

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

**PATRICIA SCALCO**

**ANÁLISE TEÓRICO - EXPERIMENTAL DE UM CONCENTRADOR SOLAR TIPO  
FRESNEL LINEAR**

**São Leopoldo**

**2025**

PATRICIA SCALCO

**ANÁLISE TEÓRICO - EXPERIMENTAL DE UM CONCENTRADOR SOLAR TIPO  
FRESNEL LINEAR**

Tese apresentada como requisito para obtenção  
do título de Doutora em Engenharia Mecânica,  
pelo Programa de Pós-Graduação em  
Engenharia Mecânica da Universidade do Vale  
do Rio dos Sinos – UNISINOS.

Orientadora: Profa. Dra. Jacqueline Biancon Copetti  
Coorientador: Prof. Dr. Jeferson Diehl de Oliveira

Banca Examinadora:

Prof. Dr. Diogo Canavarro – Universidade de Évora (UÉVORA)

Prof. Dr. Mário Henrique Macagnan – Universidade do Vale do Rio dos Sinos (UNISINOS)

Prof. Dr. Júlio César Passos – Universidade Federal de Santa Catarina (UFSC)

Prof. Dr. Paulo Roberto Wander – Universidade do Vale do Rio dos Sinos (UNISINOS)

São Leopoldo

2025

S281a

Scalco, Patricia.

Análise teórico : experimental de um concentrador solar tipo Fresnel Linear / Patricia Scalco. – 2025.

143 f. : il. ; 30 cm.

Tese (doutorado) – Universidade do Vale do Rio dos Sinos, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, 2025.

“Orientadora: Profa. Dra. Jacqueline Biancon Copetti  
Coordenador: Prof. Dr. Jeferson Diehl de Oliveira”

1. Análise teórico-experimental.
  2. Análise experimental.
  3. Modelo óptico.
  4. Modelo térmico.
  5. Refletor Fresnel Linear.
- I. Título.

CDU 621

Dados Internacionais de Catalogação na Publicação (CIP)  
(Bibliotecária: Silvana Dornelles Studzinski – CRB 10/2524)

## **AGRADECIMENTOS À CAPES**

O presente trabalho foi realizado com apoio da Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior - Brasil (CAPES) – Código de Financiamento 001.

## AGRADECIMENTOS

Esta tese é resultado de anos de trabalho e esforço e seria injusto não mencionar os que, de uma forma ou outra, tornaram o processo menos solitário. Valter Hugo Mãe escreveu que “somos o resultado de tanta gente, de tanta história, tão grandes sonhos que vão passando de pessoa a pessoa, que nunca estaremos sós”, portanto, a esse resultado de tantas histórias, dedico meu mais sincero agradecimento. Cada gesto de apoio, cada palavra de incentivo e cada presença – mesmo silenciosa – contribuíram para que este caminho fosse possível.

A professora Jacqueline, pela orientação, confiança, paciência e suporte durante todos esses anos de pós-graduação. Devo ao seu empenho e trabalho, muito da pesquisadora que sou.

A Unisinos e ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, pela estrutura oferecida.

A Cátedra Energia Renováveis, da Universidade de Évora, sobretudo ao Diogo Canavarro e ao André Santos, pelas valiosas contribuições feitas ao longo do trabalho e por me acolherem durante o período do doutorado sanduíche.

Aos colegas e bolsistas de iniciação científica, pela amizade, por compartilharem estes anos e pelas contribuições, que mesmo em momentos de descontração, contribuíram para o desenvolvimento desta tese.

A minha família: meus pais, Flavia e Darlei por, desde sempre, não medirem esforços pela minha educação, por sempre me incentivarem e acreditarem que este seria o caminho; ao meu irmão, Leonardo, com quem sempre compartilho os desafios da vida acadêmica e pelas palavras que, ditas ou não, contribuíram para a construção deste trabalho e sempre me fizeram sentir acompanhada.

Ao Carlos, meu companheiro de vida, por sempre me incentivar e mostrar que sou capaz. Pela coragem de dividir comigo a escolha de seguir um sonho que era também um desafio. Obrigada por acreditar, desde o início, que o doutorado – e especialmente o período no exterior – era um caminho possível. A tua parceria, generosa e firme, me deu sustentação nos dias incertos e me lembrou, sempre, que “é bom tá vivo!”.

Aos bons amigos que acompanharam minha trajetória sempre me apoiando e motivando.

A todos que contribuíram para que esta etapa fosse concluída.

## RESUMO

A radiação solar, fonte abundante e renovável, pode ser aproveitada por meio de concentradores solares, que direcionam e concentram a radiação incidente em áreas reduzidas, convertendo-a em calor para geração de eletricidade ou para suprir processos industriais que demandam temperaturas médias e elevadas. Uma das tecnologias que utilizam esse conceito, é o Refletor Fresnel Linear (LFR), que utiliza fileiras paralelas de espelhos planos (ou levemente curvos) que se movimentam ao longo do dia acompanhando o movimento do Sol; a radiação solar incide nos espelhos e é refletida para um absorvedor, onde a radiação é convertida em energia térmica. Nesse contexto, esta tese apresenta uma análise teórico-experimental do desempenho de um sistema LFR com receptor de cavidade trapezoidal, instalado no Laboratório de Fontes Renováveis da Universidade do Vale do Rio dos Sinos (UNISINOS). O estudo foi estruturado em três etapas principais: modelagem geométrica e analítica, análise térmica do receptor e validação experimental. A primeira etapa envolveu a caracterização do campo de espelhos e do receptor, com a aplicação do conceito de *Gap Angle* para redistribuição das fileiras de espelhos, buscando minimizar perdas por bloqueio e sombreamento. Em seguida, foi desenvolvido um modelo térmico para simular a transferência de calor no receptor: foram aplicados balanços térmicos em cada uma das superfícies envolvidas na troca térmica, propriedades do fluido térmico Paratherm HE e perdas por condução, convecção e radiação. Posteriormente, foram realizados ensaios experimentais em diferentes dias e faixas de vazão, possibilitando a comparação com os resultados teóricos. A análise evidenciou que, embora o modelo térmico preveja adequadamente as tendências térmicas, discrepâncias ocorrem devido a instabilidades operacionais e limitações do controle experimental. Além disso, os resultados mostraram que o receptor de cavidade trapezoidal alcançou eficiência óptica de 77% e CAP de 0,24, valores superiores aos obtidos com o CPC associado ao tubo evacuado (63% e CAP de 0,10). A redistribuição dos espelhos pelo critério do *Gap Angle* elevou a eficiência para 89%, embora com menor tolerância angular. Os ensaios experimentais confirmaram a influência das condições operacionais e das perdas térmicas, enquanto o modelo teórico reproduziu adequadamente o comportamento do receptor, destacando a relevância das perdas por convecção e radiação em altas temperaturas.

Palavras-chave: refletor Fresnel linear; análise teórico-experimental; modelo óptico; modelo térmico; análise experimental.

## ABSTRACT

Solar radiation, an abundant and renewable source, can be harnessed through solar concentrators, which direct and concentrate incident radiation into small areas, converting it into heat for electricity generation or to supply industrial processes requiring medium to high temperatures. One of the technologies that apply this concept is the Linear Fresnel Reflector (LFR), which uses parallel rows of flat (or slightly curved) mirrors that move throughout the day following the movement of the Sun. Solar radiation strikes the mirrors and is reflected to an absorber, where the radiation is converted into thermal energy. In this context, this thesis presents a theoretical and experimental analysis of the performance of an LFR system with a trapezoidal cavity receiver, installed at the Renewable Sources Laboratory of the University of Vale do Rio dos Sinos (UNISINOS). The study was structured in three main stages: geometric and analytical modeling, thermal analysis of the receiver, and experimental validation. The first step involved characterizing the mirror array and receiver, applying the gap angle concept to redistribute the mirror rows to minimize blocking and shading losses. Subsequently, a thermal model was developed to simulate heat transfer in the receiver: heat balances were applied to each of the surfaces involved in the heat exchange, properties of the Paratherm HE thermal fluid, conduction, convection, and radiation losses. Subsequently, experimental tests were conducted on different days and flow rates, enabling comparison with theoretical results. The analysis revealed that, although the thermal model accurately predicts thermal trends, discrepancies occur due to operational instabilities and limitations in experimental control. Furthermore, the results showed that the trapezoidal cavity receiver achieved an optical efficiency of 77% and a CAP of 0.24, values higher than those obtained with the CPC combined with the evacuated tube (63% and CAP of 0.10). Mirror redistribution using the gap angle criterion increased efficiency to 89%, albeit with a smaller angular tolerance. Experimental tests confirmed the influence of operating conditions and thermal losses, while the theoretical model adequately reproduced the receiver's behavior, highlighting the importance of convection and radiation losses at high temperatures.

Keywords: linear Fresnel reflector; theoretical-experimental analysis; optical model; thermal model; experimental analysis.

## LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1. Representação das parcelas de radiação direta (esquerda), difusa (direita) .....	26
Figura 2.2. Representação do funcionamento dos concentradores solares.....	28
Figura 2.3. (a) Representação dos componentes de um sistema de concentradores PTC;	
(b) Plataforma de espelhos cilíndricos parabólicos de Archimede, Itália. ....	30
Figura 2.4. (a) Representação dos componentes de um sistema de concentradores HFC;	
(b) Projeto HFC desenvolvido pela VastSolar, localizado na Austrália. ....	31
Figura 2.5. (a) Representação dos componentes de um sistema de concentradores PDR;	
(b) Plataforma de espelhos de discos parabólicos de Almería, Espanha.....	32
Figura 2.6. Representação de um sistema de concentradores Fresnel lineares. ....	33
Figura 2.7. Representação das partes que compõem o receptor para a situação da cavidade receptora (esquerda) e com concentrador secundário (direita).....	33
Figura 3.1. Definição dos parâmetros geométricos do refletor Fresnel linear. ....	40
Figura 3.2. Representação das distâncias entre o centro do espelho e o centro do absorvedor e entre dois espelhos adjacentes. ....	41
Figura 3.3 Definição do Modificador do Ângulo de Incidência (IAM). ....	42
Figura 3.4 Coeficientes para o modelo de Perez. ....	44
Figura 3.5. Exemplo de distribuição do fluxo de radiação solar no plano de abertura do receptor de um sistema LFR. ....	44
Figura 3.6 Perdas devido ao efeito cosseno.....	45
Figura 3.7 Perdas por sombreamento dos espelhos. ....	46
Figura 3.8 Perdas devido ao sombreamento da estrutura do receptor. ....	47
Figura 3.9. Perdas por bloqueio de raios que refletem na parte de trás do espelho adjacente.	47
Figura 3.10. Perdas de fim de linha. ....	48
Figura 3.11. Perdas de raios solares devido ao espaçamento entre as fileiras de espelhos. ....	49
Figura 4.1 Representação dos processos de transferência de calor no receptor. ....	52
Figura 4.2 Representação da relação geométrica entre os tubos absorvedores e o campo de espelho para a determinação do fator de forma, $F_{t-c}$ .....	58
Figura 4.3 Representação geométrica do fator de forma entre tubos e cavidade receptora, $F_{t-c}$ .	
.....	58
Figura 4.4 Representação da condução através das paredes da cavidade receptora a partir de resistências térmicas. ....	59
Figura 5.1. Energia incidente em cada fileira de espelho do sistema LFR.....	63

Figura 5.2. Comparação dos resultados do modelo de Bellos e Tzivanidis (2018) para cálculo de IAM com o estudo de Qiu <i>et al.</i> (2016) e com o coletor comercial da Indústria Solar (2021) quanto ao ângulo de incidência longitudinal (a) e (c) e quanto ao ângulo de incidência transversal (b) e (d).....	64
Figura 5.3. Modificador do ângulo de incidência para doze dias típicos - um para cada mês do ano. ....	65
Figura 5.4. Performance diária para o coletor durante os doze dias típicos – um para cada mês. ....	66
Figura 5.5. Alternativas propostas por Bellos <i>et al.</i> para reduzir as perdas de fim de linha. ....	67
Figura 5.6. Taxa de transferência de calor para o tubo absorvedor para (a) diferentes ângulos da parede da cavidade trapezoidal e (b) diferentes tamanhos de tubo absorvedor.....	68
Figura 5.7. Comparação da distribuição do fluxo de calor ao longo do receptor.....	69
Figura 5.8. Representação do sistema de rastreamento do sistema LFR em dois eixos.....	70
Figura 5.9. Comparação da vazão mássica em diferentes épocas do ano para diferentes FTC. ....	71
Figura 5.10. Variação do calor útil em função da vazão mássica para diferentes fluidos de troca térmica. ....	72
Figura 5.11. Configuração do receptor proposta por Montes <i>et al.</i> (2022): (a) representação da cavidade trapezoidal multitubos, com quatro tubos absorvedores; (b) Layout do fluxo de fluido para os quatro tubos.....	73
Figura 5.12. Eficiências energética e exergética em função da relação do diâmetro do tubo lateral para o diâmetro do tubo central. ....	73
Figura 5.13 Representação do sistema de refletores Fresnel aplanáticos com espelhos primários segmentados. ....	76
Figura 5.14. Perdas geométricas em função do espaçamento entre espelhos.....	77
Figura 5.15. Mapa de Irradiação Direta Normal incidente no território brasileiro. ....	79
Figura 6.2 Representação da distribuição dos espelhos no campo de espelhos. ....	81
Figura 6.3 Representação geométrica do receptor com cavidade trapezoidal utilizada no procedimento de traçado de raios. ....	82
Figura 6.3. Fluxograma do procedimento de traçado de raios no SolTrace para a definição das curvas de eficiência óptica e de modificadores de ângulo de incidência. ....	83
Figura 6.4 Representação geométrica do receptor com um concentrador secundário CPC e um tubo evacuado. ....	84

Figura 6.5 Fluxograma da rotina implementada em <i>python</i> para calcular as perdas geométricas.	85
.....	.....
Figura 6.6. Fluxograma dos processos de transferência de calor para a determinação da performance do sistema.	86
.....	.....
Figura 6.7 Representação do receptor do modelo teórico: à esquerda, vista frontal do receptor e; à direita, a representação dos tubos absorvedores em formato de serpentina.	87
.....	.....
Figura 6.8. Protótipo experimental da bancada LFR do Laboratório de Fontes Renováveis da Unisinos: à esquerda – vista lateral do campo de espelhos e cavidade receptora; à direita – vista superior do campo de espelhos.	88
.....	.....
Figura 6.9. Sistema de circulação do FTC do protótipo LFR.	89
.....	.....
Figura 6.10 Quadro elétrico de controle do sistema LFR.	90
.....	.....
Figura 6.11. Esquerda: anemômetro utilizado para a verificação da velocidade do vento. Direita: conjunto de piranômetros	90
.....	.....
Figura 6.12 Medir de vazão composto por placa de orifício e transmissor de pressão diferencial modelo 600T.	91
.....	.....
Figura 6.13. Fluxograma do procedimento de teste a partir do Método Quase-Dinâmico.	92
.....	.....
Figura 6.14 Fluxograma do procedimento experimental para a verificação do comportamento da bancada experimental em diferentes dias e condições.	94
.....	.....
Figura 7.1 Relação entre o IAM Transversal e o ângulo de incidência para o receptor de cavidade trapezoidal e quatro tubos absorvedores.	97
.....	.....
Figura 7.2 Comparação entre o IAM transversal e o ângulo de incidência para o receptor com um concentrador secundário CPC com um tubo evacuado e o receptor trapezoidal com quatro tubos absorvedores.	100
.....	.....
Figura 7.3 Comparação entre o IAM transversal e o ângulo de incidência para o receptor com um com cavidade trapezoidal e quatro tubos antes e depois da aplicação do <i>Gap Angle</i> .	101
.....	.....
Figura 7.4 Variações da irradiância e velocidade do vento (a) e eficiência, vazão mássica e temperaturas de entrada, saída e ambiente (b) ao longo do teste realizado no dia 20/02/2024.	106
.....	.....
Figura 7.5 Variações da irradiância e velocidade do vento (a), e eficiência, vazão mássica e temperaturas de entrada, saída e ambiente (b) ao longo do teste realizado no dia 21/02/2024.	107
.....	.....
Figura 7.6 Potência térmica instantânea do concentrador Fresnel nos dias 20 e 21 de fevereiro de 2024.	108
.....	.....

Figura 7.7 Variação da temperatura do fluido ( $T_{\text{saída}} - T_{\text{entrada}}$ ) (a) e distribuição da radiação global ao longo do tempo (b) para as vazões de 3,22 L/min (23 abril) e 6,79 L/min (12 maio). .....	110
Figura 7.8 Variação da temperatura do fluido ( $T_{\text{saída}} - T_{\text{entrada}}$ ) em função da radiação global para os ensaios dos dias (a) 23 de abril (3,2 L/min) e (b) 12 de maio (6,79 L/min). ....	111
Figura 7.9 Potência útil em função da velocidade do vento para o ensaio dos .....	112
Figura 7.10 Potência útil em função da radiação global incidente para os ensaios dos dias (a) 23 de abril e (b) 12 de maio.....	112
Figura 7.11 Temperatura de entrada e da temperatura de saída em função do tempo para os ensaios dos dias (a) 23 de abril e (b) 12 de maio.....	113
Figura 7.12 Temperatura da superfície do tubo absorvedor verificada na parte iluminada do coletor (esquerda) e na parte sombreada (direita) para o ensaio do dia 23 de abril. ....	114
Figura 7.13 Temperatura da superfície do tubo absorvedor verificada na parte iluminada do coletor (esquerda) e na parte sombreada (direita) para o ensaio do dia 12 de maio.....	114
Figura 7.14 Protótipo do concentrador Fresnel com o receptor parcialmente não iluminado por conta do efeito de fim de linha. ....	115
Figura 7.15 Representação do sombreamento (esquerda) dos espelhos e do bloqueio (direita) dos raios incidentes que refletem na parte de trás do espelho adjacente.....	115
Figura 7.16 Variação da temperatura do fluido (a) e distribuição da radiação global ao longo do tempo (b) para os dias 14 de novembro de 2024 e 13 e 14 de maio de 2025.....	118
Figura 7.17 Condições de céu parcialmente encoberto durante os ensaios realizados do dia 14/05/2025 no período da manhã (esquerda) e no período da tarde (direita).....	118
Figura 7.18 Variação da temperatura ( $\Delta T = T_{\text{saída}} - T_{\text{entrada}}$ ) em função da radiação global para o ensaio do dia (a) 14 de novembro de 2024, (b) 13 de maio e (c) 14 de maio de 2025.....	119
Figura 7.19 Potência útil em função da velocidade do vento para os ensaios realizados em (a) 14 de novembro de 2024, (b) 13 de maio e (c) 14 de maio de 2025. ....	120
Figura 7.20 Temperaturas de entrada e de saída em função do tempo para os ensaios de (a) 14 de novembro de 2024, (b) 13 de maio e (c) 14 de maio de 2025. ....	121
Figura 7.21 Temperatura da superfície do tubo absorvedor verificada na parte iluminada do coletor (esquerda) e na parte sombreada (direita) para o ensaio do dia 13 de maio.....	122
Figura 7.22 Temperatura da superfície do tubo absorvedor verificada na parte iluminada do coletor (esquerda) e na parte sombreada (direita) para o ensaio do dia 14 de maio.....	123
Figura 7.23 Visualização da sombra projeta do receptor no campo de espelhos a partir da câmera térmica. ....	123

Figura 7.24 Comparação entre a temperatura de saída experimental e calculada em função do tempo para o dia 23 de abril de 2025.....	125
Figura 7.25 Comparação entre o calor útil e experimental e calculado em função da irradiância para o dia 23 de abril de 2025.....	125
Figura 7.26 Comparação entre a temperatura de saída experimental e calculada em função do tempo para o dia 14 de novembro de 2024.....	126
Figura 7.27 Comparação entre o calor útil e experimental e calculado em função da irradiância para o dia 14 de novembro de 2024.....	127
Figura A.0.1 Fluxograma do funcionamento do sistema de movimentação dos espelhos. ....	143

## LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1. Principais características dos fluidos de trabalho utilizados em plantas LFR .....	35
Tabela 2.2. Plantas de concentradores Fresnel lineares instalada no mundo .....	36
Tabela 5.1. Número de plantas em operação, em desenvolvimento e em construção que utilizam concentração solar no mundo. ....	61
Tabela 5.2. Taxa de transferência de calor dentro da cavidade trapezoidal. ....	69
Tabela 6.1 Dimensões do campo de espelhos utilizado no traçado de raios. ....	81
Tabela 6.2 Dimensões do receptor de cavidade trapezoidal.....	81
Tabela 6.3 Propriedades do óleo mineral Paratherm HE para as temperaturas de 20 e 100 °C. .....	89
<b>Tabela 6.4 Características dos equipamentos de medição.....</b>	<b>Erro! Indicador não definido.</b>
Tabela 7.1 Espaçamento entre fileiras de espelhos após a aplicação do <i>Gap Angle</i> .....	98
Tabela 7.2 Índice de perdas geométricas para diferentes dias do ano .....	104
Tabela 7.3 Índice de perdas geométricas para diferentes dias do ano para a configuração do campo de espelhos ao aplicar o <i>Gap Angle</i> . ....	105
Tabela 7.4 Condições e valores médios de operação para os testes de validação do coletor de acordo com a ISO 9807:2017 .....	106
Tabela 7.5 Valores médios obtidos nos ensaios experimentais nos dias 23 de abril e 12 de maio de 2025. ....	109
Tabela 7.6 Valores médios obtidos nos ensaios experimentais nos 14 de novembro de 2024, 13 e 14 de maio de 2025.....	116

## LISTA DE SIGLAS

CPC	Concentrador Parabólico Composto ( <i>Compound Parabolic Concentrator</i> )
CSP	Concentradores de Energia Solar ( <i>Concentrated Solar Power</i> )
DNI	Irradiação Direta Normal ( <i>Direct Normal Irradiation</i> )
DSG	Geração Direta de Vapor ( <i>Direct Steam Generation</i> )
FTC	Fluido de Troca Térmica
HFC	Campo de Coletor Heliostático ( <i>Heliostat Field Collector</i> )
IAM	Modificadores de Ângulo Incidente ( <i>Incidence Angle Modifier</i> )
IEA	Agência Internacional de Energia ( <i>International Energy Agency</i> )
IRENA	Agência Internacional de Energias Renováveis ( <i>International Renewable Energy Agency</i> )
LCOE	Custo Nivelado de Eletricidade ( <i>Levelized Cost of Energy</i> )
LFR	Coletores Fresnel Lineares ( <i>Linear Fresnel Reflector</i> )
NREL	Laboratório Nacional de Energias Renováveis ( <i>National Renewable Energy Laboratory</i> )
P&D	Pesquisa e Desenvolvimento
PDR	Refletor Disco Parabólico ( <i>Parabolic Dish Reflector</i> )
PTC	Coletores Cilíndricos Parabólicos ( <i>Parabolic Trough Collector</i> )
QDT	Método Quase-Dinâmico ( <i>Quase-dimanic test</i> )
SEGS	Sistema Solar de Geração de Eletricidade ( <i>Solar Electricity Generation System</i> )

## LISTA DE SÍMBOLOS

$A_{bloq}$	Área de espelho bloqueada [m <sup>2</sup> ]
$A_{cav}$	Área das paredes da cavidade trapezoidal [m <sup>2</sup> ]
$A_{espelhos}$	Área de abertura do campo de concentradores [m <sup>2</sup> ]
$A_{receptor}$	Área de abertura do receptor [m <sup>2</sup> ]
$A_{sombra}$	Área de espelho sombreada [m <sup>2</sup> ]
$A_{se}$	Área externa do tubo absorvedor [m <sup>2</sup> ]
$A_{si}$	Área interna do tubo absorvedor [m <sup>2</sup> ]
$A_{st}$	Área de seção transversal do tubo absorvedor [m <sup>2</sup> ]
$C$	Concentração geométrica [-]
$CAP$	Produto Concentração-Aceitação( <i>Concentration Acceptance Product</i> ) [-]
$C_{máx}$	Concentração geométrica máxima [-]
$c_p$	Calor específico [J/(kg K)]
$D_e$	Diâmetro externo do tubo absorvedor [m]
$D_i$	Diâmetro interno do tubo absorvedor [m]
$d_{sombra}$	Largura de espelho sombreada [m]
$e$	Espaçamento entre fileiras de espelhos [m]
$f$	Fator de atrito [-]
$f_{cos}$	Fator de perda pelo efeito cosseno [-]
$f_{bloq}$	Fator de perda por bloqueio [-]
$f_{fim}$	Fator de perda de fim de linha [-]
$F_{ij}$	Coeficiente para o modelo de Perez [-]
$f_n$	Distância focal de cada espelho em relação ao receptor [m]
$f_{somb}$	Fator de perda por sombreamento [-]
$F_{t-c}$	Fator de forma entre o tubo absorvedor e a cavidade trapezoidal [-]
$F_t$	Fator de forma entre o tubo absorvedor e campo de espelhos [-]
$g$	Aceleração da gravidade [m/s <sup>2</sup> ]
$H$	Altura do receptor [m]
$h_e$	Coeficiente de transferência de calor convectivo externo em relação ao ar dentro da cavidade receptora [W/(m <sup>2</sup> °C)]
$h_i$	Coeficiente de transferência de calor convectivo interno em relação ao FTC [W/(m <sup>2</sup> °C)]

$I_{abs}$	Irradiação incidente no plano do absorvedor [W/m <sup>2</sup> ]
$I_{ce}$	Irradiação incidente no campo de espelhos [W/m <sup>2</sup> ]
$I_{d\beta}$	Irradiação difusa incidente [W/m <sup>2</sup> ]
$I_d$	Irradiação difusa horizontal [W/m <sup>2</sup> ]
$I_{on}$	Irradiação extraterrestre normal [W/m <sup>2</sup> ]
$IF$	Fator de interceptação ( <i>Intercept Factor</i> ) [-]
$k_{fluido}$	Condutividade térmica do FTC [W/(m°C)]
$k_{tubo}$	Condutividade térmica do tubo [W/(m°C)]
$L$	Comprimento dos espelhos/receptor [m]
$L_{tubo}$	Comprimento do tubo absorvedor [m]
$m$	Massa de ar [kg]
$\dot{m}$	Vazão Mássica [kg/s]
$Nu$	Número de Nusselt [-]
$Pr$	Número de Prandtl [-]
$q_{abs,cavidade}$	Taxa de radiação absorvida pela superfície interna da cavidade trapezoidal [W]
$q_{abs,tubo}$	Taxa de radiação absorvida pelo tubo absorvedor [W]
$q_{cond,c}$	Taxa de transferência de calor por condução na parede da cavidade trapezoidal [W]
$q_{cond,t}$	Taxa de transferência de calor por condução na parede do tubo absorvedor [W]
$q_{conv,c-ext}$	Taxa de transferência de calor por convecção superfície externa da cavidade receptora e ar ambiente [W]
$q_{conve}$	Taxa de transferência de calor por convecção superfície interna da cavidade receptora e ar interno [W]
$q_{convi}$	Taxa de transferência de calor por convecção entre o FTC e a superfície interna do tubo absorvedor [W]
$q_{incidente}$	Taxa de radiação incidente no plano do absorvedor [W]
$Q_n$	Distância entre o centro do espelho e a posição central do coletor [m]
$q_{perdas_cav}$	Taxa de calor perdida através da parede da cavidade receptora [W]
$q_{rad,c-ext}$	Taxa de transferência de calor por radiação na superfície externa da cavidade receptora [W]
$q_{rad,cav}$	Taxa de transferência de calor por radiação na superfície interna da cavidade receptora [W]

$q_{rad,t-c}$	Taxa de transferência de calor por radiação entre o tubo absorvedor e a cavidade trapezoidal [W]
$q_{útil}$	Taxa de calor útil [W]
Ra	Número de Rayleigh [-]
$R_{cav}$	Resistência térmica de condução da cavidade trapezoidal [ $^{\circ}\text{C}/\text{W}$ ]
$R_{conv\_ext}$	Resistência térmica de convecção entre a parede externa cavidade trapezoidal e o ar ambiente [ $^{\circ}\text{C}/\text{W}$ ]
Re	Número de Reynolds [-]
$R_{rad-ext}$	Resistência térmica de radiação emitida da parede externa da cavidade receptora [ $^{\circ}\text{C}/\text{W}$ ]
$R_{total}$	Resistência térmica total [ $^{\circ}\text{C}/\text{W}$ ]
s	Distância entre os centros dos tubos absorvedores [m]
$T_{amb}$	Temperatura ambiente [ $^{\circ}\text{C}$ ]
$T_{ar-cav}$	Temperatura do ar dentro da cavidade receptora [ $^{\circ}\text{C}$ ]
Te	Temperatura de entrada do fluido de trabalho no tubo absorvedor [ $^{\circ}\text{C}$ ]
$T_{ext}$	Temperatura do ar ambiente nas proximidades do receptor [ $^{\circ}\text{C}$ ]
$T_{m,fluido}$	Temperatura média do FTC [ $^{\circ}\text{C}$ ]
Ts	Temperatura de saída do fluido de trabalho no tubo absorvedor [ $^{\circ}\text{C}$ ]
$T_{se}$	Temperatura da superfície externa do tubo absorvedor [ $^{\circ}\text{C}$ ]
$T_{se,c}$	Temperatura da superfície externa da cavidade trapezoidal [ $^{\circ}\text{C}$ ]
$T_{si}$	Temperatura da superfície interna do tubo absorvedor [ $^{\circ}\text{C}$ ]
W	Largura do espelho [m]
$W_{bloq}$	Largura de espelho bloqueada [m]

### LISTA DE SÍMBOLOS GREGOS

$\mu$	Viscosidade dinâmica [ $\text{N s/m}^2$ ]
$\alpha$	Absortividade [-]
$\alpha_1$	Coeficiente linear de perdas térmicas [ $\text{W}/(\text{m}^2\text{K})$ ]
$\alpha_2$	Coeficiente quadrático de perdas térmicas [ $\text{W}/(\text{m}^2\text{K}^2)$ ]
$\alpha_3$	Coeficiente biquadrático de perdas térmicas [ $\text{W}/(\text{m}^2\text{K}^3)$ ]
$\alpha_4$	Capacidade térmica efetiva do concentrador [ $\text{W}/(\text{m}^2\text{K}^4)$ ]

$\alpha_{\text{ar-cav}}$	Difusividade térmica do ar dentro da cavidade trapezoidal [ $^{\circ}\text{C}^{-1}$ ]
$\alpha_{\text{cavidade}}$	Absortividade da cavidade receptora [-]
$\alpha_{\text{tubo}}$	Absortividade do tubo absorvedor [-]
$\beta$	Ângulo de inclinação da superfície em relação à horizontal [ $^{\circ}$ ]
$\beta_{\text{ar-cav}}$	Coeficiente de expansão volumétrica [ $^{\circ}\text{C}^{-1}$ ]
$\gamma_s$	Ângulo de azimute [ $^{\circ}$ ]
$\varepsilon$	Relação entre as radiações direta e difusa, para o modelo de Perez [-]
$\eta_0$	Eficiência Óptica [-]
$\theta_a$	Ângulo de aceitação [ $^{\circ}$ ]
$\theta_{\text{gap}}$	<i>Gap Angle</i> [ $^{\circ}$ ]
$\theta_i$	Ângulo de incidência do Sol projetado no plano transversal dos espelhos [ $^{\circ}$ ]
$\theta_L$	Componente longitudinal do ângulo de incidência [ $^{\circ}$ ]
$\theta_n$	Ângulo de inclinação de cada espelho [ $^{\circ}$ ]
$\theta_T$	Componente transversal do ângulo de incidência [ $^{\circ}$ ]
$\theta_z$	Ângulo de Zênite [ $^{\circ}$ ]
$\nu_{\text{ar-cav}}$	Viscosidade cinemática [ $\text{m}^2/\text{s}$ ]
$\rho$	Refletividade [-]
$\sigma$	Constante de Stefan-Boltzman [ $\text{W}/(\text{m}^2\text{K}^4)$ ]
$\tau$	Transmissividade [-]
$\varphi_n$	Ângulo de incidência no absorvedor [ $^{\circ}$ ]

## SUMÁRIO

<b>1</b>	<b>INTRODUÇÃO .....</b>	<b>21</b>
1.1	OBJETIVOS.....	24
1.1.1	Objetivo Geral .....	24
1.1.2	Objetivos Específicos.....	25
1.2	ESTRUTURA DA TESE .....	25
<b>2</b>	<b>ENERGIA SOLAR.....</b>	<b>26</b>
2.1	GERAÇÃO DE ENERGIA SOLAR.....	27
2.2	TECNOLOGIAS DE CONCENTRAÇÃO SOLAR.....	29
2.2.1	Espelho Cilíndrico Parabólico.....	29
2.2.2	Sistemas Receptores Centrais.....	30
2.2.3	Espelhos de Disco Parabólico .....	31
2.3	REFLETORES FRESNEL LINEARES.....	32
<b>3</b>	<b>CONCEITOS ÓPTICOS PARA AVALIAÇÃO DA EFICIÊNCIA GEOMÉTRICA E DEFINIÇÃO DE PARÂMETROS GEOMÉTRICOS.....</b>	<b>38</b>
3.1	ÓPTICA FUNDAMENTAL PARA COLETORES SOLARES.....	38
3.2	EQUAÇÕES PARA O CÁLCULO DO ÂNGULO DOS ESPELHOS .....	39
3.3	MODIFICADOR DO ÂNGULO DE INCIDÊNCIA (IAM) .....	41
3.4	MODELO DE DISTRIBUIÇÃO DE RADIAÇÃO DIFUSA: MODELO DE PEREZ .....	42
3.5	FATOR DE INTERCEPTAÇÃO .....	44
3.6	PERDAS GEOMÉTRICAS .....	45
3.6.1	Efeito cosseno .....	45
3.6.2	Perdas por sombreamento dos espelhos e da estrutura do receptor .....	46
3.6.3	Perdas por bloqueio.....	47
3.6.4	Perdas de fim de linha .....	48
3.6.5	Perdas devido ao espaçamento entre as fileiras de espelhos.....	49
3.7	EFICIÊNCIA ÓPTICA .....	49
<b>4</b>	<b>ANÁLISE DA TRANSFERÊNCIA DE CALOR NO RECEPTOR DO CONCENTRADOR FRESNEL DE CAVIDADE TRAPEZOIDAL.....</b>	<b>51</b>
4.1	ANÁLISE TÉRMICA DO RECEPTOR .....	51
4.1.1	Taxas de Radiação Incidentes .....	52
4.1.2	Balanços Térmicos.....	53

<b>4.1.3</b>	<b>Taxas de transferência de calor por convecção .....</b>	<b>53</b>
4.1.3.1	Troca térmica por convecção forçada entre o Fluido de Troca Térmica e a superfície interna do tubo absorvedor .....	53
4.1.3.2	Processos de troca de calor por convecção no interior da cavidade receptora .....	55
<b>4.1.4</b>	<b>Taxas de Transferência de Calor por Condução.....</b>	<b>56</b>
4.1.4.1	Parede do tubo absorvedor .....	56
<b>4.1.5</b>	<b>Taxas de transferência de calor por radiação.....</b>	<b>56</b>
4.1.5.1	Transferência de calor por radiação emitida pelo tubo absorvedor .....	57
4.1.5.2	Transferência de calor por radiação emitida pelas paredes internas da cavidade receptora .....	57
<b>4.1.6</b>	<b>Fatores de Forma.....</b>	<b>57</b>
<b>4.1.7</b>	<b>Perdas através da cavidade receptora .....</b>	<b>59</b>
<b>5</b>	<b>REVISÃO DO ESTADO DA ARTE.....</b>	<b>61</b>
5.1	ESTADO DA ARTE DA TECNOLOGIA LFR NO MUNDO .....	62
5.2	ESTADO DA ARTE DOS CONCENTRADORES FRESNEL LINEARES NO BRASIL .....	74
<b>6</b>	<b>METODOLOGIA.....</b>	<b>80</b>
6.1	ESTUDO GEOMÉTRICO DO CONCENTRADOR LFR .....	80
<b>6.1.1</b>	<b>Descrição do sistema caracterizado .....</b>	<b>80</b>
<b>6.1.2</b>	<b>Traçado de Raios .....</b>	<b>82</b>
<b>6.1.3</b>	<b>Método analítico para definição das parcelas de perdas geométricas.....</b>	<b>84</b>
6.2	MODELAMENTO TÉRMICO DO RECEPTOR.....	86
6.3	PROTÓTIPO EXPERIMENTAL .....	88
<b>6.3.1</b>	<b>Instrumentação do protótipo.....</b>	<b>90</b>
<b>6.3.2</b>	<b>Procedimentos de testes para validação da bancada de acordo com a norma ISO 9806:2017.....</b>	<b>91</b>
<b>6.3.3</b>	<b>Procedimento de teste para verificação do comportamento da bancada experimental e validação dos modelos teóricos.....</b>	<b>93</b>
<b>7</b>	<b>RESULTADOS .....</b>	<b>95</b>
7.1	TRAÇADO DE RAIOS .....	95
<b>7.1.1</b>	<b>Procedimento de traçado de raios para a cavidade do receptor trapezoidal com quatro tubos absorvedores .....</b>	<b>96</b>
<b>7.1.2</b>	<b>Aplicação do conceito do <i>Gap Angle</i> no campo de espelhos .....</b>	<b>97</b>

7.1.3	Procedimento de traçado de raios para o concentrador secundário CPC com tubo absorvedor evacuado .....	98
7.1.4	Procedimento de traçado de raios para o receptor de cavidade trapezoidal com quatro tubos absorvedores após a aplicação do critério do <i>Gap Angle</i> .....	100
7.1.5	Análise a partir do procedimento de traçado de raios para as diferentes configurações de receptor e distribuição de espelhos.....	101
7.2	ANÁLISE GEOMETRICA DO SISTEMA LFR PELO MODELO ANALÍTICO. .....	102
7.2.1	Campo de espelhos com 14 espelhos com espaçamento de 10 mm entre si.	103
7.2.2	Campo de espelhos modificado pelo uso do <i>Gap Angle</i> .....	104
7.3	ENSAIO EXPERIMENTAL.....	105
7.3.1	Validação do protótipo experimental de acordo com a ISO 9806:2017 .....	105
7.3.2	Análise do Concentrador Fresnel com Controle da Temperatura de Entrada .....	108
7.3.3	Análise do Concentrador Fresnel sem o Controle da Temperatura de Entrada .....	115
7.4	MODELO TÉRMICO DO RECEPTOR LFR .....	124
8	CONCLUSÃO.....	128
	REFERÊNCIAS .....	131
	APÊNDICE A – TESTES EM COLETORES SOLARES: NORMA E PROCEDIMENTOS .....	140
	APÊNDICE B – DESCRIÇÃO DA MOVIMENTAÇÃO AUTOMÁTICA DOS ESPELHOS .....	142

## 1 INTRODUÇÃO

O crescimento populacional e o aumento da expectativa de vida, aliados ao avanço econômico, social e à intensificação das atividades industriais têm contribuído para uma demanda crescente por eletricidade, tanto na geração quanto no consumo. Atualmente, grande parte da matriz energética mundial é composta por fontes não renováveis e combustíveis fósseis, como o carvão e o petróleo, os quais estão associados às emissões de dióxido de carbono e contribuem significativamente para a degradação ambiental e o agravamento do aquecimento global. Segundo projeções da *International Energy Agency* (IEA, 2024), estima-se que o consumo de energia proveniente de fontes renováveis nos setores de aquecimento, geração de eletricidade e transporte aumente cerca de 60% até o ano de 2030. Essas questões têm impulsionado governos e organizações não governamentais a reduzir a dependência de combustíveis fósseis e a buscar fontes alternativas de geração de eletricidade que promovam o desenvolvimento social e econômico, sejam ambientalmente sustentáveis e contribuam para a desaceleração das mudanças climáticas.

A radiação solar, por ser um recurso natural abundante e com elevado potencial para o desenvolvimento de tecnologias voltadas à sua exploração, desempenha um papel fundamental na diversificação da matriz energética. Entre as principais tecnologias destinadas ao aproveitamento da radiação solar, destacam-se a fotovoltaica e a concentração solar (CSP, do inglês *Concentrated Solar Power*), sendo esta última baseada na utilização de superfícies refletoras que concentram a radiação em um ponto focal com a finalidade de convertê-la em energia térmica, seja para a geração de eletricidade ou para atender a demanda de médias e altas temperaturas em aplicações industriais.

Embora correlacionadas, as projeções da IEA (2024) e os dados da *International Renewable Energy Agency* (IRENA, 2024) referem-se a dimensões distintas da transição energética. Enquanto a IEA concentra-se na estimativa do crescimento do consumo final de energia renovável nos principais setores econômicos, a IRENA enfatiza a evolução da capacidade instalada para geração por fontes renováveis, refletindo os avanços na infraestrutura de oferta energética. A análise conjunta desses relatórios evidencia a necessidade de avanços coordenados tanto na expansão da capacidade de geração, quanto na integração efetiva dessas fontes nos sistemas de consumo.

Segundo o relatório mais recente da IRENA (2024), a energia solar mantém-se como uma das principais tecnologias responsáveis pela expansão da capacidade de geração por fontes renováveis. Em 2023, a capacidade global de energia renovável cresceu 15,1%, alcançando

4.448 GW, dos quais aproximadamente 298 GW foram provenientes de novas instalações solares. A energia solar, em conjunto com a energia eólica, respondeu pela maior parcela do aumento da capacidade renovável, reafirmando sua relevância na diversificação da matriz energética global. Embora os números representem um crescimento recorde, a IRENA (2024) adverte que o ritmo atual ainda é insuficiente para alcançar a meta de triplicar a capacidade instalada de fontes renováveis até 2030 – objetivo acordado durante a COP28. O relatório também destaca a necessidade de redirecionamento de investimentos, estimando que cerca de 0,7 trilhão de dólares anuais atualmente destinados a combustíveis fósseis deveriam ser realocados para tecnologias de transição energética, a fim de viabilizar uma descarbonização acelerada e sustentável do setor energético (IRENA, 2024).

Apesar do crescimento contínuo da geração de energia a partir da radiação solar e de seu papel de destaque no cenário das energias renováveis, trata-se de um recurso com densidade energética relativamente baixa quando comparada a outras fontes não renováveis. Portanto, o principal desafio, consiste em viabilizar sua captação de forma eficiente e com baixo impacto ambiental. Nesse contexto, os sistemas de concentração solar (CSP) demandam elevada incidência de Irradiação Direta Normal (DNI, do inglês *Direct Normal Irradiation*) para concentrar os raios solares em um ponto focal, por meio de um campo de refletores. Tais sistemas encontram-se tecnologicamente consolidados e são capazes de atender à demanda energética de forma total ou parcial — neste último caso, operando de maneira híbrida com outras fontes de geração.

Segundo dados IRENA (2024), a capacidade instalada global de energia solar concentrada (CSP) atingiu aproximadamente 6,9 GW até o final de 2023, representando um crescimento modesto em relação aos anos anteriores. Apesar do ritmo de expansão relativamente lento, os sistemas CSP continuam a desempenhar um papel significativo na diversificação da matriz energética, especialmente em regiões com alta incidência de Irradiação Direta Normal (DNI). Além da geração de eletricidade, essa tecnologia possui grande potencial na produção de calor para processos industriais, podendo atingir temperaturas elevadas — superiores a 1000 °C — dependendo da configuração do sistema de concentração e do fluido de trabalho utilizado. A integração de sistemas de armazenamento térmico em plantas CSP permite a oferta de energia despachável, contribuindo para a estabilidade da rede elétrica e facilitando a operação híbrida com outras fontes de geração.

A aplicação do conceito de concentração solar para a geração de energia pode ser realizada por meio de diferentes tecnologias, dependendo da forma utilizada para concentrar a radiação. A radiação solar pode ser concentrada de forma pontual, como é o caso das torres

solares centrais e discos parabólicos, ou de forma linear, como as tecnologias cilindro-parabólicos e coletores Fresnel lineares (LFR, do inglês *Linear Fresnel Reflector*) – este último, objeto de estudo da presente pesquisa. Cada configuração apresenta características operacionais específicas, sendo selecionada conforme a aplicação, o perfil de demanda térmica e as condições locais de irradiação.

Os sistemas LFR são compostos por um campo solar, um sistema de rastreamento solar e um receptor fixo. O campo solar é formado por fileiras independentes de espelhos planos ou levemente curvados, que se movimentam ao longo do dia para acompanhar o movimento do Sol. Esses espelhos captam a radiação solar e a refletem para o receptor, posicionado em uma altura predeterminada, onde ocorre a conversão da energia radiante em energia térmica. A arquitetura dos sistemas LFR permite alcançar elevadas taxas de concentração sem o aumento proporcional das cargas de vento, o que permite adaptar o sistema para diferentes faixas de temperatura para atender às diversas necessidades e aplicação. Além disso, a estrutura mais simples, e a proximidade dos espelhos ao solo contribuem para a redução de custos de instalação e operação. Em comparação com coletores parabólicos ou sistemas de torre central, que utilizam superfícies refletoras curvas e estruturas mais elevadas, os sistemas LFR apresentam menor exposição a cargas de vento, fator que representa uma importante vantagem em termos de estabilidade mecânica e durabilidade em regiões com elevada incidência de ventos (ZHU et al., 2014; BELLOS, 2019).

O desenvolvimento da tecnologia de refletores lineares de Fresnel (LFR) teve início há várias décadas. O primeiro sistema desse tipo foi construído em 1964 (SILVI, 2009) e, desde então, diversos concentradores baseados nesse princípio têm sido projetados e testados, principalmente devido à simplicidade estrutural e ao baixo custo relativo de implementação. De acordo com o *National Renewable Energy Laboratory* (NREL) (SolarPACES, 2023), existem atualmente nove usinas LFR em operação comercial, localizadas na China, Índia, França, Espanha e Itália, com capacidades variando entre 10 MW e 200 MW.

No contexto brasileiro, embora o país esteja geograficamente posicionado em uma região com níveis satisfatórios de irradiação solar, a pesquisa em tecnologias de concentração solar ainda é relativamente recente. Somente em 2013 o Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico (CNPq) lançou uma chamada específica voltada ao aprofundamento de estudos sobre o tema (Chamada MCTI/CNPq Nº 74/2013 – linha 2), além de autorizar a participação dessa fonte nos leilões de energia. Em 2015, a Agência Nacional de Energia Elétrica instituiu a Chamada Estratégica de P&D nº 19/2015, intitulada “Desenvolvimento de tecnologia nacional de geração heliotérmica de energia elétrica”, à qual

mais de setenta empresas nacionais manifestaram interesse. No âmbito dessa iniciativa, a empresa Eudora Energia, em parceria com a Companhia Energética de São Paulo, deu início, em 2017, à implantação de uma usina heliotérmica utilizando coletores parabólicos para geração de eletricidade por meio de turbina a vapor. A planta encontra-se localizada no Complexo de Energias Alternativas Renováveis da Usina Hidrelétrica de Porto Primavera, no município de Rosana, estado de São Paulo, tendo sua construção concluída em 2021, com capacidade instalada de 0,5 MW (EUDORA ENERGIA, 2023).

Diante da crescente demanda por energia, conforme discutido nos parágrafos anteriores, e da ainda incipiente produção científica nacional voltada às tecnologias de concentração solar – principalmente no âmbito experimental –, evidencia-se a necessidade de estudos aprofundados – tanto em termos teóricos quanto experimentais – que contribuam com dados consistentes acerca da eficiência e da aplicabilidade dessa tecnologia no contexto brasileiro.

Nesse sentido, a presente tese propõe a análise do desempenho de um sistema de concentradores lineares de Fresnel com absorvedor de cavidade trapezoidal multitubular, operando com óleo térmico Paratherm HE como fluido de trabalho.

O estudo apresenta um modelo teórico desenvolvido para avaliar as características de transferência de calor de um receptor de cavidade trapezoidal multitubos, bem como seu desempenho sob diferentes condições de operação e para diferentes características físicas. Aliado ao modelo térmico, se apresenta um estudo óptico do sistema Fresnel. Com isso, foi possível identificar as parcelas de perdas geométricas do sistema, avaliar como elas influenciam na performance do sistema e, além disso, propor melhorias no seu desempenho.

Por fim, se apresenta os resultados da operação de uma planta experimental LFR localizada no laboratório de Energias Renováveis da Universidade do Vale do Rio dos Sinos, onde se realizaram ensaios experimentais e que também permitiram a validação do modelo teórico desenvolvido.

## 1.1 OBJETIVOS

### 1.1.1 Objetivo Geral

O objetivo desta pesquisa é analisar, de forma teórica e experimental, a performance de um concentrador Fresnel linear com receptor de cavidade trapezoidal.

### 1.1.2 Objetivos Específicos

- Aplicar o procedimento de traçado de raios no sistema LFR para verificar a eficiência óptica, a curva do modificador do ângulo de incidência, ângulo de aceitação e o CAP (Produto Concentração-Aceitação, do inglês *Concentration–Acceptance Product*).
- Aplicar o estudo de uma possível melhoria na distribuição dos espelhos através da aplicação do critério do *Gap Angle*.
- Analisar, de forma experimental, o comportamento do concentrador Fresnel em condições reais de operação.
- Desenvolver um modelo teórico para análise da transferência de calor no receptor.
- Validar, utilizando os dados experimentais, o modelo térmico proposto e sua aplicabilidade.

## 1.2 ESTRUTURA DA TESE

No Capítulo 2 são apresentadas as tecnologias de concentração solar, com ênfase nos sistemas de Fresnel Linear (LFR), que constituem o objeto central desta pesquisa.

O Capítulo 3 é dedicado aos aspectos ópticos e à definição dos parâmetros geométricos do campo de espelhos e do receptor, fundamentais para a modelagem do sistema. Já o Capítulo 4 aborda os conceitos fundamentais de transferência de calor em sistemas de concentração solar, incluindo os mecanismos de condução, convecção e radiação

No Capítulo 5, realiza-se uma revisão do estado da arte sobre concentradores solares do tipo LFR, abrangendo estudos internacionais e a inserção da tecnologia no contexto brasileiro.

O Capítulo 6 descreve os procedimentos metodológicos adotados para alcançar os objetivos da pesquisa, incluindo a modelagem matemática, o desenvolvimento do sistema experimental e os testes realizados.

O Capítulo 7 apresenta os resultados e faz uma análise do que foi obtido e proposto na metodologia e o Capítulo 8 apresenta a conclusão da presente tese de doutorado.

## 2 ENERGIA SOLAR

A estrutura e as características do Sol determinam a natureza da energia que dele irradia. Quando observado da Terra, o Sol pode ser modelado como um corpo negro ideal com temperatura de 5777 K. Estima-se que cerca de 74% de sua massa é composta por Hidrogênio, 25% por Hélio e o restante por elementos mais pesados (DUFFIE e BECKMAN, 2013). A energia gerada em seu núcleo por meio de reações de fusão nuclear, propaga-se em direção à superfície e é irradiada para o espaço, sendo uma fração interceptada pela Terra.

Quando a radiação atinge um plano acima da atmosfera terrestre, sua trajetória e direção são uniformes, sem sofrer desvios por refração ou dispersão. No entanto, ao penetrar na atmosfera essas condições mudam e a radiação é dividida em três componentes distintas: direta, difusa e global. A Figura 2.1 mostra a decomposição dessas parcelas de radiação.

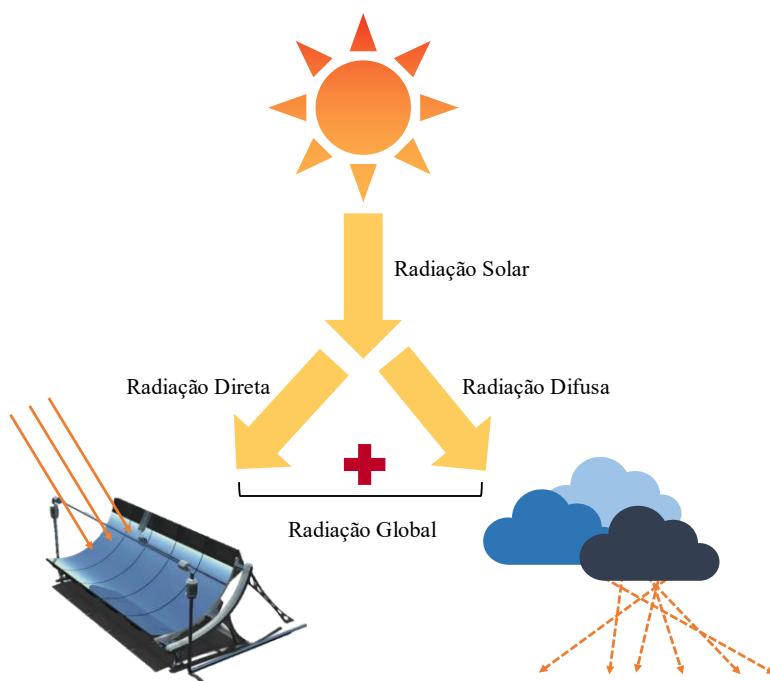


Figura 2.1. Representação das parcelas de radiação direta (esquerda), difusa (direita) e global (centro)

A radiação direta corresponde à fração de radiação que atinge a superfície terrestre sem sofrer dispersão por gases da atmosfera, vapor d'água ou poeira, ou seja, ela é proveniente diretamente do disco solar e não sofre nenhuma interferência em seu caminho. A Irradiância Direta Normal (DNI) refere-se à componente da radiação direta que é medida sobre uma superfície orientada perpendicularmente à direção dos raios solares. A radiação difusa

representa a parcela de radiação que é dispersada pela atmosfera e incide em diversas direções. E, por fim, a radiação global, corresponde à soma das parcelas direta e difusa de radiação.

## 2.1 GERAÇÃO DE ENERGIA SOLAR

Conforme descrito no capítulo de Introdução, a energia solar se destaca no cenário de fontes renováveis, tanto na geração, como no significativo aumento de sua capacidade a cada ano. Mesmo sendo um recurso de densidade relativamente baixa, tecnologias de captura são desenvolvidas com o intuito de aproveitar a radiação solar de forma eficiente. Atualmente, existem duas tecnologias capazes de converter a radiação solar em eletricidade e/ou calor: fotovoltaica e heliotérmica.

A geração de energia por meio de sistemas fotovoltaicos baseia-se na conversão da energia solar em eletricidade, por meio do efeito fotovoltaico. A radiação proveniente do Sol, composta por pacotes discretos de energia (fótons), ao incidir sobre o módulo fotovoltaico — constituído por materiais semicondutores — é parcialmente absorvida, promovendo a excitação de elétrons e a consequente geração de corrente elétrica. Diferente das tecnologias de concentração solar, os sistemas fotovoltaicos são capazes de aproveitar tanto a radiação direta quanto a radiação difusa.

Os sistemas heliotérmicos são outra possibilidade, também consolidada, de conversão de energia solar em energia útil, sendo utilizados há mais de um século em aplicações como bombeamento de água com potências de até 100 kW (DUFFIE; BECKMANN, 2013). O princípio de funcionamento desses sistemas baseia-se na conversão da solar em energia térmica, a qual, por meio de ciclos termodinâmicos, é transformada em energia mecânica e, posteriormente, em energia elétrica. Além disso, a energia térmica gerada pode ser utilizada em processos que demandam calor em faixas de temperatura específicas, como aplicações industriais ou sistemas de aquecimento.

Nesse contexto, os coletores solares, podem ser classificados em duas categorias principais: estacionários – nos quais a área que intercepta a radiação permanece fixa em relação ao Sol e coincide com a área absorvedora – e concentradores – nos quais a radiação direta é concentrada em uma área absorvedora reduzida, podendo ocorrer de forma linear ou pontual (KALOGIROU, 2013).

Nos coletores estacionários, mais comuns em aplicações domésticas, como os coletores de tubos evacuados, a radiação solar incidente é absorvida e transmitida por meio de condução

e convecção para o fluido de trabalho. Esses coletores são amplamente utilizados em aplicações de baixa temperatura, operando tipicamente até cerca de 80 °C nos modelos com superfície seletiva e até 150 °C nos de tubos evacuados (KHAN *et al.*, 2018). A limitação da faixa de operação térmica decorre de fatores como a simplicidade construtiva, o baixo custo de fabricação e a maior área exposta ao ambiente, o que resulta em maiores perdas térmicas (SABIHA *et al.*, 2015).

Em processos que exigem faixas de temperatura superiores a 150 °C, são usados coletores do tipo concentradores (CSP), que utilizam espelhos ou filmes reflexivos que, quando combinados, formam uma matriz de refletores capaz de redirecionar a DNI para uma área absorvedora reduzida. Esses sistemas contam com mecanismos de rastreamento solar, os quais acompanham o movimento do Sol ao longo do dia, otimizando a captação de energia. A radiação concentrada é refletida para um receptor, no qual é absorvida e convertida em energia térmica. Como meio de transporte e armazenamento de calor, são utilizados fluidos de troca térmica (FTC), tais como água pressurizada, sais fundidos ou óleos térmicos. O calor gerado pode ser armazenado para uso posterior, aproveitado em algum processo industrial ou utilizado para geração de eletricidade. Adicionalmente, algumas instalações são equipadas com sistemas de “*back-up*”, capazes de suprir parcial ou totalmente as demandas energéticas nos períodos de baixa radiação (Figura 2.2).

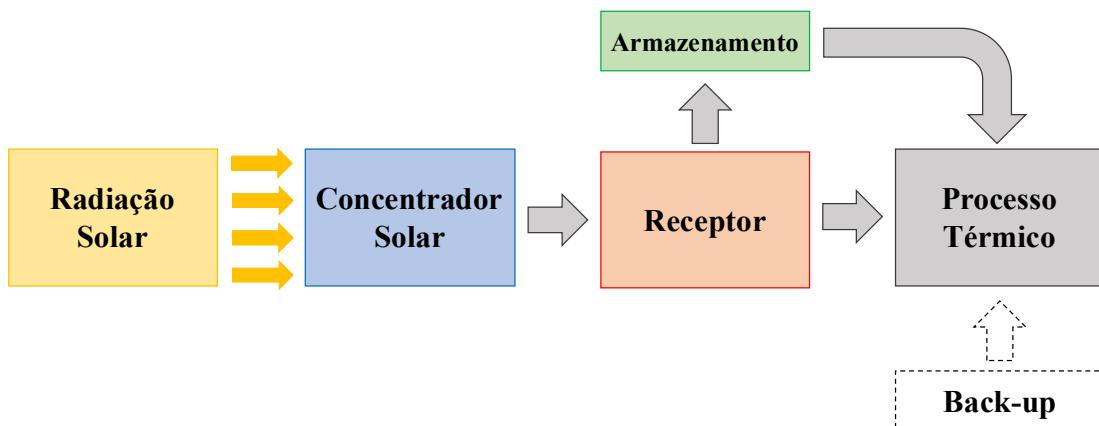


Figura 2.2. Representação do funcionamento dos concentradores solares.

Como a radiação difusa não pode ser concentrada, os sistemas de concentração solar aproveitam exclusivamente a parcela direta da radiação solar incidente. Além disso, a capacidade de concentrar a radiação permite que o receptor alcance temperaturas mais elevadas do que as obtidas por coletores planos convencionais. Isso se deve à menor área absorvedora

exposta ao ambiente, o que reduz as perdas térmicas por convecção e radiação. Dependendo da configuração do sistema de concentração e do fluido de trabalho utilizado, as temperaturas de operação podem alcançar valores da ordem de 1000 °C.

Dentre as tecnologias que utilizam concentradores solares, as principais são: espelhos cilíndrico-parabólicos, refletores Fresnel lineares (LFR), torres solares centrais e espelhos de disco parabólico.

## 2.2 TECNOLOGIAS DE CONCENTRAÇÃO SOLAR

O uso de CSP, conforme supracitado, concentra a radiação em uma pequena área para gerar calor para alimentar processos industriais e/ou gerar eletricidade. Nesta seção, serão detalhadas as principais tecnologias de concentração solar. A tecnologia de concentradores Fresnel lineares, objeto deste estudo, será aprofundada na Seção 2.3.

### 2.2.1 Espelho Cilíndrico Parabólico

Das tecnologias de concentração solar, a que utiliza espelhos cilíndricos parabólicos (PTC, do inglês *Parabolic Trough Collector*) é a mais desenvolvida, com várias plantas operacionais instaladas (BARLEV *et al.*, 2011). O primeiro concentrador do tipo PTC foi desenvolvido no século XIX, em 1870, e foi projetado para acionar um sistema de geração direta de vapor, gerado diretamente no campo solar (AWAN *et al.*, 2020).

Sistemas que utilizam PTC (Figura 2.3a) possuem refletores curvos, chamados de calha parabólica, que refletem os raios para um receptor posicionado no ponto focal do concentrador. Cada fileira de calhas parabólicas possui seu próprio ponto focal, ou seja, cada fileira possui um receptor. O receptor possui um tubo absorvedor por onde escoa um fluido de trabalho. As fileiras de calhas parabólicas são conectadas em paralelo, e o conjunto delas é chamado de campo solar. Além disso, o rastreamento solar nesses sistemas é feito em um único eixo – os coletores são movimentados no sentido Leste-Oeste, com as linhas de espelhos posicionadas no sentido Norte-Sul.

A taxa de concentração de concentradores PTC é em torno de 15-45 sóis e a temperatura de saída do tubo absorvedor depende do fluido de trabalho utilizado, podendo atingir até 550°C (BARLEV *et al.*, 2011; TIAN e ZHAO, 2013), que é a temperatura de operação da usina de

*Archimede*, localizada na Itália (Figura 2.3b): essa planta possui uma capacidade de 4,72 MW, o FTC é sal fundido e a geração de eletricidade anual é de 9,200 MWh (SolarPACES, 2021).

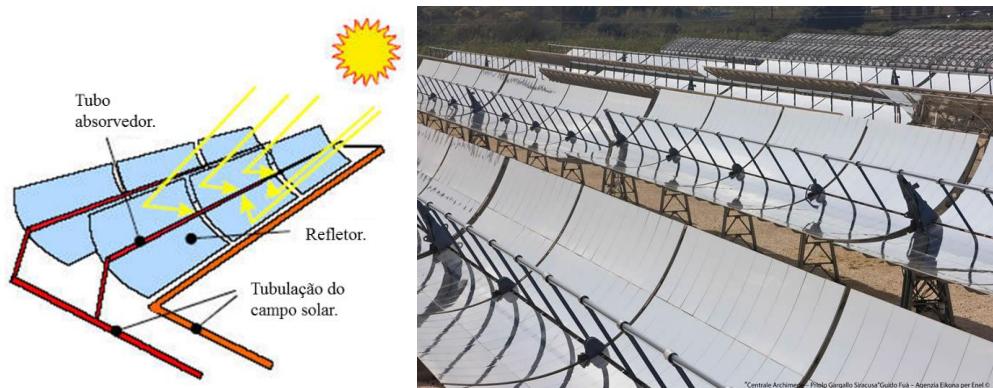


Figura 2.3. (a) Representação dos componentes de um sistema de concentradores PTC;  
(b) Plataforma de espelhos cilíndricos parabólicos de Archimede, Itália.

Fonte: SolarPACES (2021); Archimede Solar Energy (2021).

## 2.2.2 Sistemas Receptores Centrais

A tecnologia mais recente de CSP, é a que utiliza sistema receptores centrais, também chamado de torres solares (HFC, do inglês *Heliostat Field Collector*). O HFC utiliza espelhos em seu campo de concentradores, cada um com seu próprio sistema de rastreamento solar em dois eixos (KALOUGIROU, 2013). Esse tipo de concentrador é comumente construído em locais com grande incidência solar e de área relativamente grande para minimizar os efeitos de sombreamento entre os coletores. As 10 MW Solar One (1981) e Solar Two (1995) foram as primeiras plantas de HFC a serem demonstradas, construídas no deserto de Mojave, na Califórnia (BARLEV *et al.*, 2011).

O receptor do sistema HFC, como mostra a Figura 2.4a, fica em uma torre central, em uma altura em torno de 75-150 m. O fluido de troca térmica circula em um sistema fechado, passa através do receptor central, absorvendo energia térmica para a produção de energia e armazenamento (BARLEV *et al.*, 2011). A grande vantagem do HFC é a maior radiação focada no receptor ( $200\text{-}1000 \text{ kW/m}^2$ ), o que minimiza as perdas térmicas e torna mais simples o transporte e armazenamento da energia gerada (KALOUGIROU, 2013).

A Figura 2.4b apresenta um exemplo de usina que opera com a tecnologia HFC. *Jemalong Solar*, localizada na Austrália, opera desde 2017 com uma capacidade de 1,1 MW. Ela possui uma capacidade de geração de eletricidade de 2200 MWh por ano. Além disso, a

*Jemalong Solar* utiliza como fluido de trabalho sódio líquido e a temperatura de saída é de 565 °C (SolarPACES, 2021).



Figura 2.4. (a) Representação dos componentes de um sistema de concentradores HFC;  
(b) Projeto HFC desenvolvido pela VastSolar, localizado na Austrália.

Fonte: SolarPACES (2021); VastSolar (2021).

### 2.2.3 Espelhos de Disco Parabólico

Os refletores disco parabólicos (PDR, do inglês *Parabolic Dish Reflector*) são coletores de foco pontual e podem atingir taxas de concentração de luz muito altas, chegando a 1000 sóis (BARLEV *et al.*, 2011). Os sistemas que utilizam a tecnologia PDR (Figura 2.5) possuem concentradores do tipo disco parabólico e rastreiam o movimento do Sol em dois eixos (norte-sul e leste-oeste). O receptor é montado no foco do disco, coletando radiação solar e transformando-a em calor.

Esse tipo de concentrador é ideal para aplicações em temperatura mais elevadas (BELLOS e TZIVANIDIS, 2018), superiores a 1500°C, utilizando ciclos de alta conversão de energia. Esse tipo de concentrador pode ser utilizado como um sistema independente ou como um conjunto integrado de concentradores PDR.

Devido à sua capacidade de suportar altas temperaturas, os concentradores do tipo PDR são os menos convenientes para aplicação, uma vez que requerem sistemas de tubulação e bombeamento resistentes a temperaturas muito altas e sofrem perdas térmicas de transporte muito altas (BARLEV *et al.*, 2011). Além disso, para esse tipo de sistema é exigido que um motor seja montado próximo ou nos pontos focais de cada concentrador. Assim, a máquina térmica absorve energia térmica do receptor e a usa para produzir trabalho.

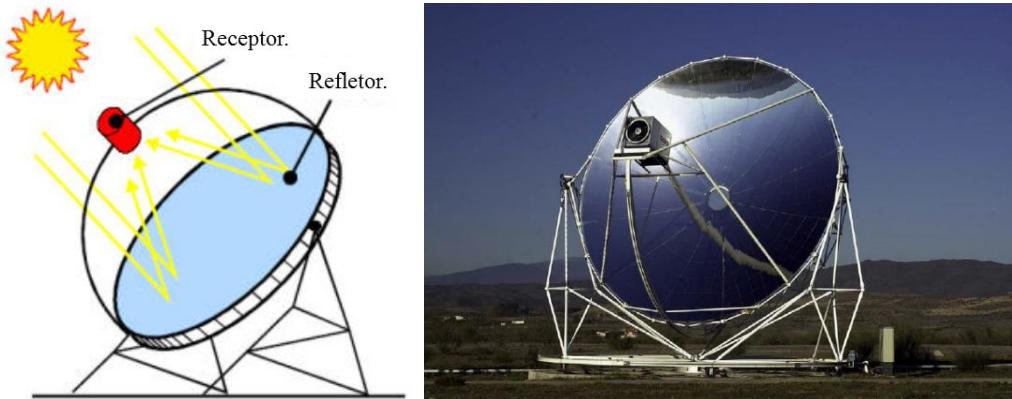


Figura 2.5. (a) Representação dos componentes de um sistema de concentradores PDR;

(b) Plataforma de espelhos de discos parabólicos de Almería, Espanha.

Fonte: SolarPACES (2021); García-Segura *et al.* (2016).

### 2.3 REFLETORES FRESNEL LINEARES

Assim como a tecnologia que utiliza CPC, os refletores Fresnel lineares (LFR), também apresentam concentração linear, ou seja, a radiação é refletida em uma linha para o elemento receptor. O sistema que compõe o sistema LFR (Figura 2.6) é constituído por um campo de espelhos, um sistema de rastreamento solar e um receptor. O campo de espelhos é formado por fileiras de espelhos independentes, que recebem a radiação solar ao longo do dia. O sistema de rastreamento solar, geralmente composto por motores de passo, é responsável pelo movimento das fileiras de espelhos ao longo do dia de modo a acompanhar o movimento do Sol. A movimentação do sistema é feita em um eixo – geralmente, Leste-Oeste – e a orientação do sistema LFR, normalmente, é a Norte-Sul.

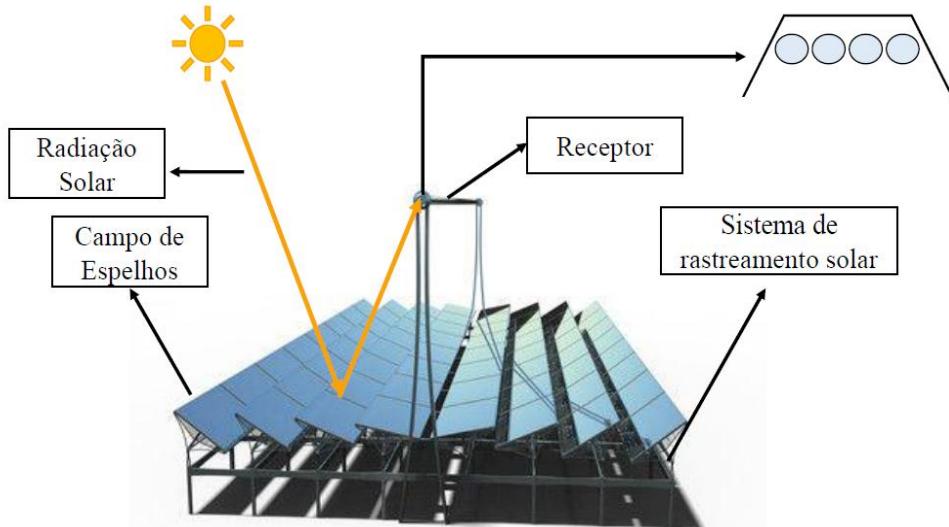


Figura 2.6. Representação de um sistema de concentradores Fresnel lineares.

O receptor recebe a radiação refletida pelo campo de espelhos e a converte em energia térmica, a qual pode ser utilizada para suprir a demanda de calor em processos industriais ou geração de eletricidade. Desta forma, o receptor precisa ser projetado de forma que a radiação seja aproveitada ao máximo no processo de transferência de calor. Assim, o receptor possui uma cavidade receptora ou concentrador secundário: a cavidade receptora, normalmente de geometria trapezoidal, possui mais de um tubo absorvedor em seu interior e as paredes internas são pintadas com uma tinta seletiva; por outro lado, o concentrador secundário possui apenas um tubo absorvedor e as suas paredes internas são constituídas por um material reflexivo. A Figura 2.7 ilustra o receptor com cavidade e com concentrador secundário. Em ambos os casos pode ser usada uma placa de vidro na base do receptor para maximizar a transferência de calor no interior do receptor. A placa de vidro também tem impacto no desempenho óptico do receptor, uma vez que sua superfície, devido à sua refletividade, influencia na reflexão dos raios solares no interior da cavidade do receptor.

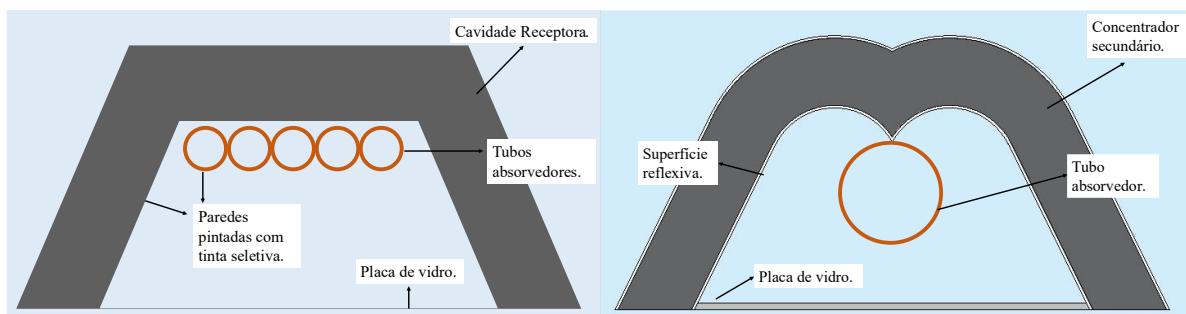


Figura 2.7. Representação das partes que compõem o receptor para a situação da cavidade receptora (esquerda) e com concentrador secundário (direita).

É importante ressaltar que as características físicas e geométricas de um sistema LFR variam, dependendo da DNI, do espaço disponível e do relevo do local de instalação da planta. Além dos aspectos geométricos, o fluido térmico, utilizado como meio para a conversão da radiação em energia térmica, é determinante para a definição da temperatura de operação do sistema LFR. Além do que, a natureza do fluido, que pode ser um óleo térmico, sal fundido, água/vapor ou metais líquidos, também influenciam no tipo de equipamento utilizado para operar a usina de geração de energia.

A Tabela 2.1 apresenta as características dos principais fluidos de trabalho utilizados em plantas LFR. Os óleos sintéticos são usados há muito tempo e são uma opção comercialmente consolidada, mesmo com limitações, como instabilidade térmica e riscos de inflamabilidade. Ao comparar o sal fundido com o óleo sintético, é possível observar que ele permite uma maior temperatura de saída de fluido, e consequentemente, a eficiência do ciclo também é maior. Porém, sua solidificação em baixa temperatura e corrosão é um desafio. Outra possibilidade é a utilização de água/vapor, que tem baixo custo de investimento, e a alta temperatura de trabalho é atrativa, mesmo com estresse térmico devido ao escoamento bifásico. Os nanofluidos têm a vantagem de possuírem maior condutividade térmica, mas a dispersão das nanopartículas e o alto custo são um desafio para sistemas que os utilizam. Além disso, são propostos outros fluidos de trabalho, como metais líquidos, que possuem alta condutividade térmica e permitem que o sistema LFR opere em altas temperaturas, mas os altos riscos de operação são muitos e limitam as aplicações.

A vantagem do sistema LFR em relação às demais tecnologias CSP está em sua estrutura simplificada, o que facilita a montagem e manutenção do sistema. Além disso, diferente das demais tecnologias de concentração solar, nos arranjos LFR apenas os espelhos se movimentam, enquanto o receptor permanece fixo. Outra vantagem, é a utilização de espelhos planos, que reduzem consideravelmente as cargas de vento.

Entretanto, algumas limitações de projeto podem influenciar no desempenho e devem ser observadas ao projetar sistemas que utilizam a tecnologia LFR. As principais perdas devido às limitações de projeto são as perdas por sombreamento e por bloqueio dos raios entre espelhos adjacentes, sombreamento da estrutura do receptor no campo de espelhos, perdas devido ao espaçamento entre as fileiras de espelhos, efeito cosseno e perdas de fim de linha. Essas perdas serão detalhadas no Capítulo 3.

Tabela 2.1. Principais características dos fluidos de trabalho utilizados em plantas LFR.

Fluido de Trabalho	Faixa de temperatura (°C)	Vantagens	Desvantagens	Referências
Óleo Sintético	293–393	Comercialmente maduro.	Limite de temperatura. Instabilidade térmica. Alto custo. Risco de inflamabilidade.	Collares-Pereira (2017) Khandelwal <i>et al.</i> (2021) Rajendran <i>et al.</i> (2019)
Água/vapor	245–500	Não necessita trocadores de calor. Opera em altas temperaturas. Baixo custo. Ambientalmente seguro.	Complexidade de controle de determinadas propriedades devido ao escoamento bifásico. Alta pressão.	Ghodbane <i>et al.</i> (2019) Collares-Pereira (2017) Rajendran <i>et al.</i> (2019) Sá <i>et al.</i> (2021)
Sal fundido	350–565	Opera em altas temperaturas. Meio de armazenamento térmico. Relativamente de baixo custo. Ciclo termodinâmico eficiente.	Solidificação em baixa temperatura. Corrosão do metal que compõe o tubo absorvedor. Elevados requisitos de operação e manutenção durante o inverno.	Bellos <i>et al.</i> (2018) Bachelier e Jäger (2019) Collares-Pereira (2017) Rajendran <i>et al.</i> (2019) Sun <i>et al.</i> (2020)
Nanofluídos/ Nanopartículas	-	Coeficiente de transferência de calor elevado.	Mais trabalho de bombeamento. Alto custo. Problema de dispersão.	Bellos e Tzivanidis (2018) Sun (2021) Rajendran <i>et al.</i> (2019)
Sódio líquido	98–883	Opera em altas temperaturas. Alta condutividade térmica. Procedimentos de inicialização de operação rápidos.	Riscos de operação.	Bellos <i>et al.</i> (2018) Bachelier and Jäger (2019) Rajendran <i>et al.</i> (2019)

Atualmente, a tecnologia de concentradores linear Fresnel atrai muito interesse e seu desenvolvimento está avançando (MIHOUN, 2020). As características de operação das plantas LFR instaladas estão sumarizadas na Tabela 2.2, que apresenta o projeto, a localização, a situação (operacional, em construção, ou atualmente não operacional), o ano de início da operação, fluido e temperatura de trabalho e a capacidade de cada usina.

Diversas empresas investem na instalação de usinas de coletores Fresnel lineares, como a Novatec Solar, responsável pela instalação das usinas de Puerto Errado 1 e 2, ambas localizadas na Espanha e com capacidade de 1,4 MW e 30 MW, respectivamente; a Ausra, responsável pela instalação da Kimberlina Solar Thermal Power Plant, localizada nos Estados Unidos e que possui uma capacidade de 5 MW, mas que atualmente não está em operação; a eLLO, responsável pela instalação da planta eLLO Solar, que está localizada na França, iniciou

as operações em 2019 e possui uma capacidade de 9 MW; e a Rende-CSP Plant, localizada na Itália e possui uma capacidade de 1 MW (SOLARPACES, 2021).

A maior usina LFR operacional está instalada na Índia, com capacidade de 125 MW e geração de eletricidade de 280.000 MWh/ano. Além da maior usina operacional, Índia também possui uma usina em construção, a Dadri ISCC Plant, cuja previsão de geração de eletricidade é de 14.000 MWh/ano e terá uma capacidade instalada de 14 MW. Além da Índia, o Marrocos também se insere no cenário de sistema LFR com a construção de duas usinas deste tipo, a eCare Solar Thermal Project e a IRESEN 1 MWe CSP-ORC pilot Project, ambas com capacidades de 1 MW. Na China, além do projeto Dacheng Dunhuang 50 MW Molten Salt Fresnel, existem outras quatro usinas CSP em construção, cuja capacidade será de 50 MW (SolarPACES, 2021).

Tabela 2.2. Plantas de concentradores Fresnel lineares instalada no mundo

Nome do projeto	Local	Situação	Geração eletricidade estimativa MWh/ano	Início operação	Fluido trabalho	Temp Fluido	Capacidade
Augustin Fresnel 1	França	Em operação	-	2012	Água	300 °C	0,3 MW
Dacheng Dunhuang 50MW Molten Salt Fresnel	China	Em operação	214.000	2019	Sal fundido	-	50 MW
Dacheng Dunhuang - 10MW Fresnel	China	Em operação	60.000	2016	Sal Fundido	-	10 MW
Huaqiang TeraSolar 15MW Fresnel CSP Project	China	Em operação	75.000	2018	Água	-	15 MW
Dadri ISCC Plant	Índia	Em construção	14.000	2017	Água	250 °C	14 MW
Dhursar	Índia	Em operação	280.000	2014	Água/ vapor	-	125 MW
eCare Solar Thermal Project	Marrocos	Em construção	1.600	2014	Água	280 °C	1 MW
eLLO Solar Thermal Project (Llo)	França	Em operação	20.200	2019	Água	285 °C	9 MW
IRESEN 1 MWe CSP-	Marrocos	Em construção	1700	2016	Óleo Mineral	300 °C	1 MW

ORC pilot project							
Kimberlina Solar Thermal Power Plant	Estados Unidos	Atualmente não operacional		2008	Água	300 °C	5 MW
Liddell Power Station	Australia	Atualmente não operacional		2012	Água/vapor	270 °C	3 MW
Puerto Errado 1 (PE1)	Espanha	Em operação	2.000	2009	Água	270 °C	1,4 MW
Puerto Errado 2 (PE2)	Espanha	Em operação	49.000	2012	Água	270 °C	30 MW
Rende-CSP Plant	Itália	Em operação	3.000	2014	Óleo diatérmico	280 °C	1 MW
Urat 50MW Fresnel CSP project	China	Atualmente não operacional			Óleo térmico		50 MW
Zhangbei 50MW DSG Fresnel CSP project	China	Atualmente não operacional			Água/vapor		50 MW
Zhangjiakou 50MW CSG Fresnel project	China	Em desenvolvimento			Água/vapor		50 MW
Partanna MS-LFR CSP Project	Itália	Em construção		2022	Sal Fundido	545 °C	4,26 MW
Solar Heat and Power Liddell CSP Project	Australia	Atualmente não operacional	-	2004	Água	-	1 MW
Stromboli Solar CSP Project	Itália	Em construção	-	-	-	-	4 MW

Fonte: SolarPACES, 2023.

### 3 CONCEITOS ÓPTICOS PARA AVALIAÇÃO DA EFICIÊNCIA GEOMÉTRICA E DEFINIÇÃO DE PARÂMETROS GEOMÉTRICOS

Os concentradores solares possuem propriedades ópticas que variam de acordo com a geometria do sistema utilizado (DUFFIE e BECKMAN, 2013). Os ângulos de incidência dos raios solares e a inclinação dos espelhos, por exemplo, devem ser cuidadosamente definidos, uma vez que deles depende diretamente tanto a eficiência óptica quanto o fluxo de radiação incidente na abertura do receptor.

Além dos ângulos, algumas limitações de projeto podem influenciar no desempenho e devem ser observadas ao projetar sistemas que utilizam a tecnologia LFR. As principais perdas devido às limitações de projeto são as perdas por sombreamento e por bloqueio dos raios entre espelhos adjacentes, sombreamento da estrutura do receptor no campo de espelhos, perdas devido ao espaçamento entre as fileiras de espelhos, efeito cosseno e perdas de fim de linha. Assim, neste capítulo, serão detalhadas as limitações e descrita a forma como elas influenciam na performance e funcionamento do sistema LFR.

#### 3.1 ÓPTICA FUNDAMENTAL PARA COLETORES SOLARES

A concentração da radiação solar é necessária quando se deseja atingir temperaturas mais elevadas do que as obtidas com coletores de placas planas (Rabl, 1985). A definição da concentração geométrica ( $C$ ) é dada pela razão entre a área de abertura do campo de espelhos ( $A_{espelhos}$ ) e a área do receptor ( $A_{receptor}$ ), Equação (3.1).

$$C = \frac{A_{espelhos}}{A_{receptor}} \quad (3.1)$$

Associada à concentração de radiação está o Produto Concentração-Acceptação (CAP, do inglês *Concentration-Acceptance Product*), que determina o quanto o concentrador solar é próximo do ideal ( $CAP = 1$ ). De acordo com Chaves (2008), o CAP é definido como a relação entre a capacidade de concentração de radiação solar com a tolerância angular do sistema. Esse parâmetro é utilizado para quantificar o desempenho teórico máximo de um concentrador solar, considerando as limitações impostas pela própria geometria do sistema. Um valor de  $CAP = 1$  indica que o concentrador está operando próximo ao limite ideal de eficiência. Em sistemas

LFR, o CAP permite comparar diferentes geometrias e configurações do receptor quanto à sua efetividade óptica sob variações da incidência solar. O CAP é calculado através da Equação (3.2) (Santos *et al.*, 2021).

$$CAP = C \operatorname{sen}(\theta_a) \quad (3.2)$$

em que  $\theta_a$  é o ângulo de aceitação, que é definido como o maior desvio angular permitido entre a direção da radiação solar incidente e o eixo óptico do sistema de concentração, para que o raio refletido atinja o receptor, ou seja, trata-se da máxima inclinação angular admissível em relação à direção ideal de incidência, dentro da qual os raios solares continuam sendo direcionados ao receptor com eficiência satisfatória (Chaves, 2008).

### 3.2 EQUAÇÕES PARA O CÁLCULO DO ÂNGULO DOS ESPELHOS

Em sistemas que utilizam o conceito de concentração solar, a radiação precisa ser concentrada em uma pequena área – uma área focal. Nos sistemas LFR, a radiação incide em um conjunto de espelhos – planos ou levemente curvos – que se movimentam ao longo do dia a fim de acompanhar a movimentação do Sol e refletir a radiação direta para um absorvedor.

Para analisar a curvatura do conjunto de espelhos de um refletor Fresnel linear, utiliza-se como referência a Figura 3.1, em que é feita a representação dos parâmetros geométricos do coletor, onde  $H$  é a altura do receptor em relação ao plano dos eixos dos espelhos. A distância entre o eixo do espelho  $n$  e a posição central do coletor (centro do receptor) é chamada de  $Q_n$ . O ângulo de inclinação de cada espelho é dado por  $\theta_n$ . A largura de cada espelho é dada por  $W$ .

A distância focal de cada espelho,  $f_n$ , é considerada como a distância entre o centro do espelho e o centro do absorvedor. Esse vetor forma então um ângulo  $\varphi_n$  com a normal do plano dos espelhos na posição central do coletor e é chamado ângulo de incidência no absorvedor. Por último, o ângulo de incidência do Sol projetado no plano transversal dos espelhos é dado por  $\theta_l$ .

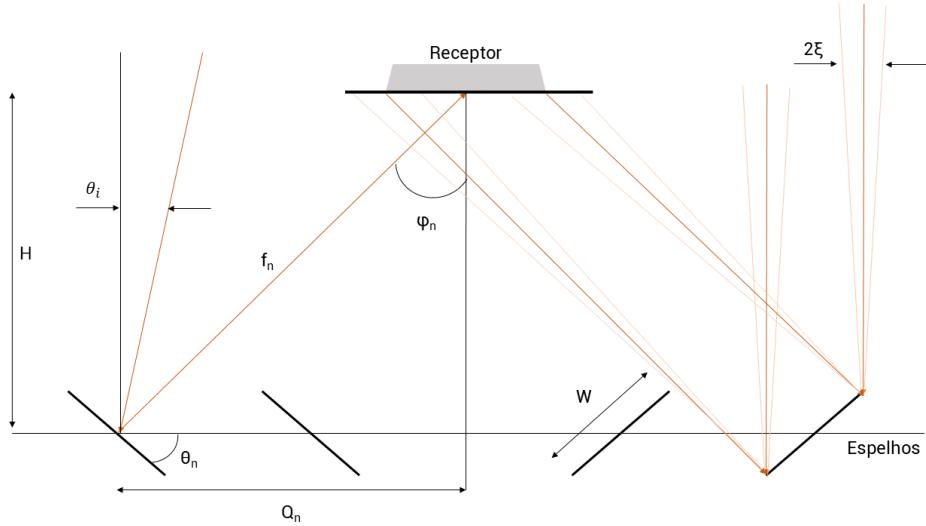


Figura 3.1. Definição dos parâmetros geométricos do refletor Fresnel linear.

Para que um feixe de raios proveniente do Sol atinja a superfície do absorvedor, é necessário que o espelho esteja inclinado  $\theta_n$  em relação à horizontal, para um espelho situado a uma distância  $Q_n$  do centro do coletor e um absorvedor situado em uma altura  $H$ . Nessa condição, o ângulo de incidência no absorvedor,  $\varphi_n$ , será dado pela Equação (3.4) a partir da Equação (3.3).

$$\tan \varphi_n = \frac{\sin \varphi_n}{\cos \varphi_n} = \frac{Q_n}{H} \quad (3.3)$$

$$\varphi_n = \tan^{-1} \left( \frac{Q_n}{H} \right) \quad (3.4)$$

O ângulo de inclinação do espelho  $n$ , dado por  $\theta_n$ , é calculado pela Equação (3.5).

$$\theta_n = \varphi_n - \frac{\varphi_n - \theta_i}{2} = \frac{\varphi_n - \theta_i}{2} \quad (3.5)$$

em que o ângulo de incidência solar,  $\theta_i$ , é dado por:

$$\theta_i = \tan^{-1} \left( \frac{\sin \theta_z \sin \gamma_s}{\cos \theta_z} \right) \quad (3.6)$$

onde  $\theta_z$  é o ângulo de zênite e  $\gamma_s$  o ângulo de azimute. A distância  $Q_n$  do espelho  $n$  em relação ao centro do coletor pode ser calculada pela Equação (3.7), utilizando a Figura 3.2 como referência.

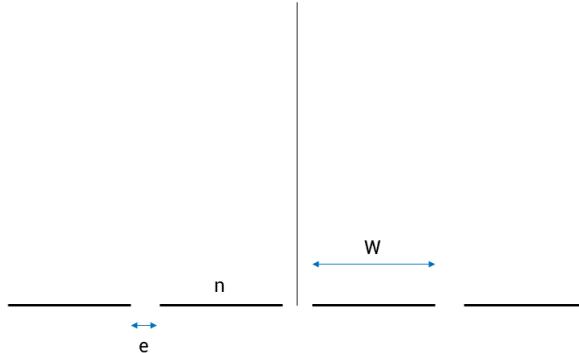


Figura 3.2. Representação das distâncias entre o centro do espelho e o centro do absorvedor e entre dois espelhos adjacentes.

$$Q_n = \frac{W}{2} + \frac{e}{2} + (n - 1)(W + e) \quad (3.7)$$

onde  $e$  é o espaçamento entre dois espelhos adjacentes e  $n$  é o número do espelho, sendo  $n = 1$  o primeiro espelho a partir do centro do coletor.

### 3.3 MODIFICADOR DO ÂNGULO DE INCIDÊNCIA (IAM)

A eficiência óptica dos concentradores solares muda de acordo com a variação na direção do ângulo de incidência do raio solar ( $\theta_i$ ). Assim, para definir a eficiência óptica seria necessário verificar o comportamento de um concentrador solar para uma ampla gama de ângulos de incidência.

Dessa forma, o conceito do modificador de ângulo de incidência (IAM, do inglês *Incidence Angle Modifier*) foi introduzido como forma de reduzir a quantidade de medidas experimentais ou pontos simulados. O IAM é definido pela razão entre a eficiência óptica para um determinado ângulo de incidência da radiação solar e a eficiência óptica correspondente à incidência normal, ou seja, quando os raios solares incidem perpendicularmente à superfície refletora do espelho.

De um modo geral, o IAM é um fator de correção do ângulo de incidência em relação ao espelho e as suas componentes são medidas tanto para o eixo longitudinal como transversal

e, para sistemas LFR, o IAM é uma grandeza bidimensional. Neste caso, de acordo com a ISO 9806: 2017 (norma que estabelece os métodos de ensaio para avaliação do desempenho térmico de coletores solares) ele não pode ser descrito por um único ângulo de incidência, ele deve ser fatorado, conforme mostra a Equação (3.8), em que os índices  $T$  e  $L$  indicam o IAM em relação ao plano transversal e longitudinal, respectivamente. A Figura 3.3 apresenta a representação angular da fatoração do IAM.

$$IAM(\theta_z, \gamma_s) \approx IAM_T(\theta_T) \cdot IAM_L(\theta_L) \quad (3.8)$$

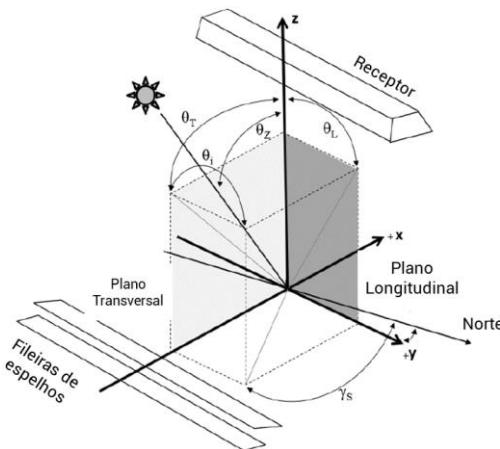


Figura 3.3 Definição do Modificador do Ângulo de Incidência (IAM).

Fonte: Heimsath *et al.* (2014)

### 3.4 MODELO DE DISTRIBUIÇÃO DE RADIAÇÃO DIFUSA: MODELO DE PEREZ

A avaliação da radiação difusa sobre superfícies inclinadas é um aspecto essencial na análise de sistemas solares de concentração, uma vez que a componente difusa pode contribuir significativamente para o balanço energético. Entre os modelos desenvolvidos para estimar essa distribuição, o proposto por Perez *et al.* (1987) é um dos mais amplamente utilizados e aceitos na literatura (DUFFIE; BECKMAN, 2013).

O modelo de Perez parte da hipótese de que a distribuição da radiação difusa no céu é anisotrópica, isto é, não homogênea. O modelo considera que a radiância se distribui de forma uniforme em todo o céu, com exceção de duas regiões específicas: uma em torno do disco solar e outra próxima ao horizonte – onde os valores da radiância difusa são incrementados. A intensidade desse acréscimo é determinada em função de três parâmetros que descrevem a

condição do céu em cada instante, os quais estão associados à radiação difusa, à relação entre a radiação direta e difusa e ao ângulo de zênite do Sol. A forma desse modelo é dada pela Equação (3.9).

$$I_{d\beta} = I_d \left[ 0,5(1 + \cos \beta)(1 - F_1) + F_1 \left( \frac{\cos \theta_i}{\cos \theta_z} \right) + F_2 \sin \beta \right] \quad (3.9)$$

em que  $I_{d\beta}$  é a irradiação difusa incidente;  $I_d$  é a irradiação difusa horizontal e;  $\beta$  é a inclinação da superfície em relação à horizontal. Os coeficientes  $F_1$  e  $F_2$  são obtidos através das equações empíricas.

$$F_1 = F_{11}(\varepsilon) + F_{12}(\varepsilon)\Delta + F_{13}(\varepsilon)\theta_z \quad (3.10)$$

$$F_2 = F_{21}(\varepsilon) + F_{22}(\varepsilon)\Delta + F_{23}(\varepsilon)\theta_z \quad (3.11)$$

em que  $\Delta$  é dado pela Equação (3.12), onde  $m$  é a massa de ar e  $I_{on}$  é a irradiação extraterrestre normal.

$$\Delta = \frac{I_d m}{I_{on}} \quad (3.12)$$

o termo  $\varepsilon$ , das equações (3.10) e (3.11), representa a relação entre as radiações direta e difusa e pode ser definido pela equação (3.13), onde  $I_{bn}$  representa a irradiação direta normal.

$$\varepsilon = \frac{(I_d + I_{bn})}{I_d} \quad (3.13)$$

Os valores de  $F_{ij}$ , nas equações (3.10) e (3.11) são definidos em função de  $\varepsilon$  e são encontrados na tabela de coeficientes para o modelo de Perez

Intervalo	$\epsilon$	$F_{11}$	$F_{12}$	$F_{13}$	$F_{21}$	$F_{22}$	$F_{23}$
1	1,000 a 1,056	-0,042	0,550	-0,044	-0,120	0,138	-0,034
2	1,056 a 1,253	0,261	0,559	-0,243	-0,019	0,083	-0,081
3	1,253 a 1,586	0,481	0,460	-0,354	0,077	0,006	-0,116
4	1,586 a 2,134	0,825	0,187	-0,532	0,172	-0,050	-0,151
5	2,134 a 3,230	1,102	-0,299	-0,586	0,350	-0,398	-0,171
6	3,230 a 5,980	1,226	-0,451	-0,617	0,444	-0,949	-0,073
7	5,980 a 10,080	1,367	-0,838	-0,655	0,431	-1,750	0,094
8	10,080 a $\infty$	0,978	-0,812	-0,393	0,335	-2,160	0,186

Figura 3.4 Coeficientes para o modelo de Perez.  
Fonte: Macagnan, 2010.

### 3.5 FATOR DE INTERCEPTAÇÃO

O fator de interceptação (IF, do inglês *Intercept Factor*) é definida como a fração da radiação refletida que incide na superfície absorvedora do receptor (DUFFIE e BECKMAN, 2013). O IF pode ser calculado como a energia que incide no plano de abertura do receptor em função da energia que incide no campo de espelhos, conforme a Equação (3.14).

$$IF = \frac{\int I_{abs} dt}{\int I_{ce} dt} \quad (3.14)$$

em que  $I_{abs}$  representa a radiação incidente no plano do receptor e  $I_{ce}$  no campo de espelhos, respectivamente.

A Figura 3.5 representa um exemplo de distribuição do fluxo de radiação no plano do receptor de um sistema LFR; o intervalo A e B representa o limite em que a abertura do receptor está inserida.

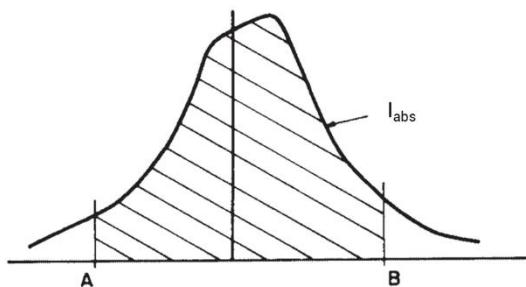


Figura 3.5. Exemplo de distribuição do fluxo de radiação solar no plano de abertura do receptor de um sistema LFR.

Fonte: Duffie e Beckman (2013)

### 3.6 PERDAS GEOMÉTRICAS

O desempenho de sistemas LFR depende da eficiência óptica, que por sua vez é influenciada por diferentes fenômenos geométricos que reduzem a fração de radiação efetivamente interceptada pelo receptor. Entre esses fatores destacam-se: o efeito cosseno, as perdas por sombreamento, as perdas por bloqueio e as perdas de fim de linha. Esses mecanismos foram amplamente discutidos na literatura (DUFFIE e BECKMAN, 2013; RABL, 1985; SHARMA *et al.*, 2015), e serão descritos a seguir.

#### 3.6.1 Efeito cosseno

O efeito cosseno é uma perda óptica que ocorre devido à diferença entre o ângulo de incidência da radiação direta e a orientação da superfície refletora. Os seja, quando a superfície de incidência da radiação solar estiver posicionada perpendicularmente à direção da radiação solar, a radiação refletida será máxima. Entretanto, quando a superfície do espelho não estiver posicionada de forma perpendicular à direção da radiação solar, a potência de reflexão é reduzida em função do cosseno do ângulo entre a reta normal da superfície e a direção da radiação. O efeito é uma redução da potência refletida pelo campo de espelhos e é representado através da Figura 3.6

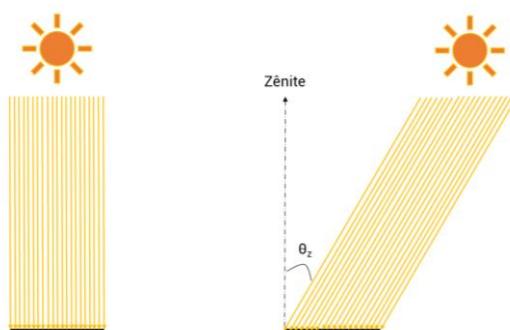


Figura 3.6 Perdas devido ao efeito cosseno.

Em termos de quantificação de perdas ópticas, as perdas pelo efeito cosseno são as mais simples de serem determinadas, uma vez que o ângulo de elevação solar é conhecido. A Equação (3.15) mostra como é determinado índice do efeito cosseno ( $\eta_{cos}$ ), em que  $\theta_i$  representa o ângulo de incidência.

$$f_{cos} = \cos \theta_i \quad (3.15)$$

### 3.6.2 Perdas por sombreamento dos espelhos e da estrutura do receptor

Como os espelhos estão posicionados em eixos paralelos e cada fileira possui uma dada inclinação, uma parcela de cada fileira de espelhos é sombreada pela fileira adjacente acarretando uma área escura que não recebe radiação. Este tipo de limitação geométrica é chamado de perda por sombreamento e é ilustrada na Figura 3.7.

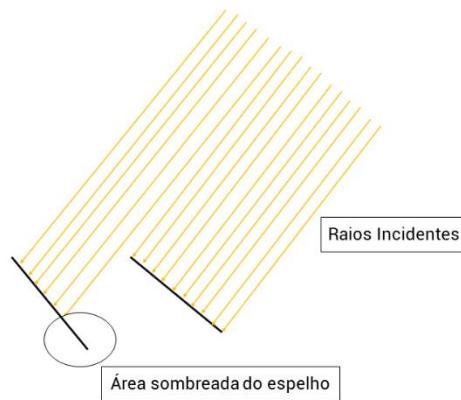


Figura 3.7 Perdas por sombreamento dos espelhos.

A fração sombreada ( $f_{somb}$ ) pode ser expressa pela Equação (3.16), onde  $A_{sombreada}$  é a área de espelhos sombreada e por ser aproximada geometricamente pela Equação (3.17).

$$f_{somb} = \frac{A_{sombreada}}{A_{espelhos}} \quad (3.16)$$

$$A_{sombreada} = L \cdot \max(0, d_{sombra} - e) \quad (3.17)$$

em que  $L$  é o comprimento do espelhos;  $d_{sombra}$  é a largura da sombra projetada e;  $e$  representa o espaçamento entre os espelhos. Se  $d_{sombra} > e$ , significa que a projeção da sombra do espelho adjacente é maior que o espaçamento entre eles. Se  $d_{sombra} \leq e$ , a sombra não é projetada na área útil do espelho e  $A_{sombreada} = 0$ .

Além do sombreamento entre fileiras adjacentes de espelhos, o receptor – que é posicionado a uma altura pré-definida em relação ao campo de espelhos – também pode projetar sua sombra sobre o campo de espelhos, acarretando outras áreas escuras que impedem a incidência de raios solares. A Figura 3.8 mostra esse tipo de perda.

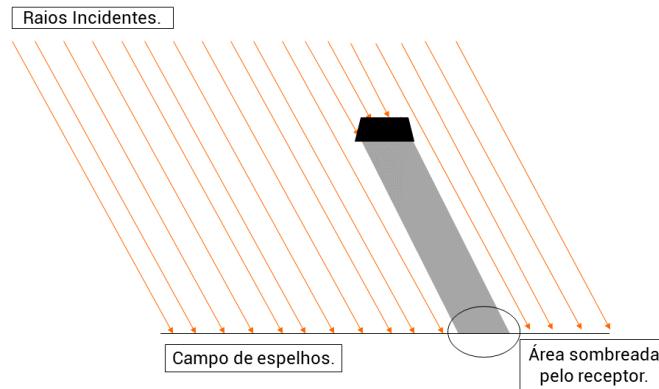


Figura 3.8 Perdas devido ao sombreamento da estrutura do receptor.

### 3.6.3 Perdas por bloqueio

A perda por bloqueio se refere à perda de radiação refletida que, em vez de atingir o receptor, é interceptada pela parte de trás do espelho adjacente, conforme mostra a Figura 3.9.

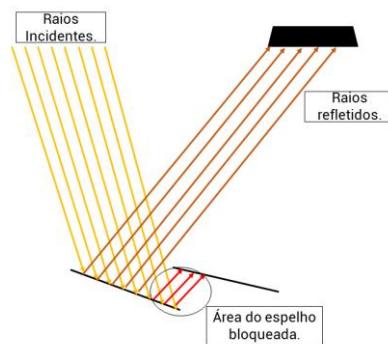


Figura 3.9. Perdas por bloqueio de raios que refletem na parte de trás do espelho adjacente.

A fração bloqueada ( $f_{bloq}$ ) pode ser definida pela Equação (3.18), em que  $A_{bloq}$  representa a área de espelhos bloqueada.

$$f_{bloq} = \frac{A_{bloq}}{A_{espelhos}} \quad (3.18)$$

Para determinar a área bloqueada, é necessário saber a largura bloqueada ( $w_{bloq}$ ). Para isso, considera-se a primeira lei da reflexão, segundo a qual o raio incidente com ângulo  $\theta_i$  em relação à normal da superfície reflete com o mesmo ângulo. A partir desse princípio, é possível determinar a direção de propagação do raio refletido.

Na sequência, traça-se o caminho do raio refletido, partindo das bordas do espelho. O prolongamento desse raio em direção ao receptor define a trajetória teórica da radiação. Em seguida, procede-se à verificação geométrica: caso o raio refletido cruze o espaço vazio sem obstáculos, não há bloqueio; entretanto, se essa trajetória interceptar a posição de um espelho vizinho, significa que parte da reflexão será perdida.

A fração bloqueada é definida pelo ponto de interseção do raio refletido com o espelho vizinho, que delimita a largura útil do espelho analisado. A diferença entre a largura total e a largura útil corresponde à largura bloqueada,  $w_{bloq}$ .

### 3.6.4 Perdas de fim de linha

O Sol apresenta uma variação de elevação considerando sua trajetória aparente em relação à Terra. Assim, o movimento dos espelhos acontece no sentido transversal (Leste-Oeste), compensando o movimento aparente neste eixo. Entretanto, o Sol também se movimenta no eixo longitudinal (Norte-Sul), no qual não há movimentação dos espelhos e, consequentemente, uma parte dos raios não atingem o receptor. Este efeito é chamado de perdas de fim de linha e está representado na Figura 3.10.

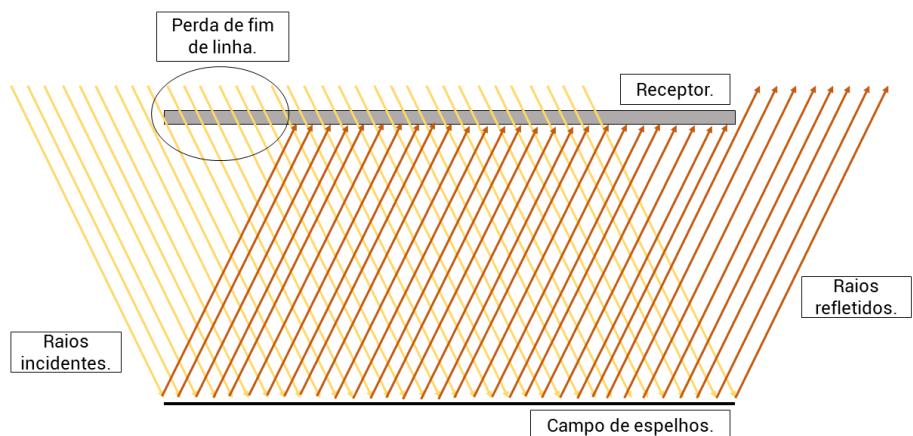


Figura 3.10. Perdas de fim de linha.

Este tipo de efeito é mais significativo em sistema de pequena escala, e podem representar até 33 % das perdas ópticas totais em sistemas LFR (HONGN e LARSEN, 2018; YANG *et al.*, 2018). O cálculo da fração da perda de fim de linha ( $f_{fim}$ ) é dada pela Equação (3.19), em que  $H$  é a altura do receptor e  $\theta_L$  o ângulo de incidência longitudinal.

$$f_{fim} = \frac{H}{L} \tan \theta_L \quad (3.19)$$

### 3.6.5 Perdas devido ao espaçamento entre as fileiras de espelhos

Para que ocorra a movimentação de cada fileira de espelhos de forma independente e segura, sem que elas encostem, é necessário que tenha um espaçamento – mesmo que mínimo – entre cada fileira. Assim, parte da radiação que incide no campo de espelhos se perde nesse vão entre as fileiras de espelhos, conforme a Figura 3.11, o que implica uma perda óptica.

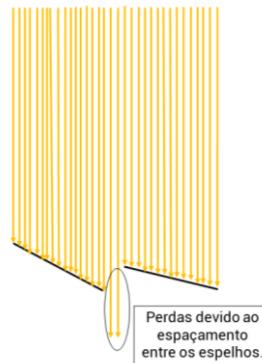


Figura 3.11. Perdas de raios solares devido ao espaçamento entre as fileiras de espelhos.

## 3.7 EFICIÊNCIA ÓPTICA

A eficiência óptica expressa a fração da radiação direta normal (DNI) que, após ser refletida pelos espelhos, é efetivamente absorvida pelo receptor. Esse parâmetro incorpora os efeitos combinados de diferentes mecanismos ópticos e geométricos que influenciam a captação de energia, tais como: a refletividade ( $\rho$ ), a transmissividade ( $\tau$ ), a assortividade do absorvedor ( $\alpha$ ), perdas geométricas e o efeito do ângulo de incidência da radiação solar (IAM). Dessa

forma, a eficiência óptica – dada pela Equação (3.20) – representa a capacidade do sistema em converter a radiação incidente em energia útil no receptor.

$$\eta_0 = \rho \cdot \tau \cdot \alpha \cdot IF \cdot IAM \quad (3.20)$$

Observa-se que o fator de interceptação é uma das componentes da eficiência óptica, sendo esta última mais abrangente por contemplar tanto os aspectos geométricos quanto as características ópticas dos materiais que compõem o sistema.

## 4 ANÁLISE DA TRANSFERÊNCIA DE CALOR NO RECEPTOR DO CONCENTRADOR FRESNEL DE CAVIDADE TRAPEZOIDAL

Os processos de transferência de calor envolvidos na conversão da radiação solar em energia térmica são essenciais para analisar a performance do sistema LFR, bem como para quantificar a sua eficiência. Portanto, nesta seção, serão considerados os processos de transferência de calor que ocorrem no receptor do sistema LFR.

Para analisar como esses processos ocorrem, são aplicados balanços térmicos no receptor, que pode ser composto por uma cavidade trapezoidal ou concentrador secundário. Considerando o sistema LFR desta pesquisa, o balanço térmico será aplicado em um receptor de cavidade de formato trapezoidal que possui as paredes internas preenchidas com isolamento de lã de rocha, um tubo absorvedor que, em formato de serpentina, possui quatro voltas, com apenas uma entrada e uma saída de fluido térmico, o Paratherm HE. O tubo absorvedor é feito de aço inoxidável e a cavidade receptora é composta por chapas de aço carbono. É importante destacar que, o receptor utilizado para a análise experimental é aberto, ou seja, não possui placa de vidro em sua parte inferior.

### 4.1 ANÁLISE TÉRMICA DO RECEPTOR

Nesta seção será detalhada a análise térmica do receptor composto por cavidade receptora e tubo absorvedor.

A Figura 4.1 mostra a representação dos processos de transferência de calor no receptor, com as parcelas radiativas (*rad*), convectivas (*conv*) e condutivas (*cond*). Na figura, a cor da seta indica se a parcela de transferência de calor caracteriza-se como uma perda térmica (seta de cor vermelha) ou se ela é acrescentada ao calor útil (seta de cor azul) do sistema. A seguir serão apresentados os equacionamentos para a caracterização do modelo térmico, bem como os balanços térmicos aplicados em cada superfície envolvida na troca térmica (tubos absorvedores e cavidade trapezoidal).

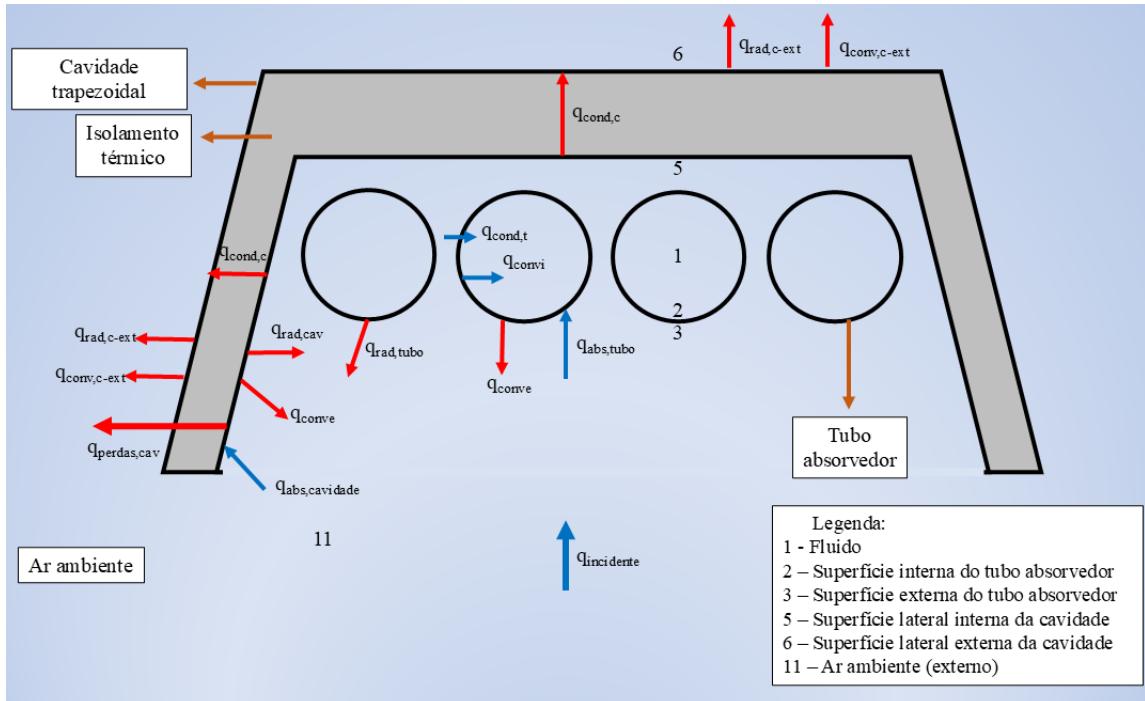


Figura 4.1 Representação dos processos de transferência de calor no receptor.

#### 4.1.1 Taxas de Radiação Incidentes

A taxa de radiação que incide na abertura do receptor,  $q_{incidente}$ , é definida através do produto entre a DNI, a área do campo de espelhos ( $A_{espelhos}$ ) e a eficiência óptica,  $\eta_0$ , que representa as parcelas de perdas ópticas referentes à sujeira no espelho, sombreamento e bloqueio de raios solares e outras perdas envolvidas no processo, as quais já foram descritas na seção 3.6. A relação é dada pela Equação (4.1).

$$q_{incidente} = DNI \ A_{espelhos} \ \eta_0 \quad (4.1)$$

A taxa de radiação absorvida pelo tubo absorvedor ( $q_{abs,tubo}$ ) é dada pela Equação (4.2), em que  $\alpha_{tubo}$  é a absorvividade do tubo.

$$q_{abs,tubo} = q_{incidente} \alpha_{tubo} \quad (4.2)$$

A taxa de radiação absorvida pelas paredes internas da cavidade ( $q_{abs,cavidade}$ ) é dada pela Equação (4.3) em que  $\alpha_{cavidade}$  é a absorvividade da cavidade receptora.

$$q_{abs,cavidade} = q_{incidente} \alpha_{cavidade} \quad (4.3)$$

#### 4.1.2 Balanços Térmicos

Os balanços de energia para as superfícies externa e interna do tubo absorvedor e da cavidade receptora são apresentados pelas Equações (4.4) e (4.5), em que  $q$  representa as taxas de transferência de calor, os índices representam o processo – convecção, condução ou radiação – e as superfícies em que ocorre a troca térmica.

A partir da radiação incidente, a taxa de calor absorvida no tubo ( $q_{abs,tubo}$ ), será conduzida através da parede do tubo ( $q_{cond,t}$ ), mas parte será emitida ( $q_{rad,tc}$ ) e parte transferida por convecção para o interior da cavidade ( $q_{conve}$ ).

$$q_{abs,tubo} = q_{cond,t} + q_{rad,tc} + q_{conve} \quad (4.4)$$

A taxa de calor transferida por convecção para o fluido ( $q_{convi}$ ) é igual a taxa conduzida através da parede do tubo, ou:

$$q_{convi} = q_{cond,t} \quad (4.5)$$

A taxa de calor absorvida pela superfície interna da cavidade ( $q_{abs,cavidade}$ )

$$q_{abs,cavidade} = q_{rad,tc} + q_{conv_{ce}} + q_{perdas,cav} \quad (4.6)$$

#### 4.1.3 Taxas de transferência de calor por convecção

##### 4.1.3.1 Troca térmica por convecção forçada entre o Fluido de Troca Térmica e a superfície interna do tubo absorvedor

A taxa de transferência de calor por convecção ( $q_{convi}$ ) entre o FTC e a superfície interna do tubo absorvedor é dada pela Equação (4.7), em que  $h_i$  é o coeficiente de transferência de

calor por convecção,  $A_{si}$  é a área da superfície interna do tubo absorvedor e  $T_{m,fluido}$  e  $T_{si}$  são as temperaturas média do fluido e na superfície interna do tubo absorvedor, respectivamente.

$$q_{convi} = h_i A_{si} (T_{m,fluido} - T_{si}) \quad (4.7)$$

O coeficiente de transferência de calor por convecção depende do regime de escoamento do fluido, dado pelo número de Reynolds,  $Re$ , Equação (4.8).

$$Re = \frac{\dot{m} D}{\mu A_{st}} \quad (4.8)$$

em que  $\dot{m}$  é a vazão mássica,  $\mu$  é a viscosidade do FTC e  $A_{st}$  a área da seção transversal do tubo.

O coeficiente de transferência de calor,  $hi$ , é obtido a partir do número adimensional de Nusselt ( $Nu$ ) considerando a condutividade térmica ( $k_{fluido}$ ) e o diâmetro interno do tubo absorvedor ( $D_i$ ), como indica a Equação (4.9).

$$h_i = \frac{Nu k_{fluido}}{D_i} \quad (4.9)$$

Para escoamento interno, com o número de Reynolds na faixa de  $3 \times 10^3$  a  $5 \times 10^6$ , é utilizada a correlação de Gnielinski (1976) e o fator de atrito ( $f$ ) é dado pela correlação de Petukhov (1970), conforme apresentadas abaixo:

$$\left\{ \begin{array}{l} Nu = \frac{\left(f/8\right)(Re - 1000)Pr}{1,07 + 12,7\left(f/8\right)^{1/2}\left(Pr^{2/3} - 1\right)} \\ f = (0,79 \ln(Re) - 1,64)^{-2} \end{array} \right. \quad (4.10)$$

em que  $Pr$ , é o número de Prandtl.

#### 4.1.3.2 Processos de troca de calor por convecção no interior da cavidade receptora

A troca térmica entre a superfície externa do tubo absorvedor e o ar dentro da cavidade receptora, ocorre por convecção natural ( $q_{conve}$ ) e é dada pela Equação (4.11), em que  $h_e$  é o coeficiente de transferência de calor por convecção,  $A_{se}$  é a área externa do tubo absorvedor e  $T_{se}$  e  $T_{ar-cav}$  são as temperaturas da superfície externa do tubo e do ar dentro cavidade, respectivamente.

$$q_{conve} = h_e A_e (T_{se} - T_{amb}) \quad (4.11)$$

O coeficiente de transferência de calor é calculado a partir do número de Nusselt,  $Nu$ , Equação (4.12), porém aplicando-a para as características da parede externa do tubo absorvedor e do ar dentro da cavidade receptora. A correlação para  $Nu$  neste caso, é dado através da Equação (4.12), em que o número adimensional de Rayleigh ( $Ra$ ), Equação (4.13), caracteriza o tipo de escoamento na convecção natural:

$$Nu = \left\{ 0,6 + \frac{0,387 Ra^{1/6}}{\left[ \left( 1 + \frac{0,559}{Pr} \right)^{9/16} \right]^{8/27}} \right\}^2 \quad (4.12)$$

$$Ra = \frac{g \beta_{ar-cav} (T_{se} - T_{ar-cav}) D_e^3}{\alpha_{ar-cav} \nu_{ar-cav}} \quad (4.13)$$

onde  $g$  é a aceleração da gravidade;  $\beta_{ar-cav}$  é o coeficiente de expansão volumétrica;  $D_e$  é o diâmetro externo do tubo absorvedor;  $\alpha_{ar-cav}$ , a difusividade térmica e  $\nu_{ar-cav}$  é a viscosidade cinemática.

Assim como a superfície externa do tubo absorvedor troca calor com o ar interno da cavidade receptora por meio da convecção natural, as paredes internas da cavidade receptora também trocam calor por convecção com o ar interno. A transferência de calor por convecção natural dentro da cavidade receptora implica em tornar o modelo complexo, uma vez que são acrescentadas mais variáveis ao equacionamento do modelo e, além disso, por se tratar de superfícies de geometrias simples, a interação entre elas também traz complexidade ao modelo. Alguns estudos térmicos de sistemas LFR trazem essas características como Montes *et al.*

(2016) e Heimsath *et al.* (2014). Outro estudo, proposto por Mohan *et. al* (2018), considera a hipótese de que o processo de convecção pode ser considerado como condução através do ar (quase) estático dentro da cavidade. Além disso, Pigozzo (2019) apresenta, em seu modelo térmico, a discretização do receptor em elementos menores.

O modelo térmico foi desenvolvido aplicando balanços de energia nas superfícies do receptor envolvidas nas trocas de calor: superfície interna e externa do tubo absorvedor e superfície interna e externa da cavidade receptora. Foram consideradas as temperaturas do fluido, das paredes interna e externa do tubo e da parede interna da cavidade. A temperatura do ar no interior da cavidade foi aproximada à temperatura ambiente, uma vez que o receptor possui cavidade aberta, permitindo trocas livres com o meio externo. Essa abordagem simplifica o equacionamento sem comprometer significativamente a precisão dos resultados, além de estar alinhada com estudos anteriores sobre receptores LFR (Montes *et al.*, 2016; Heimsath *et al.*, 2014).

#### **4.1.4 Taxas de Transferência de Calor por Condução**

##### **4.1.4.1 Parede do tubo absorvedor**

A taxa de transferência de calor nas paredes do tubo absorvedor é calculada pela Equação (4.14), em que  $k_{tubo}$  é a condutividade térmica do material do tubo;  $T_{si}$  e  $T_{se}$  são as temperaturas das superfícies interna e externa da parede do tubo e  $D_e$  e  $D_i$  são os diâmetros interno e externo do tubo absorvedor, respectivamente.

$$q_{cond,t} = \frac{2\pi k_{tubo} L_{tubo} (T_{si} - T_{se})}{\ln (D_e/D_i)} \quad (4.14)$$

#### **4.1.5 Taxas de transferência de calor por radiação**

A taxa de transferência de calor por radiação entre superfícies, depende da orientação delas entre si. O fator de forma ( $F$ ) é uma medida da fração de energia radiante emitida por uma superfície e que é recebida por outra. É uma grandeza puramente geométrica e independe do material ou da temperatura a que estão submetidas. Os equacionamentos para os fatores de

forma serão descritos na próxima seção. As taxas de radiação calculadas, referem-se às parcelas emitidas por cada superfície – tubo absorvedor e cavidade receptora.

#### 4.1.5.1 Transferência de calor por radiação emitida pelo tubo absorvedor

A Equação (4.15) representa a radiação emitida pelo tubo absorvedor ( $q_{rad,t}$ ), onde  $F_t$  é o fator de forma do tubo absorvedor em relação ao campo de espelhos e  $\sigma$  a constante de Stefan-Boltzmann ( $5,67 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}^4$ ).

$$q_{rad,t} = A_e F_t \sigma (T_{se}^4 - T_{amb}^4) \quad (4.15)$$

#### 4.1.5.2 Transferência de calor por radiação emitida pelas paredes internas da cavidade receptora

Na Equação (4.16) é calculada a radiação emitida pela cavidade receptora ( $q_{rad,cav}$ ), em que  $F_{cav}$  é o fator de forma da cavidade em relação aos tubos absorvedores.

$$q_{rad,cav} = A_{cav,int} F_{cav} \sigma (T_{cav}^4 - T_{amb}^4) \quad (4.16)$$

### 4.1.6 Fatores de Forma

Conforme supracitado, o fator de forma é uma grandeza puramente geométrica e que depende unicamente do formato e da distância entre as superfícies. Para o receptor estudado neste caso, é necessário definir os fatores de forma entre os tubos absorvedores e campo de espelhos, cavidade trapezoidal e tubos absorvedores.

O fator de forma entre os tubos absorvedores e o campo de espelhos,  $F_t$ , é dado pela Equação (4.17) (Çengel e Ghajar, 2015) e a relação geométrica é representada pela Figura 4.2, em que  $D_e$  é o diâmetro dos tubos absorvedores,  $s$  é a distância entre os centros de cada tubo e  $A_1$  e  $A_2$  são as áreas do campo de espelhos e tubos, respectivamente.

$$F_{t-esp} = 1 - \left[ 1 - \left( \frac{D_e}{s} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} + \frac{D_e}{s} \tan^{-1} \left( \frac{s^2 - D_e^2}{D_e^2} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (4.17)$$

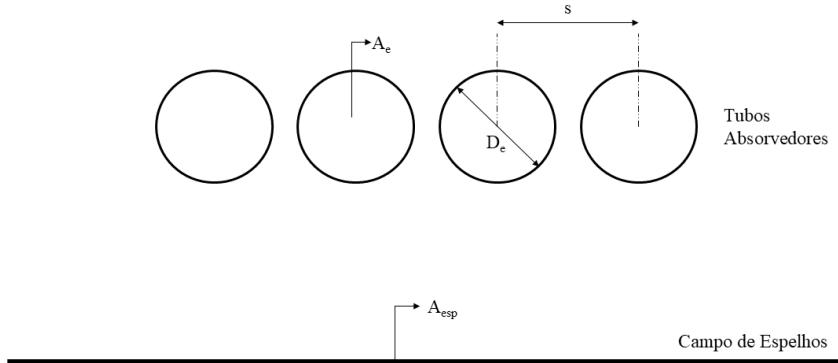


Figura 4.2 Representação da relação geométrica entre os tubos absorvedores e o campo de espelho para a determinação do fator de forma,  $F_{t-c}$ .

Algumas relações para fator de forma já estão estabelecidas na literatura, como é o caso dos tubos e campo de espelhos. Entretanto, para outros casos, é necessário definir ou fazer algumas aproximações geométricas para simplificar o cálculo, como é o caso da relação entre o tubo absorvedor e a cavidade trapezoidal. Foram consideradas as três superfícies do trapézio como perpendiculares ao eixo do cilindro. Além disso, o trapézio foi considerado como um elemento plano ao cilindro de comprimento e raio finitos, que passa por uma das extremidades do cilindro e é perpendicular ao seu eixo, conforme correlação de Hamilton e Morgan (1952). Essa relação está representada na Figura 4.3, em que  $r_e$  é o raio e  $h_{t-c}$  a distância entre tubo e cavidade receptora. Assim, o fator de forma entre os tubos e a cavidade trapezoidal,  $F_{t-c}$ , é dado pela Equação (4.18):

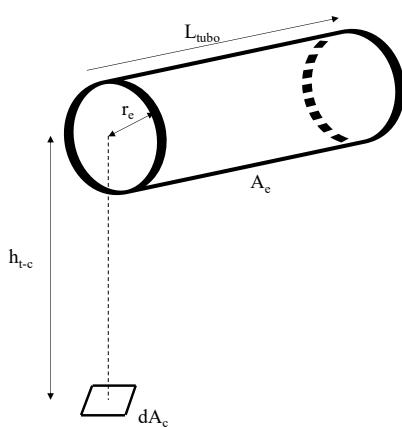


Figura 4.3 Representação geométrica do fator de forma entre tubos e cavidade receptora,  $F_{t-c}$ .

$$\begin{aligned}
 F_{t-c} = & \frac{1}{\pi H} \tan^{-1} \frac{L}{\sqrt{H^2 - 1}} \\
 & + \frac{L}{\pi} \left[ \frac{X - 2H}{H\sqrt{XY}} \tan^{-1} \sqrt{\frac{X(H-1)}{Y(H+1)}} - \frac{1}{H} \tan^{-1} \sqrt{\frac{H-1}{H+1}} \right]
 \end{aligned} \tag{4.18}$$

onde:  $L = I/r_e$ ;  $H = h_{t-c}/r_e$ ;  $X = (I+H)^2 + L^2$ ;  $Y = (I-H)^2 + L^2$ .

#### 4.1.7 Perdas através da cavidade receptora

Como as paredes da cavidade receptora estão preenchidas com isolamento de lã de rocha, as perdas foram determinadas a partir de resistências térmicas, conforme mostra a Figura 4.4. A perda térmica através da parede da cavidade receptora ( $q_{perdas,cav}$ ) é calculada a partir das Equações (4.19) e (4.20), em que  $R_{total}$  representa a soma das resistências de condução.

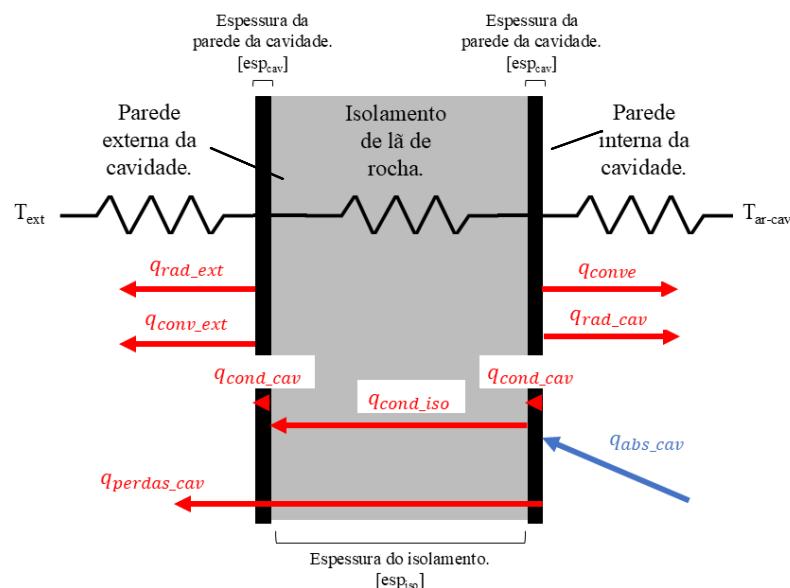


Figura 4.4 Representação da condução através das paredes da cavidade receptora a partir de resistências térmicas.

$$q_{perdas,cav} = \frac{T_{cav} - T_{ext}}{R_{total}} \tag{4.19}$$

$$R_{total} = 2 \cdot R_{cond\_cav} + R_{cond\_isol} + \frac{R_{conv\_ext} \cdot R_{rad\_ext}}{R_{conv\_ext} + R_{rad\_ext}} \quad (4.20)$$

em que  $R_{cond\_cav}$  é a resistência de condução através da parede da cavidade receptora;  $R_{cond\_isol}$  é a resistência por condução através do material isolante na cavidade receptora que, neste estudo, é a lã de rocha;  $R_{conv\_ext}$  é a resistência térmica convectiva e;  $R_{rad\_ext}$  é a resistência térmica radiativa.

## 5 REVISÃO DO ESTADO DA ARTE

Uma das principais razões do interesse na utilização e aproveitamento da radiação solar como fonte de energia, é a sua abundância. O pioneiro na utilização de radiação solar para geração de energia foi Frank Shuman que, em 1897, construiu um protótipo em que os raios solares eram concentrados em caixas com éter. No interior dessas caixas, ele colocou tubos que geravam vapor e alimentavam um motor. Entretanto, as instalações foram destruídas durante a Primeira Guerra Mundial (BUTTI e PERLIN, 1980).

O período entre as Primeira e Segunda Guerras Mundiais foi marcado pela exploração do petróleo, produto que conduzia o desenvolvimento econômico da época, sendo assim, os estudos acerca de tecnologias de concentração solar ficaram em segundo plano. Na década de 70, com a crise do petróleo, voltou-se a investir no desenvolvimento de tecnologias para aproveitamento da radiação solar. Nesse período aconteceu a construção do SEGS (do inglês *Solar Electric Generating System* – construído em 1981), localizada na Califórnia, e que ainda opera com uma capacidade instalada de mais de 350 MW (SOLARPACES, 2021).

Conforme mostra o levantamento feito por Islam *et al.* (2018), desde a década de 80 o desenvolvimento de estudos que investigam sistemas CSP aumentou, com destaque para o período após 2017, quando houve um aumento significativo no número de artigos publicados em estudos relacionados ao tema. Entretanto, em relação às demais tecnologias de concentração solar, o estudo e desenvolvimento de pesquisas utilizando concentradores Fresnel lineares ainda é relativamente recente e possui um baixo número de plantas instaladas – do total de usinas operacionais, apenas 9 % utilizam LFR, enquanto das plantas em construção apenas 23,8 % e 16,7 % do total de plantas CSP em desenvolvimento, conforme Tabela 5.1.

Tabela 5.1. Número de plantas em operação, em desenvolvimento e em construção que utilizam concentração solar no mundo.

Tipo de planta CSP	Em operação	Em construção	Em desenvolvimento
Refletores Fresnel lineares	9	5	4
Disco parabólico	1	0	0
Cilindro Parabólico	77	10	10
Torre central	13	6	10
Total	100	21	24

Fonte: SolarPACES, 2023

Este baixo percentual deve-se ao fato de que, conforme já mencionado, dentre os sistemas CSP disponíveis, a LFR é considerada uma tecnologia de baixa concentração. Os estudos que exploram formas de melhorar o desempenho de concentradores Fresnel lineares são recentes e investigam este tema tanto no âmbito teórico e numérico, como experimental.

Além disso, os estudos analisam características de desempenho térmico e de transferência de calor, bem como a análise do fluido utilizado na troca térmica, que influencia diretamente na temperatura de trabalho e no desempenho do receptor. Os estudos ópticos, buscam melhorar a performance do sistema reduzindo as perdas relativas às limitações de projeto. Sendo assim, os subcapítulos 5.1 e 5.2 apresentarão uma revisão do estado da arte acerca de sistemas de concentração solar LFR em nível mundial e nacional, respectivamente.

Considerando apenas estudos que abordem sistemas LFR, foi feita uma busca para o mapeamento de estudos sobre o tema com a finalidade de compreender o contexto em que a tecnologia está inserida e qual o seu grau de desenvolvimento. Para este mapeamento, foi selecionada a base de dados *Scopus* e os seguintes termos de pesquisa e operadores booleanos foram utilizados: "*linear Fresnel reflector*" OR "*linear Fresnel concentrator*" OR "*linear Fresnel collector*". As informações foram coletadas considerando os termos presentes no título, no resumo e/ou nas palavras-chave da publicação.

## 5.1 ESTADO DA ARTE DA TECNOLOGIA LFR NO MUNDO

Conforme mencionado no início deste capítulo, a tecnologia LFR possui uma ampla gama de estudos que podem ser desenvolvidos, uma vez que mesmo consolidada, o uso deste tipo de concentrador ainda está em expansão, com diversas usinas em construção e outras em processo de projeto e desenvolvimento. Além disso, o aprofundamento dos estudos sobre o tema traz novos aspectos para serem analisados como por exemplo, a exploração de novas geometrias para o concentrador secundário ou para a cavidade receptora, o uso de novos FTC no tubo absorvedor, além da busca por formas de minimizar os erros geométricos devido à estrutura do concentrador LFR.

Barbón *et al.* (2018) apresentam um estudo teórico para avaliar a performance de um sistema LFR e a influência de parâmetros geométricos, como a altura do receptor, comprimento e a largura de cada fileira de espelhos na energia absorvida pelo receptor. Estes parâmetros foram utilizados também para avaliar os efeitos de sombreamento da estrutura do absorvedor no campo de espelhos. Esta análise foi feita através de simulação numérica, que mostra que um

aumento de 30% na altura do receptor leva a um aumento de quase 8% na energia absorvida, e um aumento de 30% no comprimento do espelho leva a um aumento na energia absorvida de quase 24%. Sobre a influência da altura do receptor e da largura do espelho no sombreamento do tubo absorvedor, verificaram que o índice de sombreamento aumenta à medida que a altura do receptor diminui e a largura do espelho aumenta.

Ainda sobre a influência de aspectos estruturais na performance do sistema LFR, Barbón *et al.* (2020) exploram o efeito dos erros de rastreamento solar na energia absorvida pelo receptor. As principais conclusões são que os erros devidos ao sistema de rastreamento solar têm uma influência linear nas perdas de energia: quanto maior o erro, maior a perda de energia absorvida. Em relação à influência do espelho, a energia incidente é menor para os espelhos localizados próximos às bordas do campo do espelho, conforme mostrado na Figura 5.1. Além disso, os autores concluem que o receptor composto somente por um tubo absorvedor requer um sistema de rastreamento solar muito mais preciso, uma vez que erros que poderiam ser aceitáveis com uma cavidade receptora tornam-se totalmente inaceitável sem ela.

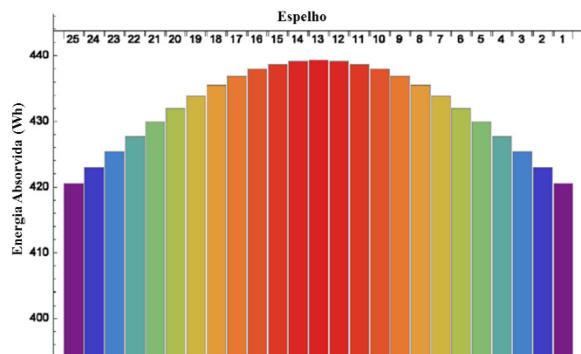


Figura 5.1. Energia incidente em cada fileira de espelho do sistema LFR.

Fonte: Adaptado de Barbón *et al.* (2020)

Conforme apresentado na Seção 3.3, IAM indica o desvio da eficiência óptica do concentrador para uma localização específica do Sol e é calculado em função dos ângulos de incidência longitudinal e transversal de acordo com as curvas características (DUFFIE e BECKMANN, 2013). A literatura apresenta diferentes estudos que preveem o desempenho óptico do sistema LFR a partir da determinação do IAM. Comumente, são empregadas técnicas de programação ou o uso de *softwares* comerciais. Em contraponto às técnicas existentes, Bellos e Tzivanidis (2018) desenvolveram expressões analíticas para a predição do IAM para

o sistema LFR, utilizando parâmetros geométricos. As equações foram testadas com dados da literatura e verificou-se uma precisão com desvio médio de até 5 %. A Figura 5.2 apresenta os resultados do modelo desenvolvido com os estudos de Qiu *et al.* (2016) e com o modelo comercial da Indústria Solar, Mirroxx (SOLARPACES, 2021). As equações podem ser aplicadas, com precisão, para diferentes configurações de sistemas LFR. Além disso, o procedimento de cálculo desenvolvido pelos autores pode ser aplicado para a otimização geométrica do sistema.

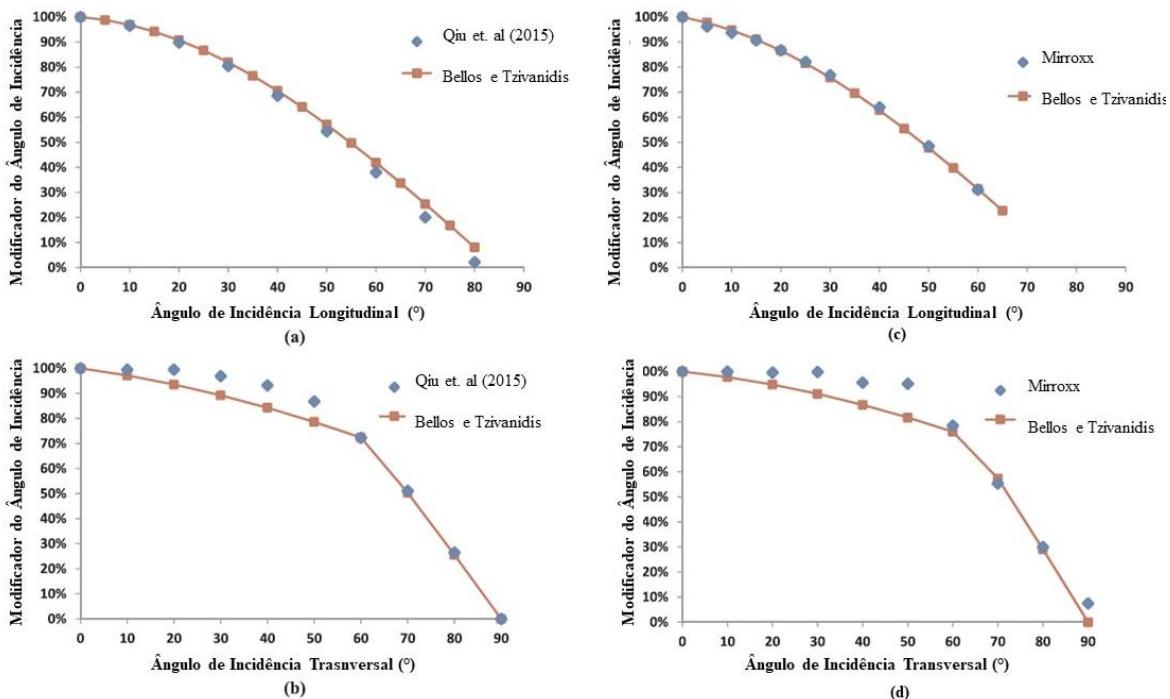


Figura 5.2. Comparação dos resultados do modelo de Bellos e Tzivanidis (2018) para cálculo de IAM com o estudo de Qiu *et al.* (2016) e com o coletor comercial da Indústria Solar (2021) quanto ao ângulo de incidência longitudinal (a) e (c) e quanto ao ângulo de incidência transversal (b) e (d).

Fonte: Adaptado de Bellos e Tzivanidis (2018)

Bellos *et al.* (2018) determinaram o desempenho diário e anual de um sistema LFR. O sistema foi analisado durante doze dias típicos durante o ano – um para cada mês. O conjunto analisado possui um receptor com concentrador secundário de formato parabólico. A análise foi realizada com o software *SolidWorks Flow Simulation*, enquanto o desempenho diário foi obtido a partir de uma rotina de cálculo desenvolvida pelos autores. Assim como Bellos e Tzivanidis (2018), os autores também analisaram o IAM, conforme é mostrado na Figura 5.3.

Geralmente, o IAM na direção transversal tem comportamento semelhante durante os meses, pois o Sol possui uma trajetória similar no sentido leste-oeste todos os dias. Em contrapartida, o IAM na direção longitudinal tem um perfil diferente nos meses de outubro a fevereiro em relação aos meses de março a setembro. Essa diferença possui influência direta nas perdas de fim de linha, que são maiores durante o inverno, independente do hemisfério.

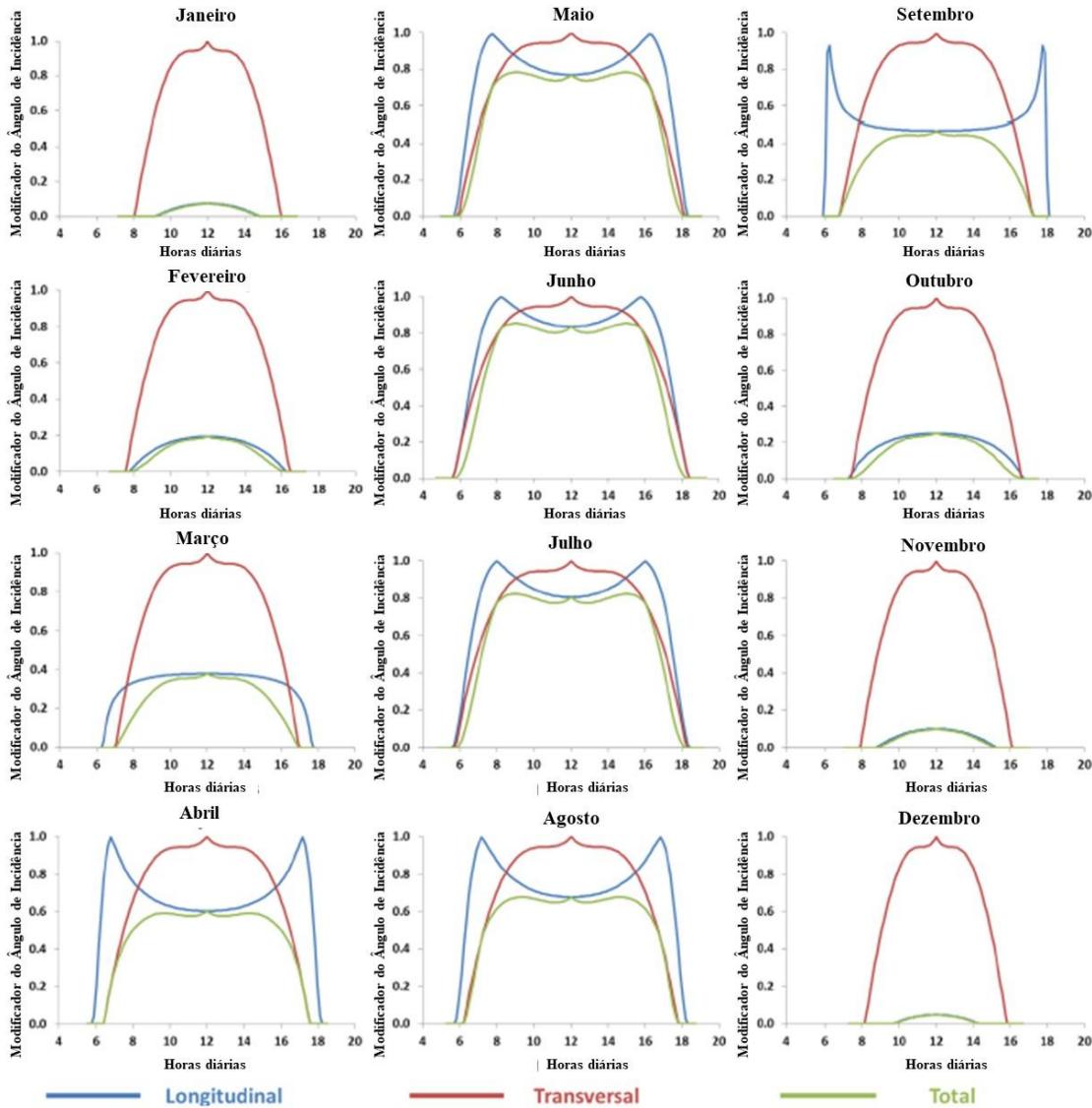


Figura 5.3. Modificador do ângulo de incidência para doze dias típicos - um para cada mês do ano.

Fonte: Adaptado de Bellos *et al.* (2018)

O desempenho do sistema LFR, determinado por Bellos *et al.* (2018), é mostrado na Figura 5.4. Ela indica que durante os meses de setembro a fevereiro, a energia solar possui um potencial satisfatório, porém a energia disponível é muito baixa – uma das influências do IAM

longitudinal, conforme mostrado na Figura 5.3. Por outro lado, o período de abril a agosto é o mais benéfico, enquanto setembro e março são os meses transitórios com uma produção de calor útil relativamente baixa. O IAM médio anual é de 37%.

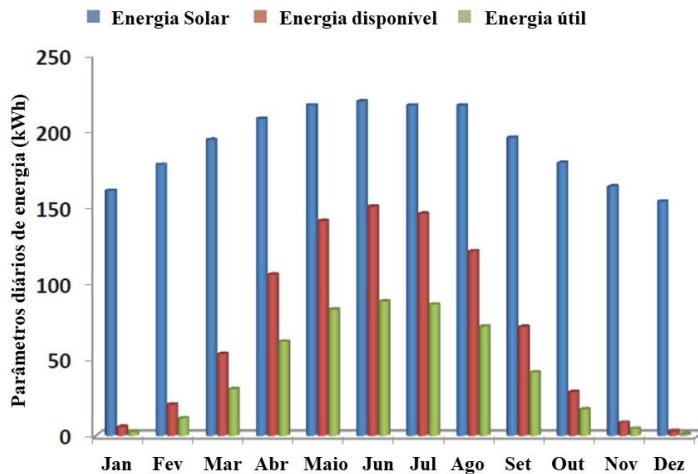


Figura 5.4. Performance diária para o coletor durante os doze dias típicos – um para cada mês.

Fonte: Adaptado de Bellos *et al.* (2018)

Conforme já mencionado na seção 2.3, os concentradores Fresnel lineares apresentam algumas limitações de projeto, como o sombreamento entre espelhos de fileiras adjacentes e bloqueio de raios solares. Para isso, estudos de natureza óptica são de extrema importância, como o que foi desenvolvido por Sharma *et al.* (2015). Neste estudo, foram analisadas as perdas por sombreamento e bloqueio de raios nos espelhos, perdas de fim de linha e devido ao efeito cosseno e às características geométricas, como o comprimento, a largura e a altura do receptor, o número de fileiras de espelhos e o espaçamento entre elas, além do ângulo de orientação do coletor e a sua localização. Os autores verificaram que as perdas anuais devido ao efeito cosseno são maiores para a orientação Leste-Oeste – podem chegar a 32,7% enquanto para a orientação norte-sul, essas perdas se reduzem a 25,1%. Além do que, ao analisar locais com altitudes mais elevadas, verificou-se que estes sofrem as maiores perdas relacionadas ao sombreamento de raios quando comparado com locais de altitudes menores. Para qualquer local, a orientação Norte-Sul resulta no sombreamento mais alto. Ainda, foi descoberto que as perdas ópticas devido aos efeitos de bloqueio podem chegar à 20%.

Estes resultados corroboram o que foi encontrado por Hongn *et al.* (2015), que também propuseram um método para determinação de perdas de fim de linha e verificaram que estas são causadas não só pela geometria do sistema, mas também pela sua localização. Os autores também verificaram que as perdas de fim de linha têm maior influência em locais de altas

latitudes e podem fazer com que o absorvedor fique completamente na sombra em dias de inverno. Uma alternativa proposta pelos autores é exceder o comprimento do receptor em relação ao comprimento das fileiras de espelhos, garantindo que quantidade razoável de radiação solar chegará ao receptor a cada dia ao longo do ano.

Bellos *et al.* (2019) também propõem uma investigação de alternativas para melhorar o desempenho óptico de sistemas LFR com orientação norte-sul, visando reduzir as perdas de fim de linha – que, conforme já mencionado, são significativas em plantas LFR de pequena escala, principalmente durante o período do inverno. Para isto, foram avaliadas três alternativas, apresentadas na Figura 5.5: (1) a extensão do receptor após o concentrador; (2) o deslocamento do receptor para eliminar a área não iluminada no início do receptor e; (3) a utilização de um projeto híbrido com o receptor estendido e deslocado combinados.

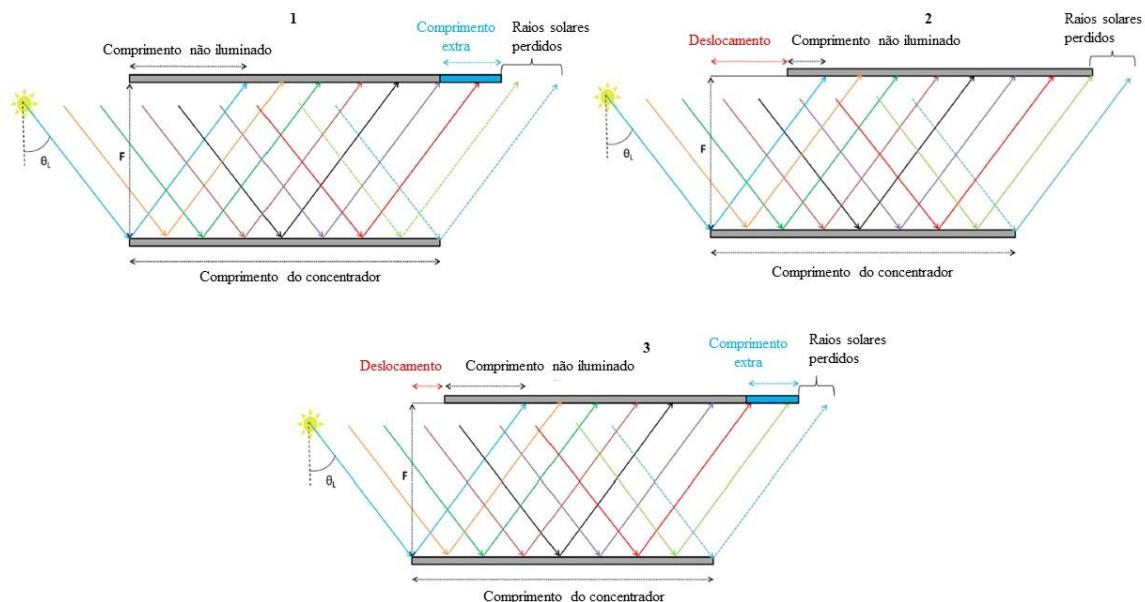


Figura 5.5. Alternativas propostas por Bellos *et al.* para reduzir as perdas de fim de linha.

Fonte: Adaptado de Bellos *et al.* (2019)

Com isto, verificou-se que o deslocamento do receptor de cerca de 20% do comprimento do coletor é capaz de melhorar o desempenho anual do sistema em cerca de 20,2%. Já o projeto híbrido é capaz de aprimorar o desempenho óptico em até 48,7% e oferece desempenho semelhante ao projeto estendido, mas com um comprimento de receptor menor. Ainda de acordo com os autores, o projeto híbrido é capaz de fornecer uma configuração mais barata do que a alternativa de receptor estendido e com um desempenho óptico semelhante.

Dabiri *et al.* (2018) analisaram um sistema LFR com receptor de cavidade trapezoidal e avaliaram as taxas de transferência de calor e as perdas térmicas. Além disso, o receptor possui seis tubos absorvedores e uma placa de vidro na base do receptor. Os autores avaliaram o efeito do ângulo da cavidade e do tamanho do tubo absorvedor a partir de um modelo numérico. Constataram que, ao aumentar o tamanho do tubo absorvedor, a transferência de calor também aumenta, como indicado na Figura 5.6a, o mesmo ocorre com o ângulo das paredes do receptor trapezoidal, indicado na Figura 5.6b. Além disso, foi observado que entre 85,2 e 91,3% da taxa total de transferência de calor ocorre por radiação e que conforme o tamanho do tubo absorvedor aumenta, a perda de calor através da placa de vidro e do isolamento da parede aumenta em cerca de 31,9%.

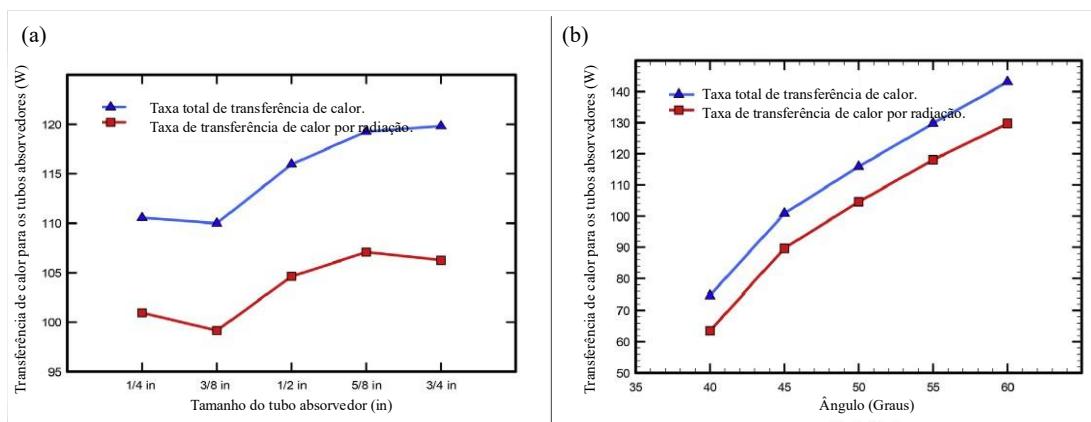


Figura 5.6. Taxa de transferência de calor para o tubo absorvedor para (a) diferentes ângulos da parede da cavidade trapezoidal e (b) diferentes tamanhos de tubo absorvedor.

Fonte: Adaptado de Dabiri *et al.* (2018)

Mohan *et al.* (2018) analisaram numericamente por CFD as perdas de transferência de calor de um receptor de cavidade trapezoidal em um sistema LFR a partir de um modelo de condução-radiação – importante ressaltar que foram desconsideradas as equações de continuidade e quantidade de movimento. Vários estudos mostraram que as perdas convectivas representam até 15% das perdas totais de calor no receptor. Por outro lado, verificaram que as velocidades de fluxo de ar são desprezíveis devido à estratificação das isotermas com ar quente aprisionado no topo da cavidade receptora, o que sugere, de acordo com os autores, que a convecção deve ser desprezível dentro da cavidade receptora. Desta forma, os autores criaram a hipótese de que o processo de convecção pode ser considerado como condução através do ar (quase) estático dentro da cavidade. O estudo foi desenvolvido a partir de um modelo numérico e comparado com um modelo de convecção-radiação, desenvolvido por Saxena *et al.* (2016), e

observaram que a diferença é mínima, menos de 1%. A Figura 5.7 mostra que as taxas de convecção e condução também são muito similares.

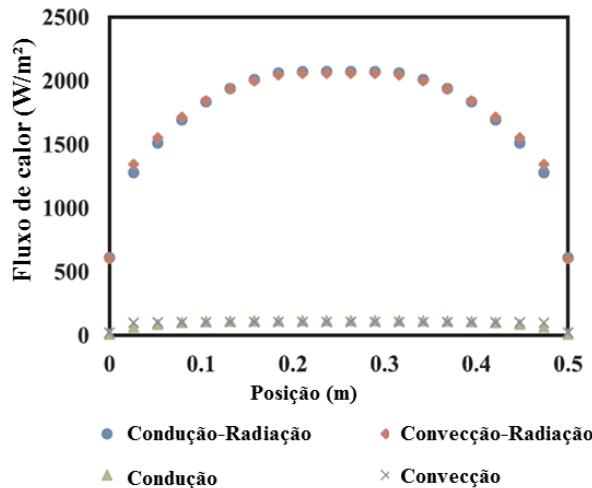


Figura 5.7. Comparação da distribuição do fluxo de calor ao longo do receptor.

Fonte: Adaptado de Mohan *et al.* (2018)

A Tabela 5.2 apresenta os valores da taxa de transferência de calor e o número de Nusselt para os modelos de condução-radiação e convecção-radiação. Além do que, são apresentados os resultados das taxas de transferência de calor por condução e convecção, especificamente.

Tabela 5.2. Taxa de transferência de calor dentro da cavidade trapezoidal.

	Convecção	Condução	Convecção-Radiação	Condução-Radiação
Taxa de transferência calor total (W)	50,06	49,00	899,90	892,27
Taxa de transferência de calor por radiação (W)	0	0	845,96	846,99

Fonte: Adaptado de Mohan *et al.* (2018)

Yang *et al.* (2018) também propuseram uma forma de minimizar as perdas de fim de linha, que podem ser responsáveis por 33% das perdas ópticas totais de um sistema LFR. Neste estudo, os autores utilizaram um sistema de rastreamento solar em dois eixos como uma forma de reduzir os efeitos da trajetória aparente do Sol. A análise foi desenvolvida a partir de um modelo de traçado de raios e de validação experimental. O sistema proposto, utiliza um receptor

fixo e um campo de espelhos orientado no sentido norte-sul e que pode ser deslizado, através de trilhos, no sentido leste-oeste (Figura 5.8). Este procedimento permite melhorar a eficiência óptica média anual em cerca de 8%–50%. Além disso, os autores sugerem que o projeto desenvolvido neste estudo seja instalado em locais onde há demanda de calor para processos industriais, que seja possível a instalação em telhados ou em áreas em torno de fábricas, por exemplo.

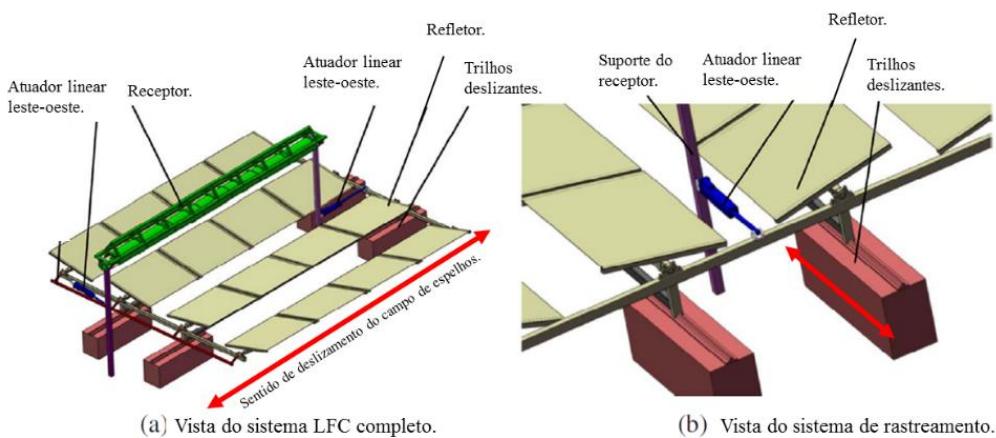


Figura 5.8. Representação do sistema de rastreamento do sistema LFR em dois eixos.

Fonte: Adaptado de Yang *et al.* (2018);

Khandelwal *et al.* (2021) apresentam uma análise comparativa do ciclo solar assistido por um sistema LFR com base em fluidos de transferência de calor, utilizando o *software* MATLAB como ferramenta. Para esta análise foram considerados os seguintes fluidos de troca térmica: sal de nitrato, sódio líquido, água e óleo, cujas propriedades estão apresentadas na Tabela 2.1. A vazão mássica foi um dos parâmetros avaliados para os diferentes fluidos. A Figura 5.9 mostra a comparação da vazão mássica dos quatro fluidos analisados em diferentes épocas do ano. O óleo térmico é comumente utilizado em plantas de concentração solar pela sua temperatura de operação de, em média, 400 °C, alta estabilidade térmica, baixo ponto de congelamento e baixo impacto ambiental. Notou-se que para diferença máxima de temperatura a vazão mássica de óleo é de 343,67 kg/s, 327,65 kg/s, 313,66 kg/s e 229,35 kg/s nos meses de abril, outubro, dezembro e julho, respectivamente. Enquanto isso, a água possui uma viscosidade mais baixa, – quando compara com óleos térmicos – porém a temperatura de operação também é menor. Com a água como fluido de troca térmica, a vazão mássica é máxima no mês de abril e mínima em julho que é 302,91 kg/s e 202,04 kg/s, respectivamente. A faixa de vazão mássica obtida com água é menor em comparação com o óleo.

Em algumas situações, sais fundidos também são usados como fluido de troca térmica, a exemplo do sal de nitrato. Os sais de nitrato são geralmente usados entre todos, porque tem alta temperatura de operação ( $565^{\circ}\text{C}$ ), embora a vazão mássica seja menor em comparação com água e óleo e é  $150,35 \text{ kg/s}$ ,  $143,34 \text{ kg/s}$ ,  $137,22 \text{ kg/s}$  e  $100,34 \text{ kg/s}$  em abril, outubro, dezembro, e julho, respectivamente. O Sódio líquido possui maior temperatura de operação e menor calor específico e, de acordo com a análise de Khandelwal *et al.* (2021), a vazão mássica máxima em abril é de  $231,52 \text{ kg/s}$ , que é maior do que o sal de nitrato, mas menor do que a água e o óleo.

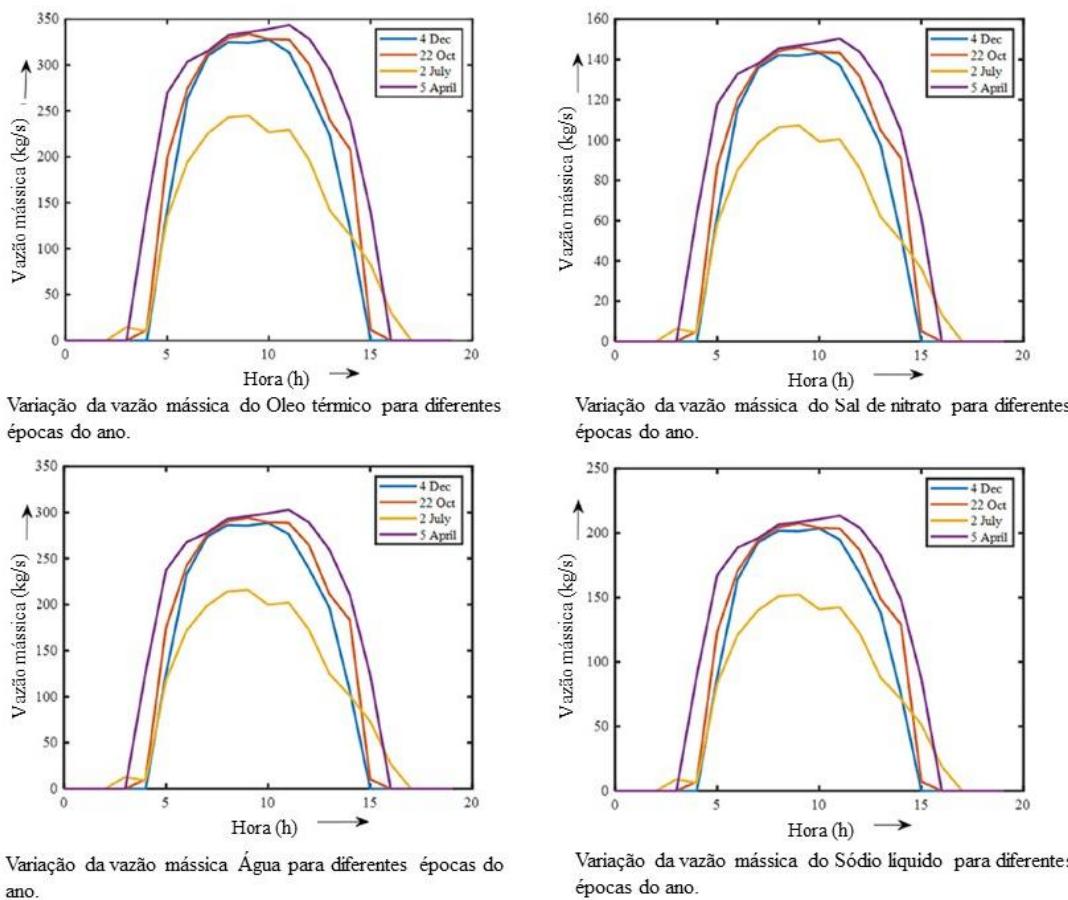


Figura 5.9. Comparação da vazão mássica em diferentes épocas do ano para diferentes FTC.

Fonte: Adaptado de Khandelwal *et al.* (2021)

Além disso, Khandelwal *et al.* (2021) verificaram que a taxa de calor útil absorvida no receptor depende da faixa de temperatura operacional e do calor específico do fluido. A partir da Figura 5.10 se pode verificar que a taxa de calor varia com a vazão mássica. Com sal de nitrato a faixa de vazão é menor quando comparada com os outros fluidos, pois apresenta maior diferença de temperatura no receptor solar para determinada incidência de radiação. No entanto,

a taxa de calor máxima pode ser obtida com o Sal de nitrato quando comparado com os outros fluidos.

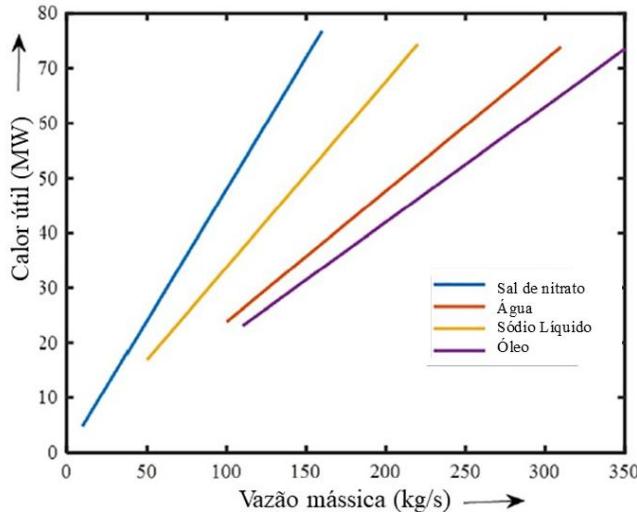


Figura 5.10. Variação do calor útil em função da vazão mássica para diferentes fluidos de troca térmica.

Fonte: Adaptado de Khandelwal *et al.* (2021)

Montes *et al.* (2022) propõem um estudo para melhorar a performance de um sistema LFR com sistema multitungos e cavidade receptora com geometria trapezoidal. A configuração do sistema utilizado é mostrada na Figura 5.11. O estudo proposto baseou-se em três critérios, que podem ser adaptados para qualquer sistema: o layout do fluxo de fluido é disposto para atender à simetria do mapa de fluxo solar; o fluido circula da zona de densidade de fluxo mais baixa para a mais alta; e a velocidade do fluido é modificada com o diâmetro do tubo, para otimizar a transferência de calor. Além disso, os autores fizeram uma generalização na metodologia de otimização, fornecendo calor em diferentes temperaturas, mostrando que a configuração que maximiza a eficiência exergética não corresponde àquela com maior eficiência energética, conforme mostra a Figura 5.12.

Na Figura 5.12 observa-se que a evolução da curva de eficiência energética difere da eficiência exergética: enquanto a eficiência energética aumenta acentuadamente para relações de diâmetros baixos e em seguida segue uma tendência estável, a eficiência exergética atinge um máximo em relações de diâmetro entre 1,1 e 1,3, aproximadamente, e então começa a diminuir. Isso porque a eficiência energética leva em conta apenas as perdas térmicas, enquanto a eficiência exergética também quantifica a queda de pressão, que pode ser elevada.

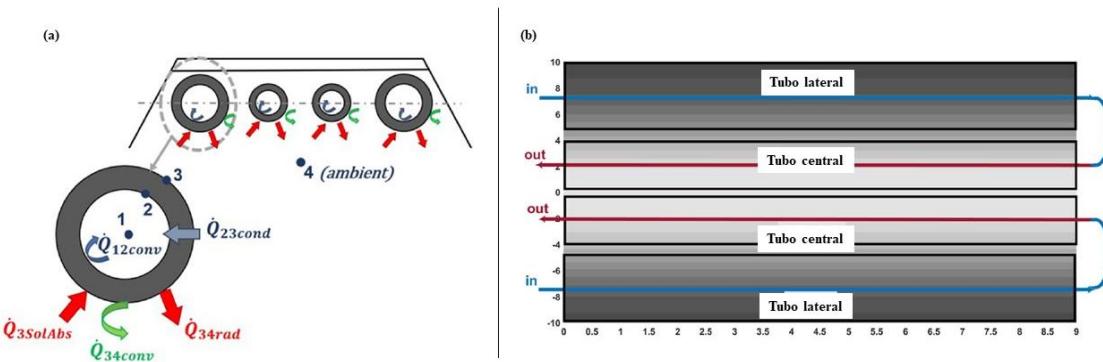


Figura 5.11. Configuração do receptor proposta por Montes *et al.* (2022): (a) representação da cavidade trapezoidal multitubos, com quatro tubos absorvedores; (b) Layout do fluxo de fluido para os quatro tubos.

Fonte: Adaptado de Montes *et al.* (2022)

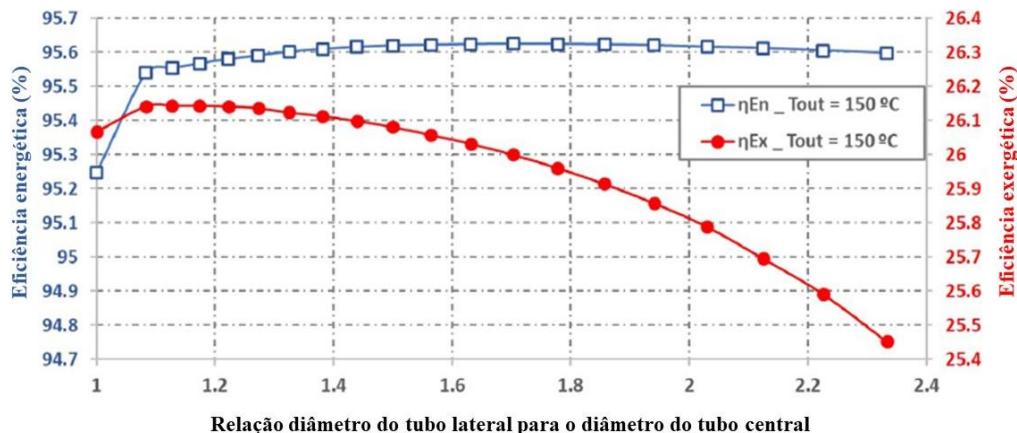


Figura 5.12. Eficiências energética e exergética em função da relação do diâmetro do tubo lateral para o diâmetro do tubo central.

Fonte: Adaptado de Montes *et al.* (2022)

A proposta de Montes *et al.* (2022) pode ser aplicada a receptores multitubos que trabalhem em temperaturas mais altas – com a possibilidade de utilizar fluidos térmicos que atinjam temperaturas mais elevadas, conforme apresentado na Tabela 2.1, onde são apresentadas as características térmicas de diferentes fluidos, além do estudo de Khandelwal *et al.* (2021).

O uso de cavidades trapezoidais possui grandes vantagens, como a utilização de mais de um tubo absorvedor e da geometria simplificada (em relação à concentradores secundários com geometrias mais complexas), além da diminuição de perdas relativas ao rastreamento solar,

conforme descrito por Barbón *et al.* (2020). Alguns estudos exploram a utilização de uma placa de vidro na base do receptor, como uma forma de isolá-lo de efeitos externos e que possam prejudicar a troca térmica no receptor. A influência da utilização da placa de vidro no desempenho óptico do sistema foi avaliada por Beltagy (2021). Para isto, ele propôs uma simulação numérica baseada no método de Monte Carlo para o traçado de raios. O receptor analisado é composto por um tubo absorvedor, concentrador secundário e uma placa de vidro. A geometria usada no concentrador secundário é a CPC. Os resultados apresentam como vantagens a melhora o desempenho térmico do receptor, criando um efeito estufa, limitando as perdas térmicas por convecção e protegendo o interior do receptor contra o vento e outras condições climáticas; porém, quando o receptor não possui placa de vidro, o desempenho óptico anual aumenta 5,6%.

Santos *et al.* (2021) propuseram uma otimização da distribuição das fileiras de concentradores primários através do critério do *Gap Angle*, que consiste no desvio máximo que o raio refletido na borda pode sofrer sem ser bloqueado pelo espelho adjacente. Portanto, a posição central de cada espelho será aquela em que o raio de borda do espelho anterior não seja bloqueado. Nesse sentido, é possível que as fileiras de espelhos tenham larguras diferentes uma em relação a outra, bem como o espaçamento entre as fileiras não ser o mesmo. O *gap angle*,  $\theta_{gap}$ , pode ser calculado através da Equação (5.1).

$$\theta_{gap} = \sin^{-1} \left( \frac{1}{C} \right) \quad (5.1)$$

Os resultados das simulações propostas pelos autores produzem um campo de concentradores mais denso, com aumento de 21% na área de espelhos e absorvendo até 14% a mais de energia.

## 5.2 ESTADO DA ARTE DOS CONCENTRADORES FRESNEL LINEARES NO BRASIL

Os trabalhos apresentados na seção anterior mostram como a tecnologia LFR é desenvolvida e como ela pode ser explorada sob diferentes perspectivas: estudos geométricos, traçado de raios, configuração do receptor, características de transferência de calor, entre outros. Mesmo que seja uma tecnologia bastante difundida e consolidada, no Brasil as pesquisas que

envolvam este tema e o aproveitamento da radiação solar através de tecnologias de concentração, de um modo geral, ainda são limitadas. Conforme citado no capítulo de Introdução, no Brasil instalações de concentração solar ainda estão em estágio inicial. Nesta seção, serão destacados estudos acerca do tema de concentração solar e refletores Fresnel lineares desenvolvidos no Brasil.

De Sá (2018) e Pigozzo (2019) apresentaram o desenvolvimento e análise de um concentrador Fresnel linear de pequena escala para geração de vapor. A bancada experimental – localizada na Universidade Federal de Santa Catarina - tem 60 m<sup>2</sup> e pode atingir temperaturas de até 230 °C. O absorvedor possui uma cavidade trapezoidal e um sistema multitubos (seis tubos absorvedores). De Sá (2018) apresentou uma análise paramétrica baseada em resultados experimentais e desenvolveu um modelo de queda de pressão para escoamento monofásico e bifásico. O modelo foi validado na bancada experimental.

Além disso, De Sá *et al.* (2021) apresentaram um estudo que descreve um conjunto de procedimentos desenvolvidos para a caracterização térmica, de forma experimental, para o sistema LFR descrito acima. Foram considerados dois conjuntos de dados: primeiro, o FTC a uma temperatura mais baixa possível, utilizado para obter a eficiência de pico óptico e o IAM; o segundo conjunto de dados, com temperaturas do fluido em uma faixa maior, utilizado para definir as perdas de calor. Aplicando os procedimentos desenvolvidos, obteve-se a convergência. A eficiência de pico óptico variou de 47 a 52%. A curva de perda de calor foi construída para temperaturas de fluido de até 130 °C.

Pigozzo (2019) analisou a transferência de calor no absorvedor por meio de um modelo teórico e o validou através de testes na bancada experimental. Foi realizada uma análise da influência da placa de vidro no desempenho do sistema: sem a placa de vidro, o sistema apresentou maior eficiência inicial e, consequentemente, maiores perdas térmicas. Além disso, para cada DNI existe um valor de temperatura em que o uso da placa de vidro na base do receptor torna-se vantajoso - para 1000 W/m<sup>2</sup> é 92 °C, e para 400 W/m<sup>2</sup> é 50 °C. Uma inovação desenvolvida para esta bancada foi o sistema de movimentação longitudinal do absorvedor, que minimiza as perdas de fim de linha.

Souza *et al.* (2021), propuseram um refletor Fresnel linear aplanático, ou seja, um novo design óptico adequado para usinas de energia solar térmica. O sistema proposto, é composto por um refletor primário segmentado e um receptor – que possui um concentrador secundário e um tubo absorvedor, conforme a representação da Figura 5.13. Os autores mostraram que ele é capaz de atingir um alto fator de interceptação, IF, em relação às calhas parabólicas convencionais – 0,84 em valores de concentração de 26 sóis.

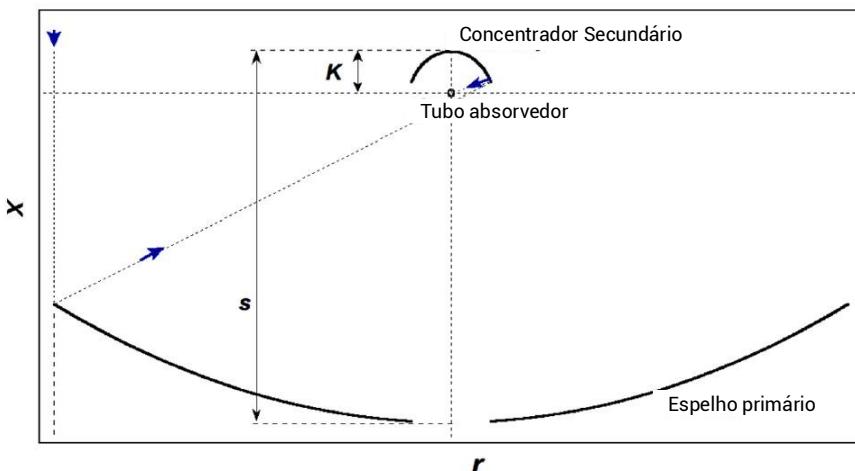


Figura 5.13 Representação do sistema de refletores Fresnel aplanáticos com espelhos primários segmentados.

Fonte: Adaptado de Souza *et al.* (2021)

Na Universidade do Vale do Rio dos Sinos são desenvolvidas pesquisas sobre coletores Fresnel lineares onde foi construída uma bancada experimental com uma área total de 25,2 m<sup>2</sup>, o campo solar é composto por 14 fileiras de espelhos e o receptor está posicionado à 3 m de altura.

O receptor é composto por uma cavidade trapezoidal e um tubo absorvedor em formato de serpentina, com quatro voltas. Além disso, para a movimentação dos espelhos, um sistema de rastreamento solar foi desenvolvido utilizando um motor de passo (Oliveira *et al.*, 2018). O FTC utilizado é o óleo térmico Paratherm HE e os resultados experimentais preliminares, encontrados por Moreira (2019), indicam uma eficiência ao redor 28% para uma variação de temperatura entre a entrada e a saída do tubo absorvedor em torno de 10 °C.

Moreira et al. (2019) desenvolveram uma análise óptica da curvatura de espelhos de um concentrador LFR e Webler *et al.* (2019) analisou o impacto das limitações geométricas de projeto no desempenho do sistema. A Figura 5.14 apresenta um gráfico das perdas geométricas considerando as limitações do projeto e os espaçamentos entre os espelhos adjacentes. As dimensões totais do campo de espelhos foram mantidas constantes, ou seja, a área total de espelhos permanece a mesma, o que varia são a largura dos espelhos e o espaçamento entre eles. A partir disso, é possível observar que à medida que aumentam as perdas devido ao efeito cosseno, também aumenta o espaçamento entre os espelhos. Isso ocorre porque, com o aumento do espaçamento entre os espelhos, a largura dos espelhos é reduzida, resultando em mais fileiras de espelhos. Isso é compensado pela redução das perdas por sombreamento. A limitação com

maior impacto nas perdas é o espaçamento entre os espelhos, que é de aproximadamente 0,2 % sem espaçamento e aumenta para 5,2% para 40 mm de espaçamento.

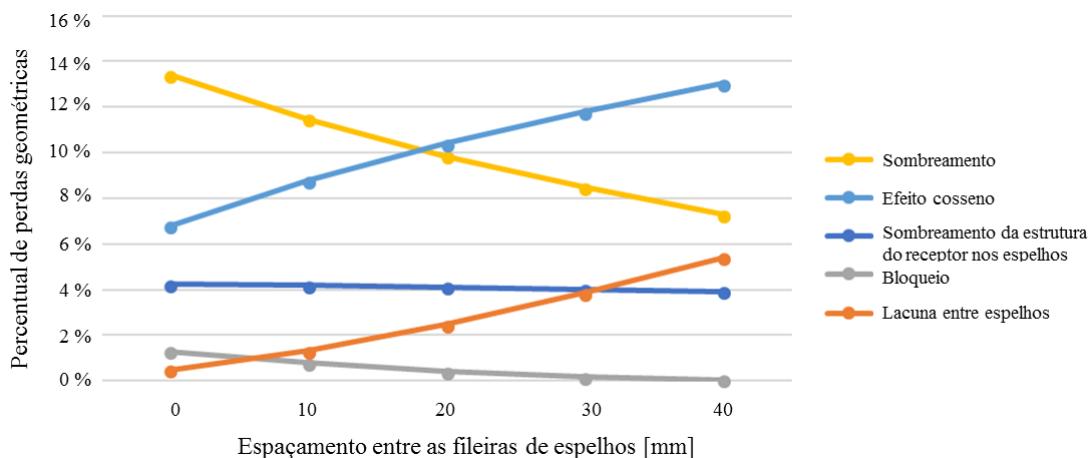


Figura 5.14. Perdas geométricas em função do espaçamento entre espelhos.

Fonte: Webler *et al.* (2019)

Scalco (2016) e Scalco *et al.* (2020) apresentaram uma análise térmica de perdas e eficiência de um receptor com um tubo absorvedor, concentrador secundário de geometria CPC (do inglês, *Compound Parabolic Concentrator*) e uma placa de vidro. Os autores aplicaram um balanço térmico considerando cada componente do receptor na troca térmica. Além disso, foram consideradas a radiação emitida de cada superfície, as radiosidades (considerando a emissão e a reflexão) e os fatores de forma. O FTC usado para a análise foi o Therminol VP-1. Foi observado que as perdas térmicas aumentam com o aumento da emissividade, visto que a transferência de calor por radiação aumenta. Além disso, foi verificado que para comprimentos menores do tubo absorvedor, a vazão mássica não tem impacto significativo, no entanto conforme o comprimento aumenta e a vazão diminui, aumentam as perdas térmicas. O desempenho do sistema está diretamente relacionado à DNI, para 1000 W/m<sup>2</sup> alcançou 80% e diminui para 65% quando DNI foi de 400 W/m<sup>2</sup>.

Muller (2016) desenvolveu um estudo geométrico de traçado de raios utilizando o método de *Edge Ray-Tracing*, para analisar os raios incidentes nas bordas de cada espelho e a partir disso determinar o comportamento dos demais raios solares e avaliar a potência incidente no plano do receptor e as perdas do sistema.

Outros autores no Brasil desenvolveram estudos sobre energia solar concentrada, como Bohrer Filho *et al.* (2015) que realizaram um estudo numérico da integração de energia heliotérmica em uma termelétrica de ciclo combinado. Burin *et al.* (2017) avaliaram, de forma

teórica, a integração de uma planta CSP com uma usina de cogeração com bagaço de cana-de-açúcar, localizada em Campo Grande. A planta possui dois geradores de vapor com capacidade de 170 t/h que fornecem vapor a 67 bar/525 °C. Foram avaliadas três possibilidades de integração: (1) fornecimento de água pré-aquecida com energia solar; (2) geração de vapor saturado com energia solar e pós superaquecimento em geradores de vapor de biomassa; (3) geração de vapor superaquecido em paralelo com caldeiras de biomassa. Para as duas primeiras possibilidades, consideraram as tecnologias LFR e CPC para geração de energia a partir de radiação solar, enquanto na terceira possibilidade foi considerada a instalação de torre solar. Os resultados demonstraram que a torre solar sob o terceiro layout proporcionou o melhor LCOE (do inglês, *Levelized Cost of Electricity*) (220 US\$/MWh). Os autores consideram um resultado satisfatório em função da baixa incidência de DNI no local da planta (1502 kWh/m<sup>2</sup>-ano).

Outros estudos foram desenvolvidos em termos de viabilidade técnica e econômica (Azevêdo *et al.*, 2017; Souza e Cavalcanti, 2017; Sória *et al.*, 2015; Malagueta *et al.*, 2014). Estes estudos apresentam análise de viabilidade tanto econômica como geográfica para a instalação de plantas CSP. O semiárido nordestino é o local que possui a maior incidência anual de DNI, conforme mostra a Figura 5.15. No entanto, essa região possui acessibilidade limitada devido à má qualidade das rodovias, o que dificultaria o transporte dos refletores, que representam cerca de ~31% do investimento total de uma planta CSP. Uma solução viável, apresentada por Sória *et al.* (2015), e que reduziria os problemas de logística, seria a produção dos refletores no local de instalação. Esta solução, tornaria possível também a instalação de plantas maiores, uma vez que os custos com transportes seriam reduzidos.

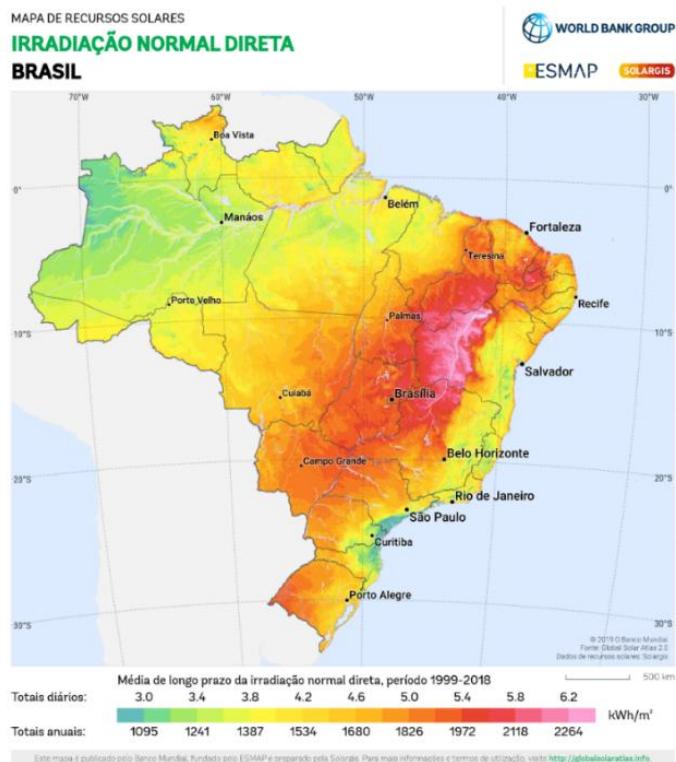


Figura 5.15. Mapa de Irradiação Direta Normal incidente no território brasileiro.

Fonte: Solargis (2021)

A partir da revisão do estado da arte verifica-se que os estudos acerca de sistema LFR está em constante aprimoramento, seja no âmbito da performance térmica ou na otimização de aspectos ópticos do sistema. É apoiado nesses estudos prévios que o presente trabalho busca entender como as perdas ópticas influenciam na performance térmica do sistema e, com isso, propor melhorias que tornem o coletor Fresnel estudado mais eficiente, tanto em termos ópticos, como em aspectos térmicos.

## 6 METODOLOGIA

Neste capítulo serão descritos os procedimentos metodológicos adotados para atingir os objetivos propostos nesta pesquisa. O capítulo está dividido em três partes: (I) caracterização da análise óptica através do traçado de raios e do modelo analítico; (II) descrição do modelo térmico e; (III) detalhamento do protótipo e dos protocolos aplicados nos ensaios experimentais.

Na primeira etapa serão descritos os procedimentos para o traçado de raios, feito utilizando o *software* SolTrace, em que foi determinada a eficiência óptica do concentrador Fresnel estudado. Além disso, é feito um estudo analítico onde são determinadas as parcelas referentes à cada perda óptica: sombreamento, bloqueio e fim de linha.

Na segunda etapa, são descritas as etapas do modelo térmico aplicado no receptor do concentrador LFR, bem como as variáveis de entradas, resultados obtidos e considerações feitas. Por fim, na terceira etapa, é feita a caracterização do protótipo e das etapas experimentais, bem como a descrição das variáveis que foram medidas e como foram analisadas.

### 6.1 ESTUDO GEOMÉTRICO DO CONCENTRADOR LFR

O estudo geométrico do concentrador LFR foi feito com o objetivo de compreender como o coletor se comporta em termos ópticos e, com isso, propor melhorias ópticas para o protótipo experimental. Para tal, o estudo geométrico foi dividido em duas partes: (1<sup>a</sup>) traçado de raios; (2<sup>a</sup>) estudo analítico para verificar como cada uma das perdas geométricas – sombreamento, bloqueio e fim de linha – se comportam e como elas influenciam na eficiência geométrica do sistema LFR.

#### 6.1.1 Descrição do sistema caracterizado

O sistema utilizado para a caracterização óptica é composto por um campo de espelhos com 14 fileiras de espelhos, cujas dimensões são apresentadas na Tabela 6.1. Na Figura 6.1 é representada a distribuição dos espelhos no campo de espelhos.

Tabela 6.1 Dimensões do campo de espelhos utilizado no traçado de raios.

Descrição	Dimensão
Número de fileiras de espelhos	14
Largura de cada espelho	300 mm
Espaçamento entre as fileiras de espelhos	10 mm
Comprimento de cada fileira de espelhos	6 m
Área do campo de espelhos	26 m <sup>2</sup>
Altura do receptor	3 m

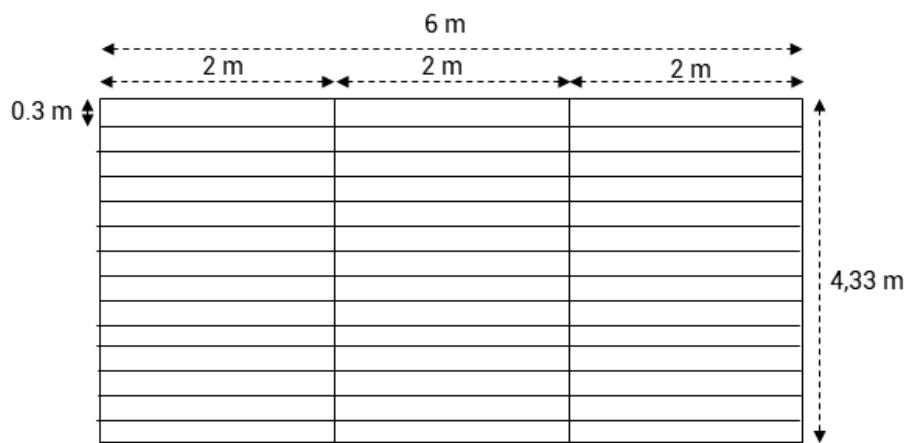


Figura 6.1 Representação da distribuição dos espelhos no campo de espelhos.

Além disso, o sistema Fresnel possui um receptor de cavidade trapezoidal com quatro tubos absorvedores posicionado à 3 m de altura em relação ao campo de espelhos (Figura 6.2). As dimensões do receptor são apresentadas na Tabela 6.2.

Tabela 6.2 Dimensões do receptor de cavidade trapezoidal.

Descrição	Dimensão
Diâmetro dos tubos absorvedores	33,4 mm
Altura do receptor	3 m
Abertura do receptor	245,05 mm

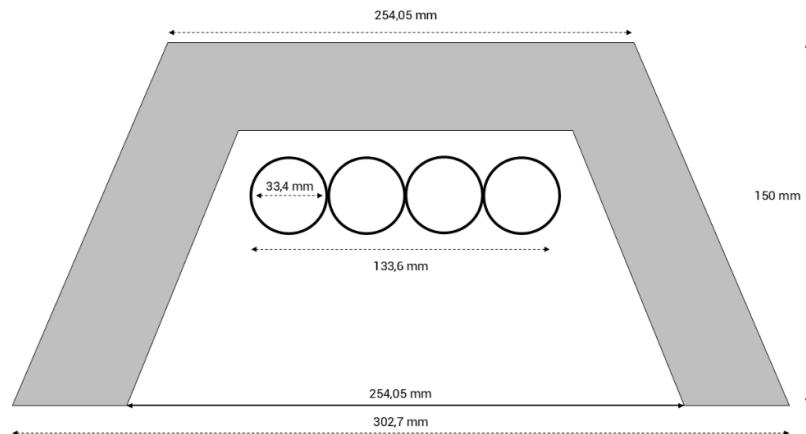


Figura 6.2 Representação geométrica do receptor com cavidade trapezoidal utilizada no procedimento de traçado de raios.

### 6.1.2 Traçado de Raios

O traçado de raios permite determinar a eficiência óptica e sua principal função é simular, com base em leis da óptica geométrica, o caminho percorrido pelos raios solares desde a incidência na superfície refletora até o eventual alcance do receptor. Além disso, por meio do traçado de raios, é possível determinar parâmetros ópticos essenciais para a caracterização do sistema LFR, tais como o ângulo de aceitação ( $\theta_a$ ), o modificador de ângulo de incidência (IAM), a eficiência óptica ( $\eta_0$ ) e o produto de aceitação-concentração (CAP).

O traçado de raios, é feito para um conjunto de ângulos de incidência contidos no intervalo do ângulo de aceitação. Ao final do procedimento, com o conjunto de dados obtidos, é possível definir as curvas do IAM do concentrador. Na Figura 6.3 é representado o fluxograma para a definição das curvas do concentrador. Para o traçado de raios foi utilizado o *software* SolTrace.

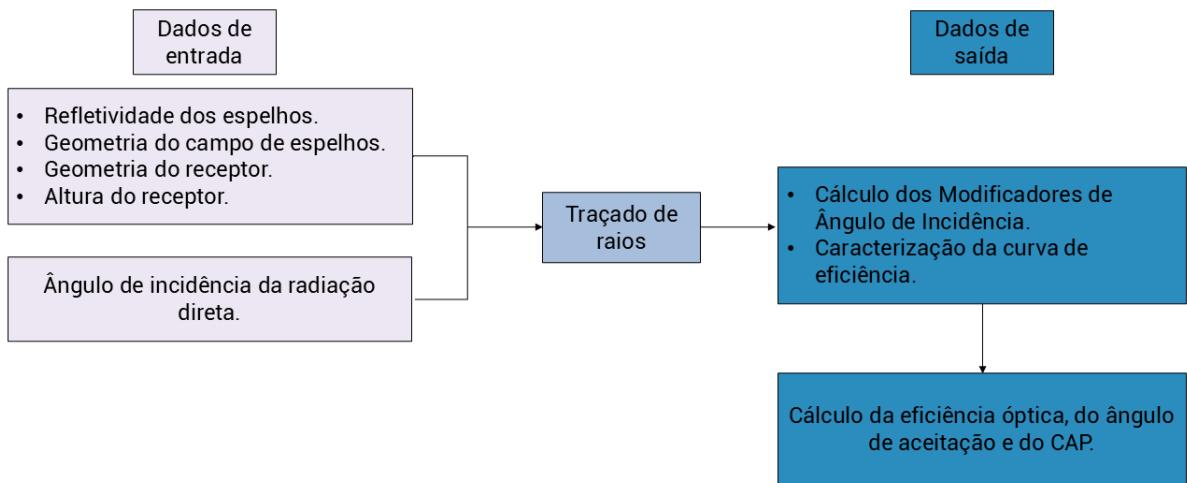


Figura 6.3. Fluxograma do procedimento de traçado de raios no SolTrace para a definição das curvas de eficiência óptica e de modificadores de ângulo de incidência.

Após a caracterização das curvas ópticas do concentrador LFR – cuja geometria foi definida na seção anterior – e tendo em vista as limitações ópticas apresentadas pelo sistema Fresnel de cavidade trapezoidal, foi feito um estudo teórico para simular a outras possibilidades para o sistema e verificar a melhoria do seu comportamento. Para isso, foi aplicado o método do *Gap Angle* (Santos et al., 2021), em que os espelhos são reposicionados no campo de refletores de modo a diminuir o sombreamento e o bloqueio de raios entre espelhos adjacentes. Isso é feito considerando o máximo desvio angular que o raio incidente na borda de cada espelho pode sofrer sem ser bloqueado pelo espelho adjacente.

Após a simulação da nova configuração do campo de espelhos, o procedimento de traçado de raios foi repetido considerando uma modificação no receptor: a cavidade trapezoidal foi substituída por um concentrador secundário do tipo CPC (Concentrador Parabólico Composto), associado ao tubo evacuado SCHOTT PTR®70 (2013), projetado para aplicações solares, com o intuito de reduzir as perdas térmicas. Nos sistemas Fresnel, a utilização de concentradores secundários é uma estratégia utilizada para elevar a eficiência óptica, sendo o CPC uma das geometrias mais estudadas. De acordo com Duffie e Beckman (2013), o CPC é classificado como um concentrador não formador de imagem, composto por duas parábolulas opostas que compartilham o mesmo foco. Essa configuração geométrica permite que a radiação incidente dentro do ângulo de aceitação seja redirecionada ao tubo absorvedor.

A comparação entre o CPC e a cavidade trapezoidal evidencia suas vantagens e limitações. Enquanto a cavidade apresenta elevada interceptação da radiação refletida, embora com menor tolerância angular, o CPC oferece maior potencial de aceitação angular, mas seu

desempenho prático depende fortemente da compatibilidade geométrica com o campo primário. Assim, fatores como altura do receptor e distribuição dos espelhos influenciam diretamente a eficiência óptica do conjunto. No presente estudo, a abertura considerada para o CPC foi de 300 mm, cuja configuração geométrica é mostrada na Figura 6.4.

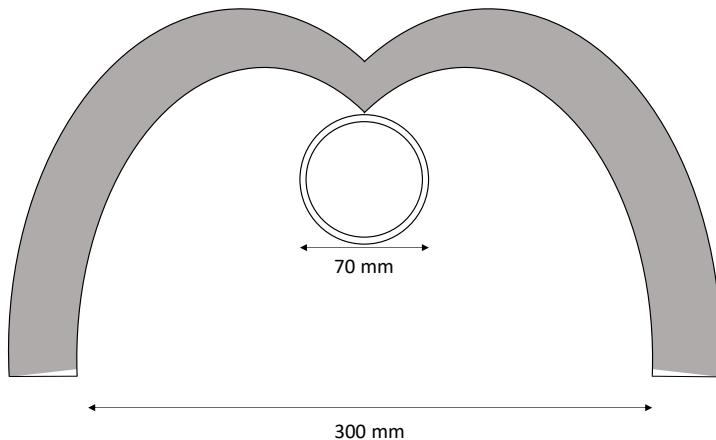


Figura 6.4 Representação geométrica do receptor com um concentrador secundário CPC e um tubo evacuado.

### 6.1.3 Método analítico para definição das parcelas de perdas geométricas

Para compreender como as perdas geométricas influenciam no desempenho do concentrador LFR, e quais as parcelas referentes à cada tipo de perda, foi aplicado um método analítico que considera a posição do Sol, a posição de cada espelho e a geometria do sistema. O método foi aplicado através de uma rotina no Python e foi implementado utilizando como referência Duffie e Beckmann (2013), Sharma *et al.* (2015) e Rabl (1985).

Inicialmente, são definidos os dados de entrada necessários à caracterização do sistema, que incluem a geometria do campo de espelhos, a irradiação solar direta, o dia do ano e a latitude do local de instalação. A partir dessas informações, calcula-se a posição solar (ângulo de elevação e azimute), etapa fundamental para a determinação da inclinação dos espelhos em relação ao receptor. Em seguida, realiza-se o cálculo do ângulo solar e verifica-se a ocorrência de perdas por sombreamento ou bloqueio. Esse procedimento é aplicado a cada fileira de espelhos; caso seja identificada a incidência dessas perdas, determina-se a fração correspondente de área sombreada ou bloqueada.

Como já foi definido, o cálculo da perda de fim de linha depende exclusivamente do ângulo longitudinal, ou seja, ele independe do sombreamento e do bloqueio e é feito de forma

independente, assim como, o cálculo do efeito cosseno – definidos no Capítulo 3. Por fim, todas essas parcelas são integradas para a obtenção da eficiência óptica do sistema, parâmetro que expressa a razão entre a radiação efetivamente concentrada no receptor e a radiação solar disponível na superfície refletora.

O cálculo de todas as perdas é feito tanto ao longo do dia, como em valores médios. A Figura 6.5 mostra o fluxograma da rotina de cálculo aplicada para determinar a parcelas de cada perda geométrica do sistema LFR.

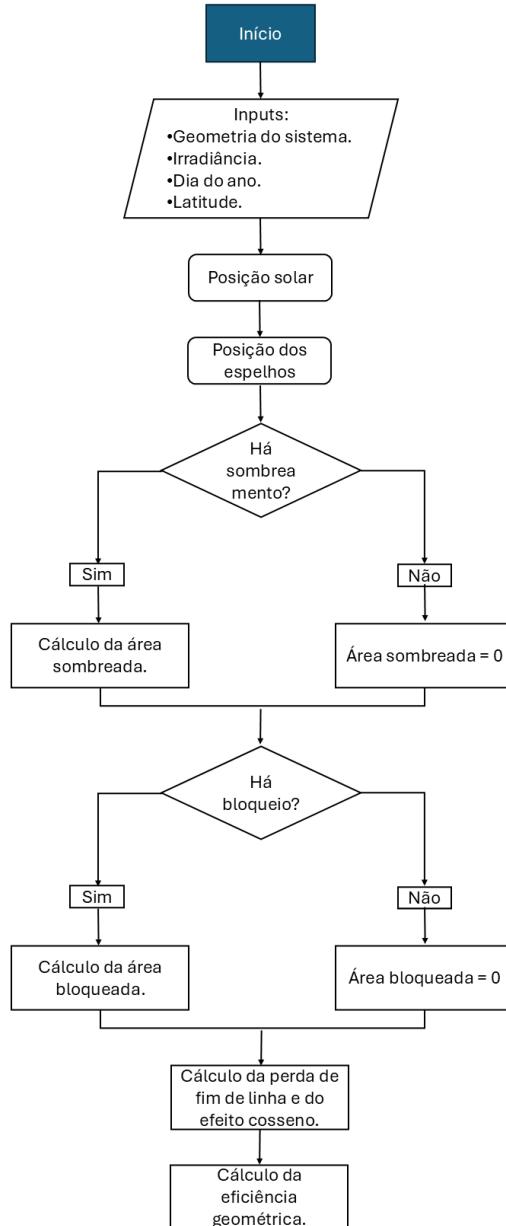


Figura 6.5 Fluxograma da rotina implementada em *python* para calcular as perdas geométricas.

## 6.2 MODELAMENTO TÉRMICO DO RECEPTOR

Um modelo teórico foi desenvolvido para compreender os fenômenos de transferência de calor presentes no receptor do sistema LFR e calcular a temperatura de saída do fluido e a potência térmica útil. Com isso, será possível validar o modelo térmico a partir dos dados experimentais coletados.

A rotina de cálculos foi feita a partir de balanços térmicos, em que os dados de entrada são as características geométricas do sistema, os dados de radiação, eficiência óptica, vazão mássica, temperatura ambiente e temperatura de entrada do fluido no tubo absorvedor. A partir disso, e com a definição de como ocorre a transferência de calor em cada etapa do processo, são feitos os balanços térmicos. Assim, são obtidos os valores de eficiência e potência útil do sistema LFR estudado. A Figura 6.6 ilustra o processo descrito.

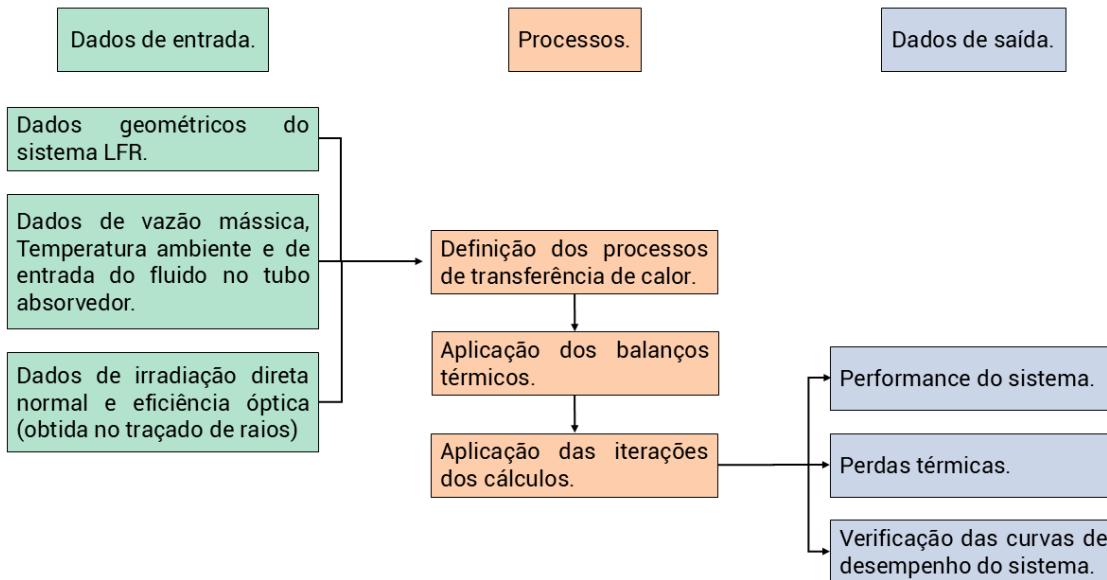


Figura 6.6. Fluxograma dos processos de transferência de calor para a determinação da performance do sistema.

Foram consideradas as trocas térmicas por condução, convecção e radiação em todas as superfícies do modelo: superfície externa e interna do tubo absorvedor, a cavidade receptora, e a interação com o ambiente externo, conforme as equações apresentadas na seção 4.1.

O modelo teórico representa um receptor com cavidade receptora de aço carbono de formato trapezoidal e isolamento de lã de rocha, com abertura de 254 mm. Em seu interior está posicionado um tubo absorvedor que, em formato de serpentina, possui 4 voltas, onde cada volta, possui 6 m de comprimento (Figura 6.7). O material do tubo absorvedor também é o aço

inoxidável e possui diâmetro externo de 33,40 mm. Tanto as paredes do tubo absorvedor como as paredes da cavidade receptora possuem uma pintura com tinta preta que resiste a altas temperaturas e com emissividade de 0,85 e absorvidade 0,9.

Os processos iterativos da rotina de cálculo são feitos por elementos ao longo do comprimento do tubo absorvedor para considerar as voltas do tubo e analisar como a transferência de calor acontece ao longo de seu comprimento.

O fluido de troca térmica utilizado é o óleo mineral Paratherm HE. De acordo com o fabricante (Paratherm, 2021), esse FTC formulado para operar sem manutenção, por períodos prolongados e com alta durabilidade em sistemas fechados de fase líquida, com temperatura máxima de 310 °C. Essas características, além das suas propriedades térmicas, permitem que este óleo seja utilizado para a aplicação em sistemas LFR.

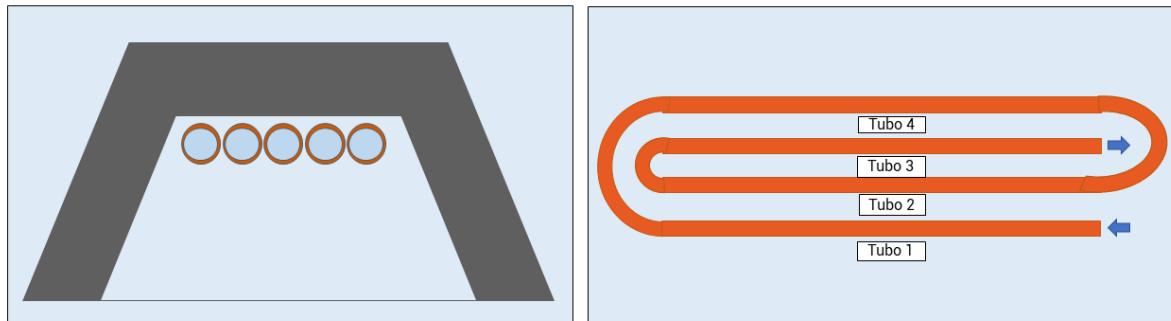


Figura 6.7 Representação do receptor do modelo teórico: à esquerda, vista frontal do receptor e; à direita, a representação dos tubos absorvedores em formato de serpentina.

Foram feitas algumas considerações com a finalidade de simplificar o modelo térmico e caracterizar o concentrador LFR:

1. São dados de entrada: vazão mássica; temperatura ambiente; temperatura de entrada do óleo; Radiação Direta Normal.
2. O cálculo da transferência de calor foi realizado considerando pequenos segmentos do comprimento do tubo.
3. A  $T_{cav}$  é considerada como a temperatura na parede da cavidade.
4. A temperatura nas proximidades do tubo absorvedor e da parede interna da cavidade é considerada a mesma que a temperatura ambiente.
5. As correlações utilizadas para cálculo do coeficiente de transferência de calor por convecção e do Nusselt foram extraídas da biblioteca do EES.

### 6.3 PROTÓTIPO EXPERIMENTAL

O protótipo experimental, localizado no Laboratório de Energias Renováveis – LER – da Universidade do Vale do Rio do Sinos, em São Leopoldo (latitude: -29.79°, longitude: -51.15°) possui um campo de espelhos com 14 fileiras de espelhos, cada uma com 30 cm de largura e 6 m de comprimento. O campo de espelhos possui uma área total de 26 m<sup>2</sup>. O espaçamento entre cada fileira de espelhos é de 1 cm. Os espelhos possuem uma leve curvatura – flecha de 1,87 mm – para eliminar os efeitos de borda, que podem ocasionar uma redução na eficiência geométrica do sistema com a divergência dos raios solares. As fileiras de espelhos se movimentam de forma independente através de um sistema de rastreamento solar, de forma a acompanhar o movimento do Sol ao longo do dia. O sistema de rastreamento solar é composto por motor de passo e por um sistema de movimentação, que pode operar de forma manual ou automática baseado no cálculo do ângulo real do eixo do último espelho cuja descrição da programação e controle está apresentada no Apêndice A.

Assim, a radiação que incide nos espelhos é refletida para o receptor, que está posicionado a uma altura de 3 m em relação ao campo de espelhos. O receptor possui uma cavidade receptora de geometria trapezoidal, com uma abertura em sua base de 30 cm. A parte interna da cavidade receptora está preenchida com isolamento de lã de rocha para reduzir as perdas térmicas na parte superior do receptor. A Figura 6.8 mostra o sistema LFR descrito.



Figura 6.8. Protótipo experimental da bancada LFR do Laboratório de Fontes Renováveis da Unisinos: à esquerda – vista lateral do campo de espelhos e cavidade receptora; à direita – vista superior do campo de espelhos.

O óleo mineral Paratherm HE, como já foi mencionado e cujas propriedades térmicas são apresentadas na Tabela 6.3, é utilizado como fluido de troca térmica e circula através de um sistema hidráulico fechado. Além do óleo, água é utilizada no circuito com a função de resfriar o óleo térmico em um trocador de calor de placas. O sistema de resfriamento e circulação do óleo, mostrado na Figura 6.9, é composto por reservatórios de óleo e água, bombas de circulação, medidor de vazão, trocadores de calor, *chiller* de absorção – utilizado para simular aplicações para o sistema LFR –, resistor para pré-aquecimento – utilizado apenas quando a carga térmica inicial do sistema não é suficiente para gerar o calor necessário –, ventiladores para resfriamento da água e dispositivo de segurança. A partir das bombas, é feito o controle de vazão do fluido. Esse controle é feito através de inversores de frequência, posicionados no quadro elétrico do sistema LFR (Figura 6.10).

Tabela 6.3 Propriedades do óleo mineral Paratherm HE para as temperaturas de 20 e 100 °C.

Temperatura	20 °C	100 °C
Massa específica [kg/m <sup>3</sup> ]	863	811
Viscosidade Dinâmica [mPa.s]	90	5,2
Calor Específico [kJ/kg. K]	1,9	2,2
Condutividade Térmica [kg/m K]	0,132	0,126

Fonte: Paratherm, 2022.

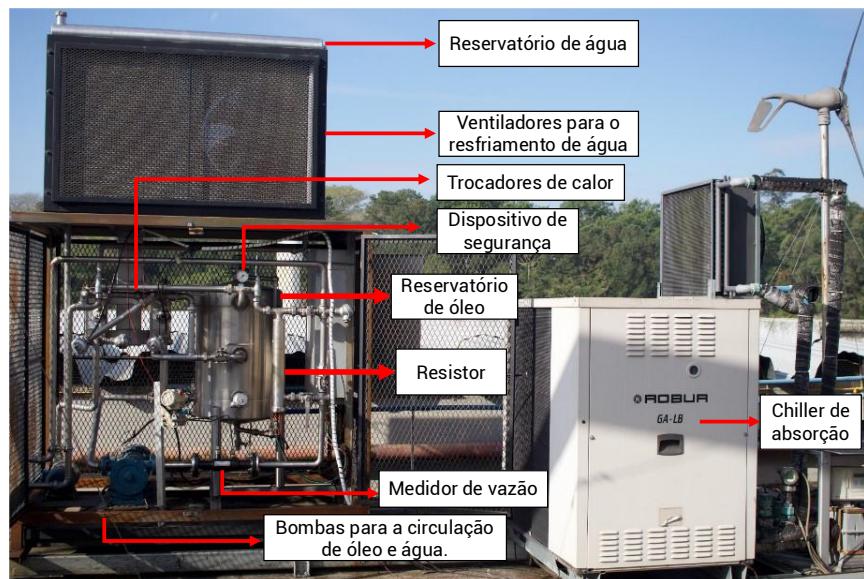


Figura 6.9. Sistema de circulação do FTC do protótipo LFR.

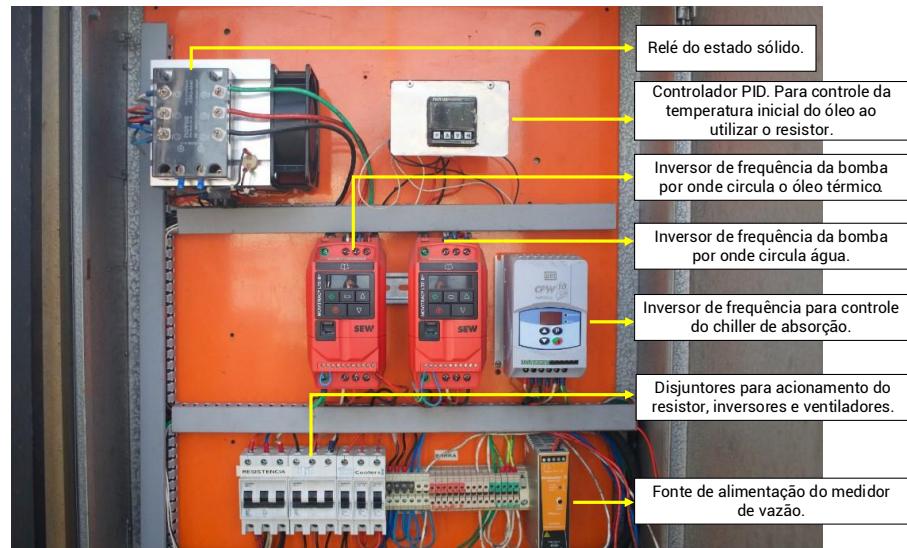


Figura 6.10 Quadro elétrico de controle do sistema LFR.

### 6.3.1 Instrumentação do protótipo

A instrumentação da bancada LFR consiste em sensores de temperatura do tipo PT100, classe AA à quatro fios (precisão  $\pm 0,2^{\circ}\text{C}$ ) – para a medição das temperaturas de entrada e saída do fluido no absorvedor, na entrada e saída dos trocadores de calor e temperatura ambiente. Para a medição da velocidade do vento, é utilizado um anemômetro de copos do fabricante Thies Clima. Para a medição da radiação global é utilizado um piranômetro, do fabricante Kipp & Zonen. O anemômetro e piranômetro são mostrados na Figura 6.11.



Figura 6.11. Esquerda: anemômetro utilizado para a verificação da velocidade do vento.

Direita: conjunto de piranômetros

Para a determinação da DNI, a partir dos valores de radiação global medidos pelo piranômetro instalado na bancada experimental, utilizou-se o modelo de Perez (1987), descrito no subcapítulo 3.4. Esse modelo permite a separação das componentes direta e difusa da radiação solar incidente no plano horizontal, por meio de correlações empíricas estabelecidas a partir de dados experimentais. A aplicação desse procedimento foi necessária devido à ausência de um pireliômetro específico para a medição da radiação direta.

Para o controle da vazão do fluido, foi utilizado um sistema de medição baseado em placa de orifício acoplada a um transmissor de pressão diferencial do fabricante ABB Instrumentation, modelo 600T. O elemento primário – composto por uma placa de orifício promove a queda de pressão proporcional à vazão, enquanto o transmissor 600T converte essa diferença de pressão em sinal de corrente (4-20 mA), que é enviado ao sistema de aquisição de dados (Agilent). A partir desse sinal, e com base na curva de calibração fornecida pelo fabricante, é obtido o valor da vazão. A faixa de medição do equipamento é de 0,67 kPa a 40 kPa, com precisão de  $\pm 0,1\%$  (ABB Instrumentos, 2023).

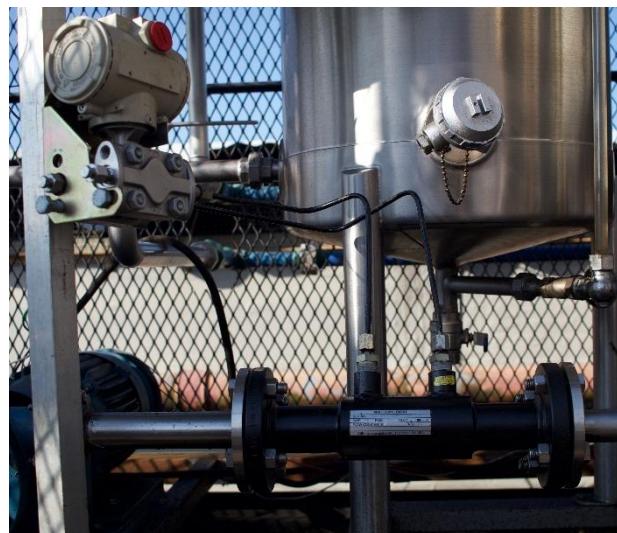


Figura 6.12 Medir de vazão composto por placa de orifício e transmissor de pressão diferencial modelo 600T.

### **6.3.2 Procedimentos de testes para validação da bancada de acordo com a norma ISO 9806:2017**

O procedimento de testes segue a normativa do Método Quase-Dinâmico – que foi detalhado no Apêndice A. O método experimental foi aplicado de acordo com a ISO 9806:2017 para o concentrador Fresnel já descrito. Essa etapa foi feita com a finalidade de verificar se o

protótipo experimental atende aos requisitos mínimos de operação e de realizar os ajustes necessários na bancada.

Para iniciar os testes, os disjuntores do quadro elétrico, mostrado na Figura 6.10, são acionados. A partir disso, o óleo e a água passam a circular no sistema – cada um na sua parte: a água no sistema de arrefecimento e o óleo do sistema de aquecimento; os fluidos circulam até que a temperatura de entrada do óleo no tubo absorvedor e a sua vazão, sejam constantes. Ao estabilizar a temperatura de entrada e vazão, inicia-se a aquisição de dados para o teste experimental. É importante ressaltar que o sistema é considerado estável quando os valores de temperatura de entrada e vazão variem dentro dos limites estabelecidos pela norma.

No procedimento experimental são coletadas as medidas de temperaturas do óleo na entrada e saída do tubo absorvedor e na entrada e saída dos trocadores de calor, temperatura ambiente, vazão de fluido, radiação global e velocidade do vento.

As propriedades do fluido são verificadas a partir dos valores instantâneos, e ao final do teste, os valores médios são calculados. Com isso, é calculada a eficiência e a potência útil do sistema. Importante ressaltar que o procedimento experimental deve iniciar ao meio-dia solar. A Figura 6.13 mostra o fluxograma do procedimento experimental descrito.

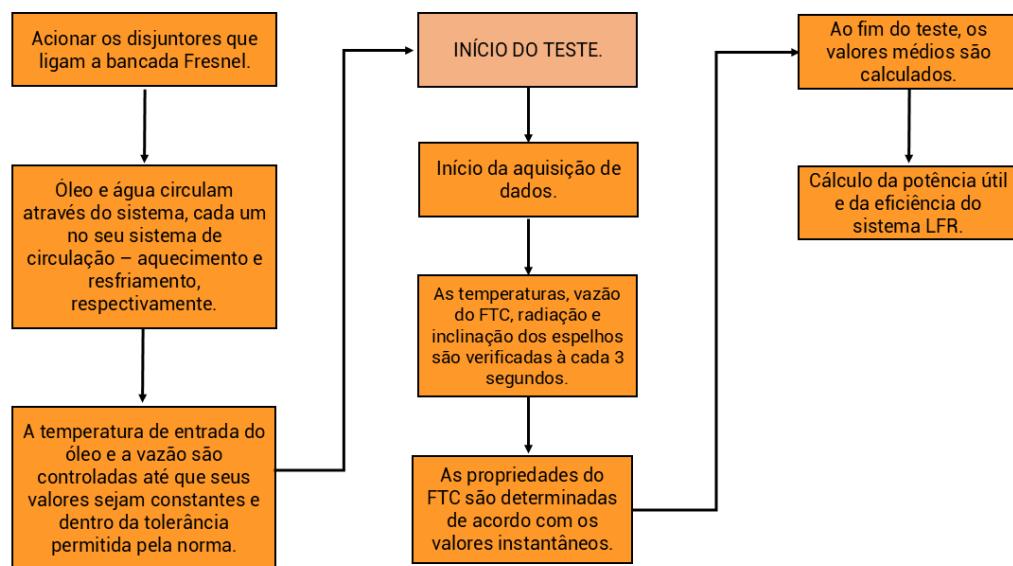


Figura 6.13. Fluxograma do procedimento de teste a partir do Método Quase-Dinâmico.

### 6.3.3 Procedimento de teste para verificação do comportamento da bancada experimental e validação dos modelos teóricos

A bancada experimental foi validada conforme os critérios estabelecidos pela norma ISO 9806:2017, por meio da aplicação do Método Quase-Dinâmico (QDT), que envolveu o controle da vazão mássica, monitoramento das temperaturas de entrada e saída do fluido térmico e registro das condições ambientais. Após essa validação, foi feita a avaliação do desempenho do concentrador solar em condições reais de operação. Para isso, foram conduzidos ensaios experimentais na bancada LFR. A forma de acionamento da bancada é feita da mesma forma que foi feito no procedimento descrito na seção anterior. Nessa etapa, a duração dos testes foi de, em média, 4 horas.

As variáveis controladas ao longo do ensaio são a temperatura de entrada e a vazão de fluido. A partir delas, é feito o monitoramento das demais grandezas: temperatura de saída do tubo absorvedor, temperatura ambiente, temperatura do trocador de calor de resfriamento do óleo, radiação global e velocidade do vento. As medidas são registradas pelo sistema de aquisição de dados Agilent, a cada 2 segundos. A determinação da temperatura na superfície externa ao longo do tubo absorvedor é feita por meio de uma câmera térmica FLIR E4 (FLIR SYSTEMS, 2025).

Esse ensaio permite compreender a influência das condições meteorológicas – especialmente radiação e velocidade do vento – sobre o comportamento térmico do tubo absorvedor, além de comparar os resultados obtidos com os valores teóricos previstos pelo modelo térmico.

Esse ensaio foi conduzido para duas faixas de vazão de fluido diferentes. Além disso, foi avaliada também como a temperatura do óleo Paratherm HE se comporta sem a utilização do trocador de calor. Este procedimento foi repetido em diferentes dias para que o comportamento da bancada LFR fosse avaliado para diferentes condições climáticas. A Figura 6.14 apresenta o procedimento utilizado para conduzir os ensaios experimentais.

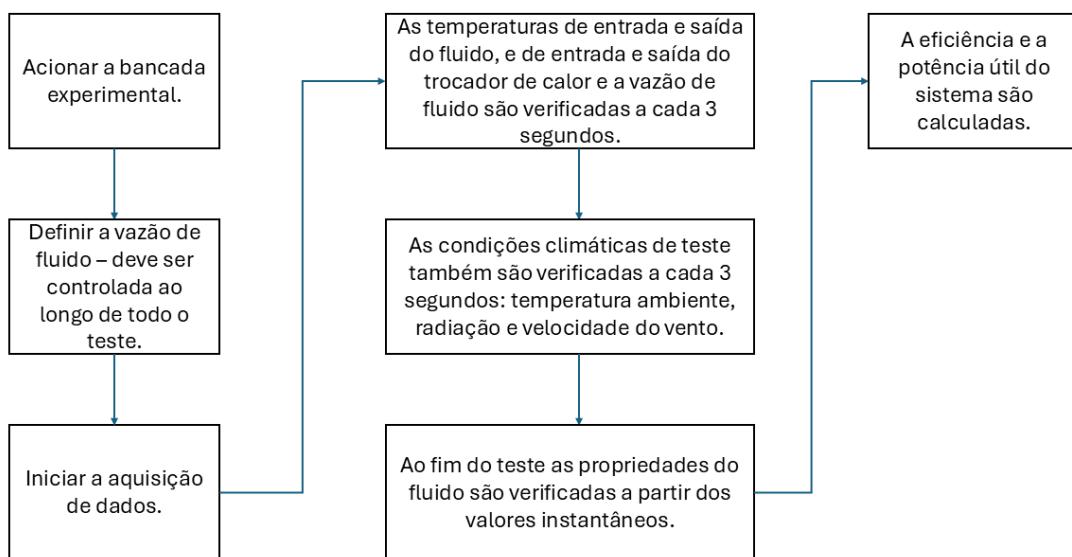


Figura 6.14 Fluxograma do procedimento experimental para a verificação do comportamento da bancada experimental em diferentes dias e condições.

## 7 RESULTADOS

Neste capítulo são apresentados os resultados obtidos ao longo do desenvolvimento da presente tese de doutorado. Inicialmente, descrevem-se os resultados provenientes do traçado de raios, por meio do qual foi realizada a caracterização do sistema LFR em estudo e determinada a sua eficiência óptica. Em seguida, desenvolveu-se um estudo teórico aplicando o conceito do *Gap Angle*, com o objetivo de avaliar a configuração do campo de espelhos que resultasse na minimização das perdas por sombreamento e bloqueio. Após a aplicação desse critério, o procedimento de traçado de raios foi repetido para duas configurações de receptor – a cavidade trapezoidal e o concentrador secundário –, ambas no âmbito teórico, a fim de verificar potenciais melhorias a serem consideradas em versões futuras do protótipo experimental.

Na sequência, apresenta-se o estudo analítico desenvolvido para quantificar as parcelas de perdas por sombreamento, bloqueio e fim de linha no sistema LFR, com o objetivo de compreender de que forma esses fenômenos afetam o desempenho do concentrador ao longo do ano. O método analítico foi aplicado ao campo de espelhos em duas configurações: (I) 14 espelhos com espaçamento uniforme de 1 cm entre si; e (II) 12 espelhos com espaçamento variável entre as fileiras — configuração obtida a partir da aplicação do conceito do *Gap Angle*.

Posteriormente, são descritos os ensaios experimentais conduzidos em duas etapas: (I) os ensaios de validação, realizados conforme a norma ISO 9806:2017, nos dias 20 e 21 de fevereiro de 2024; e (II) os ensaios sob diferentes condições climáticas e operacionais – envolvendo variação na vazão do fluido térmico e a comparação entre a operação do sistema com e sem controle da temperatura de entrada nos tubos absorvedores –, destinados a simular a operação real de um sistema LFR, realizados em 14 de novembro de 2024, 23 de abril de 2025 e nos dias 12, 13 e 14 de maio de 2025.

Por fim, apresenta-se o modelo teórico desenvolvido para a análise da transferência de calor no receptor do sistema LFR, o qual se articula com a caracterização óptica, uma vez que os resultados de eficiência óptica foram utilizados na sua formulação. Além disso, os dados experimentais serviram como base para a validação da modelagem proposta.

### 7.1 TRAÇADO DE RAIOS

O procedimento de traçado de raios foi inicialmente aplicado ao receptor de cavidade trapezoidal com quatro tubos absorvedores, considerando um campo composto por 14 espelhos

de 300 mm de largura, 6 m de comprimento e espaçamento de 10 mm entre fileiras. Em seguida, investigou-se a redistribuição dos espelhos no campo primário a partir da aplicação do critério do *Gap Angle* (SANTOS et al., 2021), mantendo constante a área total do campo de espelhos. Por fim, avaliou-se a substituição do receptor de cavidade pelo concentrador secundário CPC, acoplado a um tubo evacuado. A refletividade dos espelhos é 0,92. As características estruturais e geométricas do campo de espelhos as dimensões utilizadas para a simulação do traçado de raios estão postas no Capítulo de Metodologia.

### **7.1.1 Procedimento de traçado de raios para a cavidade do receptor trapezoidal com quatro tubos absorvedores**

O receptor trapezoidal utilizado possui 254 mm de abertura e 6 m de comprimento, quatro tubos absorvedores (posicionados de forma paralela) de diâmetro 33,4 mm. Considerando essas dimensões, a área de abertura da cavidade receptora é 1,524 m<sup>2</sup>. Dessa forma, de acordo com a Equação (3.1), que relaciona as áreas das superfícies concentradoras (espelhos e receptor), o fator de concentração,  $C$ , encontrado é de 16,54, o que caracteriza um sistema com capacidade significativa de concentrar o fluxo de radiação solar sobre os tubos absorvedores.

Através do traçado de raios, obteve-se uma eficiência óptica,  $\eta_o$ , para incidência normal de radiação de 77% - considerando a DNI = 1000 W/m<sup>2</sup>. Além disso, o ângulo de aceitação obtido é igual a 0,8° e o Produto de Aceitação da Concentração (CAP) é de 0,24. Ou seja, 0,8° é o desvio máximo que o raio incidente pode sofrer em relação ao ângulo de incidência.

Na Figura 7.1 é apresentada a relação entre o modificador do ângulo de incidência transversal,  $IAM_t$ , e o ângulo de incidência. A curva  $IAM_t$  mostra a sensibilidade óptica do concentrador ao desvio angular transversal. A rápida queda do modificador de incidência a partir de 40° está de acordo com o valor calculado para o ângulo de aceitação ( $\theta_a = 0,8^\circ$ ), delimitando a faixa angular efetiva de operação do sistema. Este comportamento se reflete diretamente no valor do CAP, encontrado como 0,24, o que caracteriza um sistema com alta concentração ( $C = 16,54$ ), mas com baixa tolerância angular. Portanto, a forma da curva  $IAM_t$  justifica o valor baixo do CAP e evidencia a compensação angular que o sistema precisa fazer: para alcançar alta concentração, o sistema LFR tem a sua tolerância angular baixa.

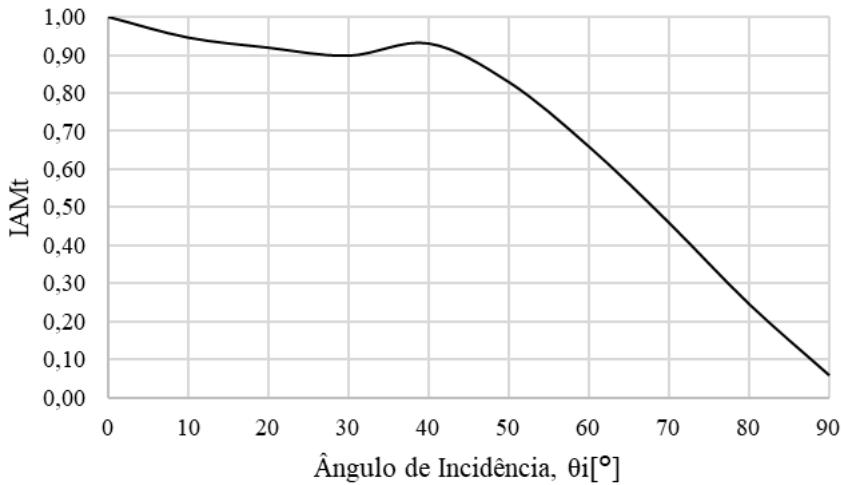


Figura 7.1 Relação entre o IAM Transversal e o ângulo de incidência para o receptor de cavidade trapezoidal e quatro tubos absorvedores.

### 7.1.2 Aplicação do conceito do *Gap Angle* no campo de espelhos

Ao aplicar o critério do *Gap Angle*,  $\theta_{gap}$ , o campo de espelhos é reconfigurado, com o objetivo de melhorar a disposição das fileiras de espelhos. Nesse processo, os espelhos são redistribuídos de modo a preservar a área total de concentração, mas ajustando suas posições relativas para minimizar perdas por bloqueio entre espelhos adjacentes.

O conceito do *Gap Angle* baseia-se na condição de que o raio incidente na borda de um espelho deve refletir sem ser interceptado pela parte posterior do espelho localizado à frente, ou seja, o espaçamento entre as fileiras deve ser tal que o caminho do raio refletido permaneça desobstruído, mesmo sob o pior cenário de desvio angular permitido (ou seja, no limite do ângulo de aceitação). Portanto, o valor de  $\theta_{gap}$  é definido com base no desvio máximo admissível da radiação solar sem incorrer em bloqueio óptico (Santos et al., 2021).

Antes da aplicação do critério do *Gap Angle*, o espaçamento entre as fileiras de espelhos era uniforme, com valor fixo de 10 mm em todo o campo. Com a aplicação do *Gap Angle*, os espaçamentos foram recalculados com base na condição geométrica de que os raios refletidos nas bordas dos espelhos não devem incidir sobre a parte posterior da fileira imediatamente à frente. Como resultado, os novos valores de espaçamento passaram a variar de acordo com a posição da fileira dentro do campo óptico, conforme demonstrado na Tabela 7.1.

Observa-se que os maiores espaçamentos foram atribuídos às fileiras localizadas nas extremidades do campo – por exemplo, o espaçamento entre a 1<sup>a</sup> e a 2<sup>a</sup> fileira passou de 10 mm para 116 mm, enquanto entre a 2<sup>a</sup> e a 3<sup>a</sup> foi ajustado para 76 mm. Isso se justifica pelo maior

desvio angular dos raios incidentes que incidem sobre essas fileiras, exigindo maior afastamento para evitar bloqueio. Por outro lado, nas fileiras centrais, onde a incidência solar é mais próxima da normal ( $\theta_i = 0^\circ$ ), os espaçamentos são significativamente menores: 13 mm entre a 5<sup>a</sup> e a 6<sup>a</sup> fileira e a 7<sup>a</sup> e a 8<sup>a</sup> fileira. Além disso, o arranjo proposto reduz o número de fileiras de espelhos, passando de 14 para 12, sem comprometer a área total do campo, que foi mantida constante. A largura individual dos espelhos permaneceu em 300 mm, o que resulta, após a reorganização, em uma área líquida de espelhos de 21,6 m<sup>2</sup>. Essa melhoria proposta evidencia a importância de considerar o traçado de raios na etapa de projeto de sistemas LFR, permitindo mitigar perdas por obstrução óptica sem penalizar a área total do campo.

Tabela 7.1 Espaçamento entre fileiras de espelhos após a aplicação do *Gap Angle*.

<b>Posição do espaçamento entre as fileiras de espelhos</b>	<b>Espaçamento após aplicar o <i>Gap Angle</i> [mm]</b>
Entre a 1 <sup>a</sup> e a 2 <sup>a</sup> fileira	116
Entre a 2 <sup>a</sup> e a 3 <sup>a</sup> fileira	76
Entre a 3 <sup>a</sup> e a 4 <sup>a</sup> fileira	48
Entre a 4 <sup>a</sup> e a 5 <sup>a</sup> fileira	27
Entre a 5 <sup>a</sup> e a 6 <sup>a</sup> fileira	13
Entre a 6 <sup>a</sup> e a 7 <sup>a</sup> fileira	65
Entre a 7 <sup>a</sup> e a 8 <sup>a</sup> fileira	13
Entre a 8 <sup>a</sup> e a 9 <sup>a</sup> fileira	27
Entre a 9 <sup>a</sup> e a 10 <sup>a</sup> fileira	48
Entre a 10 <sup>a</sup> e a 11 <sup>a</sup> fileira	76
Entre a 11 <sup>a</sup> e a 12 <sup>a</sup> fileira	116

### 7.1.3 Procedimento de traçado de raios para o concentrador secundário CPC com tubo absorvedor evacuado

Após a otimização, um novo procedimento de traçado de raios foi aplicado no receptor, mas agora para um receptor com concentrador secundário de geometria CPC e um tubo evacuado. O concentrador secundário aplicado possui uma abertura de 300 mm e o tubo evacuado possui diâmetro de 70 mm.

Os resultados obtidos para o sistema com concentrador secundário do tipo CPC e tubo evacuado demonstram um comportamento óptico distinto em relação ao receptor trapezoidal. Embora o fator de concentração permaneça elevado ( $C = 12$ ), o ângulo de aceitação é bastante reduzido ( $\theta_a = 0,48^\circ$ ), resultando em um CAP de apenas 0,10. Isso indica que, apesar do potencial teórico do CPC em ampliar a tolerância angular, a configuração do campo óptico como um todo limitou essa capacidade. Além disso, a eficiência óptica máxima do sistema foi de 63%, inferior à do receptor trapezoidal. Esses resultados reforçam a importância do traçado de raios não apenas na otimização local do receptor, mas também na avaliação do desempenho global do sistema LFR.

A Figura 7.2 apresenta a variação do modificador de ângulo de incidência transversal ( $IAM_t$ ) em função do ângulo de incidência para o sistema com concentrador secundário do tipo CPC e tubo evacuado. Observa-se que o valor do  $IAM_t$  se mantém elevado no início da curva (entre  $0^\circ$  e  $40^\circ$ ), indicando que o sistema mantém elevada eficiência óptica para radiação que incide com baixos desvios transversais. Essa característica está diretamente relacionada à geometria do CPC, que possui a capacidade de redirecionar a radiação incidente para o tubo absorvedor, mesmo em ângulos moderadamente inclinados. No entanto, a partir de  $50^\circ$ , verifica-se uma queda mais acentuada do  $IAM_t$  até atingir valores próximos de zero a  $90^\circ$ . Essa transição revela a limitação do campo óptico em admitir radiação desviada em ângulos mais extremos, o que é coerente com o valor obtido para o ângulo de aceitação ( $\theta_a = 0,48^\circ$ ).

Ainda que a curva  $IAM_t$  indique desempenho razoável até  $40^\circ$ , o traçado de raios evidencia que, sob as condições geométricas do sistema, o limite prático para operação eficiente está muito abaixo do que um sistema LFR com concentrador secundário do tipo CPC com dimensionamento adequado permitiria. Essa conclusão é reforçada pelo valor do CAP, consideravelmente inferior ao do sistema trapezoidal (0,24). O baixo valor de CAP mostra que, embora o sistema tenha uma boa eficiência óptica em ângulo normal ( $\eta_0 = 63\%$ ), o ângulo de aceitação baixo compromete o desempenho em horários com ângulo solar mais inclinado. Por fim, a Figura 7.2 mostra que, embora a geometria CPC seja eficaz em preservar a eficiência em ângulos moderados, as restrições geométricas do sistema limitaram sua aplicação prática em termos de aceitação angular e CAP.

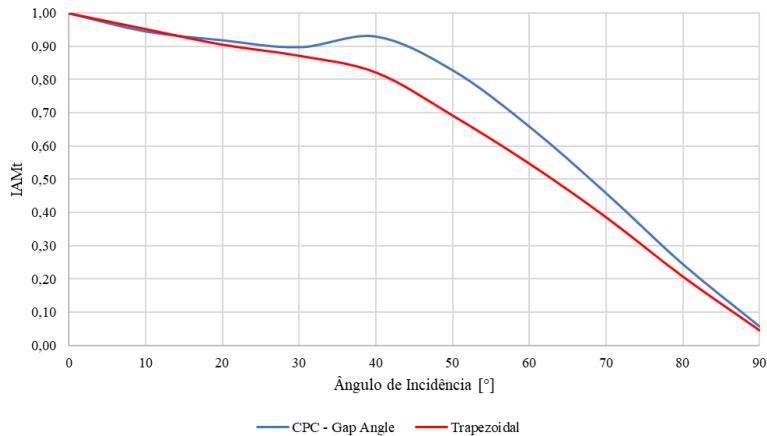


Figura 7.2 Comparação entre o IAM transversal e o ângulo de incidência para o receptor com um concentrador secundário CPC com um tubo evacuado e o receptor trapezoidal com quatro tubos absorvedores.

#### 7.1.4 Procedimento de traçado de raios para o receptor de cavidade trapezoidal com quatro tubos absorvedores após a aplicação do critério do *Gap Angle*

Após a aplicação do critério do *Gap Angle*, a eficiência óptica do sistema com receptor de cavidade trapezoidal com quatro tubos aumentou significativamente, passando de 77% para 89%, resultado direto da minimização de perdas por bloqueio entre espelhos adjacentes. Apesar da redução do ângulo de aceitação (de 0,8° para 0,68°), o sistema passou a operar com maior eficiência sob incidência normal, refletindo-se em uma interceptação mais eficaz da radiação solar. Como consequência, o CAP foi reduzido de 0,24 para 0,14, o que caracteriza uma troca entre tolerância angular e qualidade da concentração óptica.

A Figura 7.3 apresenta a comparação entre os modificadores de ângulo de incidência transversal ( $IAM_t$ ) para o receptor de cavidade trapezoidal com quatro tubos, nas condições antes e depois da aplicação do critério do *Gap Angle*. A sobreposição das curvas mostra as alterações no comportamento óptico do sistema em função da redistribuição geométrica das fileiras de espelhos. Observa-se que, após a aplicação do *Gap Angle* (curva vermelha), há um aumento sutil do  $IAM_t$  em praticamente todo o intervalo angular, especialmente entre 30° e 70°. Essa melhoria indica que a nova configuração do campo de espelhos possibilitou maior interceptação da radiação solar refletida na cavidade receptora. A curva também mostra que, apesar da redução do ângulo de aceitação de 0,8° para 0,68°, o sistema opera de forma mais eficaz dentro de sua faixa angular útil, com menor dispersão óptica.

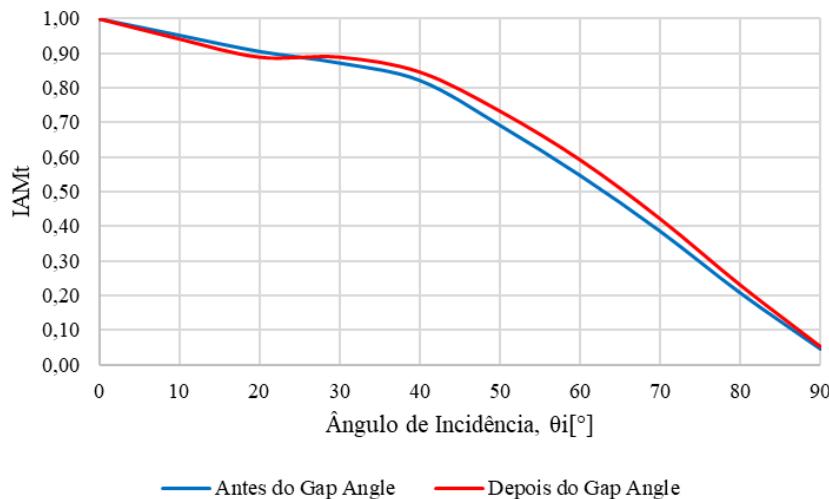


Figura 7.3 Comparação entre o IAM transversal e o ângulo de incidência para o receptor com um com cavidade trapezoidal e quatro tubos antes e depois da aplicação do *Gap Angle*.

### 7.1.5 Análise a partir do procedimento de traçado de raios para as diferentes configurações de receptor e distribuição de espelhos

A eficiência óptica sob incidência normal para os diferentes receptores analisados – cavidade trapezoidal antes e depois da aplicação do *Gap Angle*, e receptor com concentrador secundário do tipo CPC – foi de 77%, 89% e 63%, respectivamente. Embora o sistema com concentrador secundário CPC tenha sido simulado com um campo de espelhos otimizado, seu desempenho óptico foi inferior aos dois arranjos com cavidade trapezoidal. Uma hipótese para esse resultado é que, durante a simulação do receptor com CPC, a altura do receptor e área total de espelhos foi mantida igual à do sistema trapezoidal.

As curvas IAM<sub>t</sub> obtidas para os três casos estão em conformidade com os comportamentos característicos de sistemas LFR, conforme apresentado por Santos et al. (2021), Boccalatte et al. (2022) e Balaji et al. (2016). A curva correspondente ao sistema com CPC apresenta uma queda mais suave ao longo do aumento do ângulo de incidência, mesmo com menor ângulo de aceitação ( $0,32^\circ$ ) e menor valor de CAP (0,10). Por outro lado, o sistema com receptor trapezoidal antes do *Gap Angle* apresentou um ângulo de aceitação maior ( $0,68^\circ$ ) e CAP de 0,14, mas com uma queda mais acentuada na curva IAM<sub>t</sub> – refletindo maior sensibilidade angular.

Após a aplicação do *Gap Angle*, observou-se uma reconfiguração no espaçamento entre fileiras de espelhos, reduzindo o número total de 14 para 12 fileiras. Com isso, as perdas ópticas

por bloqueio e sombreamento diminuíram, e a eficiência óptica sob incidência normal aumentou de 77% para 89% – no caso do receptor de cavidade trapezoidal. O ângulo de aceitação, entretanto, foi reduzido para  $0,68^\circ$ , o que resultou em um CAP de 0,14. Ou seja, embora o sistema tenha se tornado mais dependente de um rastreamento solar preciso, sua interceptação da radiação refletida melhorou significativamente.

Embora a eficiência do sistema LFR com CPC seja menor, é importante considerar que esta configuração utiliza apenas um tubo absorvedor, enquanto a cavidade trapezoidal possui quatro. Tal diferença afeta diretamente a área receptora e, portanto, a capacidade de interceptação óptica. Ainda assim, o concentrador secundário CPC é uma solução com ótimo desempenho angular teórico, projetada para maximizar a captura de radiação solar em diversas condições de incidência. Seu desempenho inferior, neste caso, pode ser atribuído à falta de compatibilização entre a geometria do campo primário e os requisitos ópticos do CPC, especialmente em relação à altura focal e distribuição dos espelhos.

Além disso, a área total do campo de espelhos foi mantida constante nas três simulações. No caso do sistema antes do *Gap Angle*, o campo era denso, com espaçamentos uniformes e reduzidos entre fileiras, o que gera maiores perdas por bloqueio e sombreamento. Com a aplicação do critério do *Gap Angle*, os espaçamentos passaram a ser variáveis, baseados na trajetória máxima admissível dos raios refletidos.

Na literatura (Rabl, 1985; Duffie e Beckman, 2013), observa-se que o ângulo de aceitação em sistemas LFR apresenta valores consideravelmente reduzidos quando comparado a outras tecnologias de concentração. Chaves (2008) indica que em configurações de maior concentração, o ângulo de aceitação é inferior a  $1^\circ$ . Resultados numéricos e experimentais reportados por Sharma et al. (2015) e Singh et al. (2020) apontam que sistemas LFR apresentam ângulos de aceitação efetivos variando entre  $0,5^\circ$  e  $2^\circ$ , dependendo da geometria do campo de espelhos e do tipo de receptor. Santos et al. (2021, 2024) apresenta resultados que em receptores de cavidade trapezoidal, o ângulo de aceitação determinado via curvas IAM situa-se entre  $0,3^\circ$  e  $1,5^\circ$ , dependendo do espaçamento entre espelhos. Dessa forma, evidencia-se que o ângulo de aceitação baixo é uma característica intrínseca dos sistemas Fresnel lineares, o que explica a elevada exigência de rastreamento solar preciso.

## 7.2 ANÁLISE GEOMÉTRICA DO SISTEMA LFR PELO MODELO ANALÍTICO

Nesta seção serão descritos os resultados obtidos a partir do modelo analítico para definição dos índices de perdas geométricas referentes ao sombreamento, bloqueio e fim de

linha. O método foi aplicado para duas configurações do campo de espelhos: (1<sup>a</sup>) campo com 14 espelhos, cada um com 30 mm de largura e 6 m de comprimento, espaçados 10 mm entre si; (2<sup>a</sup>) campo de espelhos após a aplicação do conceito do *Gap Angle* – 12 espelhos, cada um 30 cm de largura e 6 m de comprimento, com espaçamento variável entre as fileiras de espelhos. Em ambos os casos foi considerado o receptor posicionado a uma altura de 3 m em relação ao campo de espelhos.

Por se tratar de um método analítico, o receptor foi considerado como uma abertura plana de 30 cm, sem considerar a cavidade receptora ou a quantidade e o posicionamento dos tubos dentro da cavidade. Essa consideração é feita pois o modelo analítico analisa a posição de cada fileira de espelhos no campo de refletores e como as perdas geométricas influenciam na eficiência óptica do sistema LFR.

Cabe aqui comentar que a principal diferença entre o traçado de raios (pelo SolTrace, por exemplo) e o método analítico está na forma como é tratada a geometria e os fenômenos ópticos envolvidos na análise. O traçado de raios utiliza métodos estatísticos para prever o caminho que os raios solares traçam – desde o Sol, até atingir os espelhos e ser absorvido pelo receptor. Já o método analítico utiliza equações geométricas para calcular as perdas por sombreamento e bloqueio, por exemplo, com base na posição solar e na configuração do sistema. Nesse sentido, a aplicação do método analítico para estudar as parcelas das perdas, como elas influenciam na eficiência óptica e, a partir disso, propor otimizações é uma grande vantagem.

### **7.2.1 Campo de espelhos com 14 espelhos com espaçamento de 10 mm entre si**

A Tabela 7.2 mostra as parcelas de perda por sombreamento, bloqueio e fim de linha a partir do método analítico. O sombreamento, mesmo em diferentes épocas do ano, não possui uma variação significativa, enquanto o bloqueio possui uma variabilidade. A perda com maior influência, como já esperado, de acordo com a literatura, é a perda de fim de linha, uma vez que quanto maior a declinação solar, maior será essa perda, além disso, por se tratar de um coletor curto, seu impacto é ainda maior. A partir da aplicação do método analítico, obteve-se uma eficiência óptica de 0,75. Valor praticamente igual ao que foi obtido a partir do procedimento de traçado de raios.

Os valores obtidos foram testados e estão de acordo com a literatura – Duffie e Beckmann (2013) apresentam valores típicos de perdas por sombreamento e bloqueio entre 10

e 20 %. Rabl (1985) também sugere que a parcela de perdas por sombreamento e bloqueio deve estar entre 15 e 25 %. Sharma et al. (2015), que apresentam um extensivo estudo sobre perda ópticas em sistemas LFR, sugere perdas entre 5 e 15 % por sombreamento e 2 a 20 % por bloqueio.

Tabela 7.2 Índice de perdas geométricas para diferentes dias do ano

<b>Mês/Dia Típico</b>	<i>Perdas Geométricas</i>		
	<b>Sombreamento</b>	<b>Bloqueio</b>	<b>Fim de Linha</b>
Março/80	0,164	0,225	0,236
Junho/173	0,164	0,362	0,447
Setembro/265	0,164	0,224	0,234
Dezembro/355	0,157	0,134	0,026

### 7.2.2 Campo de espelhos modificado pelo uso do *Gap Angle*

Após aplicar conceito do *Gap Angle* (Santos et al., 2021) e alterar o espaçamento entre as fileiras de espelhos (Tabela 8.2), foi feito o estudo para entender como o sombreamento e o bloqueio acontecem para esta nova configuração de espelhos. A Tabela 7.3 mostra os índices de sombreamento, bloqueio e fim de linha obtidos a partir da aplicação do método analítico.

Percebe-se que o impacto não varia significativamente em relação à configuração de espelhos distribuídos uniformemente. Uma das hipóteses para esse comportamento é o fato de que o *footprint* do campo de espelhos foi mantido, mesmo que a área total de reflexão tenha diminuído devido à redução do número de espelhos (de 14 para 12). Caso esse fator limitante fosse retirado, a distribuição dos espelhos assumiria uma configuração diferente. Além disso, a altura do receptor também pode influenciar, uma vez que, ao aumentar a área total de espelhos, o raio de curvatura do campo cresce, alterando a posição do foco e exigindo o reposicionamento do receptor. A partir da aplicação do método analítico, obteve-se uma eficiência geométrica de 0,77.

Comparando-se os dois campos de espelhos – (1) com espaçamento uniforme e (2) com diferentes espaçamentos aplicando o *Gap Angle* – verifica-se que não há grande diferença de eficiência óptica, em relação ao traçado de raios para esta condição –  $\eta_0 = 0,63$  –, e de parcela de perdas geométricas. Assim, ao aplicar a configuração obtida a partir do *Gap Angle*, como há

a redução de duas fileiras de espelhos, reduz o custo do campo de espelhos e mantém a eficiência.

Tabela 7.3 Índice de perdas geométricas para diferentes dias do ano para a configuração do campo de espelhos ao aplicar o *Gap Angle*.

<b>Mês/Dia Típico</b>	<i>Perdas Geométricas</i>		
	<b>Sombreamento</b>	<b>Bloqueio</b>	<b>Fim de Linha</b>
Março/80	0,175	0,2141	0,236
Junho/173	0,175	0,356	0,447
Setembro/265	0,175	0,213	0,234
Dezembro/355	0,125	0,1191	0,026

## 7.3 ENSAIO EXPERIMENTAL

Nesta seção serão apresentados os resultados obtidos nos ensaios experimentais. A análise será dividida em três etapas: (1<sup>a</sup>) Validação da bancada experimental de acordo com a norma ISO 9806:2017; (2<sup>a</sup>) Análise do concentrador Fresnel com controle na temperatura de entrada e; (3<sup>a</sup>) Análise do concentrador Fresnel sem controle na temperatura de entrada.

### 7.3.1 Validação do protótipo experimental de acordo com a ISO 9806:2017

O procedimento experimental para validação da bancada experimental seguiu a normativa da ISO 9806:2017 – que estabelece os parâmetros de teste em concentradores solares – e foi fundamental para orientar os ajustes técnicos necessários. Dessa forma, a norma não apenas forneceu uma estrutura metodológica robusta para os testes, como também assegurou a confiabilidade e a comparabilidade dos resultados experimentais com estudos similares na literatura.

Foi analisada a conformidade do coletor com a norma técnica, verificando se os parâmetros de teste variam dentro da tolerância permitida: a variação máxima da temperatura ambiente de 1 °C e a máxima variação de temperatura do fluido de ± 2%. Os testes foram realizados nos dias 20 e 21 de fevereiro de 2024, ao meio-dia solar.

A Tabela 7.4 mostra os valores médios, máximos e mínimos de temperatura, irradiância e vazão obtidos durante os ensaios experimentais. Conforme os desvios encontrados para cada parâmetro de teste, se verifica que os testes foram executados de acordo com a ISO 9806:2017. Além disso, é possível observar que os desvios padrão médio das grandezas não foram significativos, garantindo a estabilidade dos parâmetros medidos ao longo do teste – temperatura ambiente, de entrada e de saída, irradiância e vazão mássica de fluido.

Tabela 7.4 Condições e valores médios de operação para os testes de validação do coletor de acordo com a ISO 9806:2017

<b>Parâmetros</b>	<b>20/02/2024</b>			<b>21/02/2024</b>		
	<b>ValorMédio</b>	<b>Máximo</b>	<b>DesvioMáximo</b>	<b>ValorMédio</b>	<b>Máximo</b>	<b>DesvioMáximo</b>
Irradiância ( $\text{W/m}^2$ )	1120,86	1127	2,234	1105,81	1110	1,32
Vazão mássica ( $\text{kg/s}$ )	0,103	0,113	0,00174	0,069	0,078	0,00216
$T_{\text{ambiente}}$ ( $^{\circ}\text{C}$ )	32,42	33,45	0,414	32,38	31,47	0,369
$T_{\text{entrada óleo}}$ ( $^{\circ}\text{C}$ )	33,43	37,65	2,06	32,88	33,09	0,349
$T_{\text{saída óleo}}$ ( $^{\circ}\text{C}$ )	51,83	62,16	4,02	73,48	91,18	13,59
$\Delta T$ ( $^{\circ}\text{C}$ )	18,4			40,6		
Potência Instantânea (W)	3834,81	5615,28	713,34	5539	7923	1723,13
Eficiência (%)	24,17			35,11		

A vazão mássica média para o dia 20, foi de 0,103 kg/s (~7,5 L/min), e para o dia 21, 0,07 kg/s (~5 L/min), e foi verificado para ambos os dias o regime de escoamento laminar, considerando as dimensões do tubo e as propriedades do fluido. A Figura 7.4 mostra os resultados das variações dos parâmetros analisados: a irradiância e velocidade do vento em função do tempo (Figura 7.4a), a eficiência, vazão e temperaturas de entrada, saída e ambiente (Figura 7.4b) para o teste realizado em 20 de fevereiro de 2024.

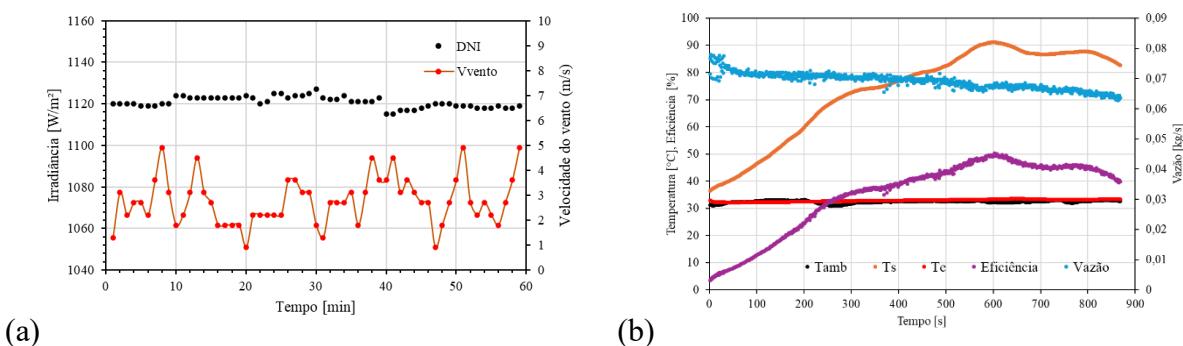


Figura 7.4 Variações da irradiância e velocidade do vento (a) e eficiência, vazão mássica e temperaturas de entrada, saída e ambiente (b) ao longo do teste realizado no dia 20/02/2024.

Na Figura 7.5 são apresentados os resultados obtidos para o dia 21 de fevereiro de 2024. São mostrados os gráficos da variação da irradiância e velocidade do vento (Figura 7.5a) e da vazão mássica, eficiência e temperaturas (Figura 7.5b) em função do tempo de duração do teste. Comparando as medições de vazão para os dois dias de teste, verifica-se que houve um controle maior da vazão no dia 21, mesmo que tenha se utilizado uma vazão menor – isso é perceptível pela diferença de oscilação na curva para cada um dos dias, tanto da eficiência como da temperatura de saída do fluido. É importante ressaltar que a velocidade do vento também interfere na eficiência do sistema, uma vez que o coletor analisado possui um receptor aberto, ou seja, sem uma cobertura de vidro fechando o receptor e os tubos não são do tipo evacuados.

No gráfico da Figura 7.5, nota-se que houve um controle maior dos parâmetros. Isso se deve, principalmente, às condições climáticas mais favoráveis que as do dia anterior – tanto em termos de velocidade do vento, como de temperatura ambiente – que praticamente não teve muitas variações em relação à temperatura de entrada do fluido, como se verifica na Figura 7.5b.

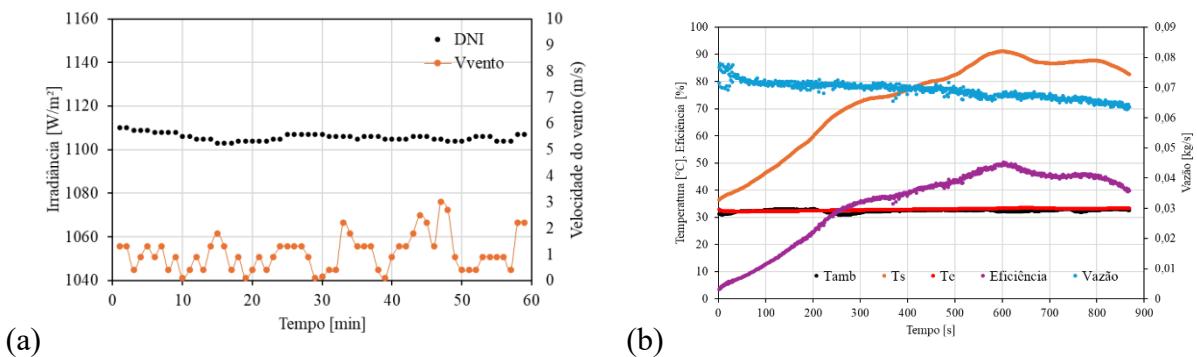


Figura 7.5 Variações da irradiância e velocidade do vento (a), e eficiência, vazão mássica e temperaturas de entrada, saída e ambiente (b) ao longo do teste realizado no dia 21/02/2024.

Para os dois dias de teste, a irradiância foi semelhante: dia 20 o valor médio foi de 1120,86 W/m<sup>2</sup> e no dia 21, 1105,81 W/m<sup>2</sup>. As Figura 7.4a Figura 7.5a mostram a curva da irradiância durante o teste. Mesmo que tenham ocorrido variações ao longo do teste, elas não foram significativas a ponto de influenciarem nas oscilações na temperatura de saída, como é mostrado na Figura 7.4b. Como esse comportamento não se repete na curva do teste realizado no dia 21 (Figura 7.5b), as oscilações se devem às condições de vento e o problema poderia ser mitigado caso o receptor possuísse uma placa de vidro ou se os tubos fossem evacuados.

Na Figura 7.6 são apresentados os resultados para a potência térmica útil,  $Q_{\text{útil}}$ , para os dois dias de teste. Da mesma forma que para o dia 20 de fevereiro houve uma oscilação na

eficiência, esse mesmo comportamento se reflete na curva de potência instantânea, cujo valor médio foi de 3835 W. Para o dia 21 de fevereiro, em função dos fatores já mencionados, os resultados de potência instantânea se apresentaram de maneira mais estável e o valor médio foi 5539 W, maior que o dia anterior associado à menor vazão de fluido, que resulta em uma maior variação de temperatura, conforme Tabela 7.4.

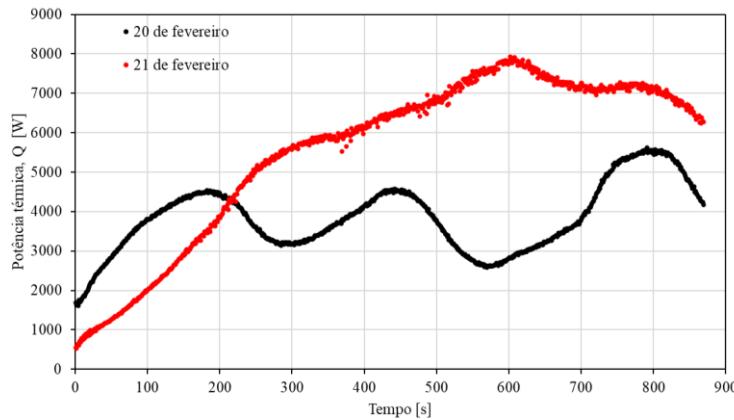


Figura 7.6 Potência térmica instantânea do concentrador Fresnel nos dias 20 e 21 de fevereiro de 2024.

### 7.3.2 Análise do Concentrador Fresnel com Controle da Temperatura de Entrada

Nesta etapa de ensaios, as medições foram feitas controlando a vazão de fluido e a temperatura de entrada. O óleo circula em um sistema fechado, ou seja, ele retorna ao reservatório e recircula pelo sistema. Nessa configuração, o Paratherm HE passa pelo trocador de calor e é resfriado a cada circulação, com o objetivo de controlar e manter constante a temperatura de entrada.

Os testes foram realizados nos dias 23 de abril e 12 de maio de 2025. Foi feita a avaliação do concentrador Fresnel para duas faixas de vazão – em média, 3,22 L/min (23 de abril) e 6,79 L/min (12 de maio). A Tabela 7.5 mostra os valores médios obtidos a partir das medidas experimentais.

Tabela 7.5 Valores médios obtidos nos ensaios experimentais nos dias 23 de abril e 12 de maio de 2025.

Valores Médios	23 de abril	12 de maio
Velocidade do vento (m/s)	0,80	1,57
Temperatura ambiente (°C)	31,45	27,38
Radiação Global (W/m <sup>2</sup> )	587,56	544,65
Temperatura de saída (°C)	61,53	34,96
Temperatura de entrada (°C)	32,74	29,01
Variação de Temperatura	28,8	6
Vazão (L/min)	3,22	6,79
Potência útil (W)	2527 ± 49	1105 ± 63
Eficiência (%)	44 ± 4,4 %	20 ± 2,2 %

Os gráficos apresentados na Figura 7.7 mostram a variação de temperatura e a radiação global ao longo do tempo, em dois dias distintos: 23 de abril (vazão menor, 3,22 L/min) e 12 de maio (vazão maior, 6,79 L/min), respectivamente.

Na Figura 7.7(a), observa-se que a menor vazão (3,22 L/min, em 23 de abril) resultou em uma maior variação de temperatura ao longo do tempo, alcançando valores superiores a 35 °C. Já no dia 12 de maio, com uma vazão de 6,79 L/min, a variação de temperatura manteve-se entre 6 e 10 °C, indicando que o aumento da vazão reduziu o tempo de escoamento do fluido pelo tubo absorvedor, limitando o ganho térmico.

A Figura 7.7(b) representa a radiação global ao longo do tempo e verifica-se que no dia 23 de abril a radiação foi inicialmente elevada (acima de 700 W/m<sup>2</sup>), mas apresentou uma queda progressiva, possivelmente devido à passagem de nuvens ou variações na inclinação solar. Em contraste, no dia 12 de maio, a radiação manteve-se mais constante, oscilando entre 650 e 700 W/m<sup>2</sup> durante quase todo o ensaio experimental, com flutuações apenas no final do experimento.

Apesar da estabilidade e intensidade favorável da radiação no dia 12 de abril, a variação de temperatura foi menor, reforçando a influência predominante da vazão sobre o desempenho térmico do sistema. Esses resultados demonstram que o controle da vazão é um fator determinante na eficiência de aquecimento em coletores solares lineares Fresnel.

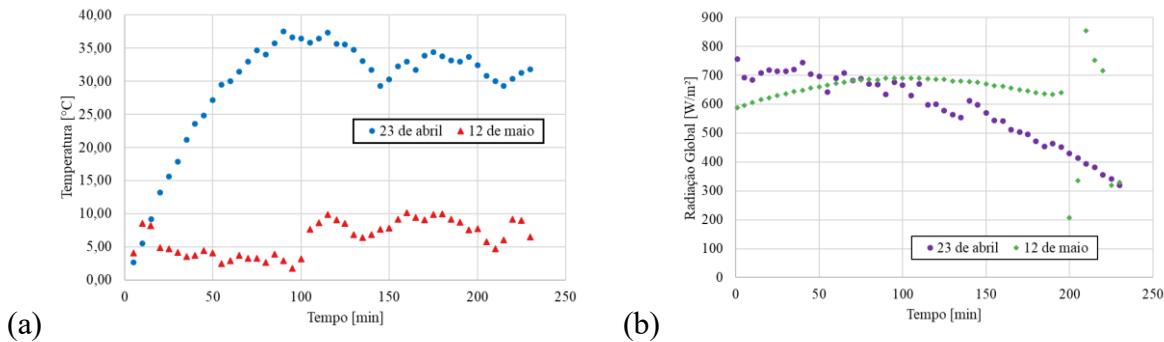


Figura 7.7 Variação da temperatura do fluido ( $T_{\text{saída}} - T_{\text{entrada}}$ ) (a) e distribuição da radiação global ao longo do tempo (b) para as vazões de 3,22 L/min (23 abril) e 6,79 L/min (12 maio).

A Figura 7.8 mostra a variação da temperatura do fluido ( $T_{\text{saída}} - T_{\text{entrada}}$ ) em função da radiação global para os ensaios dos dias 23 de abril e 12 de maio, de menor e maior vazão de fluido, respectivamente. Na Figura 7.8(a), observa-se um aumento da variação de temperatura com o aumento da radiação global, entre 300 e 700 W/m<sup>2</sup>. A maioria dos pontos se concentra nessa faixa de radiação, apresentando variações de temperatura entre 30 e 36 °C, o que demonstra um bom aproveitamento da energia solar pelo sistema sob condições de menor vazão e baixa velocidade do vento. Há uma leve queda na variação da temperatura para radiações superiores a 700 W/m<sup>2</sup>, o que pode estar associado a flutuações momentâneas ou à queda desempenho térmico no final do ensaio.

Na Figura 7.8(b), correspondente ao ensaio de 12 de maio, a distribuição dos dados é mais dispersa e não apresenta uma relação clara entre radiação global e variação de temperatura. Mesmo em níveis elevados de radiação (600 a 750 W/m<sup>2</sup>), as variações de temperatura se mantêm, de um modo geral, abaixo de 8 °C. Ou seja, mesmo que a radiação para o dia do ensaio tenha tido condições favoráveis, o sistema não conseguiu absorver essa radiação na forma de potência útil, devido à maior vazão de fluido e ao aumento das perdas térmicas por convecção, causadas pela maior flutuabilidade da velocidade do vento.

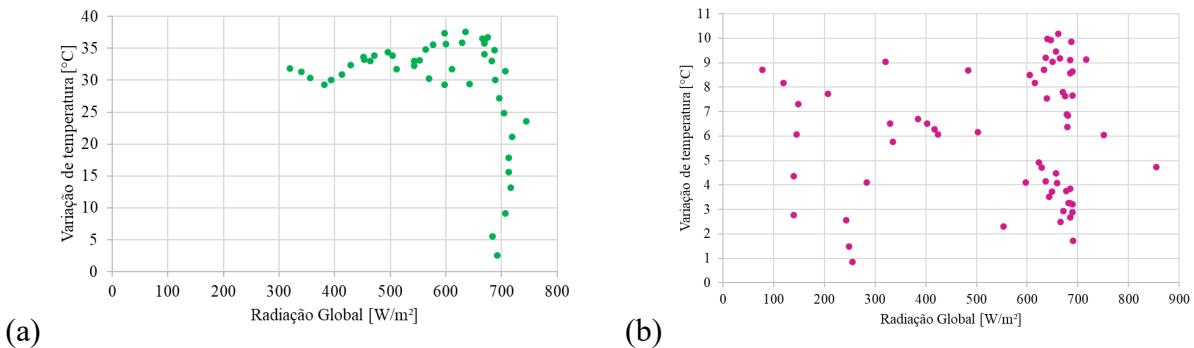


Figura 7.8 Variação da temperatura do fluido ( $T_{\text{saída}} - T_{\text{entrada}}$ ) em função da radiação global para os ensaios dos dias (a) 23 de abril (3,2 L/min) e (b) 12 de maio (6,79 L/min).

A Figura 7.9 mostra a correlação entre a potência útil e a velocidade do vento para os ensaios realizados nos dias 23 de abril (3,22 L/min) e 12 de maio (6,79 L/min), respectivamente. Na Figura 7.9(a) observa-se uma concentração de dados em faixas de vento abaixo de 1,0 m/s, nas quais o sistema alcançou elevados valores de potência útil, variando entre 2700 e 3200 W. Essa distribuição evidencia uma tendência de redução da potência útil à medida que a velocidade do vento aumenta. Esse comportamento reforça a influência negativa da convecção forçada induzida pelo vento, que aumenta as perdas térmicas do sistema e reduz o aproveitamento da energia solar captada. A baixa flutuação nos dados também sugere que, durante esse ensaio, as condições foram estáveis favorecendo um desempenho térmico mais consistente.

A Figura 7.9(b), referente ao ensaio do dia 12 de maio (6,79 L/min), apresenta um comportamento mais disperso e menos definido. A velocidade do vento teve uma variação maior, alcançando valores superiores a 5,0 m/s, e os valores de potência útil permaneceram, de um modo geral, abaixo de 1600 W. A ausência de uma tendência pode ser atribuída à combinação de instabilidade da velocidade do vento com a maior vazão de fluido, que reduz o tempo de escoamento do fluido e, consequentemente, limita a quantidade de calor absorvida. Mesmo assim, nota-se que os menores valores de calor útil tendem a ocorrer nas faixas de vento mais intensas, sugerindo que o aumento da velocidade do vento compromete significativamente a eficiência do sistema. Isso mostra a sensibilidade do sistema a condições instáveis de vento, especialmente quando associadas a vazões maiores.

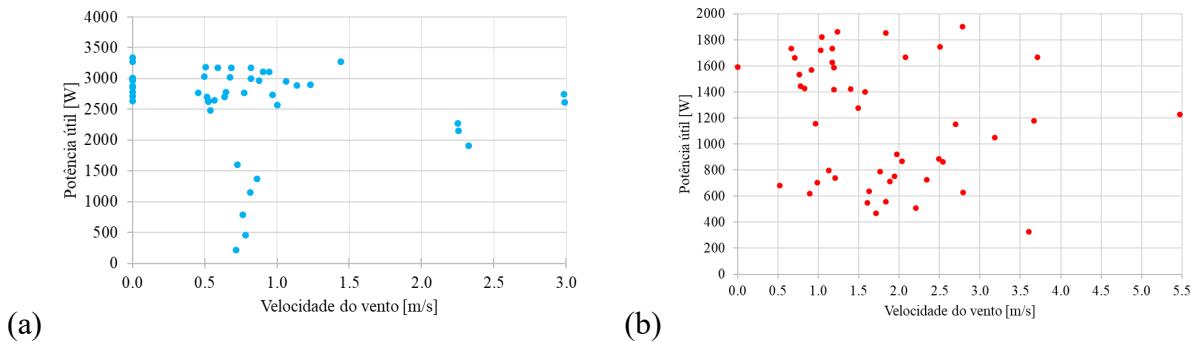


Figura 7.9 Potência útil em função da velocidade do vento para o ensaio dos Dias: (a) 23 de abril (3,22 L/min) e (b) 12 de maio (6,79 L/min).

A Figura 7.10 apresenta a relação entre a potência útil e a radiação global incidente para os ensaios realizados nos dias 23 de abril e 12 de maio, respectivamente. Na Figura 7.10(a), referente ao dia 23 de abril, observa-se uma tendência de aumento do calor útil com o crescimento da radiação global até aproximadamente  $650 \text{ W/m}^2$ , com valores que atingem valores maiores que 3000 W. A partir desse ponto, há uma queda acentuada do calor útil, mesmo com a radiação ainda elevada.

Por outro lado, a Figura 7.10(b) apresenta uma dispersão significativa nos dados, com ausência de um comportamento claro entre radiação global e potência útil. Mesmo sob níveis mais elevados de radiação – acima de  $600 \text{ W/m}^2$  –, o sistema apresenta valores de potência útil bastante variados – entre 400 e 1800 W. Essa falta de correlação pode ser explicada pela presença de altas velocidades de vento e maior vazão, que reduzem a eficiência da troca térmica e aumentam as perdas por convecção. Dessa forma, o gráfico mostra que, embora a radiação solar seja um fator essencial, o desempenho térmico do sistema também depende fortemente de condições operacionais e ambientais adequadas.

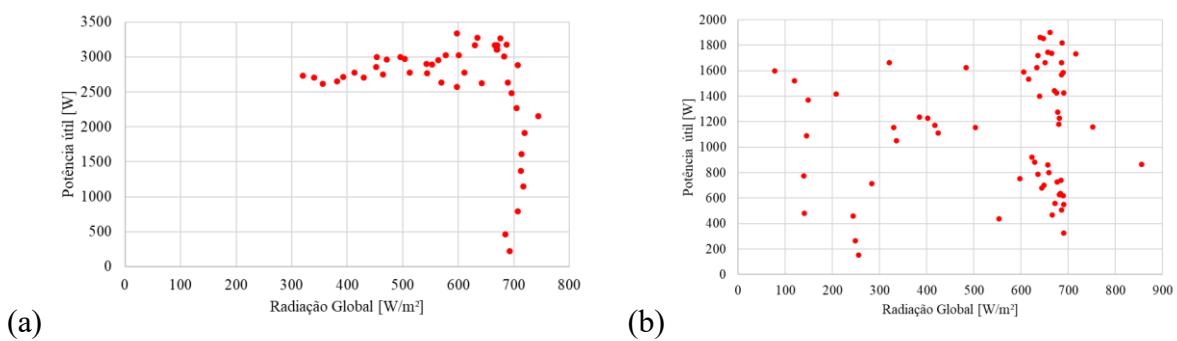


Figura 7.10 Potência útil em função da radiação global incidente para os ensaios dos dias (a) 23 de abril e (b) 12 de maio.

A Figura 7.11 apresenta o comportamento das temperaturas de entrada e saída do Paratherm HE em função do tempo para os ensaios realizados nos dias 23 de abril e 12 de maio, respectivamente. Na Figura 7.11(a), observa-se um aumento da temperatura de saída ao longo do tempo, partindo de cerca de 30 °C até atingir valores superiores a 70 °C, estabilizando-se nessa faixa. Já a temperatura de entrada sofre um aumento mais gradual, variando entre 27 °C e 36 °C. A diferença significativa entre as curvas mostra o melhor desempenho térmico do sistema nesse dia, favorecido pela menor vazão e pela baixa velocidade do vento, que permitiram uma maior absorção de energia solar pelo fluido térmico. É importante ressaltar que, a cada recirculação, o óleo passa pelo trocador de calor e é resfriado até a temperatura ambiente.

Na Figura 7.11(b) embora a temperatura de entrada atinja inicialmente valores próximos de 36 °C e se estabiliza em torno de 28 °C. A temperatura de saída também apresenta oscilações ao longo do tempo, com máximas próximas de 40 °C, mas com tendência de diminuição a partir da metade do ensaio. A menor diferença entre as curvas da temperatura de entrada e de saída mostra uma menor variação de temperatura do fluido, o que está diretamente associado à maior vazão e maior velocidade do vento observadas nesse dia. Esses fatores aumentam as perdas térmicas e reduzem o tempo de escoamento do fluido no tubo absorvedor.

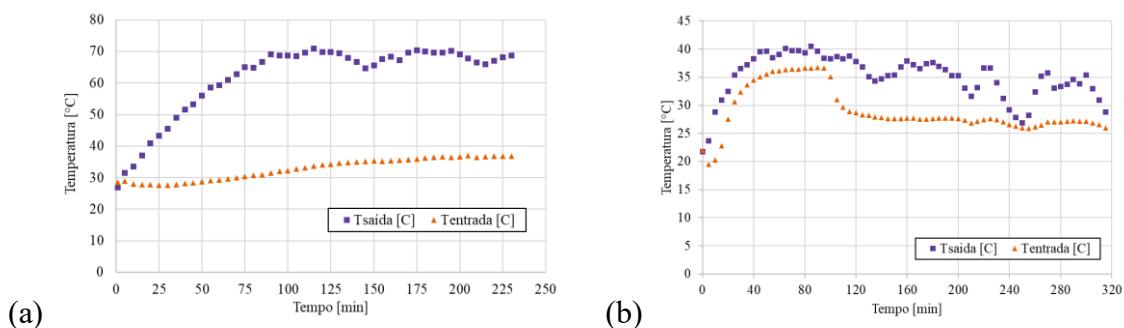


Figura 7.11 Temperatura de entrada e da temperatura de saída em função do tempo para os ensaios dos dias (a) 23 de abril e (b) 12 de maio.

A Figura 7.12 e a Figura 7.13 apresentam imagens termográficas da superfície do tubo absorvedor durante os ensaios realizados nos dois dias de teste sob diferentes vazões. Em ambas as figuras, observam-se diferenças marcantes de temperatura entre as porções iluminadas e não iluminadas do receptor. Parte do receptor não recebe a radiação concentrada por conta do efeito de fim de linha, que conforme vai se aproximando do equinócio de inverno vai aumentando a cada dia.

No dia 23 de abril (Figura 7.12), a região iluminada atinge cerca de 68,6 °C, enquanto a não iluminada atinge a temperatura de 55,3 °C. No ensaio de 12 de maio (Figura 7.13), a mesma configuração é observada: a região iluminada registra 48,9 °C, enquanto a extremidade não iluminada permanece em torno de 36,5 °C. A diferença entre as temperaturas nas regiões aquecidas e nas extremidades reflete o impacto direto do fim de linha, que limita a incidência de radiação solar concentrada nas bordas do receptor, reduzindo localmente a absorção de energia térmica.

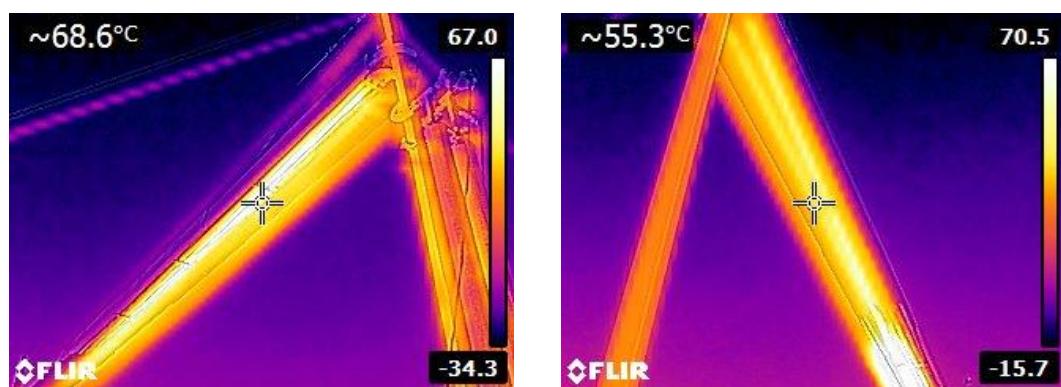


Figura 7.12 Temperatura da superfície do tubo absorvedor verificada na parte iluminada do coletor (esquerda) e na parte sombreada (direita) para o ensaio do dia 23 de abril.

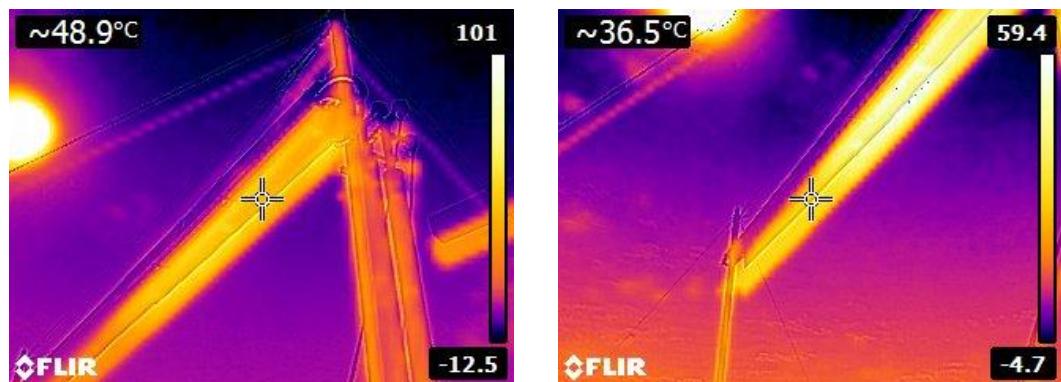


Figura 7.13 Temperatura da superfície do tubo absorvedor verificada na parte iluminada do coletor (esquerda) e na parte sombreada (direita) para o ensaio do dia 12 de maio.

Em complemento à análise da distribuição da temperatura ao longo do tubo absorvedor, a Figura 7.14 mostra imagens do concentrador Fresnel, nas quais é possível observar que o receptor não é completamente iluminado ao longo de toda sua extensão em função da perda de fim de linha.

A Figura 7.15 ilustra outras perdas geométricas em sistemas de concentradores Fresnel lineares e que foram observadas ao longo dos testes realizados: o sombreamento (à esquerda), onde parte da radiação direta não atinge os espelhos devido à sombra projetada por espelhos adjacentes, e o bloqueio (à direita), que ocorre quando raios são refletidos para a parte de trás de espelhos vizinhos, impedindo que alcancem o receptor. Esses fenômenos, somados às perdas de fim de linha, reduzem a eficiência óptica do sistema e contribuem para a distribuição desigual de temperatura no tubo absorvedor observada nas imagens termográficas.



Figura 7.14 Protótipo do concentrador Fresnel com o receptor parcialmente não iluminado por conta do efeito de fim de linha.



Figura 7.15 Representação do sombreamento (esquerda) dos espelhos e do bloqueio (direita) dos raios incidentes que refletem na parte de trás do espelho adjacente.

### 7.3.3 Análise do Concentrador Fresnel sem o Controle da Temperatura de Entrada

Nesta etapa, os testes foram conduzidos com a recirculação de óleo, porém sem a passagem pelo trocador de calor, ou seja, o óleo retorna aquecido para o reservatório e, ao recircular, ele está pré-aquecido. Os testes foram repetidos para três faixas de vazão e em três dias diferentes. O objetivo, nesta etapa de ensaios, foi verificar que temperatura máxima o óleo poderia atingir sem o estágio de resfriamento ao retornar para o reservatório. Os testes foram

conduzidos nos dias 14 de novembro de 2024, 13 e 14 de maio de 2025. A Tabela 7.6 mostra os valores médios obtidos durante os ensaios nos dias mencionados.

Tabela 7.6 Valores médios obtidos nos ensaios experimentais nos 14 de novembro de 2024, 13 e 14 de maio de 2025.

Valores Médios	14 de novembro de 2024	13 de maio de 2025	14 de maio de 2025
Velocidade do vento (m/s)	0,69	1,41	0,62
Temperatura ambiente (°C)	31,05	29,89	30,45
Radiação Global (W/m <sup>2</sup> )	1068,12	576,44	465,63
Temperatura de saída (°C)	99,88	46,28	43,99
Temperatura de entrada (°C)	49,9	50,43	45,49
Variação de Temperatura (°C)	50		
Vazão (l/min)	8,41	4,84	7,21
Potência Térmica (W)	12110 ± 201		
Eficiência térmica (%)	53 ± 5,45 %		

Durante os testes realizados em 13 e 14 de maio de 2025, o concentrador Fresnel operou com recirculação de óleo aquecido em diferentes faixas de vazão – em média, 4,84 l/min e 7,21 l/min, respectivamente –, o que resultou em temperaturas de entrada mais elevadas (50,43 °C e 45,49 °C, respectivamente), e reduziu o gradiente térmico ao longo do receptor – é importante destacar a presença significativa de perdas por efeito de fim de linha (conforme mostrado na Figura 7.14).

Assim como nos testes anteriores, essas perdas comprometem a uniformidade da radiação concentrada sobre o tubo absorvedor, especialmente na extremidade do receptor, que não é iluminada. Essa limitação geométrica reduz a área efetiva de absorção e contribui diretamente para a menor eficiência térmica do sistema, particularmente em condições de radiação solar mais instável e em operação com fluido já pré-aquecido. Portanto, o baixo desempenho observado é resultado da combinação de perdas ópticas estruturais com condições ambientais menos favoráveis, como radiação reduzida e velocidade de vento variável.

Em comparação com o ensaio de 14 de novembro de 2024, em que os valores médios de radiação global (1068,12 W/m<sup>2</sup>) e de vazão (8,41 l/min) foram mais elevados, a temperatura média de saída foi 99,88 °C, mesmo que a temperatura de entrada tenha atingido um valor

médio de 49,9°C. Isso demonstra que, em condições ideais o sistema LFR pode alcançar temperaturas elevadas – sem resfriamento intermediário.

A Figura 7.16(a) apresenta a variação de temperatura ao longo do tempo para os ensaios realizados nos dias 14 de novembro de 2024, 13 e 14 de maio de 2025. O ensaio de 14 de novembro de 2024 (marcadores azul), apresenta o melhor desempenho térmico entre os três: observa-se um rápido crescimento da variação de temperatura, que atinge valores maiores que 90 °C, em 50 minutos, mantendo-se elevadas ao longo do tempo. Esse resultado está diretamente relacionado à alta radiação global média ( $1068 \text{ W/m}^2$ ) e à vazão elevada (8,41 l/min).

Por outro lado, os ensaios realizados em 13 e 14 de maio de 2025 mostram desempenhos bastante inferiores. No dia 13 (marcadores laranja), a variação de temperatura oscila em torno de 5 a 10 °C no início, mas apresenta quedas abruptas ao longo do tempo, inclusive atingindo valores negativos, ou seja, a temperatura de saída chegou a ser menor à de entrada. Esse comportamento é reflexo da influência da perda de fim de linha no desempenho de sistemas LFR, além da baixa radiação. O comportamento da variação de temperatura no dia 14, repete o padrão observado no dia 13: uma variação de temperatura próxima de zero. De um modo geral, o desempenho do sistema LFR se apresenta sensível às condições de operação, especialmente à radiação solar disponível, à recirculação do fluido aquecido, e às perdas estruturais como o fim de linha. O gráfico demonstra que, para maximizar a absorção de calor, é fundamental que o sistema opere com radiação incidente elevada e controle de vazão do fluido de trabalho.

A Figura 7.16(b) apresenta a distribuição da radiação global ao longo do tempo para os ensaios realizados nos dias 14 de novembro de 2024, 13 de maio de 2025 e 14 de maio de 2025. Observa-se que, no dia 14 de novembro, os valores de radiação global se mantiveram elevados, com médias superiores a  $1050 \text{ W/m}^2$  e baixa dispersão ao longo do tempo. Essa condição representa um cenário favorável para operação do sistema LFR, uma vez que a estabilidade da radiação favorece o aquecimento contínuo do óleo térmico. Conforme mencionado anteriormente, na Figura 7.16(a), tal condição resultou em um desempenho térmico superior em comparação aos demais dias de ensaio.

No ensaio de 13 de maio de 2025, a radiação global média teve valores em torno de  $650 \text{ W/m}^2$ , com valores estáveis ao longo do tempo. Apesar de representar um cenário intermediário em termos de disponibilidade energética, o desempenho térmico do sistema foi prejudicado por fatores como o efeito de fim de linha, que como é mostrado na Figura 7.14, possui grande impacto no sistema LFR nesta época do ano, comprometendo a absorção de calor no receptor.

No dia 14 de maio de 2025, a radiação global apresentou os menores valores entre os ensaios – entre 400 e 600 W/m<sup>2</sup>, com oscilações associadas à instabilidade atmosférica, causada por intermitência de nuvens – isso pode ser observado nas imagens da Figura 7.17. Essa variabilidade reduziu ainda mais a capacidade do sistema, o que se refletiu em uma variação de temperatura praticamente nula ao longo do ensaio. Portanto, os resultados demonstram que, embora a radiação solar seja o principal insumo energético do sistema, sua influência está associada às condições operacionais e às perdas ópticas, reforçando a importância da análise integrada desses fatores no desempenho térmico de concentradores solares lineares Fresnel.

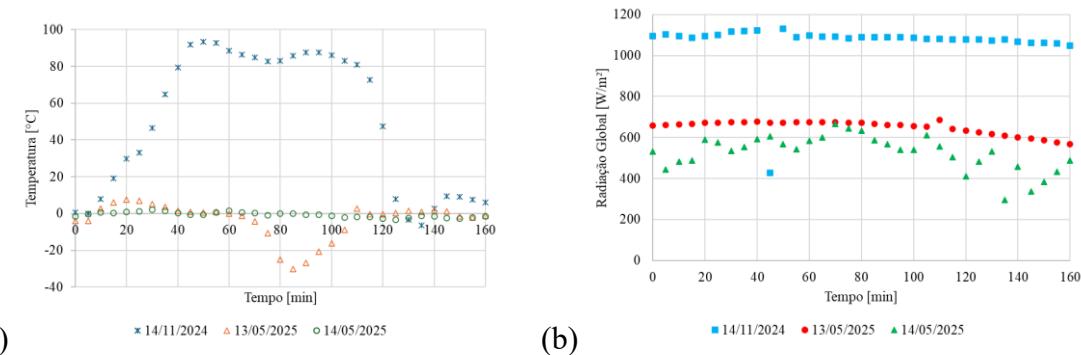


Figura 7.16 Variação da temperatura do fluido (a) e distribuição da radiação global ao longo do tempo (b) para os dias 14 de novembro de 2024 e 13 e 14 de maio de 2025.

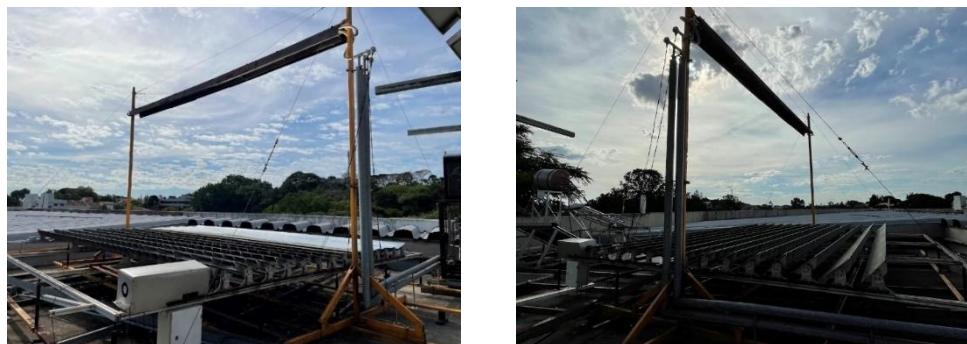


Figura 7.17 Condições de céu parcialmente encoberto durante os ensaios realizados do dia 14/05/2025 no período da manhã (esquerda) e no período da tarde (direita).

A Figura 7.18 ilustra a variação de temperatura do fluido térmico em função da radiação global. Na Figura 7.18(a), observa-se que a radiação global se manteve predominantemente acima de 1050 W/m<sup>2</sup>, e a variação de temperatura superior a 80 °C, relacionadas às condições do mês de novembro. Essa distribuição indica condições favoráveis de operação. A dispersão

vertical no gráfico sugere a influência de outros fatores, como pequenas flutuações na vazão, mas sem comprometer a absorção de calor pelo receptor.

A Figura 7.18(b), para o 1º dia do mês de maio, apresenta uma situação de instabilidade operacional, influenciada pelo vento intenso, alto impacto da perda de fim de linha. A ausência de uma tendência clara reforça que, apesar de haver radiação disponível, o sistema não conseguiu absorvê-la na forma de potência útil. Por fim, a Figura 7.18(c) reforça esse cenário de baixa eficiência térmica. Mesmo com níveis de radiação variando entre 400 e 650 W/m<sup>2</sup>, a maioria dos pontos está concentrada em  $\Delta T$  negativos de até -6 °C. Essa situação indica que o fluido térmico perdeu mais calor do que ganhou ao escoar através do tubo absorvedor do receptor, possivelmente impulsionado pela combinação de baixa irradiância, vento moderado e alta vazão de fluido.

Esses gráficos confirmam que, embora a radiação global seja um fator fundamental para o aquecimento do fluido, a eficiência do sistema depende de um balanço entre boa incidência de radiação, vazão, temperatura de entrada e perdas ópticas e térmicas. Apenas sob condições favoráveis, como no dia 14 de novembro, observa-se uma relação clara e favorável entre a energia solar incidente e o desempenho térmico.

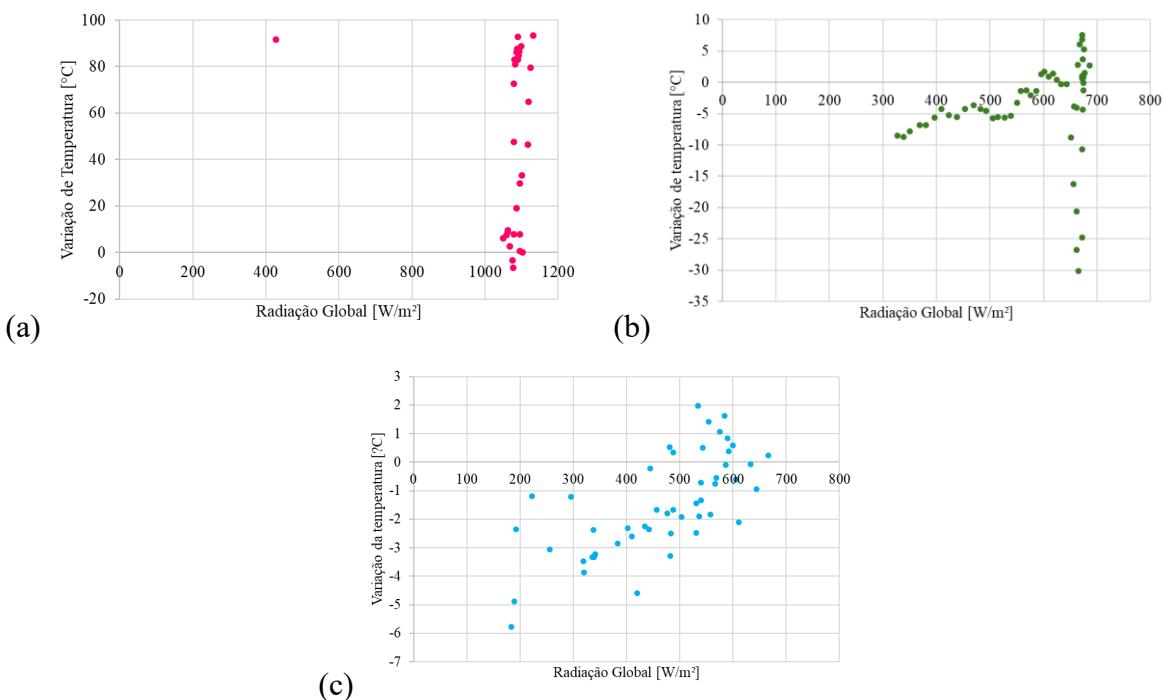


Figura 7.18 Variação da temperatura ( $\Delta T = T_{\text{saída}} - T_{\text{entrada}}$ ) em função da radiação global para o ensaio do dia (a) 14 de novembro de 2024, (b) 13 de maio e (c) 14 de maio de 2025.

A Figura 7.19 mostra a relação entre a potência útil e a velocidade do vento para os ensaios realizados nos mesmos dias (14 de novembro de 2024 e 13 e 14 de maio de 2025). A partir dessas representações, é possível observar como a velocidade do vento influencia o desempenho térmico do sistema Fresnel.

Na Figura 7.19(a), os dados demonstram que, mesmo com variações na velocidade do vento entre 0,5 e 1,0 m/s, a potência útil foi elevado – superiores a 15000 W. Embora tenha alguma dispersão, a maioria dos pontos se concentra em faixas de alto desempenho térmico. Isso é condizente com as demais condições favoráveis desse ensaio, como a elevada radiação solar. Em contrapartida, a Figura 7.19(b) mostra uma situação crítica: grande parte dos pontos apresenta valores negativos de calor útil, indicando que o fluido térmico perdeu mais calor do que absorveu ao longo do percurso. Além disso, as velocidades do vento atingem valores de até 3,5 m/s, o que intensifica as perdas térmicas por convecção forçada. A alta instabilidade nas medições reflete a combinação de fatores desfavoráveis, como a alta variabilidade da velocidade do vento e as perdas geométricas já mencionadas.

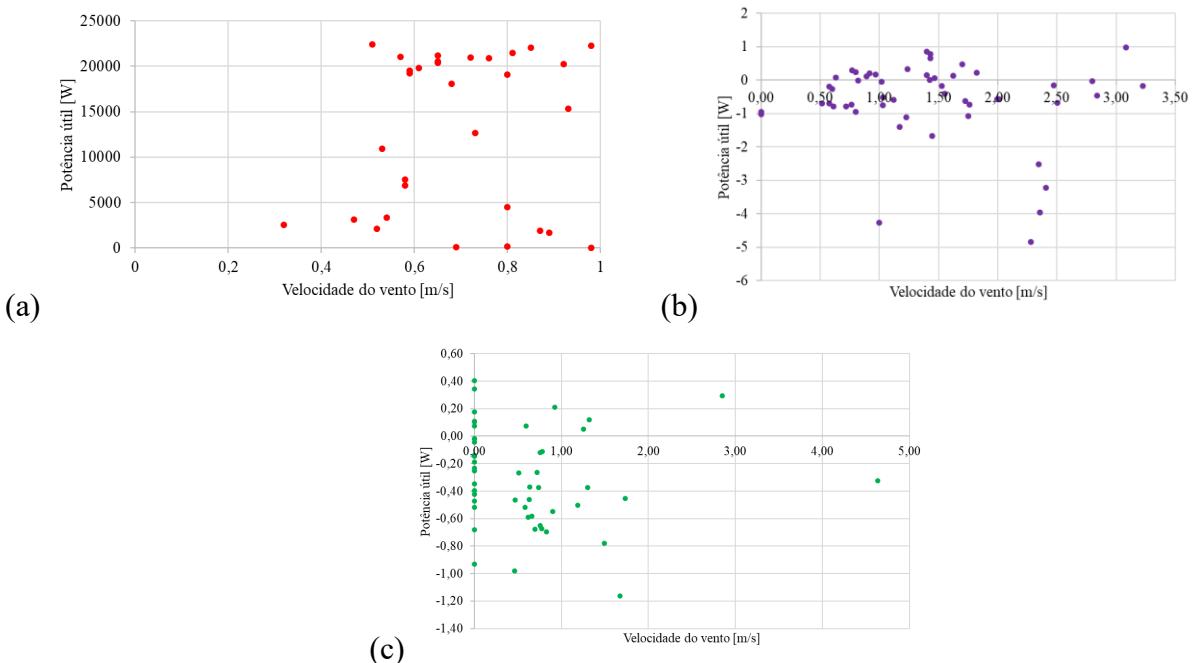


Figura 7.19 Potência útil em função da velocidade do vento para os ensaios realizados em (a) 14 de novembro de 2024, (b) 13 de maio e (c) 14 de maio de 2025.

A Figura 7.19(c), referente ao dia 14 de maio de 2025, reforça essa tendência de baixo desempenho. Ainda que os valores de velocidade do vento sejam, de um modo geral, inferiores aos do dia anterior, praticamente não há calor útil absorvido pelo óleo térmico. Isso confirma

que, além do vento, a baixa radiação solar e o efeito de fim de linha contribuíram para o fraco desempenho térmico. Observa-se que mesmo em velocidades abaixo de 1,0 m/s, o sistema não foi capaz de produzir calor útil significativo, demonstrando que a combinação das variáveis operacionais foi decisiva.

A Figura 7.20 apresenta as curvas de temperatura de entrada e de saída ao longo do tempo para os ensaios conduzidos em 14 de novembro de 2024, 13 de maio de 2025 e 14 de maio de 2025, respectivamente. Essas curvas permitem avaliar, de forma comparativa, o impacto das condições operacionais e ambientais sobre o desempenho térmico do sistema.

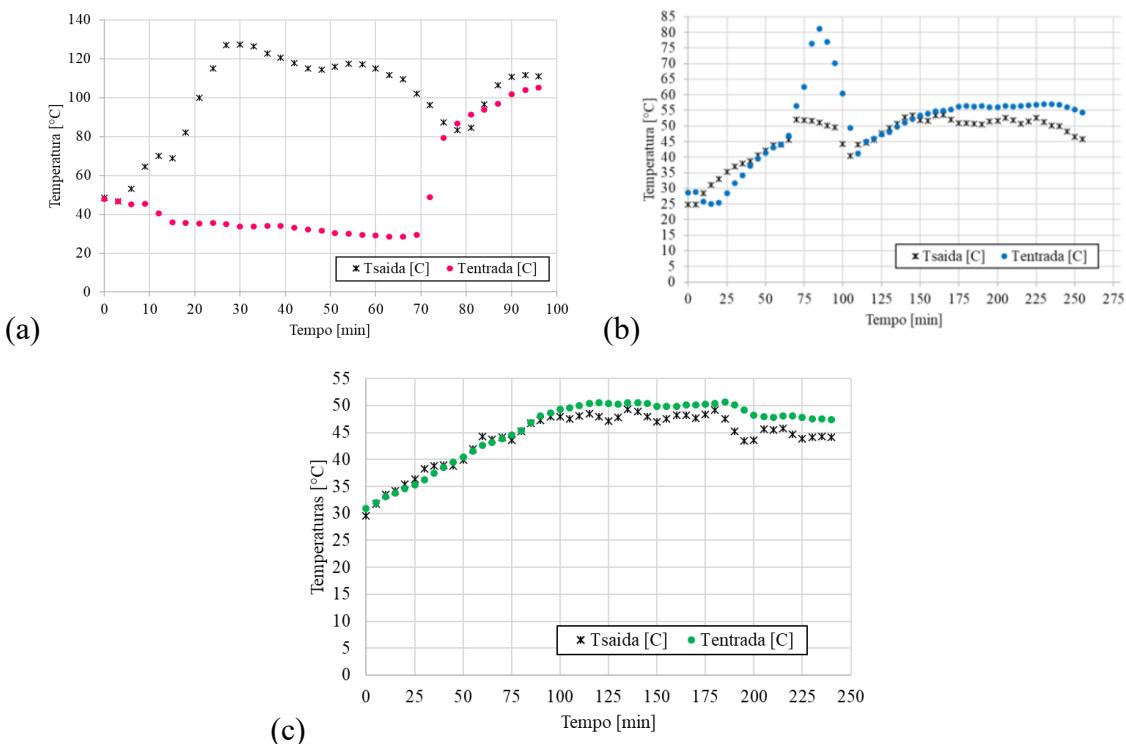


Figura 7.20 Temperaturas de entrada e de saída em função do tempo para os ensaios de (a) 14 de novembro de 2024, (b) 13 de maio e (c) 14 de maio de 2025.

Na Figura 7.20(a), referente ao dia 14 de novembro de 2024, observa-se que a temperatura de saída do fluido atinge valores acima de 130 °C, enquanto a temperatura de entrada mantém-se relativamente baixa, na faixa de 30 a 45 °C. Essa diferença resulta em elevadas variações térmicas, mesmo com uma vazão de fluido elevada (8,41 l/min), e à radiação solar registrada nesse dia.

Na Figura 7.20(b), correspondente ao ensaio de 13 de maio de 2025, o comportamento térmico é menos estável. A temperatura de entrada sobe gradualmente até estabilizar entre 55 e 60 °C; a temperatura de saída acompanha essa tendência inicialmente, mas a diferença entre

entrada e saída é reduzida ao longo do tempo, até praticamente se igualarem. Em alguns instantes, a temperatura de saída chega a ser inferior à de entrada, indicando que as perdas térmicas são superiores ao calor absorvido no receptor. Esse comportamento evidencia que as condições operacionais menos favoráveis (efeito de fim de linha e velocidade do vento instável), comprometeu a eficiência do sistema.

Na Figura 7.20(c), ambas as curvas de entrada e saída apresentam trajetórias muito próximas, com valores oscilando entre 30 e 50 °C. A temperatura de entrada já inicia elevada e aumenta com o tempo, refletindo novamente a recirculação do fluido aquecido. A vazão mais alta (7,21 l/min) neste dia associada à radiação disponível, resultou em uma variação de temperatura entre a entrada e a saída do tubo absorvedor praticamente inexistente.

Assim, observa-se em condições de radiação solar reduzida e perdas térmicas associadas ao vento ou ao efeito de fim de linha, o sistema apresenta forte limitação de eficiência, mesmo com ajustes na vazão. Esses resultados reiteram a importância do controle operacional e das condições climáticas na maximização do rendimento de sistemas solares de concentração.

As Figura 7.21, Figura 7.22 e Figura 7.23 apresentam imagens termográficas obtidas durante os ensaios dos dias 13 e 14 de maio, mostrando aspectos térmicos e ópticos relacionados ao funcionamento do coletor Fresnel e à interação da radiação solar com seus componentes.

Na Figura 7.21 observa-se que a temperatura superficial na porção iluminada do tubo (esquerda) absorvedor atingiu cerca de 59,9 °C, enquanto a região sombreada (direita) atingiu 49,4 °C. A diferença entre essas temperaturas mostra o efeito da perda de fim de linha nesta época do ano.

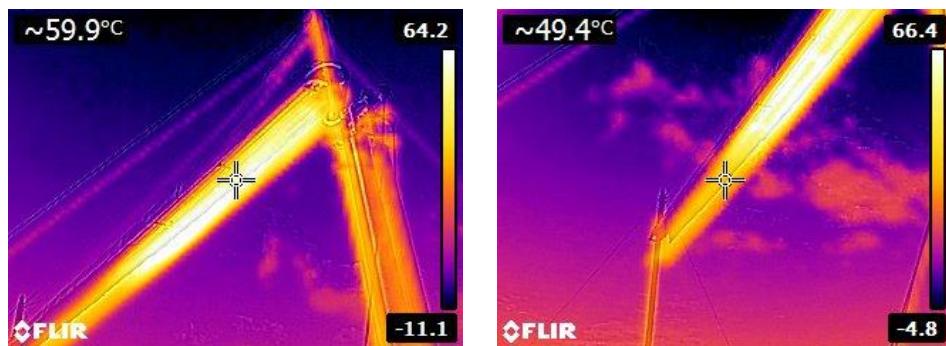


Figura 7.21 Temperatura da superfície do tubo absorvedor verificada na parte iluminada do coletor (esquerda) e na parte sombreada (direita) para o ensaio do dia 13 de maio.

A Figura 7.22 mostra temperaturas ainda mais baixas: 48,9 °C na parte iluminada (esquerda) e 36,5 °C na região sombreada (direita). Esses valores, combinados à maior

homogeneidade térmica ao longo do tubo, indicam uma menor eficiência de concentração e absorção de calor, por conta da alta nebulosidade (Figura 7.17). O sistema operava nesse dia com vazão mais alta (7,21 L/min), o que reduziu o tempo de escoamento do fluido no interior do receptor. Além disso, as condições de radiação global foram desfavoráveis, o que agravou a limitação térmica do sistema.



Figura 7.22 Temperatura da superfície do tubo absorvedor verificada na parte iluminada do coletor (esquerda) e na parte sombreada (direita) para o ensaio do dia 14 de maio.

Por fim, a Figura 7.23 fornece uma visão térmica do campo de espelhos: a sombra projetada pelo receptor sobre os refletores. Essa imagem mostra como em dia de baixa radiação e alta nebulosidade, a sombra projetada do receptor no campo de espelho reduz a área útil de concentração da radiação solar. Esse fenômeno, combinado com perdas por bloqueio e fim de linha, compromete a eficiência do sistema, sobretudo em horários e condições de incidência solar não ideais.

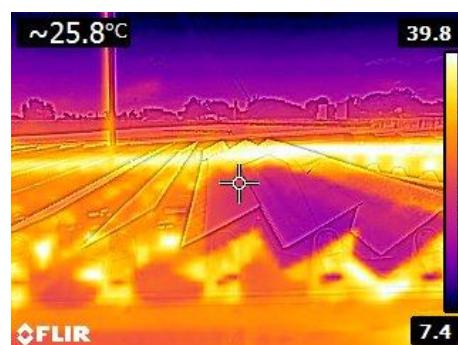


Figura 7.23 Visualização da sombra projetada do receptor no campo de espelhos a partir da câmera térmica.

## 7.4 MODELO TÉRMICO DO RECEPTOR LFR

Nesta etapa dos resultados, são apresentados os resultados obtidos a partir do modelo térmico. Com o modelo térmico, o objetivo é avaliar como a transferência de calor ocorre no receptor do sistema LFR. Nesse caso, foi avaliado o receptor de cavidade trapezoidal com as dimensões da bancada experimental.

A análise térmica é feita a partir de balanços térmicos que consideraram as superfícies envolvidas na troca térmica: cavidade receptora e tubos absorvedores. Além disso, para tornar a análise mais detalhada, o tubo absorvedor foi dividido em 24 elementos e o balanço energético foi aplicado em cada elemento, em que o resultado de saída de um elemento é a entrada para o elemento seguinte.

Os dados de entrada para o modelo térmico são a temperatura ambiente e a temperatura de entrada do fluido de trabalho (Paratherm HE), a vazão mássica e a radiação direta normal – obtidos de forma experimental e que foram apresentados na seção anterior. Além disso, os dados geométricos são obtidos a partir do método analítico também já apresentado – nesse caso, os dados utilizados são a eficiência óptica, o índice de perda por sombreamento, por bloqueio e a perda de fim de linha. Os valores de emissividade e de absorтивidade foram, 0,85 e 0,9, respectivamente.

As Figura 7.24 e 8.25 mostram a comparação das temperaturas de saída calculada e experimental em função do tempo, e da potência útil calculada e a potência útil experimental em função da irradiância para os dados do dia 23 de abril de 2025, respectivamente.

Observa-se que o modelo térmico foi capaz de reproduzir a tendência de crescimento e estabilização da temperatura de saída do fluido, especialmente nas primeiras horas de operação. No entanto, à medida que a irradiância solar aumenta, o modelo tende a superestimar tanto a temperatura de saída quanto a potência útil, o que indica a possibilidade de subestimação das perdas térmicas.

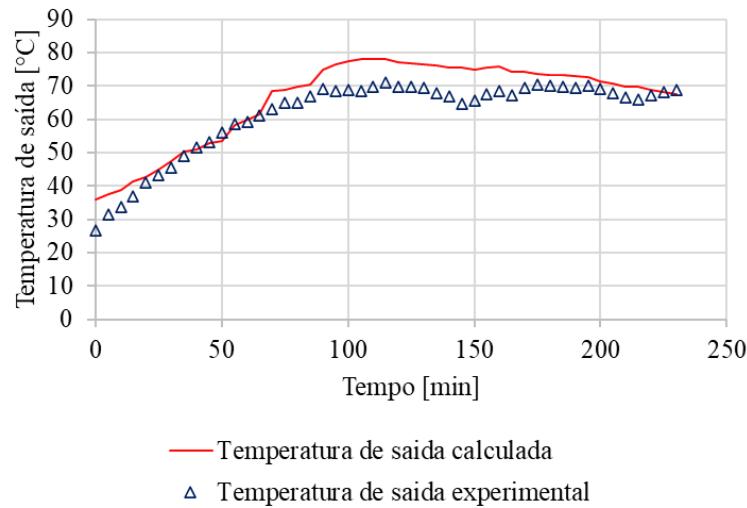


Figura 7.24 Comparaçāo entre a temperatura de saída experimental e calculada em função do tempo para o dia 23 de abril de 2025.

Na Figura 7.25, esse desvio se torna mais evidente em irradiâncias superiores a  $500 \text{ W/m}^2$ , onde a potência calculada se distancia dos valores experimentais. A hipótese para esse comportamento é que o modelo, apesar de incorporar as principais perdas ópticas e térmicas, considera condições operacionais constantes ou médias (como temperatura ambiente e temperatura de entrada do fluido), desconsiderando flutuações transitórias. Ainda assim, a boa concordância nas faixas intermediárias de irradiância indica que o modelo é confiável para estimativas de desempenho e pode ser utilizado como ferramenta de simulação para cenários típicos de operação.

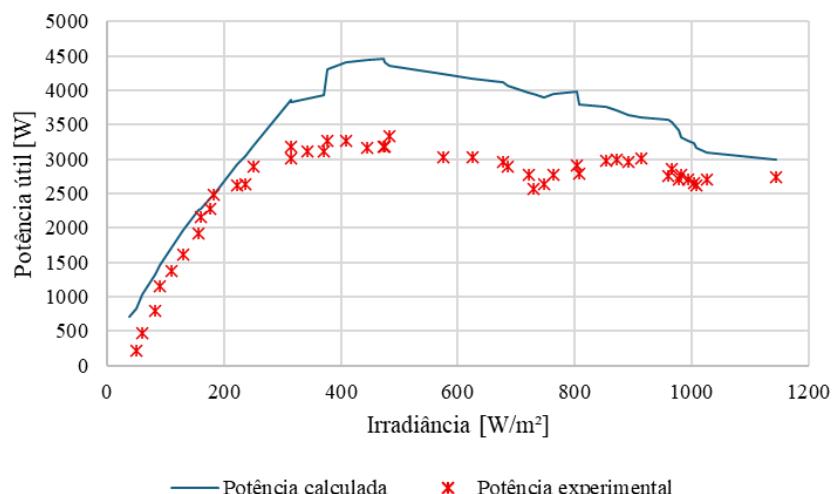


Figura 7.25 Comparaçāo entre o calor útil e experimental e calculado em função da irradiância para o dia 23 de abril de 2025.

As Figura 7.26 e 8.27 apresentam, respectivamente, a comparação entre as temperaturas de saída e as potências térmicas úteis — calculadas e experimentais — para o ensaio conduzido no dia 14 de novembro de 2024. De maneira geral, observa-se que o modelo térmico apresentou bom alinhamento na tendência de crescimento da temperatura de saída do fluido, principalmente nas fases iniciais da operação. Entretanto, à medida que o tempo avança, o modelo passa a superestimar a temperatura de saída, ultrapassando os 140 °C, enquanto os valores experimentais estabilizam em torno de 125 °C. Esse comportamento pode indicar que as perdas térmicas por convecção e radiação em altas temperaturas são subestimadas.

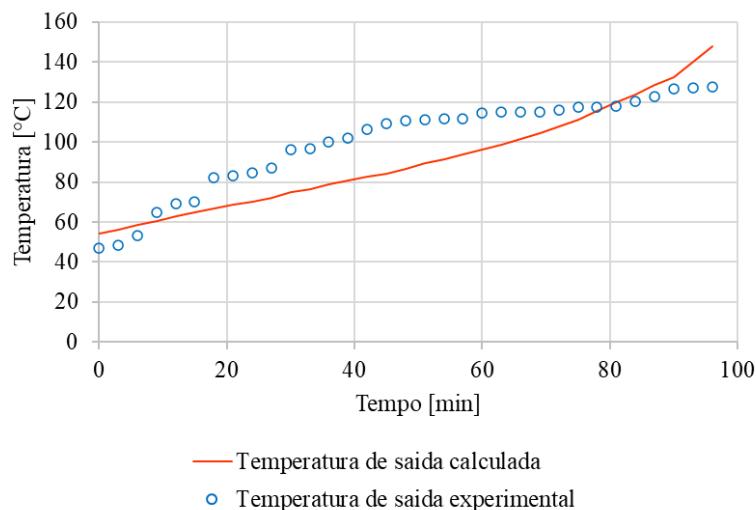


Figura 7.26 Comparação entre a temperatura de saída experimental e calculada em função do tempo para o dia 14 de novembro de 2024.

A Figura 7.27 evidencia uma discrepância significativa entre os valores calculados e experimentais da potência útil, mesmo em condições de irradiância elevada e aparentemente estável. O modelo térmico apresenta um comportamento crescente da potência útil com a irradiância até cerca de 1040 W/m<sup>2</sup>, o que seria esperado fisicamente, mas a partir desse ponto ocorre uma queda na curva calculada, contrastando com os dados experimentais, que permanecem elevados e dispersos. Outro ponto relevante é que os pontos experimentais, apesar de dispersos, indicam uma região de estabilidade próxima a 20.000 W, enquanto o modelo permanece abaixo de 17.000 W mesmo antes da queda.

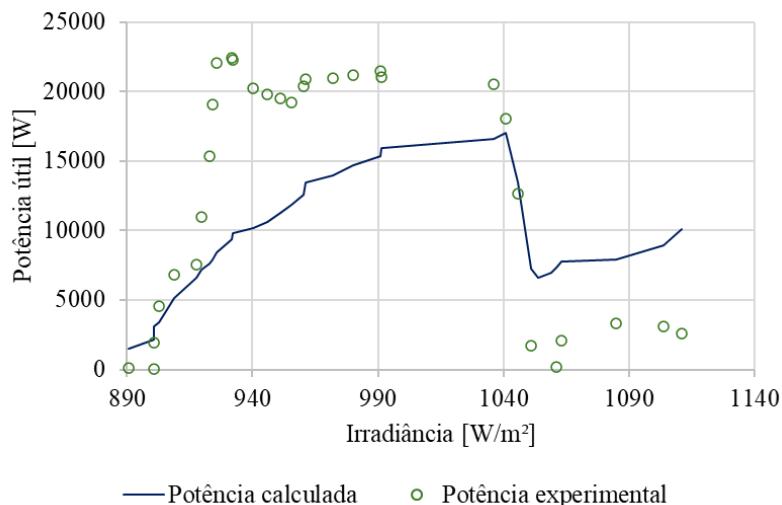


Figura 7.27 Comparaçāo entre o calor útil e experimental e calculado em função da irradiância para o dia 14 de novembro de 2024.

A análise através do modelo térmico para o receptor do sistema LFR permitiu compreender os principais mecanismos que afetam o desempenho térmico do receptor. Os resultados obtidos demonstraram que as perdas são significativas em condições de alta temperatura, impactando diretamente a eficiência do aproveitamento da energia solar incidente. A comparação entre os dados experimentais e os valores calculados evidenciou que a precisão do modelo térmico depende fortemente da correta caracterização dessas perdas.

## 8 CONCLUSÃO

Nesta tese de doutorado buscou-se, através da metodologia proposta, realizar uma análise teórico-experimental de um concentrador Fresnel linear de cavidade trapezoidal localizado no laboratório de fontes renováveis da Universidade do Vale do Rio Sinos (UNISINOS). Todas as etapas do desenvolvimento do projeto foram descritas e detalhadas, e foram divididas em três partes para melhor organização: análise geométrica, análise térmica e validação experimental.

No primeiro objetivo específico, foi realizada a análise do comportamento óptico do sistema por meio do procedimento de traçado de raios. A partir dessa etapa, foi possível caracterizar o concentrador LFR, com uma eficiência óptica de 77%, ângulo de aceitação de 0,8° e CAP igual a 0,24, indicando uma configuração com elevada capacidade de concentração, embora com baixa tolerância angular. Aliado a isso, no segundo objetivo específico, foi desenvolvido um estudo de melhoria do posicionamento das fileiras de espelhos com base na aplicação do critério do *Gap Angle*, com o objetivo de reduzir as perdas por sombreamento e bloqueio. Nessa nova configuração, que manteve constante a área total de espelhos, o número de fileiras de espelhos foi reduzida de 14 para 12, com espaçamentos variáveis. Após a aplicação desse critério, foram realizados dois novos traçados de raios: o primeiro com o receptor com concentrador secundário do tipo CPC e tubo evacuado e; o segundo considerando novamente o receptor de cavidade trapezoidal.

No caso da cavidade trapezoidal, a redistribuição das fileiras de espelhos resultou em um aumento da eficiência óptica para 89%, com redução do ângulo de aceitação para 0,68° e CAP igual a 0,14 – o que mostra que o aumento da eficiência óptica causou a diminuição da tolerância angular em relação ao ângulo de incidência reduziu. Já para a configuração com o CPC, embora tenha se mantido a mesma área de abertura e altura do receptor, a eficiência óptica obtida foi de 63%, com um ângulo de aceitação também de 0,48° e CAP de 0,10, o que indica limitações geométricas dessa configuração no arranjo analisado.

Além disso, foi avaliado como cada parcela de perda óptica afeta o desempenho do concentrador Fresnel por meio de um estudo analítico baseado nos modelos propostos por Duffie e Beckman (2013), Rabl (1985) e Sharma et al. (2015), permitindo o cálculo das perdas por sombreamento, bloqueio e fim de linha ao longo do ano. Os resultados mostraram que a perda por sombreamento se manteve praticamente constante nos diferentes dias analisados, com valores próximos de 0,16. Por outro lado, a perda por bloqueio apresentou maior variação, com um aumento significativo em períodos de maior declinação solar – atingindo um valor máximo

de 0,36 no solstício de inverno, enquanto nos equinócios permaneceu em torno de 0,23. Já a perda por fim de linha se destacou como a parcela mais expressiva, especialmente em épocas do ano com alta declinação solar, como evidenciado pelo valor de 0,45 no dia 173. Esse comportamento reforça a influência dessa perda em coletores de menor comprimento, como o caso do sistema LFR estudado.

O terceiro objetivo específico foi a avaliação do concentrador em diferentes dias do ano e em diferentes condições de operação. Foram conduzidos ensaios nos dias 14 de novembro de 2024, 23 de abril de 2025, 12, 13 e 14 de maio de 2025. Os testes foram conduzidos para diferentes faixas de vazão do fluido térmico Paratherm HE e, além disso, foi avaliado o comportamento da variação da temperatura quando o fluido passa pelo (I) trocador de calor ao retornar para reservatório e quando (II) ele retorna ao reservatório aquecido, sem passar pelo trocador de calor. A temperatura máxima atingida foi no ensaio realizado no dia 14 de novembro de 2024 – com valores acima de 130 °C, para uma vazão média de 8,49 l/min, considerada um valor alto para as faixas de vazão utilizadas nos testes realizados.

Além disso, no teste do dia 14 de novembro de 2024, a configuração de circulação utilizada foi sem o trocador de calor, ou seja, o fluido retornou aquecido ao reservatório. Isso permite que a temperatura de entrada não seja controlada e, consequentemente, vá aumentando no decorrer do ensaio, isso permite que, a temperatura de saída atinja valores mais elevados. Importante ressaltar que apenas recircular o óleo aquecido não é suficiente para se obter um bom desempenho do concentrador Fresnel, aliado à isso é importante que a condição climática seja favorável – alta irradiância, baixa nebulosidade e baixa velocidade do vento – bem como que a época do ano seja favorável, considerando que por ser um concentrador curto, o efeito de fim de linha tem impacto significativo no sistema (com índices próximos à 0,5), conforme mostrado nos resultados obtidos nos demais dias de testes.

Em contrapartida, o fato de a temperatura de entrada não ser controlada influencia no controle da vazão, que se torna muito mais sensível quando comparado aos ensaios realizados com a configuração do circuito do óleo passando pelo trocador de calor.

Nos ensaios conduzidos nos dias 23 de abril e 12 de maio de 2025, na configuração de circulação do óleo, foi utilizada a passagem pelo trocador de calor – que resfria o óleo a cada recirculação. Também foram testadas duas faixas de vazão – valores médios, 3,22 l/min e 6,79 l/min. É importante ressaltar que, pelo fato de o concentrador Fresnel estudado estar localizado no hemisfério sul, nessa época do ano, a perda devido ao efeito de fim de linha é significativa e isso se reflete na temperatura de saída, que no dia 23 de abril teve valores máximos em torno de 70 °C e no dia 12 de maio, de aproximadamente 37 °C. Além disso, nessa

condição de operação, foi possível observar a influência da vazão na variação de temperatura – a faixa de vazão mais baixa permitiu que o fluido atingisse uma temperatura de saída maior e, consequentemente, mais calor fosse absorvido pelo absorvedor.

O quarto objetivo específico propunha desenvolver um modelo térmico de transferência de calor para avaliação dos fenômenos térmicos no receptor do concentrador Fresnel. O procedimento foi feito a partir da utilização de balanços térmicos. Por fim, o último objetivo específico propunha validar o modelo térmico utilizando os dados obtidos nos ensaios experimentais. Como entrada, além da geometria do sistema, foram fornecidos os índices de perdas geométricas obtidos na análise óptica. Além disso, foram utilizados como dado de entrada a irradiância, a vazão mássica, a temperatura de entrada do fluido Paratherm HE e a temperatura ambiente.

O modelo térmico se mostrou funcional e representa adequadamente o funcionamento do concentrador LFR analisado. No entanto, algumas limitações foram observadas. Durante os ensaios experimentais, parâmetros ambientais como a temperatura ambiente e a velocidade do vento foram devidamente monitorados, visto que influenciam diretamente as trocas térmicas na superfície externa do tubo absorvedor. Contudo, com o intuito de simplificar o modelo, se adotou a hipótese de convecção natural nessa região, desconsiderando, portanto, os efeitos da velocidade do vento e da variação da temperatura ambiente. Essa simplificação pode explicar, os valores superestimados em relação aos dados experimentais.

Por fim, para a continuidade do projeto e aprofundamento do tema são feitas algumas sugestões para trabalhos futuros:

- A aplicação *in loco* do critério *Gap Angle* no campo de espelhos do protótipo experimental.
- Desenvolvimento de um sistema de controle automático de vazão do medidor de vazão do fluido, com a finalidade de ter mais estabilidade ao longo dos ensaios experimentais.
- Inserção de uma placa de vidro na base do receptor para comparar com os resultados obtidos com a cavidade aberta.
- Utilização de um receptor mais extenso e deslocado, com a finalidade de minimizar os efeitos de perda de fim de linha, que como observado nos resultados apresentados, tem peso significativo na análise do coletor – principalmente pelo fato de ser de pequena escala (6 m).
- Modelagem da convecção forçada na superfície externa do tubo absorvedor.

## REFERÊNCIAS

ABB INSTRUMENTOS. Disponível em: <https://new.abb.com>. Acesso em: maio de 2023.

ARCHIMEDE SOLAR ENERGY. Archimede Power Plant – ENEL - Priolo Gargallo (SR). Disponível em: [http://www.archimedesolarenergy.it/it\\_reference\\_project\\_1.htm](http://www.archimedesolarenergy.it/it_reference_project_1.htm). Acesso em: 05 jul. 2021.

AWAN, A. B.; KHAN, M. N.; ZUBAIR, M.; BELLOS, E. Commercial parabolic trough CSP plants: Research trends and technological advancements. **Solar Energy**, v. 211, p. 1422-1458, 2020.

AZEVÊDO, V. W. B.; CANDEIAS, A. L. B.; TIBA, C. Location study of solar thermal power plant in the state of Pernambuco using geoprocessing technologies and multiple-criteria analysis. **Energies**, v. 10, n. 7, p. 1042, 2017.

BACHELIER, C.; JÄGER, W. Thermal and hydraulic evaluation of a linear Fresnel solar collector loop operated with molten salt and liquid metal. **Applied Energy**, v. 248, p. 207-216, 2019.

BALAJI, C.; NANDAKUMAR, N.; DEVARAJ, D. Optical modelling and performance analysis of a linear Fresnel reflector with different secondary reflectors. **Solar Energy**, v. 125, p. 1–13, 2016.

BARBÓN, A; BARBÓN, N.; BAYÓN, L.; SÁNCHEZ-RODRÍGUEZ, J. A. Parametric study of the small scale linear Fresnel Reflector. **Renewable Energy**, v. 116, p. 64-74, 2018.

BARBÓN, A.; BAYÓN-CUEL, C.; BAYÓN, L.; AYUSO, P. F. Influence of solar tracking error on the performance of a small-scale linear Fresnel reflector. **Renewable Energy**, v. 162, p. 43-54, 2020,

BARLEV, D.; VIDU, R.; STROEVE, P. Innovation in concentrated solar power. **Solar energy materials and solar cells**, v. 95, n. 10, p. 2703-2725, 2011.

BELLOS, E. Progress in the design and the applications of linear Fresnel reflectors—A critical review. **Thermal Science and Engineering Progress**, v. 10, p. 112-137, 2019.

BELLOS, E.; TZIVANIDIS, C. Multi-criteria evaluation of a nanofluid-based linear Fresnel solar collector. **Solar Energy**, v. 163, p. 200-214, 2018.

BELLOS, E.; TZIVANIDIS, C.; PAPADOPOULOS, A. Optical and thermal analysis of a linear Fresnel reflector operating with thermal oil, molten salt and liquid sodium. **Applied Thermal Engineering**, v. 133, p. 70-80, 2018.

BELLOS, E.; TZIVANIDIS, C.; MOGHIMI, M. A. Reducing the optical end losses of a linear Fresnel reflector using novel techniques. **Solar Energy**, v. 186, p. 247-256, 2019.

BELTAGY, H. The effect of glass on the receiver and the use of two absorber tubes on optical performance of linear Fresnel solar concentrators. **Energy**, v. 224, p. 120111, 2021.

BOCCALATTE, A.; FOSSA, M.; MÉNÉZO, C. Calculation of the incidence angle modifier of a Linear Fresnel Collector: The proposed declination and zenith angle model compared to the biaxial factored approach. **Renewable Energy**, v. 185, p. 123–138, 2022.

BOHRER FILHO, Sérgio Luiz. Estudo de integração de energia heliotérmica em uma termelétrica de ciclo combinado. 2015.

BURIN, E. K.; VOGEL, T. MULTHAUPT, S.; THELEN, A.; OELJEKLAUS, G.; GÖRNER, K.; BAZZO, E. Thermodynamic and economic evaluation of a solar aided sugarcane bagasse cogeneration power plant. **Energy**, v. 117, p. 416-428, 2016.

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

CHAVES, J. **Introduction to nonimaging optics**. CRC press, 2008.

ÇENGEL, Y. A. A; GHAJAR, A. J. **Transferência de calor e massa: uma abordagem prática**, v. 4, 2015.

COLLARES-PEREIRA, M.; CANAVARRO, D.; GUERREIRO, L. L. Linear Fresnel reflector (LFR) plants using superheated steam, molten salts, and other heat transfer fluids. In: **Advances in Concentrating Solar Thermal Research and Technology**. Woodhead Publishing, 2017. p. 339-352.

CSP projects around the world. Disponível em: <https://www.solarpaces.org/csp-technologies/csp-projects-around-the-world/>. Acesso em: 05 fev 2021.

DABIRI, S.; KHODABANDEH, E.; POORFAR, A. K.; MASHAYEKHI, R.; TOGHRAIE, D.; ZADE, S. A. A. Parametric investigation of thermal characteristic in trapezoidal cavity receiver for a linear Fresnel solar collector concentrator. **Energy**, v. 153, p. 17-26, 2018.

DE SÁ, A. B.; PIGOZZO, V. C.; TADRIST, L.; PASSOS, J. C. Experimental study of a linear Fresnel concentrator: A new procedure for optical and heat losses characterization. **Energy**, v. 232, p. 121019, 2021.

DE SÁ, A. B. **Optical and thermo-hydraulic characterization of linear Fresnel solar concentrators operating with direct steam generation**, 2018. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) – Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2018.

DE SÁ, A. B., PIGOZZO, V. C., TADRIST, L., PASSOS, J. C. Direct steam generation in linear solar concentration: experimental and modeling investigation—a review. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 90, p. 910-936, 2018.

DUFFIE, J. A.; BECKMAN, W. A. **Solar engineering of thermal processes, photovoltaics and wind**. John Wiley & Sons, 2013.

EUDORA ENERGIA. Disponível em: <https://eudoraenergia.com.br/>. Acesso em: 21 mar. 2023.

FLIR SYSTEMS. FLIR E8 Pro – Câmera termográfica. Disponível em: <https://www.flir.com.br/products/e8-pro/?vertical=condition%20monitoring&segment=solutions>. Acesso em: 22 abr. 2025.

GARCÍA-SEGURA, A., FERNÁNDEZ-GARCÍA, A., ARIZA, M. J., SUTTER, F., VALENZUELA, L. Durability studies of solar reflectors: A review. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 62, p. 453-467, 2016.

GNIELINSKI, V. New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow. **Int Chem. Eng.**, v. 16, n. 2, p. 359-368, 1976.

GHODBANE, M.; BOUMEDDANE, B.; SAID, Z.; BELLOS, E. A numerical simulation of a linear Fresnel solar reflector directed to produce steam for the power plant. **Journal of cleaner production**, v. 231, p. 494-508, 2019.

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.

HONGN, M., LARSEN, S. F., GEA, M., ALTAMIRANO, M. Least square based method for the estimation of the optical end loss of linear Fresnel concentrators. **Solar Energy**, v. 111, p. 264-276, 2015.

HONGN, M.; LARSEN, S. F. Hydrothermal model for small-scale linear Fresnel absorbers with non-uniform stepwise solar distribution. **Applied Energy**, v. 223, p. 329-346, 2018.

IEA (2024), Renewables 2024, IEA, Paris <https://www.iea.org/reports/renewables-2024>, Licence: CC BY 4.0

IRENA – International Renewable Energy Agency. World Energy Transitions Outlook 2024: 1.5°C pathway. Abu Dhabi: IRENA, 2024. Disponível em: <https://www.irena.org/Publications/2024/Nov/World-Energy-Transitions-Outlook-2024>. Acesso em: 22 abr. 2025.

ISLAM, M. T.; HUDA, N.; ABDULLAH, A. B.; SAIDUR, R. A comprehensive review of state-of-the-art concentrating solar power (CSP) technologies: Current status and research trends. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 91, p. 987-1018, 2018.

KALOGIROU, S. A. **Solar energy engineering: processes and systems**. Academic Press, 2013.

KHAN, M. M. A.; IBRAHIM, N. I.; MAHBUBUL, I. M.; MUHAMMAD. ALI, H.; SAIDUR, R.; AL-SULAIMAN, F. A. Evaluation of solar collector designs with integrated latent heat thermal energy storage: A review. **Solar Energy**, v. 166, p. 334–350, 2018.

KHANDELWAL, N.; SHARMA, M.; SINGH, O.; SHUKLA, A. K. Comparative analysis of the linear Fresnel reflector assisted solar cycle on the basis of heat transfer fluids. **Materials Today: Proceedings**, v. 38, p. 74-79, 2021.

MACAGNAN, M. H. **Introdução à radiação solar**. Apostila de apoio didático. 2010

MALAGUETA, D.; SZKLO, A; SORIA, R.; DUTRA, R.; SCHAEFFER, R.; BORBA, B. S. M. C. Potential and impacts of Concentrated Solar Power (CSP) integration in the Brazilian electric power system. **Renewable Energy**, v. 68, p. 223-235, 2014.

MIHOUB, S. Design, economic, and environmental assessments of linear Fresnel solar power plants. **Environmental Progress & Sustainable Energy**, v. 39, n. 3, p. e13350, 2020.

MOHAN, S.; SAXENA, A.; SINGH, S. Heat loss analysis from a trapezoidal cavity receiver in LFR system using conduction-radiation model. **Solar Energy**, v. 159, p. 37-43, 2018.

MONTES, M. J.; BARBERO, R.; ABBAS, R.; ROVIRA, A. Performance model and thermal comparison of different alternatives for the Fresnel single-tube receiver. **Applied Thermal Engineering**, v. 104, p. 162-175, 2016.

MONTES, M. J.; ABBAS, R.; BARBERO, R.; ROVIRA, A. A new design of multi-tube receiver for Fresnel technology to increase the thermal performance. **Applied Thermal Engineering**, v. 204, p. 117970, 2022.

MOREIRA, D. R. **Desenvolvimento de uma bancada de testes para avaliação do desempenho térmico de um concentrador Fresnel linear.** 2019. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade do Vale do Rio dos Sinos, São Leopoldo, 2019.

MULLER, J. C. **Estudo geométrico de um refletor Fresnel linear para produção de energia térmica.** 2016. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade do Vale do Rio dos Sinos, São Leopoldo, 2016.

OLIVEIRA, A. D., MACAGNAN, M. H., FREITAS, W.X. Rastreador solar aplicado a um sistema concentrador LFR baseado em algoritmo de posição solar. In: VII Congresso Brasileiro de Energia Solar, Gramado, RS. 2018.

PARATHERM. **Paratherm Heat Transfer Fluids.** Disponível em:  
<https://www.paratherm.com>. Acesso em: 15 jul. 2022.

PEREZ, R. et al. A new simplified version of the Perez diffuse irradiance model for tilted surfaces. *Solar Energy*, v. 39, p. 221–231, 1987.

PETUKHOV, B. S. Heat transfer and friction in turbulent pipe flow with variable physical properties. **Advances in heat transfer.** v. 6, p. 503-564, 1970.

PIGOZZO, V. C. **Desenvolvimento e análise experimental de um concentrador solar Fresnel linear para geração direta de vapor,** 2019. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) – Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2019.

QIU, Y.; HE, Y. L.; WU, M.; ZHENG, Z. J. A comprehensive model for optical and thermal characterization of a linear Fresnel solar reflector with a trapezoidal cavity receiver. **Renewable Energy**, v. 97, p.129-144, 2016.

RABL, A. **Active solar collectors and their applications.** Oxford University Press on Demand, 1985.

RAJENDRAN, D. R. SUNDARAM, E. G., JAWAHAR, P., SIVAKUMAR V., MAHIAN O., BELLOS, E. Review on influencing parameters in the performance of concentrated solar power collector based on materials, heat transfer fluids and design. **Journal of Thermal Analysis and Calorimetry**, v. 140, n. 1, p. 33-51, 2020.

SABIHA, M. A., SAIDUR, R., MEKHILEF, S., MAHIAN, O. Progress and latest developments of evacuated tube solar collectors. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 51, p. 1038–1054, 2015.

SANTOS, A. V.; CANAVARRO, D.; COLLARES-PEREIRA, M. The gap angle as a design criterion to determine the position of linear Fresnel primary mirrors. **Renewable Energy**, v. 163, p. 1397-1407, 2021.

SAXENA, A.; JHAMARIA, N.; SINGH, S.; SAHOO, S. S. Numerical analysis of convective and radiative heat losses from trapezoidal cavity receiver in LFR systems. **Solar Energy**, v. 137, p. 308-316, 2016.

SCALCO, P. **Análise óptica e térmica do receptor de um sistema de concentradores Fresnel lineares.** 2016. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade do Vale do Rio dos Sinos, São Leopoldo, 2016.

SCALCO, P., COPETTI, J. B., MACAGNAN, M. H. Análise térmica do receptor de um refletor Fresnel linear. TMQ – Techniques, Methodologies and Quality. Número Especial – Sustentabilidade e Energias Renováveis, pp. 165-176, 2020.

**SCHOTT Solar CSP GmbH.** SCHOTT PTR®70 Receiver – The 4th Generation. Mainz: SCHOTT Solar CSP GmbH, 2013.

SHARMA, V.; NAYAK, J. K.; KEDARE, S. B. Effects of shading and blocking in linear Fresnel reflector field. **Solar Energy**, v. 113, p. 114-138, 2015.

SILVI, C. The pioneering work on linear Fresnel reflector concentrators in Italy. In: **15th SolarPACES International Symposium**, Berlin, Germany. 2009.

SOLARGIS. Solar resource maps of Brazil. Disponível em: <https://solargis.com/maps-and-gis-data/download/brazil>. Acesso em: 18 jul. 2022.

SOLARPACES. How CSP Works: Tower, Trough, Fresnel or Dish, 2018. Disponível em: <https://www.solarpaces.org/how-csp-works/>. Acesso em: 05 jul. 2021.

SOLTRACE. Disponível em: <https://www.nrel.gov/csp/soltrace.html>. Acesso em: 08 nov. 2022.

SORIA, R.; PEREIRA, J. P.; SZKLO, A.; MILANI, R. SCHAEFFER, R. Hybrid concentrated solar power (CSP)–biomass plants in a semiarid region: A strategy for CSP deployment in Brazil. **Energy Policy**, v. 86, p. 57-72, 2015.

SOUZA, L. E. V.; CAVALCANTE, A. M. G. Concentrated Solar Power deployment in emerging economies: The cases of China and Brazil. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 72, p. 1094-1103, 2017.

SOUZA, L. F. L.; FRAIDENRAICH, N.; TIBA, C.; GORDON, J. M. Linear aplanatic Fresnel reflector for practical high-performance solar concentration. **Solar Energy**, v. 222, p. 259-268, 2021.

SUN, J. Hybrid solar power system. **Advances in Clean Energy Technologies**, p. 405-448, 2021.

TIAN, Y.; ZHAO, C. A review of solar collectors and thermal energy storage in solar thermal applications. **Applied Energy**, v. 104, p. 538-553, 2013.

TONATIUH. A Monte Carlo ray tracer for the optical simulation of solar concentrating systems. Disponível em: <http://iat-cener.github.io/tonatiuh/>. Acesso em: 08 nov. 2022.

VASTSOLAR. Jemalong CSP Pilot Plant – 1.1MWe. Disponível em: <https://vastsolar.com/portfolio-items/jemalong-solar-station-pilot-1-1mwe/>. Acesso em: 05 jul. 2021.

WEBLER, L. C., MACAGNAN, M. H., COPETTI, J. B. Study of the geometric efficiency of a linear Fresnel reflector. Conference Proceedings of 1st Franco-AMSUD Energy and Environment Meeting, Marseille, França, 18-21 de março, 2019.

YANG, M.; ZHU, Y.; TAYLOR, R. A. End losses minimization of linear Fresnel reflectors with a simple, two-axis mechanical tracking system. **Energy conversion and management**, v. 161, p. 284-293, 2018.

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.

## APÊNDICE A – TESTES EM COLETORES SOLARES: NORMA E PROCEDIMENTOS

A norma ISO 9806:2017 determina os métodos de teste em coletores solares e define que a performance do sistema deve ser verificada em condições estacionárias de operação, ou pelo procedimento do Método Quase-dinâmico (QDT do inglês, *Quasi-dynamic test*). De forma geral, o método QDT busca determinar os parâmetros que caracterizam o desempenho do concentrador. Nesse sentido, os ensaios baseiam-se na medição da potência térmica útil produzida, conforme a Equação (A.1):

$$q_{\text{util}} = \dot{m}c_p\Delta T \quad (\text{A.1})$$

em que  $\dot{m}$  é vazão mássica de FTC através do tubo absorvedor,  $c_p$  é o calor específico, e  $\Delta T$  é a diferença entre as temperaturas de saída e entrada do FTC. Como o fluido e suas propriedades são conhecidas, a vazão é controlada e as temperaturas são verificadas na entrada e saída do tubo absorvedor.

Para concentradores, o modelo matemático adequado é apresentado na Equação (A.2), conforme apresenta a ISO 9807:2017.

$$\begin{aligned} Q = A_{\text{espelhos}} & \left[ \eta_0 IAM_T(\theta_T) IAM_L(\theta_L) DNI - \alpha_1(T_{m,\text{fluido}} - T_{amb}) \right. \\ & - \alpha_2(T_{m,\text{fluido}} - T_{amb})^2 - \alpha_3(T_{m,\text{fluido}} - T_{amb})^4 \\ & \left. - \alpha_4 \frac{dT_m}{dt} \right] \end{aligned} \quad (\text{A.2})$$

Consequentemente, os parâmetros que caracterizam o concentrador, a serem determinados experimentalmente:  $\eta_0$  é a eficiência óptica do concentrador;  $IAM_T$  e  $IAM_L$  representam os modificadores de ângulo de incidência para a direção de incidência definida por  $\theta_T$  e  $\theta_L$ ;  $a_1$ ,  $a_2$  e  $a_3$  definem os coeficientes linear, quadrático e biquadrático de perdas térmicas, respectivamente; e, por fim,  $a_4$  representa a capacidade térmica efetiva do concentrador.

Entretanto, como o teste foi feito ao meio-dia solar, em condições estacionárias e com as temperaturas de entrada e saída estabilizadas, a Equação (A.1) é suficiente para

representar a taxa de energia térmica transferida ao fluido de trabalho. Ela mede a energia que de fato está sendo aproveitada, o que é ideal para validações experimentais.

Para que o ensaio seja válido de acordo com a ISO 9806:2017, é necessário que as condições do experimento sejam atendidas: A norma admite uma variação máxima de  $\pm 2\%$  na temperatura de entrada,  $\pm 1\%$  na vazão mássica durante cada período de medição; além disso, a variação da temperatura ambiente deve ser inferior a  $1\text{ }^{\circ}\text{C}$  durante o ensaio.

É importante ressaltar que o teste deve ser feito em um dia de céu claro (sem nuvens entre o Sol e o concentrador) e que a velocidade do vento deve ser monitorada e registrada, especialmente em receptores abertos como em sistemas LFR, pois influencia significativamente as perdas térmicas por convecção.

Por fim, os dados devem ser tratados e os resultados devem ser utilizados para calcular a eficiência do sistema,  $\eta$ , dada pela Equação (A.3):

$$\eta = \frac{q_{útil}}{DNI \cdot A_{espelhos}} \quad (\text{A.3})$$

## APÊNDICE B – DESCRIÇÃO DA MOVIMENTAÇÃO AUTOMÁTICA DOS ESPELHOS

O rastreamento solar ocorre em um único eixo (leste-oeste), seguindo a trajetória solar. O sistema de movimentação automática dos espelhos é composto por três dispositivos principais. O primeiro é um Raspberry Pi 3B+, atua como unidade de processamento central, executando algoritmos em Python para calcular o ângulo solar ideal em tempo real, substituindo a estimativa humana. Este ângulo é publicado via MQTT (*Message Queuing Telemetry Transport*). Para resposta de posição, um microcontrolador ESP 32, acoplado a um sensor de efeito Hall na extremidade do eixo, lê o ângulo atual e o transmite via MQTT, eliminando a verificação manual. Um segundo ESP 32, dedicado ao controle do atuador, recebe os ângulos desejado e atual via MQTT. Com base na diferença, este ESP determina o movimento necessário para o servo motor e a posição dos espelhos é ajustada para que o ângulo real lido seja o mesmo que o ângulo calculado. O sistema também possui um modo manual, onde o controle é feito via ESP32 e botões físicos (esquerda/direita), além da proteção por chaves de fim de curso que impedem a ultrapassagem dos limites mecânicos.

A programação é modular, com scripts Python no RPi para cálculos astronômicos e gerenciamento MQTT, e firmware em C/C++ nos ESPs para controle de baixo nível. A comunicação MQTT é essencial para a orquestração assíncrona dos módulos. A lógica de controle no ESP do servo implementa um loop de feedback que compara os ângulos e ajusta a posição do servo, substituindo a intervenção manual por um processo contínuo e automático. A Figura A.0.1 mostra o fluxograma de funcionamento do sistema de movimentação dos espelhos.

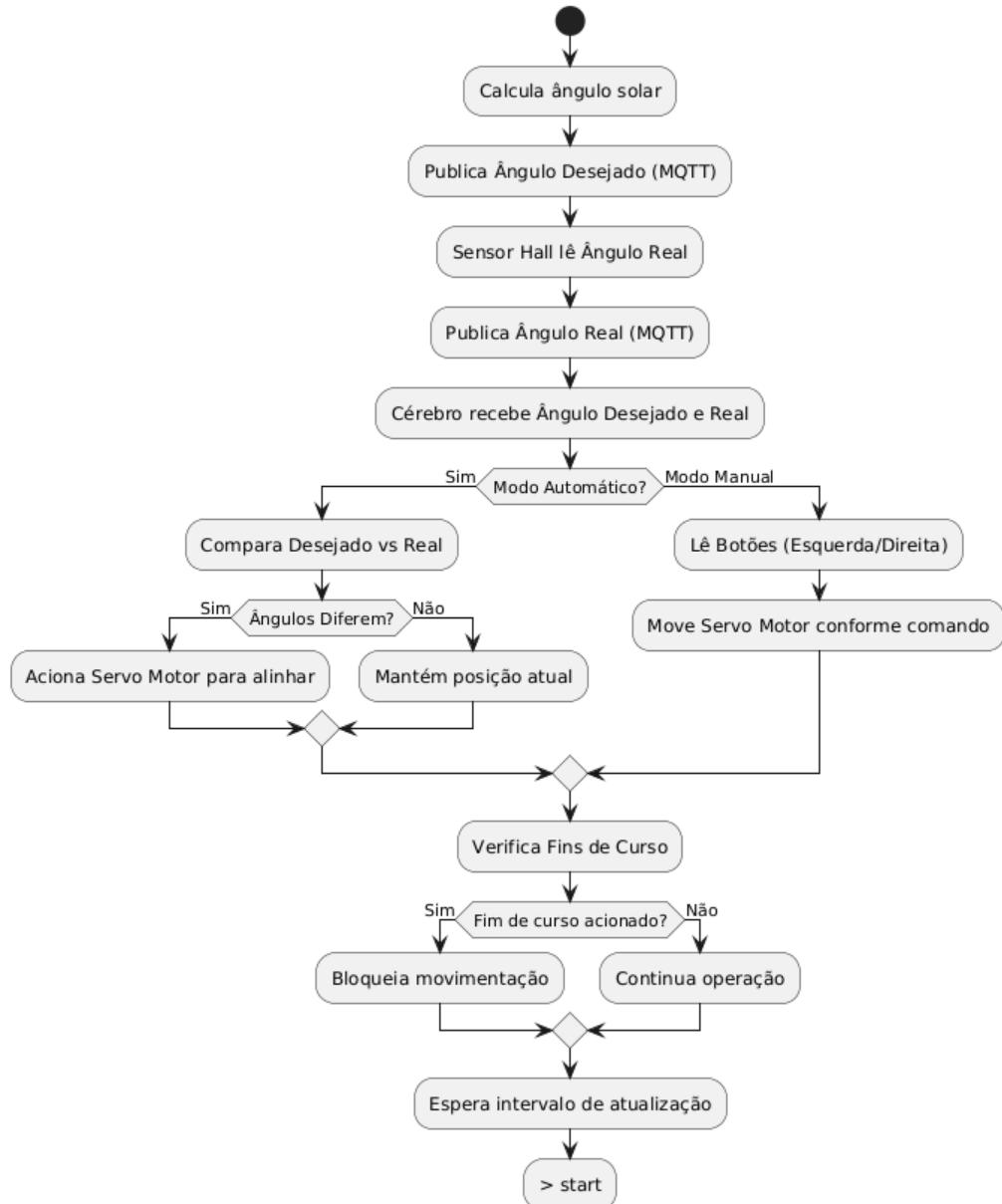


Figura A.0.1 Fluxograma do funcionamento do sistema de movimentação dos espelhos.