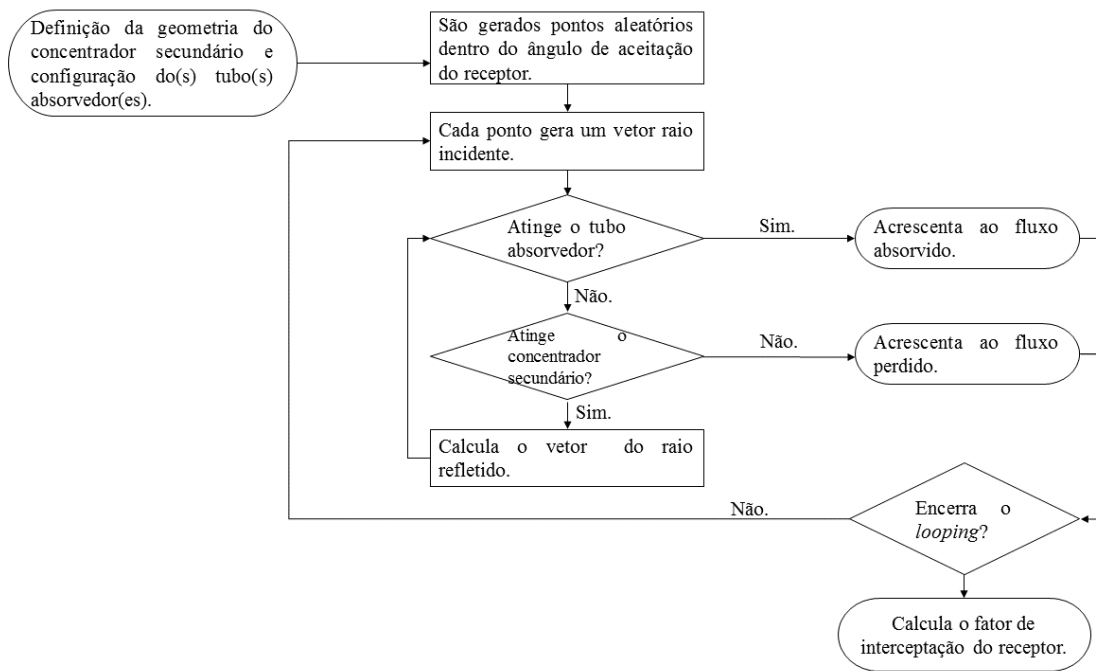


Figura 7.1 Fluxograma da rotina desenvolvida no MATLAB para traçado de raios e análise do fator de interceptação no concentrador secundário.

## 7.2 ANÁLISE TÉRMICA DO RECEPTOR

A segunda etapa do trabalho consiste na análise térmica do elemento receptor do arranjo LFR para determinar a eficiência térmica do sistema, ou seja, verificar o quanto da radiação incidente é transformada em calor útil para o sistema, e também quantificar as perdas térmicas.

Para isso foi utilizado como ferramenta de cálculo o *software* EES (*Engineering Equation Solver*). A escolha deste *software* deve-se ao fato do mesmo conter em sua biblioteca de propriedades às relativas ao fluido de trabalho, o Therminol VP1 (2015), para a faixa de temperaturas desejada.

Esta análise foi realizada somente com o concentrador secundário de geometria CPC, e foi considerado a condição do concentrador isolado e na parte inferior com uma placa de vidro e um tubo absorvedor, conforme já representado na Fig. 6.1. Foram realizados os balanços térmicos nas diferentes superfícies e considerados os efeitos da condução, convecção e radiação conforme descrito no Cap. 6. A partir disso, é definida a taxa de calor convertida em calor útil para o sistema e a taxa de calor perdida. Também é determinada a eficiência térmica do receptor para diversas condições de trabalho. A lógica utilizada para esta etapa do trabalho é mostrada pelo fluxograma da Fig. (7.2).



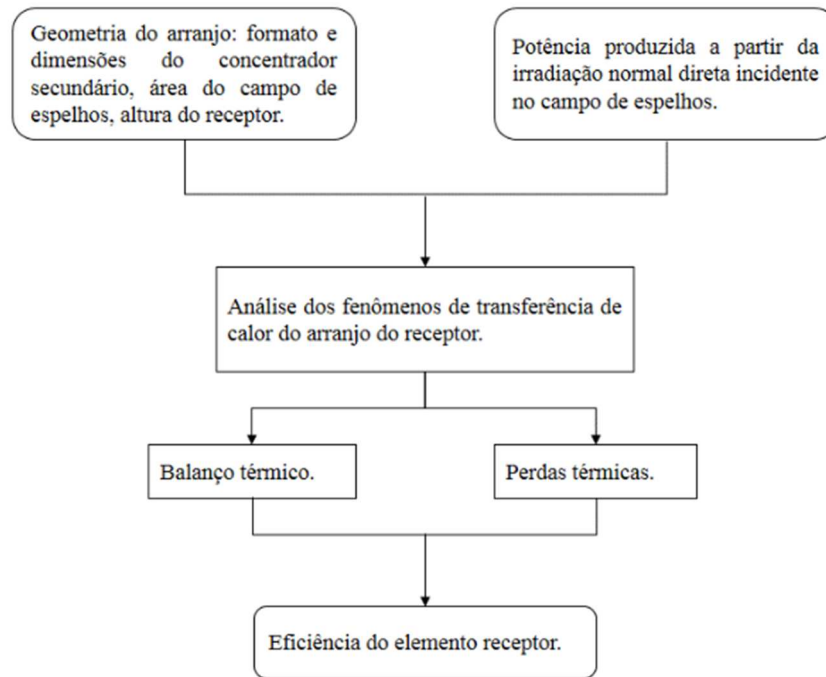


Figura 7.2 Fluxograma da análise térmica do concentrador secundário sistema LFR.

## 8 RESULTADOS

Neste capítulo são descritos os resultados obtidos a partir das análises desenvolvidas para um arranjo LFR, além de apresentar discussões sobre os mesmos. Inicialmente serão apresentados os resultados relativos à análise dos aspectos geométricos do concentrador secundário com geometria trapezoidal e CPC, e em seguida os resultados do estudo térmico para um concentrador secundário de geometria CPC. A utilização do concentrador do tipo CPC para a análise térmica, se deve ao desempenho óptico do mesmo que, como será descrito em seguida, apresenta um fator de interceptação maior que o concentrador secundário do tipo trapezoidal.

Dos resultados do estudo realizado por Muller (2016) sobre o comportamento do campo de concentradores foram definidas as dimensões do campo de espelho e a potência produzida pelo conjunto que chega no plano do receptor. As seguintes dimensões foram consideradas: 14 espelhos (30 cm de largura e 1 cm de espaçamento entre eles); o receptor posicionado a 2 m de altura em relação aos espelhos, e com uma abertura de 35 cm. Os espelhos utilizados possuem uma refletividade de 0,94. Para esta configuração, a potência que chega no plano do receptor é de aproximadamente 21 kW/m.

### 8.1 ANÁLISE DOS ASPECTOS ÓPTICOS E GEOMÉTRICOS DO CONCENTRADOR SECUNDÁRIO

A avaliação do formato do concentrador secundário associada à quantidade de raios que é absorvida pelo(s) tubo(s) absorvedor(es) foi realizada, assim como, foi verificada a influência da posição, diâmetro e número de tubo(s) no fator de interceptação do elemento receptor.

As geometrias estudadas para o concentrador secundário são representadas nas Figs. (8.1) e (8.2), a trapezoidal e a CPC, respectivamente, de acordo com a rotina de cálculo apresentada na Fig. (7.1). Suas dimensões são definidas a partir da largura dos espelhos concentradores utilizados, uma vez que devem ser consideradas as perdas por desfocagem. Sendo assim, aumentando a largura do receptor, as perdas por desfocagem do feixe de raios no plano do receptor diminuem. De acordo com Muller (2016), aumentando a largura do receptor em 0,05 m a mais que a largura do espelho é suficiente para que essas perdas sejam minimizadas. Assim, como a largura dos espelhos foi definida como 0,30 m, a largura do receptor deve ser de 0,35 m.

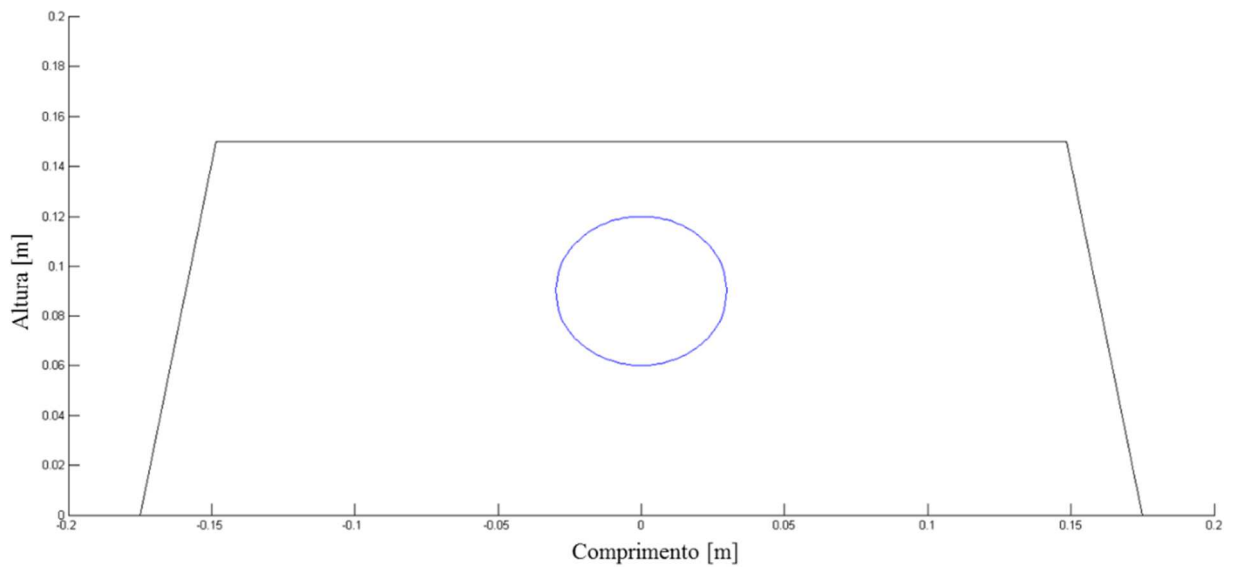


Figura 8.1 Geometria trapezoidal do concentrador secundário.

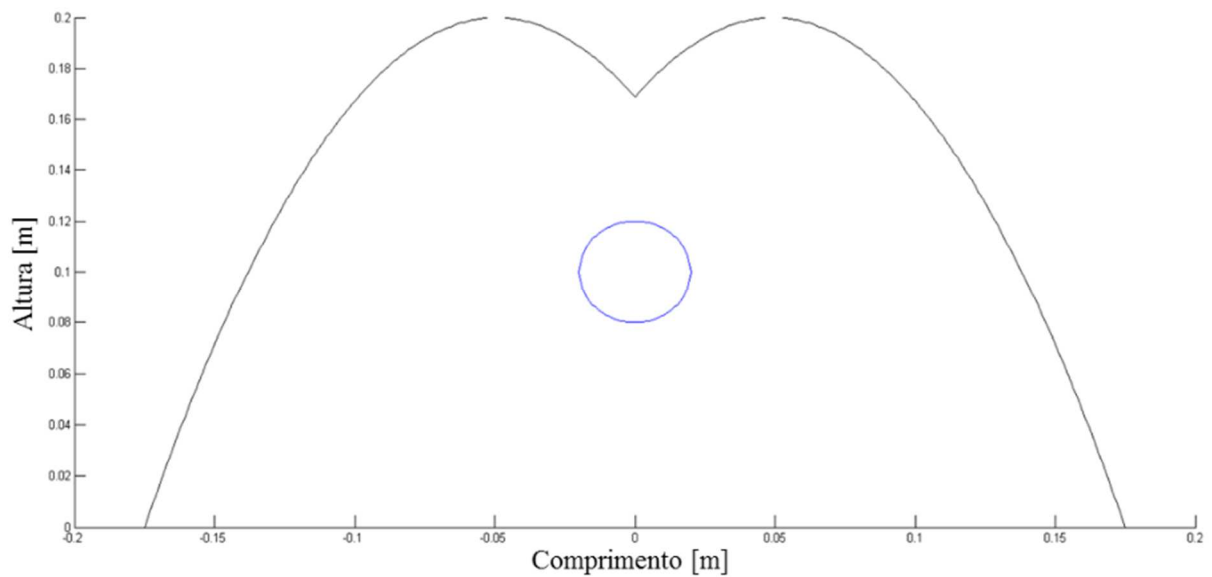


Figura 8.2 Geometria CPC do concentrador-secundário.

Na metodologia adotada foram gerados pontos aleatórios dentro do intervalo da abertura do concentrador secundário, e a partir desses pontos foram gerados raios. Os raios gerados sofrem múltiplas reflexões dentro da envoltória do concentrador secundário até atingirem o tubo absorvedor ou serem perdidos para o meio. Como os pontos são gerados de forma aleatória, se for utilizada uma amostragem muito pequena de dados os valores do fator de interceptação serão muito discrepantes para cada teste realizado. Dessa forma, para encontrar o número adequado de pontos aleatórios gerados foram executadas 10 simulações sequenciais da rotina computacional para o traçado de raios. Estas simulações foram realizadas para diferentes

números de pontos aleatórios gerados até que o resultado do fator de interceptação fosse estável, ou seja, não apresentasse variações significativas nos resultados gerados.

Esse procedimento foi repetido para ambas as geometrias. Conforme a Fig. (8.3), para o concentrador secundário do tipo CPC, o número de pontos aleatórios que gera resultados do fator de interceptação constantes é 10.000 pontos, enquanto que para o concentrador do tipo trapezoidal, Fig. (8.4), são necessários 5.000 pontos para que o fator de interceptação não apresente variações significativas.

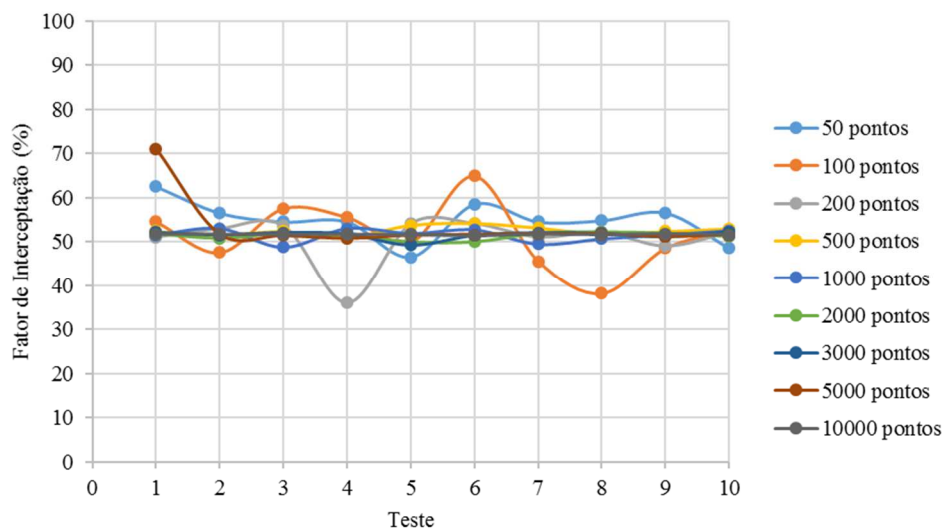


Figura 8.3 Fator de interceptação do concentrador tipo CPC em diferentes testes para estabelecer a quantidade de pontos aleatórios adequada para o traçado de raios.

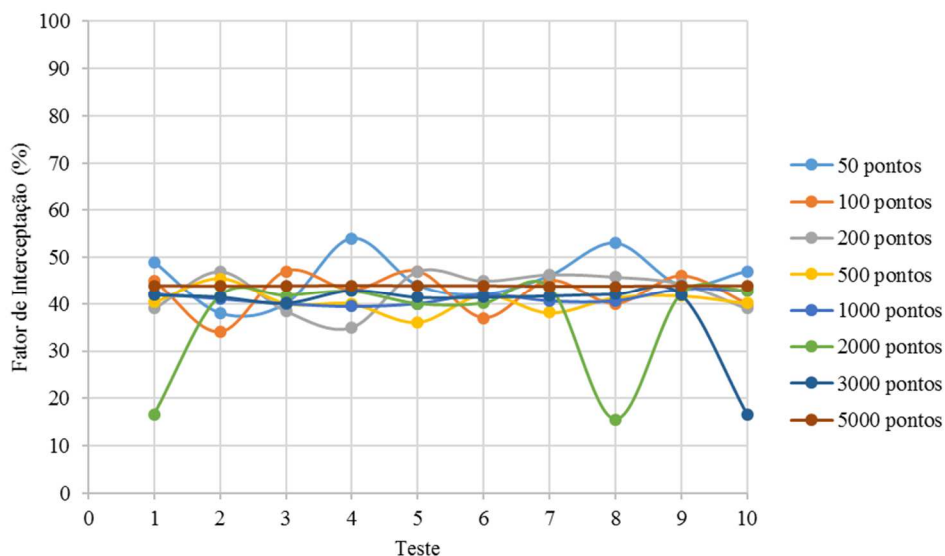


Figura 8.4 Fator de interceptação do concentrador tipo trapezoidal em diferentes testes para estabelecer a quantidade de pontos aleatórios adequada para o traçado de raios.

A partir da definição da quantidade de pontos para cada geometria, é feito o traçado de raios para o arranjo contendo um tubo absorvedor de 50 mm de diâmetro. O resultado da simulação do traçado de raios pode ser observado nas Fig. (8.5) e Fig. (8.6). Em ambas situações as linhas da cor rosa representam os raios solares que incidem no concentrador, as linhas em azul representam os raios que não foram absorvidos pelo tubo absorvedor e os raios em verde representam os raios absorvidos.

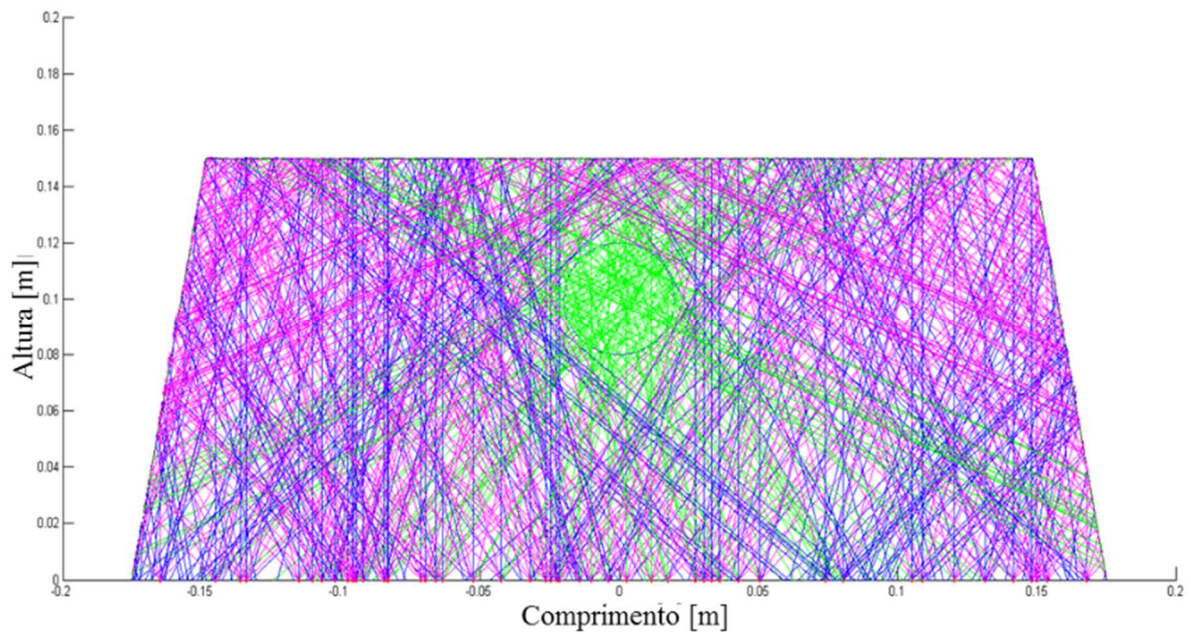


Figura 8.5 Traçado de raios para o concentrador secundário do tipo trapezoidal.

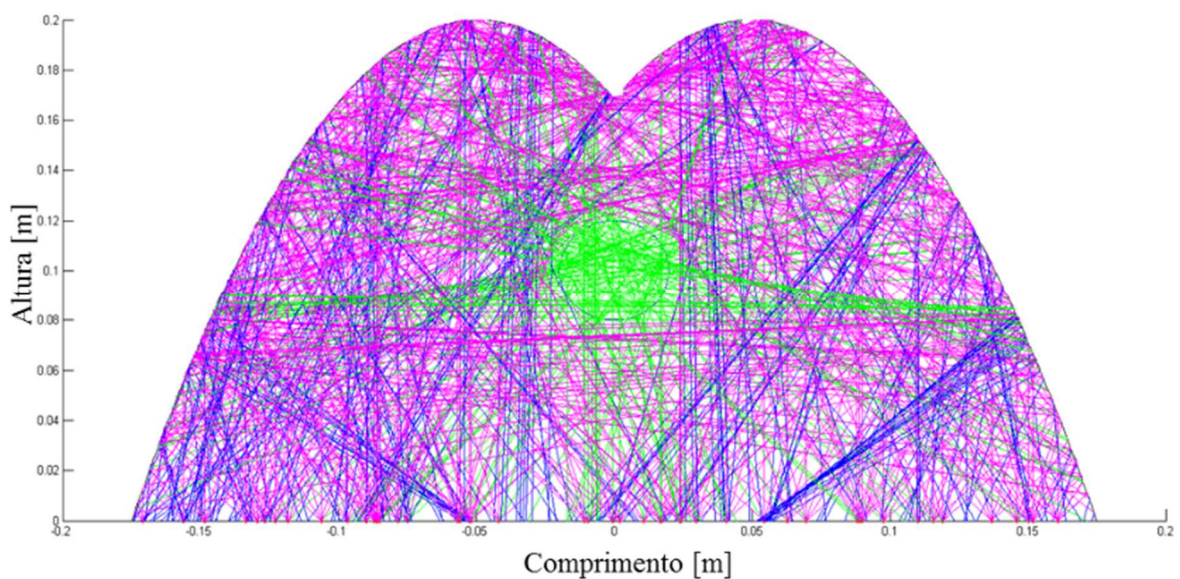


Figura 8.6 Traçado de raios para o concentrador secundário do tipo CPC.

Com as condições do traçado de raios para cada uma das geometrias já definidas, foram feitas as análises pertinentes a cada uma das geometrias e calculado o fator de interceptação para cada situação.

Primeiramente, foi analisada a geometria trapezoidal e três inclinações das paredes laterais (70, 80 e 90°). Foi utilizado um tubo com de 50 mm de diâmetro e posicionado a 90 mm de altura com relação ao plano do concentrador secundário. Os resultados obtidos são apresentados na Tab. (8.1):

Tabela 8.1 Fator de interceptação para o concentrador secundário do tipo trapezoidal para diferentes inclinações das paredes laterais.

Geometria trapezoidal	Inclinação da parede do trapézio		
	70°	80°	90°
Fator de Interceptação (%)	35,21	36,68	21,77

Verifica-se que de 70° para 80° há um pequeno aumento no fator, entretanto, para 90° de inclinação o fator diminui, pois o ângulo reto formado pelas paredes limita as reflexões dos raios na superfície do concentrador secundário.

Com a inclinação das paredes de 80° para o concentrador secundário do tipo trapezoidal é feito um estudo da altura do tubo em relação à parte inferior do concentrador secundário. Este estudo é feito tanto para a geometria trapezoidal como para a CPC, uma vez que o ponto em que há a maior concentração de raios é diferente para cada um dos casos. Dessa forma, é possível definir a posição do tubo dentro da cavidade para melhor aproveitamento da radiação incidente. Novamente, foi utilizado um tubo com 50 mm de diâmetro, mas posicionado em diferentes alturas: 70, 80, 90 e 100 mm. Os valores calculados se encontram na Tab. (8.2).

Tabela 8.2: Fator de interceptação do concentrador secundário para diferentes posicionamentos do tubo absorvedor dentro da cavidade receptora.

Geometria do concentrador	Altura do tubo (mm)			
	70	80	90	100
Trapezoidal	27,63%	28,28%	36,68 %	31,99 %
CPC	31,04%	29,31%	41,79 %	45,06 %

De acordo com os resultados da Tab. (8.2) é possível observar que o comportamento óptico do receptor varia em função da geometria utilizada e do posicionamento do tubo absorvedor. Verifica-se que a variação do posicionamento do tubo absorvedor tem pouca influência para a geometria do tipo trapezoidal, mas afeta significativamente o concentrador do tipo CPC.

Além da inclinação das paredes do concentrador secundário e do posicionamento do tubo no interior da cavidade, é importante analisar os efeitos do diâmetro do tubo no fator de interceptação. Assim, foram analisados diversos diâmetros para o tubo absorvedor, posicionado a uma altura de 90 mm em relação à parte inferior do concentrador. Foram verificados os valores do fator de interceptação para diâmetros de 40 a 90 mm.

Os valores obtidos são mostrados na Tab. (8.3), onde pode-se observar que o fator de interceptação aumenta de acordo com o aumento do diâmetro do tubo absorvedor.

Tabela 8.3 Fator de interceptação do elemento receptor para diferentes diâmetros do tubo absorvedor.

Geometria concentrador	Diâmetro do tubo absorvedor (mm)					
	40	50	60	70	80	90
Trapezoidal	31,92%	36,68%	43,95%	50,06%	56,81%	62,93%
CPC	37,57%	44,06%	51,76%	59,34%	69,87%	77,90%

Uma segunda fase de análises do fator de interceptação do receptor foi realizada com a inclusão de uma placa de vidro na parte inferior do concentrador secundário. Os mesmos casos

estudados para o concentrador secundário aberto (sem o vidro) foram também analisados para arranjo com o vidro. A Tab. (8.4) apresenta os resultados obtidos para a variação da altura do tubo absorvedor em relação à base do concentrador secundário. O diâmetro do tubo é de 50 mm.

Tabela 8.4 Fator de interceptação do concentrador secundário com vidro para diferentes posicionamentos do tubo absorvedor em relação à base do receptor

Geometria do concentrador	Altura do tubo (mm)			
	70	80	90	100
Trapezoidal	34,45%	35,51%	45,74%	40,70%
CPC	41,73%	39,40%	56,19%	57,21%

Para esta situação, ambos os formatos apresentam um aumento do fator de interceptação em relação aos resultados dos concentradores sem vidro, como mostrado na Tab. 8.2, sendo mais significativo para o concentrador do tipo CPC. Isso acontece, pois os raios sofrem efeito de refração ao incidirem no vidro, o que ocasiona um desvio dos mesmos em relação ao seu curso normal, aumentando o fator de interceptação dos raios incidentes.

Os valores encontrados para o fator de interceptação estão de acordo com estudos prévios realizados para as mesmas geometrias, como Qiu *et al.* (2015), por exemplo, onde o fator de interceptação calculado para um concentrador secundário do tipo CPC foi de 55,2%, enquanto que para o concentrador do tipo trapezoidal foi de 44,7%.

Para o concentrador secundário do tipo trapezoidal foi avaliado o efeito do número de tubos na cavidade e os resultados do fator de interceptação podem ser vistos na Tab. (8.5). Foram inseridos até 4 tubos dentro da cavidade receptora, todos eles com 50 mm de diâmetro e posicionados a 90 mm da base do receptor.



Tabela 8.5. Fator de interceptação do receptor para o concentrador secundário do tipo trapezoidal para diferentes quantidades de tubos absorvedores.

Geometria	Número de tubos absorvedores na cavidade		
	2 tubos	3 tubos	4 tubos
Trapezoidal			
Fator de Interceptação (%)	48,58	77,10	98,87

Da Tab (8.5) se verifica que quanto maior for a quantidade de tubos inseridos dentro da cavidade receptora, maior será a quantidade de raios absorvidos pelos tubos, e, portanto, maior o fator de interceptação.

## 8.2 ANÁLISE TÉRMICA

Nesta seção são apresentados os resultados da análise térmica do concentrador secundário do tipo CPC com tubo absorvedor de aço inoxidável de 50 mm de diâmetro e espessura de 5 mm, posicionado a 90 mm da base do receptor; uma placa de vidro na abertura do receptor com espessura de 5 mm; e a envoltória com isolamento de lã de rocha e espessura de 10 mm. O fluido de troca térmica é o Therminol VP1. A temperatura ambiente de 25 °C foi considerada constante para todos os casos analisados e o fator de interceptação utilizado foi de 56,19% (resultado da Tab. 8.4 para um tubo de 5 mm de diâmetro posicionado a 90 mm em relação à base do receptor).

Os parâmetros analisados são as perdas térmicas do sistema, a variação de temperatura do fluido entre a entrada e a saída do concentrador e a eficiência térmica do sistema. A eficiência relaciona a taxa de calor útil que é realmente transferida ao fluido, Eq. (6.7), e a taxa de calor incidente no concentrador, Eq.(6.9):

$$\eta = \frac{q_{\text{útil}}}{q_{\text{inc}}} \quad (8.1)$$

Primeiramente, foi analisado o efeito do comprimento do tubo para DNI de 1000 W/m<sup>2</sup>, vazão mássica do fluido de 0,5 kg/s e temperaturas de entrada do fluido de 100 a 300 °C.

A Fig. (8.7) mostra a taxa de calor perdida em função do comprimento do tubo para as diferentes temperaturas de entrada do fluido no tubo absorvedor. As perdas térmicas correspondem às perdas por convecção e radiação da superfície externa da placa de vidro e a condução através da envoltória do concentrador secundário, de acordo com a Eq. (6.6).

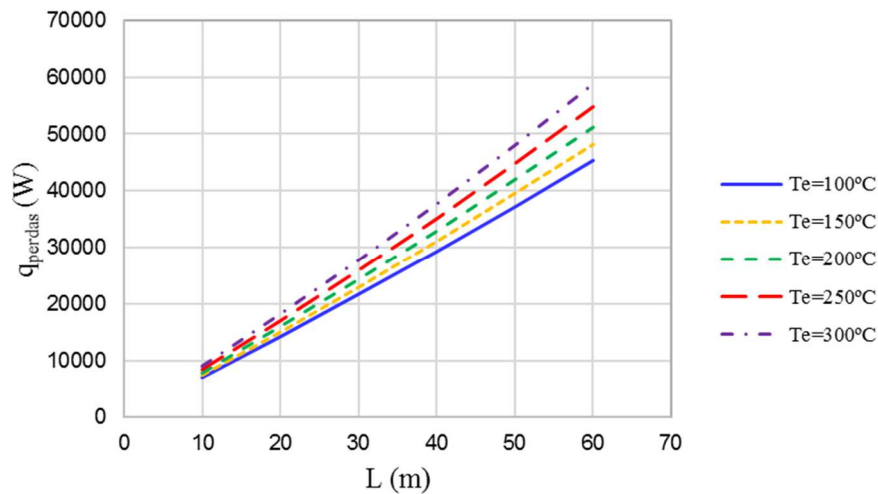


Figura 8.7 Perdas térmicas em função do comprimento do tubo absorvedor para diferentes temperaturas de entrada do fluido.

Conforme o comprimento do tubo aumenta, aumenta também a perda de calor. Ainda, é possível observar que quanto maior a temperatura de entrada, maiores serão as perdas térmicas, uma vez que a variação de temperatura entre a entrada e a saída do tubo são menores.

O comprimento do tubo também afeta a variação de temperatura do fluido. Ao aumentar de 10 a 60 m se tem o aumento de  $\Delta T_{fluido}$  de 30 a 180 °C, pois se tem um aumento significativo de área, conforme se pode observar na Fig. (8.8). A influência da temperatura de entrada é menos significativa, para o maior comprimento do tubo se verifica uma variação de 10 °C na  $\Delta T_{fluido}$  entre a temperatura de entrada de 100 e 300 °C.

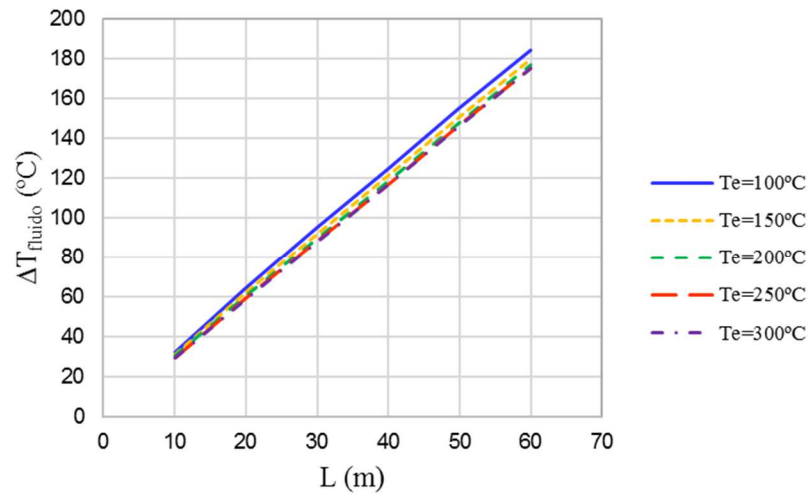


Figura 8.8 Variação da temperatura do fluido em função do comprimento do tubo absorvedor para diferentes temperaturas de entrada do fluido.

Complementando a análise das perdas térmicas, se verifica na Fig. (8.9) que para DNI constante, conforme as perdas aumentam a eficiência térmica diminui com o comprimento do tubo, e é menor para a maior temperatura de entrada do fluido.

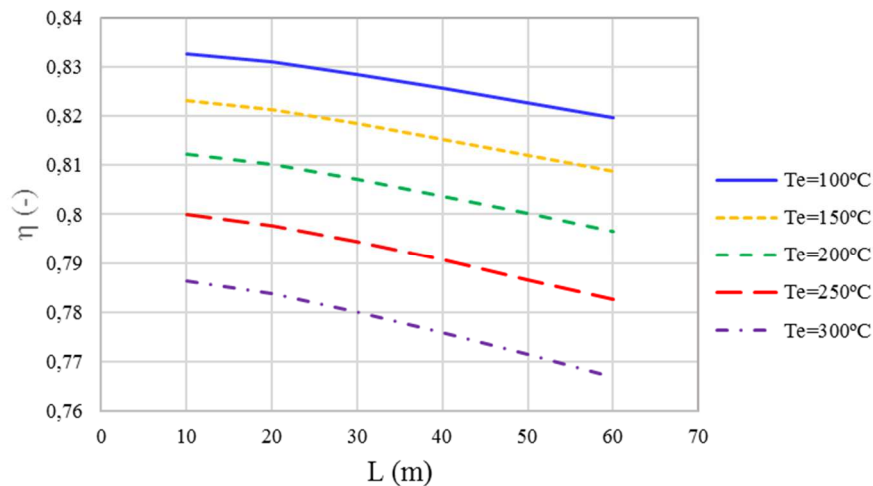


Figura 8.9 Variação da eficiência térmica do tubo absorvedor em função do comprimento do tubo para diferentes temperaturas de entrada.

Nas Figs. (8.10), (8.11) e (8.12) se apresentam a variação da temperatura do fluido, as perdas térmicas e a eficiência térmica com o comprimento do tubo para diferentes vazões mássicas e temperatura de entrada do fluido de 150 °C. Foram consideradas vazões mássicas de 0,5; 0,9 e 1,2 kg/s, que correspondem a vazões de 35, 55 e 75 l/min.

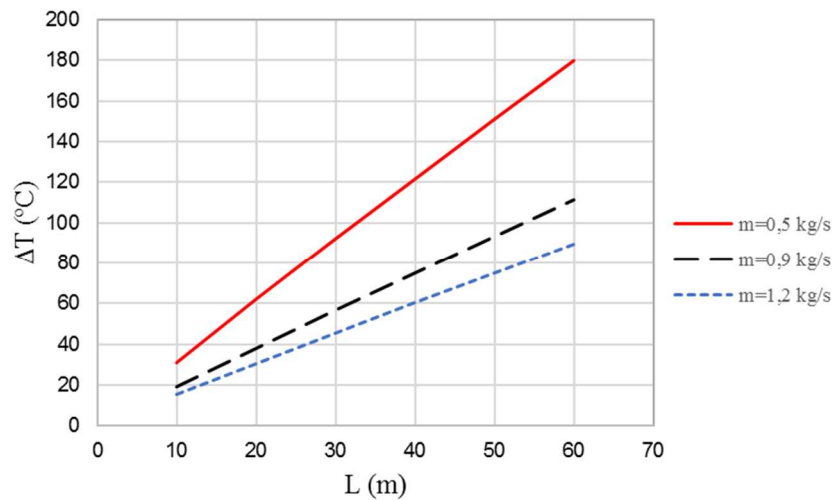


Figura 8.10 Variação de temperatura do fluido em função do comprimento do tubo para três vazões mássicas de fluido no tubo absorvedor.

Observa-se que quanto maior a vazão, menor será a variação de temperatura entre a entrada e a saída do tubo absorvedor e menor será a temperatura na saída no tubo absorvedor. Comparando a  $\Delta T_{\text{fluido}}$  para a vazão mássica de 0,5 kg/s em relação a de 0,9 kg/s e 1,2 kg/s, se verificam decréscimos de até 38,1 % e 50,2%, respectivamente, para o maior comprimento de tubo. No estudo semelhante realizado por Ahmed e Amin (2016), a variação foi de 30% na  $\Delta T_{\text{fluido}}$  para vazões de 0,7 kg/s a 0,9 kg/s.

Da Fig. (8.11) se verifica que para menores comprimentos de tubo não se tem efeito da vazão sobre as perdas, mas aumenta para a menor vazão, conforme o comprimento de tubo aumenta. A eficiência térmica mostrada na Fig. (8.12) também é menor para a menor vazão.

A taxa de calor perdido foi verificada também para diferentes valores de irradiação direta, DNI de 400 a 1000 W/m<sup>2</sup>, para a temperatura de entrada do fluido de 200 °C e vazão mássica de 0,5 kg/s, como é mostrado na Fig. (8.13). Quanto maior a radiação incidente, mais elevada será a taxa de calor gerada e maiores serão as perdas térmicas. E tanto maior, quanto maior foi o comprimento do tubo.

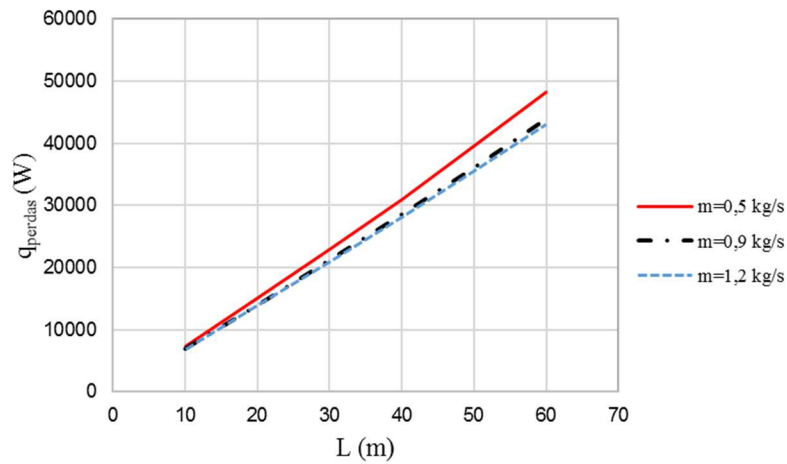


Figura 8.11 Variação das perdas térmicas em função do comprimento do tubo para diversas vazões mássicas de fluido no tubo absorvedor.

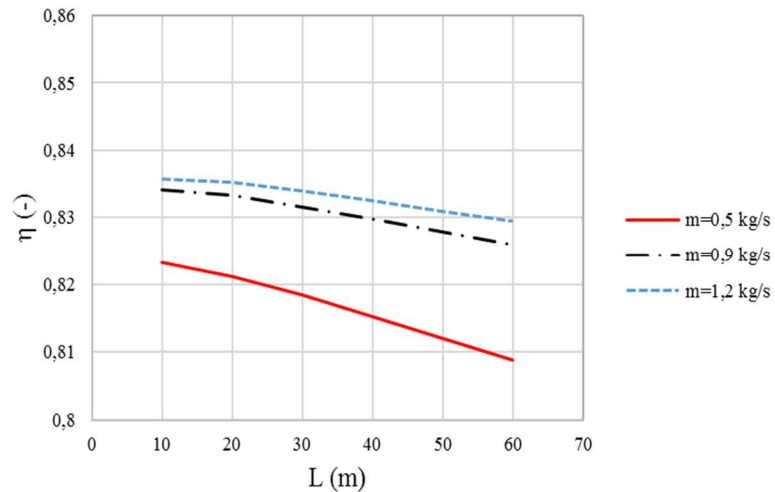


Figura 8.12 Variação da eficiência térmica em função do comprimento do tubo para diversas vazões mássicas de fluido no tubo absorvedor.

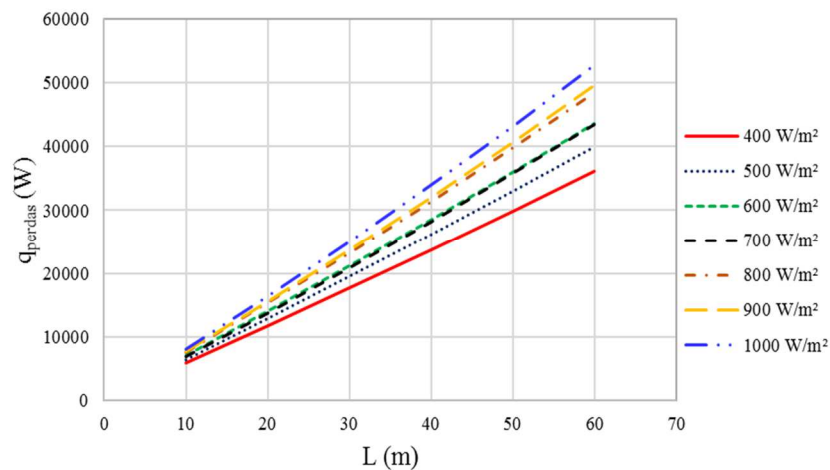


Figura 8.13 Perdas térmicas em função do comprimento do tubo absorvedor para diferentes valores de DNI.

Verifica-se uma variação nas perdas do sistema de 31,5 % entre DNI de 400 e 1000 W/m<sup>2</sup> para tubo de 60 m de comprimento. Estes valores estão de acordo com Hofer *et al.* (2015) que quantificaram 28,8 % para a mesma condição de análise. Na Fig. (8.14) se apresenta a variação da eficiência térmica em função do comprimento do tubo para diversos valores de DNI – 400 W/m<sup>2</sup> a 1000 W/m<sup>2</sup>. A eficiência é maior conforme o valor de DNI aumenta e diminui levemente com o comprimento do tubo. O estudo desenvolvido por Pino *et al.* (2013), apresentou uma eficiência térmica média de 72 % para este tipo de concentrador.

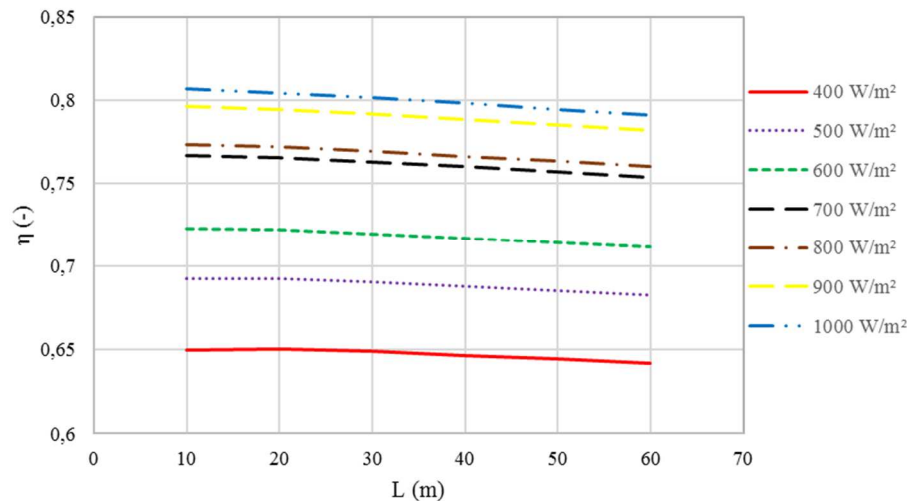


Figura 8.14 Eficiência térmica para diferentes valores de DNI.

Complementando a análise da influência da variação da radiação incidente, a Fig. (8.15) apresenta a variação de temperatura do fluido. Maior variação de temperatura no fluido se obtém para maiores DNIs e, como já foi comentado anteriormente, quanto maior o tubo, maiores serão as perdas térmicas e maior será também a variação de temperatura de entrada em relação à temperatura de saída do fluido no tubo absorvedor.

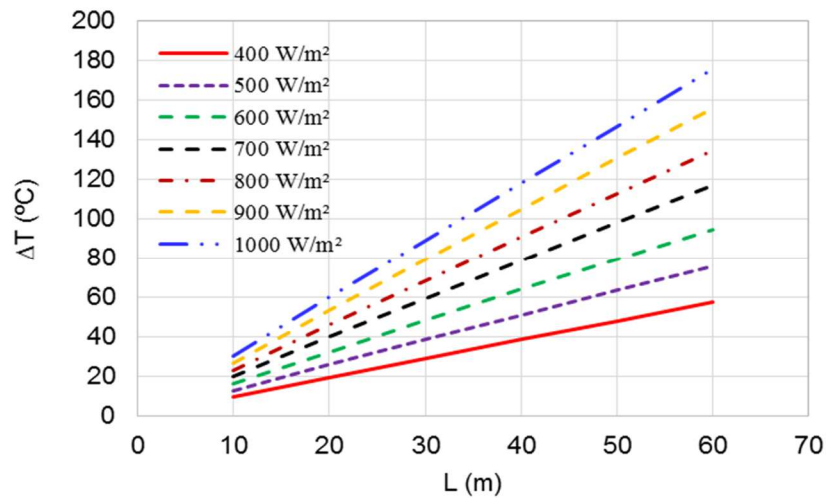


Figura 8.15 Variação da temperatura no fluido para diferentes valores de DNI.

Outro fator importante a ser observado, é a relação entre as perdas térmicas e a temperatura ambiente, já que o sistema fica exposto a diversas condições climáticas e intempéries durante o ano. Os resultados desta análise são mostrados na Fig. (8.16) para um comprimento de tubo de 10 m, DNI de 1000  $\text{W}/\text{m}^2$  e diferentes vazões mássicas de fluido. É possível verificar que quanto maior a temperatura ambiente e maior a vazão, menor a perda térmica do sistema, resultando em um aumento de eficiência nestas condições.

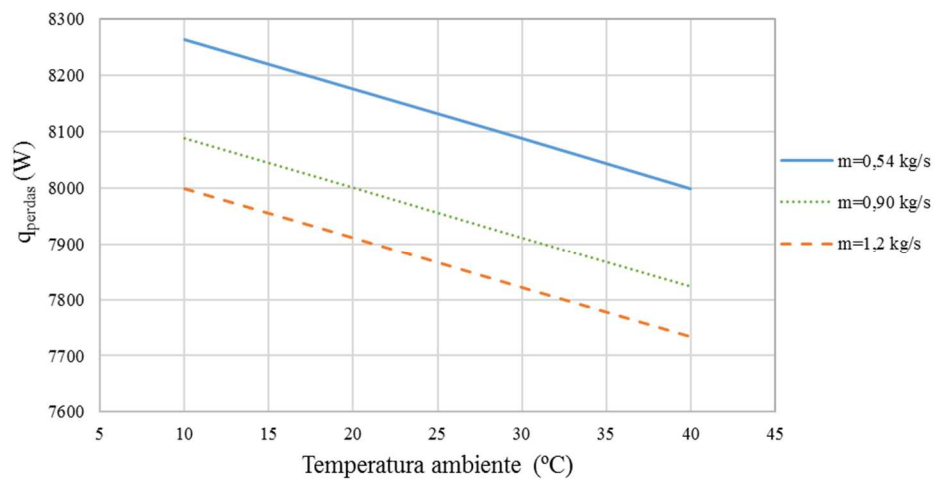


Figura 8.16 Perda térmica em função da temperatura ambiente para diferentes vazões mássicas do fluido no tubo absorvedor.

Verificou-se também o efeito da variação da emissividade da superfície do tubo absorvedor nas perdas térmicas, Fig. (8.17), e na eficiência, Fig. (8.18), para um tubo absorvedor de 10 m, DNI de 1000  $\text{W}/\text{m}^2$  e diferentes vazões mássicas de fluido.

A partir dos gráficos das Figs. (8.17) e (8.18) é possível observar que a perda térmica aumenta com o aumento da emissividade, pois transfere mais calor por radiação e consequentemente diminui a eficiência do sistema, mas de modo significativo. Por exemplo, para a vazão de 0,54 kg/s a eficiência diminui de 81,27 % para 81%, conforme a emissividade aumentou de 0,1 para 0,4. Este comportamento também se verificou para as outras vazões.

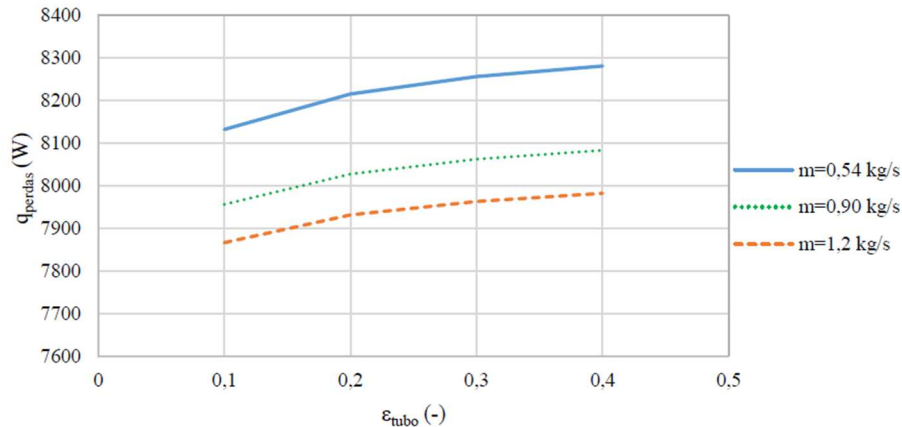


Figura 8.17 Perda térmica em função da emissividade para diferentes vazões mássicas do fluido no tubo absorvedor.

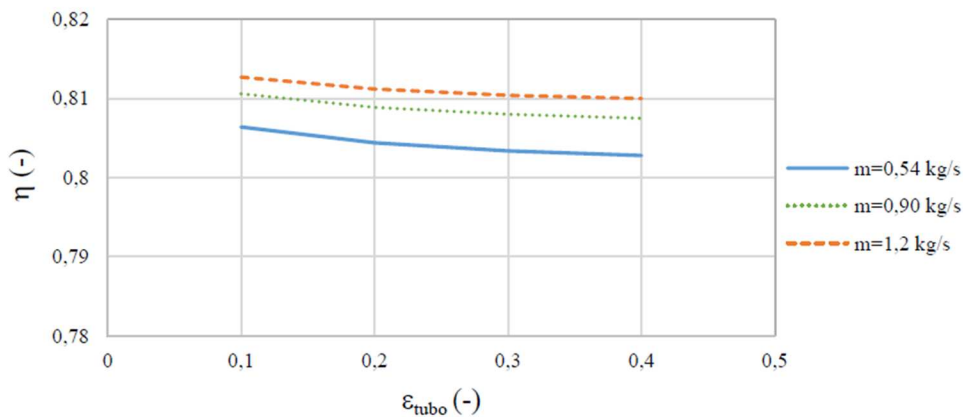


Figura 8.18 Eficiência térmica em função da emissividade do tubo absorvedor.

Por último, se analisaram as perdas térmicas para diferentes DNIs e a temperatura do absorvedor considerando fixos o comprimento de tubo de 10 m, a vazão de 0,5 kg/s e a emissividade de 0,1. A Fig. (8.19) apresenta o comportamento das perdas e a Fig. (8.20) a eficiência do concentrador. A eficiência para maiores valores de DNI e menores temperaturas do absorvedor tende a ser constante, aumentando a diferença conforme a temperatura aumenta. Este resultado concorda com o encontrado por Hofer *et al.* (2015).



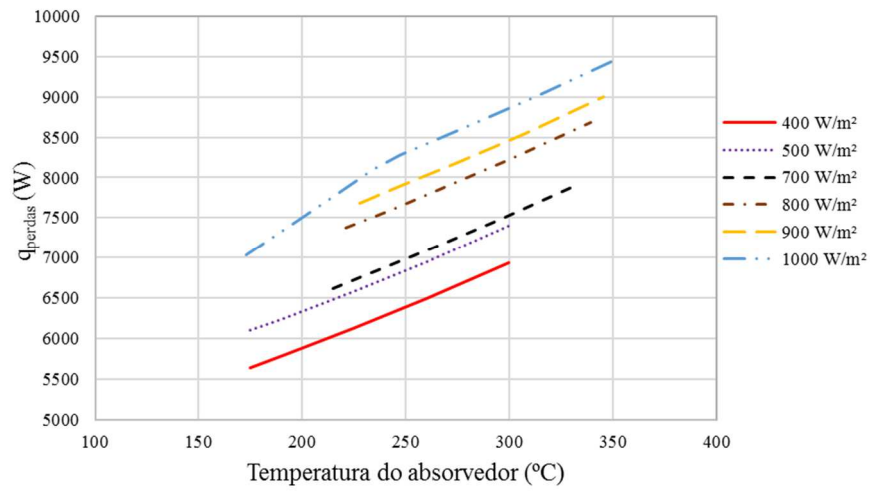


Figura 8.19 Perda térmica do sistema em função da radiação e da temperatura do absorvedor.

h

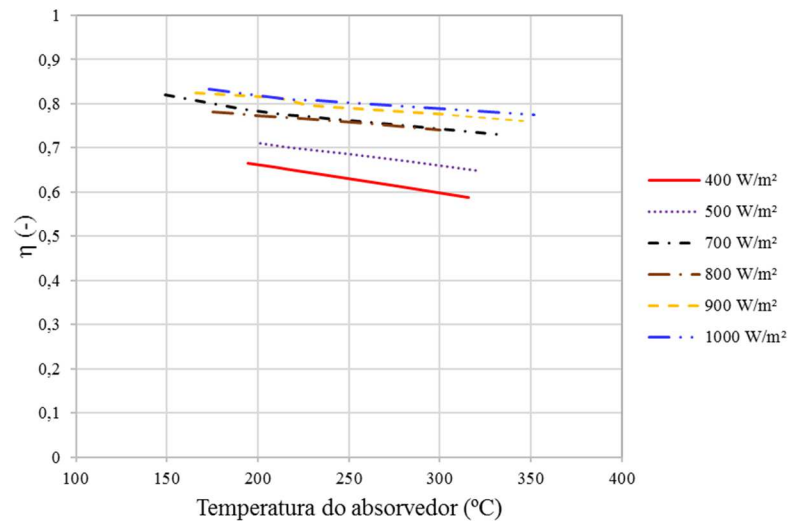


Figura 8.20 Eficiência térmica em função da radiação e da temperatura do absorvedor.

## 9 CONSIDERAÇÕES FINAIS

O objetivo deste trabalho foi estudar um sistema de concentradores Fresnel lineares como uma forma de substituir fontes não renováveis de energia para a produção de calor. Para isso, foram analisados aspectos ópticos e térmicos que podem influenciar no desempenho de um arranjo LFR. O foco principal deste trabalho foi o estudo aprofundado da performance do elemento absorvedor e análise do mesmo foi dividida em duas etapas: (1) análise óptica e; (2) análise térmica.

Para análise óptica, foi feito o traçado de raios afim de verificar qual a configuração do receptor apresenta melhor desempenho. Para isso, foram analisadas dois tipos de superfície para o concentrador secundário: a trapezoidal e a CPC. Ambas apresentam um bom desempenho, entretanto, verificou-se que para a utilização de apenas um tubo dentro da cavidade receptora, o ideal é utilizar o concentrador secundário do tipo CPC – fator de interceptação de 57%. Entretanto, uma forma de aproveitar ao máximo a radiação que incide no elemento receptor, é utilizar mais de um tubo absorvedor, para esta configuração, é indicado que se utilize o concentrador secundário do tipo trapezoidal, devido a sua estrutura e geometria simples.

Outro ponto analisado, foi o comportamento térmico do sistema, uma vez que a radiação que incide no elemento absorvedor é convertida em calor para alimentação de processos industriais. O elemento receptor utilizado para a análise térmica foi o CPC, com um tubo absorvedor posicionado no foco das parábolas (9 cm de altura em relação à base do receptor) de diâmetro 5 cm. Para maximizar os efeitos térmicos do sistema, minimizando perdas foi inserido na abertura do concentrador secundário, uma placa de vidro, e a envoltória foi isolada. Para este estudo foi utilizado o fluido Therminol VP1 que, como pode ser observado, atende às demandas do sistema, fazendo que com a quantidade de radiação convertida em calor seja elevada.

Utilizando essa configuração para o receptor – concentrador secundário de formato CPC com abertura de 35 e 1 tubo posicionado a 9 cm da base do receptor – os valores de eficiência média encontrados foram para a melhor analisada – DNI incidente de  $1000 \text{ W/m}^2$  - chega a 80% e para a pior condição – DNI de  $400 \text{ W/m}^2$  - a eficiência média é de 65%. Observa-se que quanto maior o comprimento do tubo absorvedor, maior será a variação de temperatura entre a entrada e a saída. Além disso, quanto maior a vazão mássica do fluido, menor será o tempo de troca térmica do mesmo. Esses fatores ocasionam perdas que influenciam no desempenho do sistema..

Dessa forma, é possível observar que para o presente estudo, os concentradores Fresnel lineares, além de apresentarem um bom desempenho óptico, possuem uma eficiência elevada, mesmo para épocas do ano em que a incidência de radiação é menor.

A partir dos estudos realizados, novas propostas para a continuidade do trabalho são sugeridas:

- (a) análise térmica da geometria trapezoidal para o concentrador secundário e comparação com a CPC;
- (b) análise térmica com maior número de tubos absorvedores;
- (c) validação dos resultados teóricos através de resultados experimentais obtidos em bancada de testes.
- (d) análise térmica do tubo absorvedor considerando a transmissividade espectral do vidro, bem como a irradiância espectral incidente.

## 10 TRABALHOS PUBLICADOS EM ANAIS DE CONGRESSO

MULLER, J. C.; SCALCO, P.; MACAGNAN, M. H.; COPETTI, J. B. **Optical performance of a linear Fresnel solar concentrator**. 23rd ABCM International Congress of Mechanical Engineering - COBEM 2015. Rio de Janeiro: Dezembro 2015.

SCALCO, P; COPETTI, J. B.; MACAGNAN, M. H.; PILLOT, B. **Comportamento óptico de diferentes tipos de concentradores secundários de um sistema de refletores lineares Fresnel**. Congresso Nacional de Engenharia Mecânica – CONEM 2016. Fortaleza: Agosto 2016.

## REFERÊNCIAS

ABBAS, R; MUÑOZ, J.; MARTÍNEZ-VAL, J. M. Steady-state thermal analysis of an innovative receiver for linear Fresnel reflectors. **Applied Energy**, v. 92, p. 503-515, 2012.

ABBAS, R; MUÑOZ-ANTÓN, J.; VALDÉS, M.; MARTÍNEZ-VAL, J. M. High concentration linear Fresnel reflectors. **Energy Conversion and Management**, v. 72, p. 60-68, 2013.

Associação Brasileira de Refrigeração, Ar Condicionado, Ventilação e Aquecimento (ABRAVA). Disponível em: <<http://abrava.com.br/>>. Acesso em: 23 jan 2017.

AHMED, M. H.; AMIN, A. M. A. Thermal analysis of the performance of linear Fresnel solar concentrator. **Journal of clean energy technologies**, v. 4, 2016.

**Areva Solar**. Disponível em: <<http://www.areva.com/EN/solar-220/areva-solar.html>>. Acesso em: 10 out 2016.

ARRUDA, L.B. **Operação de sistemas de aquecimento solar de água com controle de vazões em coletores planos**. 2004. 230 p. Tese (Doutorado em Engenharia de Construção Civil e Urbana) - Escola Politécnica, Engenharia Civil, Universidade de São Paulo, São Paulo, 2004.

BALAJI, S.; REDDY, K. S.; SUNDARARAJAN, T. Optical modelling and performance analysis of a solar LFR receiver system with parabolic and involute secondary reflectors. **Applied Energy**, v. 179, p. 1138-1151, 2016.

BERGMAN, T. L.; LAVINE, A. S.; INCROPERA, F. P.; DEWITT, D. P. **Fundamentos de transferência de calor e massa**. 7. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2014.

BUIE, D.; DEY, C.; MILLS, D. Optical considerations in line focus Fresnel concentrators. In: 11th International solar paces conference, Zurich: Switzerland, 2002.

BUTTI, K.; PERLIN, J. **A golden thread: 2500 years of solar architecture and technology**. Palo Alto: Cheshire Books, 1980.

CIFES. **Centro Nacional para la Innovación y Fomento de las Energías Sustentables**. Disponível em: <<http://cifes.gob.cl/>>. Acesso em: 10 jul 2015.

CHEN, J. C. **Physics of Solar Energy**. Hoboken: John Wiley & Sons Inc., 2011.

CHURCHILL, S. W.; CHU, H.H. S. Correlating equations for laminar and turbulent free convection from a horizontal cylinder. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v.18, p.1049, 1975.

D'ANTONI M.; SARO, O. Massive Solar-Thermal Collectors: A critical literature review. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**. v. 16, p. 3666-3679, 2012.

DELATORRE, J.; BAUD, G.; BÉZIAN, J. J.; BLANCO, S.; CALIOT, C.; CORNET, J. C.; COUSTET, C.; DAUCHET, J.; EL HAFI, M.; EYMET, V.; FOURNIER, R.; GAUTRAIS, J.; GOURMEL, O.; JOSEPH, D.; MEILHAC, N.; PAJOT, A.; PAULIN, M.; PEREZ, P.; PIAUD, B.; ROGER, M.; ROLLAND, J.; VEYNANDT, F. WEITZ, S. Monte Carlo Advances and Concentrated Solar Application. **Solar Energy**. v. 103, p. 653-681, 2014.

DUFFIE, J.A.; BECKMAN, W.A. **Solar engineering of thermal processes**. 3. ed. New York: John Wiley & Sons, 2013.

**Energia Heliotérmica**. Disponível em: <<http://energiaheliotermica.gov.br/pt-br/energia-heliotermica/o-sol-fonte-de-energia>> Acesso em: 23 nov 2015.

**Energy Plus**. Disponível em: <<http://eneryplus.net>> Acesso em: 04 jan 2017.

**ENERSTAR Solar Thermal Project S.A.** Disponível em: <<http://en.enerstar.es>>. Acesso em: 10 jul 2015.

Engineering Equation Solver (EES). Disponível em: <<http://www.fchart.com/ees/>> Acesso em: 17 jan 2017.

FACÃO, J.; OLIVEIRA, A. C. Numerical simulation of a trapezoidal cavity receiver for a linear Fresnel solar collector concentrator. **Renewable Energy**, v. 36, p. 90-96, 2011.

FORRISTAL, R. **Heat Transfer Analysis and Modeling of a Parabolic Trough Solar Receiver Implemented in Engineering Equation Solver**. Golden: National Renewable Energy Laboratory Technical Report, 2003

FRERIS, L; INFIELD, D. **Renewable Energy in Power Systems**. Chichester: John Wiley & Sons, 2008.

GNIELINSKI, V. New equation for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow. **International Chemical Engineering**. v.16. p. 359-368, 1976.

GÜNTHER, M. Linear Fresnel technology. Advanced CSP Teaching Materials – capítulo 6. enerMENA, DLR – German Aerospace Center, 2011.

HEIMSATH, A.; CUEVAS, F.; HOFER, A.; NITZ, P.; PLATZER, W. J. Linear Fresnel collector receiver: heat loss and temperatures. **Energy Procedia**, v. 49, p. 386-397, 2014.

HOFER, A.; CUEVAS, F. HEIMSATH, A. NITZ, P. PLATZER, W. J.; SCHOLL, S. Extended heat loss and temperatures analysis of three linear Fresnel receiver designs. **Energy Procedia**, v. 69, p. 424-433, 2015.

**Industria Solar**. Disponível em: <<http://www.industrial-solar.de/content/>> Acesso em: 10 out 2016.

**Ivanpah Solar**. Disponível em: <<http://www.ivanpahsolar.com>> Acesso em: 04 jan 2017.

KALOGIROU, S.A., **Solar energy engineering: process and systems**. Academic Press, 2009.

- LARSEN, S. F.; ALTAMIRANO, M.; HERNÁNDEZ, A. Heat loss of a trapezoidal cavity absorber for a linear Fresnel reflecting solar concentrator. **Renewable Energy**, v. 39, p. 198-206, 2012.
- LIN, M.; SUMATHY, K.; DAI, Y.J.; WANG, R.Z.; CHEN, Y. Experimental and theoretical analysis on a linear Fresnel reflector solar collector prototype with V-shaped cavity receiver. **Applied Thermal Engineering**. v. 51, p. 963-972, 2013.
- MATHUR, S. S.; KANDPAL, T. C.; NEGI, B. S. Optical design and concentration characteristics of linear Fresnel reflector solar concentrators – I. Mirror elements of varying width. **Energy Conversion and Management**, v. 31, p. 205-219, 1991a.
- MATHUR S.S.; KANDPAL T.C.; NEGI B.S. Optical design and concentration characteristics of linear Fresnel reflector solar concentrators – II Mirror elements of equal width. **Energy Conversion and Management**, v. 31, p. 221-232, 1991b.
- MATLAB**. Matlab R2014.Ink. Disponível em: <<https://www.mathworks.com/products/matlab.html>>. Acesso em: 23 jan 2017.
- MILLS, D. Advances in solar thermal electricity technology. *Solar Energy*, v. 76, p. 19-31, 2004.
- MODEST, M. F. **Radiative heat transfer**. 2 ed. Burlington: Academic Press, 2003.
- MORIN, G.; DERSCH, J.; PLATZER, W.; ECK, M., HÄBERLE, A. Comparison of linear Fresnel and parabolic trough collector power plants. **Solar Energy**, v. 86, p. 1-12, 2012.
- MULLER, J. C. **Estudo geométrico de um refletor Fresnel linear para produção de energia térmica**. 2016, 98 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica – Unisinos, São Leopoldo, 2016.
- MUNÕZ, J.; MARTINEZ-VAL, J. M.; RAMOS, A. Thermal regimes in solar-thermal linear collector. **Solar Energy**, v. 85, p. 857-870, 2011.
- NATARAJAN, S. K.; REDDY K. S.; MALLICK, T. K. Heat loss characteristics of trapezoidal cavity receiver for solar linear concentrating system. **Applied Energy**, v. 93, p. 523-531, 2012.
- NEGREIROS, I. S. Desenvolvimento do sistema de rastreamento de um protótipo de concentrador solar Fresnel linear. 2015, 116 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Elétrica) – Programa de Pós-Graduação em Engenharia Elétrica, Universidade Federal do Ceará – UFC, Fortaleza, 2015.
- Novatec Solar**. Disponível em: <<http://www.novatecsolar.com/>>. Acesso em: 10 jul 2015.
- PINO, F. J.; CARO, R.; ROSA, F.; GUERRA, J. Experimental validation of an optical and thermal model of a linear Fresnel collector system. **Applied Thermal Engineering**. v. 50, p. 1463-1471, 2013.

PIGOZZO FILHO, V. C. **Análise experimental de um sistema solar com concentrador cilindro parabólico**. 2013, 114 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina – UFSC, Florianópolis, 2013.

Disponível em: < <https://repositorio.ufsc.br/xmlui/handle/123456789/106707> >. Acesso em: 07 maio 2015.

QIU, Y.; HE, Y.; CHENG, Z.; WANG, K. Study on optical and thermal performance of a linear Fresnel reflector using molten salt as HTF with MCRT and FVM methods. **Applied Energy**, v. 146, p. 162-173, 2015.

REYNOLDS, D. J.; JANCE, M. J.; BEHNIA, M.; MORRISON, G. L. An experimental and computational study of the heat loss characteristics of a trapezoidal cavity absorber, **Solar Energy**, v. 76, p. 229-234, 2004.

ROLIM, M. M.; FRAIDENRAICH, N.; VILELA, O. C.; Otimização de parâmetros construtivos de coletores parabólicos lineares. In: 4º CONGRESSO BRASILEIRO DE ENERGIA SOLAR (CBENS), 2012, São Paulo. Disponível em: < [http://www.acquaviva.com.br/CD\\_CBENS/trabalhos/T261.pdf](http://www.acquaviva.com.br/CD_CBENS/trabalhos/T261.pdf) >. Acesso em: 18 nov 2015.

SÁ, A. B. **Procedimento para modelagem de uma planta termossolar utilizando a tecnologia de coletores cilindro parabólicos**. 2013, 181 f. Dissertação (Mestre em Engenharia Mecânica) – Centro Tecnológico, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2013.

SAHOO, S. S.; SINGH, S.; BANERJEE, R. Analysis of heat losses from a trapezoidal cavity used for a Linear Fresnel Reflector system. **Solar Energy**, v. 86, p. 1313 – 1322, 2012.

SHUKLA, R.; SUMATHY, K.; ERICKSON, P.; GONG, J. Recent advances in the solar water heating systems: A review. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 19, p.173– 190, 2013.

**Solar Power Group**. Disponível em: < <http://www.solarpowergroup.com/> > Acesso em: 10 out 2016.

**The National**. Disponível em: <<http://www.thenational.ae/news/uae-news/technology/the-promise-of-solar-power-made-a-century-ago>>. Acesso em 23 jan 2017.

**Therminol VP-1: Heat transfer fluids by Solutia**. Disponível em: <[http://www.therminol.com/pages/bulletins/therminol\\_vp1.pdf](http://www.therminol.com/pages/bulletins/therminol_vp1.pdf)>. Acesso em: 19 jun 2015.

WALKER, G. S. **Development of a low cost linear Fresnel solar concentrator**, 2013, 136 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Faculdade de Engenharia, Universidade de Stellenbosch, Stellenbosch, 2013.

WELFORD, W. T.; WINSTON, R. The optics of nonimaging concentrators: light and solar energy. New York: Academic Press, 1978.



WONG, R. L. **User's manual for CNVUFAC the General Dynamics heat transfer radiation view factor program.** California: Lawrence Livermore National Laboratory Technical report, 1976.

ZHU, G.; WENDELIN, T.; WAGNER, M. J.; KUTSCHER, C. History, current state, and future of linear Fresnel concentrating solar collectors. **Solar Energy**, v. 103, p. 639-652, 2014.

ZHU, G. Development of an analytical optical method for linear Fresnel collectors. **Solar Energy**, v. 94, p. 240-252, 2013.