

Filipe Romano Souto de Castro

**Implementação de um algoritmo que representa  
o funcionamento de um sistema *Concentrated  
Solar Power* (CSP) do tipo *Disco-Stirling*  
utilizando energia solar como fonte energética**

Vitória, Espírito Santo, Brasil

10 de setembro de 2018



Filipe Romano Souto de Castro

**Implementação de um algoritmo que representa o funcionamento de um sistema *Concentrated Solar Power* (CSP) do tipo *Disco-Stirling* utilizando energia solar como fonte energética**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado ao Departamento de Engenharia Mecânica do Instituto Federal do Espírito Santo, como requisito para obtenção do grau de Engenheiro Mecânico.

Instituto Federal do Espírito Santo – IFES

Curso de Engenharia Mecânica

Programa de Graduação

Orientador: Antônio Ricardo Grippa Satiro

Vitória, Espírito Santo, Brasil

10 de setembro de 2018

Filipe Romano Souto de Castro

Implementação de um algoritmo que representa o funcionamento de um sistema *Concentrated Solar Power* (CSP) do tipo *Disco-Stirling* utilizando energia solar como fonte energética/ Filipe Romano Souto de Castro. – Vitória, Espírito Santo, Brasil, 10 de setembro de 2018-

102 p. : il. (algumas color.) ; 30 cm.

Orientador: Antônio Ricardo Grippa Satiro

Trabalho de Conclusão de Curso (Bacharelado) – Instituto Federal do Espírito Santo – IFES

Curso de Engenharia Mecânica

Programa de Graduação, 10 de setembro de 2018.

1. Motor Stirling. 2. Energia Solar. 3. Algoritmo. 4. Energia Renovável. I. Antônio Ricardo Grippa Satiro. II. Instituto Federal do Espírito Santo. III. Curso de Engenharia Mecânica.

Filipe Romano Souto de Castro

**Implementação de um algoritmo que representa o funcionamento de um sistema *Concentrated Solar Power* (CSP) do tipo Disco-*Stirling* utilizando energia solar como fonte energética**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado ao Departamento de Engenharia Mecânica do Instituto Federal do Espírito Santo, como requisito para obtenção do grau de Engenheiro Mecânico.

**BANCA EXAMINADORA**

---

**Antônio Ricardo Grippa Satiro**  
Orientador

---

**Professor**  
Convidado 1

---

**Professor**  
Convidado 2

Vitória, Espírito Santo, Brasil  
10 de setembro de 2018



*Primeiramente a Deus pois, sem Ele e suas benções, não somos nada.*  
*Posteriormente, aos meus pais Clenilda e Sant'Clair que sempre me apoiaram neste*  
*percurso sinuoso que é a vida.*  
*Finalmente, aos meus irmãos Rodrigo e Ludimila, e a minha namorada Bianca, que me*  
*apoiaram desde o início.*





# Agradecimentos

Ao orientador Antônio Ricardo Grippa Satiro pela compreensão, paciência, atenção, educação e disponibilidade que sempre demonstrou durante toda a trajetória deste trabalho. Obrigado professor, sem o auxílio do senhor eu nunca teria chegado até aqui.

Aos professores do IFES *Campi* São Mateus<sup>1</sup> pela dedicação, apoio e ética, assim como aos professores do Departamento de Engenharia Mecânica do *Campi* Aracruz<sup>2</sup> e ao professor Adriano Sgrâncio do *Campi* Serra.

Aos meus amigos e colegas de curso que, durante toda essa caminhada, estivemos juntos, unidos, para alcançar o objetivo maior de todos: nos tornamos Engenheiros Mecânicos.

Ao amigo Gustavo Britto pelo apoio em certos campos da programação envolvida na implementação do algoritmo.

Aos meus chefes, pelo entendimento nos momentos em que me encontravam estudando e incentivavam.

Acima de tudo, novamente, a Deus e minha família. Obrigado a todos.

---

<sup>1</sup> <<http://www.sm.ifes.edu.br/arquivo/documento/cursos/engenharia/curso-engenharia-corpo-docente.pdf>>

<sup>2</sup> <<http://aracruz.ifes.edu.br/corpo-docente/>>



*“Por isso não tema, pois estou com você; não tenha medo, pois sou o seu Deus. Eu o fortalecerei e o ajudarei; eu o segurarei com a minha mão direita vitoriosa.”*  
*(Bíblia Sagrada, Isaías 41:10)*



# Resumo



# Abstract

This is the english abstract.

**Keywords:** latex. abntex. text editoration.





# Lista de ilustrações

|   |    |
|---|----|
| Figura 1 – Distribuição do potencial energético global. . . . .   | 28 |
| Figura 2 – Distribuição da irradiação no Brasil, em KWh/m <sup>2</sup> /dia. . . . .  | 28 |
| Figura 3 – Modelo do motor <i>Stirling</i> em sua patente original. . . . .   | 34 |
| Figura 4 – Esquema do funcionamento do motor <i>Stirling</i> , segundo sua patente de 1816. . . . .   | 34 |
| Figura 5 – Motor <i>Stirling Philips</i> MP1002CA, 180/200W, de 1951. . . . .   | 35 |
| Figura 6 – Motor <i>Stirling</i> na configuração <i>Alfa</i> . . . . .  | 36 |
| Figura 7 – Motor <i>Stirling</i> na configuração <i>Beta</i> . . . . .  | 37 |
| Figura 8 – Motor <i>Stirling</i> na configuração <i>Gama</i> . . . . .  | 37 |
| Figura 9 – Representação dos quatro tempos do motor <i>Stirling</i> tipo <i>Alfa</i> . . . . .  | 40 |
| Figura 10 – Concentrador parabólico do tipo Disco- <i>Stirling</i> . . . . .  | 42 |
| Figura 11 – Motor <i>Stirling SOLO 161</i> . . . . .  | 44 |
| Figura 12 – Motor <i>Stirling SOLO 161</i> com o receptor solar. . . . .  | 44 |
| Figura 13 – Sistema Disco- <i>Stirling</i> . . . . .  | 46 |
| Figura 14 – Perdas do sistema Disco- <i>Stirling</i> . . . . .  | 46 |
| Figura 15 – O ADDS <i>system</i> da <i>WGAssociates</i> . . . . .   | 47 |
| Figura 16 – Distribuição da eficiência do sistema ADDS Mod 1. . . . .   | 49 |
| Figura 17 – Conversão e distribuição da energia solar para elétrica. . . . .  | 49 |
| Figura 18 – Diagramas esquemáticos de cada um dos CSP's listados na Tabela 3. . . . .   | 53 |
| Figura 19 – O SPDR SEGS localizado no deserto da Califórnia. . . . .  | 55 |
| Figura 20 – Central de 5 MWe do tipo RLF, Califórnia, USA. . . . .  | 56 |
| Figura 21 – Esquema de um sistema RLF. . . . .  | 57 |
| Figura 22 – CCH instalado em Almería, Espanha. . . . .  | 58 |
| Figura 23 – Esquema de um CCH. . . . .  | 59 |
| Figura 24 – Receptores/Absorvedores dos modelos SPDR e RLF. . . . .   | 59 |
| Figura 25 – Receptores/Absorvedores dos modelos Disco Coletores e CCH. . . . .  | 59 |
| Figura 26 – Esquema do receptor/absorvedor dos sistemas RLF. . . . .  | 60 |
| Figura 27 – Receptor volumétrico pressurizado (PVR) dos sistemas CCH. . . . .   | 61 |
| Figura 28 – Esquema do receptor/absorvedor PVR dos sistemas CCH. . . . .  | 61 |
| Figura 29 – Esquema do absorvedor hexagonal (à esquerda) e um absorvedor de fluxo (à direita) dos sistemas Disco- <i>Stirling</i> . . . . . | 62 |
| Figura 30 – Receptor e absorvedor do motor <i>Stirling SOLO V161</i> . . . . .  | 63 |
| Figura 31 – Esquema do receptor do motor <i>Stirling SOLO V161</i> . . . . .  | 64 |
| Figura 32 – Perdas térmicas por convecção devido à inclinação do <i>spillage</i> . . . . .  | 64 |
| Figura 33 – Perdas térmicas por convecção devido ao tamanho do <i>spillage</i> . . . . .  | 65 |
| Figura 34 – Fluxo térmico no plano focal. . . . .   | 66 |

|   |    |
|---|----|
| Figura 35 – Temperaturas incidentes em diferentes áreas do absorvedor. . . . .  | 66 |
| Figura 36 – Distribuição das temperaturas, de acordo com a análise de <i>Schmidt</i> . . .  | 70 |
| Figura 37 – Esquema do motor <i>Stirling</i> e suas variáveis. . . . .  | 70 |
| Figura 38 – Comparações dos gráficos P-V do ciclo <i>Stirling</i> (à esquerda) e <i>Carnot</i> (à<br>direita). . . . .                            | 75 |
| Figura 39 – Ângulo do fluxo de incidência solar. . . . .  | 78 |
| Figura 40 – Fluxograma da simulação do sistema coletor/receptor. . . . .  | 85 |
| Figura 41 – Fluxograma da simulação do motor <i>Stirling</i> . . . . .  | 85 |
| Figura 42 – Valores das temperaturas, em Kelvin, atuantes em diferentes áreas do<br>absorvedor hexagonal, utilizado nos CSP's ADDS Mod 1. . . . . | 86 |
| Figura 43 – Variação da condutividade térmica dos fluidos de trabalho com a tem-<br>peratura. . . . .   | 89 |
| Figura 44 – Variação da viscosidade dos fluidos de trabalho com a temperatura. . .  | 89 |
| Figura 45 – Irradiação mensal incidente em São Mateus/ES de maio de 2017 até<br>maio de 2018. . . . .   | 90 |

# Lista de tabelas

|   |    |
|---|----|
| Tabela 1 – Características estruturais e de performance do motor <i>Stirling SOLO 161</i> . | 43 |
| Tabela 2 – Condutividade térmica de alguns gases. . . . .                                   | 48 |
| Tabela 3 – Comparação entre alguns sistemas <i>Disco-Stirling</i> . . . . .                 | 50 |
| Tabela 4 – Comparação entre os quatro tipos de arranjos de concentradores. . . . .          | 51 |
| Tabela 5 – Características dos tipos de concentradores. . . . .                             | 53 |
| Tabela 6 – Descrição das variáveis do equacionamento de <i>Schmidt</i> . . . . .            | 74 |
| Tabela 7 – Valores das variáveis definidas por <i>Sutherland</i> . . . . .                  | 80 |
| Tabela 8 – Dimensões e descrições do coletor parabólico do Mod 1. . . . .                   | 87 |
| Tabela 9 – Dimensões e descrições do absorvedor hexagonal do Mod 1. . . . .                 | 88 |
| Tabela 10 – Dimensões e descrições do receptor do Mod 1. . . . .                            | 88 |
| Tabela 11 – Dimensões e descrições do motor <i>Stirling SOLO V161</i> do Mod 1. . . . .     | 88 |
| Tabela 12 – Condições ambientais de São Mateus/ES. . . . .                                  | 90 |
| Tabela 13 – Algumas outras variáveis importantes para os cálculos. . . . .                  | 90 |
| Tabela 14 – Valor médio da irradiação (I). . . . .  | 91 |



# Lista de abreviaturas e siglas

|                  |  |
|------------------|--|
| COP21            | 21 <sup>a</sup> Conferência das Partes                     |
| GEE              | Gases de Efeito Estufa                                     |
| KWh              | Kilo <i>Watts</i> hora                                     |
| $m^2$            | Metros quadrados   |
| IoT              | <i>Internet of Things</i> , Internet das Coisas, em inglês |
| He               | Hélio  |
| Hp               | <i>Horse Power</i>   |
| CSP              | <i>Concentrated Solar Power</i>                            |
| mm               | Milímetros   |
| rpm              | Rotações por minuto  |
| $cm^3$           | Centímetros cúbicos  |
| kWel             | Kilo <i>Watts eletric</i>                                  |
| ADDS             | <i>Advanced Dish Develpment System</i>                     |
| PCU              | <i>Power Conversion Unit</i>                               |
| CCS              | <i>Collected Control System</i>                            |
| W/m <sup>2</sup> | <i>Watts</i> por metro quadrado                            |
| NSTTF            | National Solar Thermal Test Facility                       |
| PMSG             | PROCURAR PELO SIGNIFICADO. SIGLA ENCONTRADA NA FIG.        |



# Lista de símbolos

Γ      Letra grega Gama





# Sumário

|           |  |           |
|-----------|--|-----------|
| <b>I</b>  | <b>ANÁLISE TEÓRICA</b>   | <b>25</b> |
| <b>1</b>  | <b>INTRODUÇÃO</b>  | <b>27</b> |
| 1.1       | Considerações iniciais   | 27        |
| 1.2       | Justificativa  | 29        |
| 1.3       | Objetivo   | 30        |
| 1.4       | Estrutura do trabalho  | 31        |
| <b>2</b>  | <b>MOTOR STIRLING</b>  | <b>33</b> |
| 2.1       | A história do motor <i>Stirling</i>  | 33        |
| 2.2       | Tipos de motores <i>Stirling</i>   | 36        |
| 2.2.1     | Tipo <i>Alfa</i>   | 36        |
| 2.2.2     | Tipo <i>Beta</i>   | 36        |
| 2.2.3     | Tipo <i>Gama</i>   | 37        |
| 2.2.4     | Vantagens  | 38        |
| 2.2.5     | Desvantagens   | 38        |
| 2.3       | A escolha do tipo de arranjo do motor <i>Stirling</i>                          | 39        |
| 2.4       | Princípio de funcionamento do motor <i>Stirling</i> tipo <i>Alfa</i>           | 40        |
| 2.5       | Motor <i>Stirling</i> e a energia solar  | 42        |
| 2.6       | O motor <i>SOLO 161</i>  | 43        |
| 2.7       | O motor <i>SOLO 161</i> e a energia solar                                      | 45        |
| 2.7.1     | O ADDS <i>system</i> da WGAssociates   | 47        |
| <b>3</b>  | <b>CONCENTRADORES, RECEPTORES E ABSORVEDORES</b>                               | <b>51</b> |
| 3.1       | Concentradores   | 51        |
| 3.1.1     | Sistemas parabólicos com dutos receptores                                      | 54        |
| 3.1.2     | Refletores lineares Fresnel  | 55        |
| 3.1.3     | Campos de coletores Heliostat  | 57        |
| 3.2       | Receptor e Absorvedores  | 59        |
| <b>II</b> | <b>MEMORIAL DE CÁLCULOS</b>  | <b>67</b> |
| <b>4</b>  | <b>EQUACIONAMENTO DE <i>SCHMIDT</i></b>  | <b>69</b> |
| 4.1       | As equações de <i>Schmidt</i> para os motores <i>Stirling</i> tipo <i>Alfa</i> | 70        |
| <b>5</b>  | <b>EQUAÇÕES PARA O SISTEMA CSP</b>   | <b>77</b> |

|            |   |           |
|------------|---|-----------|
| <b>III</b> | <b>O ALGORITMO</b>                      | <b>83</b> |
| <b>6</b>   | <b>DESCRIÇÃO DO ALGORITMO . . . . .</b> | <b>85</b> |
| <b>7</b>   | <b>O ALGORITMO . . . . .</b>            | <b>93</b> |
| <b>IV</b>  | <b>CONCLUSÕES</b>                       | <b>97</b> |
|            | <b>REFERÊNCIAS . . . . .</b>            | <b>99</b> |

Parte I

Análise Teórica



# 1 Introdução

## 1.1 Considerações iniciais

Embora o clima tenha sempre variado naturalmente, resultados de pesquisas científicas e simulações sofisticadas vêm sinalizando que as emissões excessivas de dióxido de carbono, metano e óxido nitroso podem provocar mudanças permanentes e irreversíveis no regime climático. Dentre os efeitos mais evidentes das mudanças climáticas podem ser enfatizados: chuva ácida, desertificação, poluição de recursos hídricos, aumento do nível do mar (com risco de inundações frequentes em cidades, ilhas e países litorâneos) e o aumento da temperatura terrestre (OSTERMAYER, 2004).

Desde 1961, observações mostram que a temperatura média do oceano global aumentou em profundidades de até pelo menos 3000 m, e que o oceano tem absorvido mais de 80% do calor acrescentado ao sistema climático. Esse aquecimento faz com que a água do mar se expanda, o que contribui para a elevação do nível do mar. Além disso, nos dois hemisférios, as geleiras de montanha e a cobertura de neve diminuíram e, juntamente, as reduções generalizadas das geleiras e calotas de gelo contribuíram para a elevação do nível do mar e, conseqüentemente, uma elevação exponencial da temperatura terrestre (SOLOMON et al., 2007).

A *World Health Organization*<sup>1</sup> estimou um acréscimo de 250 mil mortes por ano até 2050 por efeitos colaterais devido ao aquecimento global causado pelos gases de efeito estufa. O setor mais sensível será o da agricultura, comprometendo as produtividades da lavoura e diminuindo o fornecimento de alimentos para a população.

Segundo Lima e Gonçalves (2017), a grande preocupação da atualidade é a tentativa de conciliar o desenvolvimento de um país com práticas sustentáveis. Dentre as atividades humanas responsáveis por liberar gases do efeito estufa (GEE) na atmosfera terrestre está a geração de energia. Em dezembro de 2015, durante a 21ª Conferência das Partes (COP21) em Paris, 195 países comprometeram-se a elevar o percentual de fontes renováveis em sua matriz energética, incluindo o Brasil, que apresentou um plano de ação de forma a aumentar esta participação de 41,2% em 2015 para 45% em 2030.

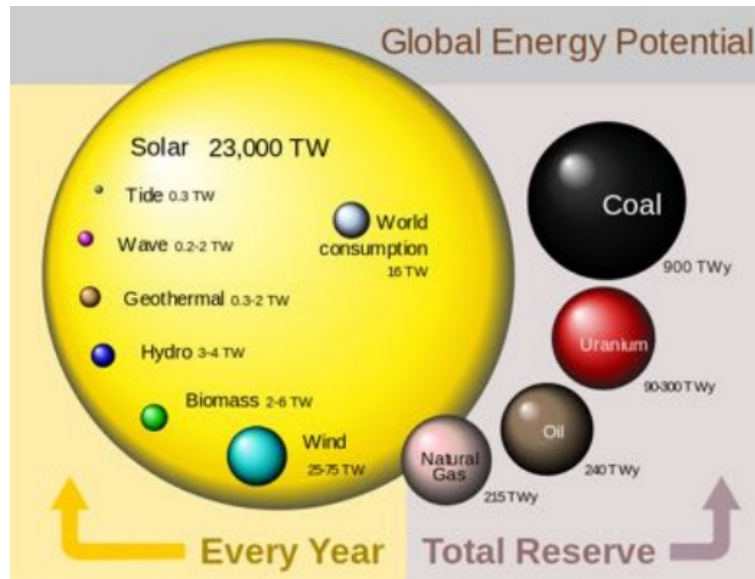
Uma das práticas sustentáveis mais pesquisadas e aplicadas no momento é a geração de energia por meio da captação de energia solar. De acordo com Dias et al. (2017), o Brasil apresenta grande potencial para geração de energia direta, oriunda dos raios solares, quando comparado com outros países, devido aos elevados índices de radiação. Nesse contexto, o uso da energia solar é, sem dúvida, uma das melhores alternativas para geração

---

<sup>1</sup> Organização Mundial da Saúde - Organization et al. (2014)

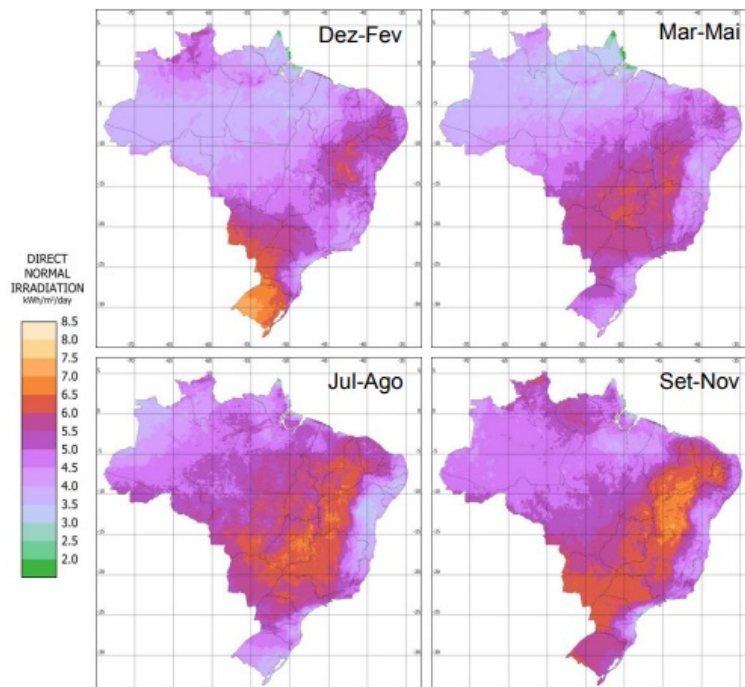
de energia, visto que é limpa, ecológica e abundante.

Figura 1 – Distribuição do potencial energético global.



Fonte: [Perez e Perez \(2009\)](#)

Figura 2 – Distribuição da irradiação no Brasil, em KWh/m<sup>2</sup>/dia.



Fonte: [Pereira et al. \(2006\)](#)

A Figura 1 mostra todo o potencial energético de algumas fontes. Destaca-se o conceito de "energias renováveis", devido ao fato de não possuir uma reserva limite, como é o caso dos combustíveis fósseis (energias não-renováveis). A energia solar é uma

das fontes mais abundantes, sendo apenas comparada com o potencial da energia eólica, principalmente em países como o Brasil, com grande taxa de incidência solar, como mostra a Figura 2.

O sistema em estudo trata-se da utilização de um modelo de Disco-*Stirling* chamado ADDS<sup>2</sup> Mod 1, da *WGAssociates* adjunto de uma PCU<sup>3</sup>, que consiste em um motor *Stirling SOLO 161* tipo *Alfa* e um gerador/indutor, além do CCS<sup>4</sup>. Sistema este já existente no mercado. Este motor demonstra ser a solução ideal para se utilizar a radiação solar concentrada. Essa radiação, ao ser captada por uma área ampla e concentrada numa área pequena, consegue produzir temperaturas extremamente elevadas, associadas a um bom fluxo energético. O calor ao ser transferido da face quente para a face fria do motor, pelo gás que este contém no seu interior, consegue produzir energia mecânica, aproveitada para gerar eletricidade, e ao mesmo tempo gera calor que pode ser utilizado para diversos fins, como o aquecimento ambiente ou de água para consumo.

A tecnologia do motor *Stirling*, apesar do recente interesse em seus fundamentos devido a necessidade de desenvolvimento de energias renováveis e tecnologias alternativas, foi desenvolvida e apresentada pelo escocês *Robert Stirling* em 1816, antes mesmo do desenvolvimento dos motores de combustão interna. Porém, problemas relacionados com a dificuldade na fabricação de motores *Stirling* e com as tecnologias e materiais existentes na época levaram ao desinteresse comercial pela tecnologia no início do século XX. Os motores de combustão interna e os motores elétricos eram fabricados com um menor custo e eram mais potentes (BARROS, 2005).

## 1.2 Justificativa

Há uma necessidade imediata de ação para a renovação de nossas tecnologias buscando a maior eficácia e eficiência na utilização de energias renováveis. "*Estamos vivendo o ponto de inflexão da quarta revolução industrial (...) em todas as áreas da humanidade há alguma revolução acontecendo, desde a criação de novos tipos de materiais até a impressão em 3D de tecidos humanos sintéticos (...) a internet das coisas é a nova fonte de pesquisa que irá unir todas estas revoluções.*" (SCHWAB, 2017).

A *IoT*<sup>5</sup> é uma rede inteligente que conecta todos os aparelhos eletrônicos, muito eficiente para, por exemplo, conectar todos os aparelhos de uma casa, e assim, possibilitando ao usuário ter o controle de uma casa inteligente sem ao menos estar presente fisicamente nela. A *IoT* possibilita novos modelos de negócios existentes, como na distribuição de energia, por exemplo. Como explicado por Tapscott e Tapscott (2016), atualmente há

---

<sup>2</sup> *Advanced Dish Development System*, em inglês

<sup>3</sup> *Power Conversion Unit*, em inglês

<sup>4</sup> *Collected Control Sytem*, em inglês

<sup>5</sup> Internet das coisas, em inglês

um projeto já instalado no *Brooklyn*<sup>6</sup> que consiste em instalar placas fotovoltaicas nas casas e conectá-las com a rede de distribuição de energia, assim como com aparelhos instalados nas casas, tais como: ar-condicionado, chuveiro, aquecedores, motores, etc. Essa rede inteligente é mantida pela energia acumulada pelas placas fotovoltaicas no próprio bairro, diminuindo os custos junto a empresa de distribuição de energia de todas as casas participantes dessa rede inteligente, além de ser renovável e limpa.

Com a evolução da capacidade de alguns motores *Stirling* já presentes no mercado e a diminuição do custo de aquisição de placas fotovoltaicas, assim como a evolução de sua eficiência na captação da energia solar, empresas/indústrias podem começar a perceber a possibilidade na diminuição dos custos com o auxílio de redes inteligentes como a descrita acima. Há atualmente no mercado sistemas mais eficientes do que o alcançado em placas fotovoltaicas, os *Concentrated Solar Power Systems*. Estes conseguem uma melhor captação da radiação solar, conseqüentemente uma melhor eficiência na transformação desta em energia elétrica, a um custo cada vez menor e ganhos cada vez maiores, principalmente com a criação dos mercados de créditos de carbono. E ainda podem ser utilizados para cogeração.

O uso do motor *Stirling* tem sido também desenvolvido para fins militares. Em 1996, a marinha sueca desenvolveu três submarinos do tipo *Gotland-class*. Estes submarinos, quando em superfície, utilizam motores a diesel para a propulsão. No entanto, quando submersos, utilizam um gerador *Stirling* para recarregar as baterias ou prover energia elétrica para a propulsão. O motor *Stirling* oferece a vantagem de ser excepcionalmente quieto quando está em funcionamento (SLOCOMBE et al., 2015).

Os materiais estão se tornando mais baratos, de melhor qualidade, mais resistentes e com um leque maior de utilizações. Já existem modelos inteligentes para a utilização de redes de autossuficiência energética utilizando a captação de energia solar. Com o auxílio de motores *Stirling*, as energias mecânicas e elétricas agora podem ser totalmente limpas, baratas, eficientes e renováveis. As oportunidades são variadas devido às evoluções constantes e emocionantes desta nova revolução industrial.

### 1.3 Objetivo

Este presente trabalho tem como objetivo a implementação de um algoritmo base para a análise de uma simulação de conversão de energia solar para elétrica por um sistema *Disco-Stirling* chamado ADDS Mod 1, da *WGAssociates*, que possui uma PCU; que consiste em um gerador/indutor acoplado a um moto *Stirling SOLO 161* tipo *Alfa* e fluido de trabalho o gás *He* e um sistema de controle de captação de energia solar (CCS).

---

<sup>6</sup> Bairro de Nova York, EUA.



## 1.4 Estrutura do trabalho



## 2 Motor Stirling

### 2.1 A história do motor Stirling

De acordo com [Barros \(2005\)](#), durante a Revolução Industrial as máquinas a vapor surgiram como uma das principais responsáveis pelo desenvolvimento do processo produtivo. No entanto, sua aplicação esbarrava nas limitações tecnológicas da época. A fim de contornar este obstáculo, em 1816, *Robert Stirling* propõe a utilização de um novo conceito de motor de ciclo fechado.

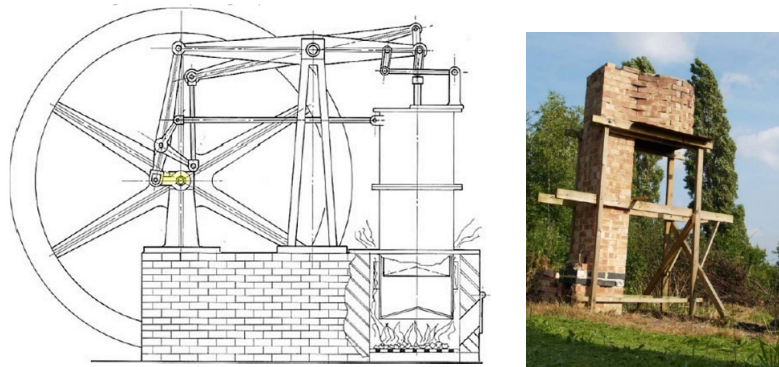
Em motores de ciclo fechado, enquanto o fluido de trabalho é aquecida em uma parte do motor, em outra parte, este mesmo fluido pode ser simultaneamente resfriado. Portanto, o processo não é simples de ser entendido. A invenção de um motor de combustão externa de ciclo fechado por *Robert Stirling* foi provavelmente uma das mais espetaculares invenções feitas pelo homem. Este esteve tão avançado cientificamente na época que pelo menos 30 anos se passaram sem quem ninguém pudesse entender o funcionamento do motor por completo ([ORGAN; FINKELSTEIN, 2001](#)).

Em 27 de Setembro de 2016 foi comemorado o bi-centenário de aplicação da primeira patente do motor *Stirling*. Se os estudos acadêmicos sobre os motores *Stirling* realmente começaram com *Gustav Schmidt* em 1861, então já são mais de um século e meio de pesquisas. Isto pode ser considerado tempo mais que suficiente para alcançar os objetivos: colocar o motor *Stirling* no mercado e mantê-lo em constante evolução, porém, dificuldades com materiais, potência do motor, eficiência e, principalmente a força da indústria petrolífera, estagnaram a evolução do *Stirling* até os dias de hoje ([ORGAN, 2013](#)).

A patente original n°4081 de 1816 tinha o obscuro título: “*Improvements for Diminishing the Consumption of Fuel, and in Particular an Engine Capable of Being Applied to the Moving (of) Machinery on a Principle Entirely New* – Melhora para Redução do Consumo de Combustível, e em Particular um Motor Capaz de ser Aplicado ao Movimento de Máquina com um Princípio Completamente Novo”. Nesta patente, Robert Stirling não apenas descrevia a construção e o uso do regenerador pela primeira vez na história, como também prevê as suas principais aplicações, como para fornos de vidros ou para fusão de metais ([ORGAN; FINKELSTEIN, 2001](#)).

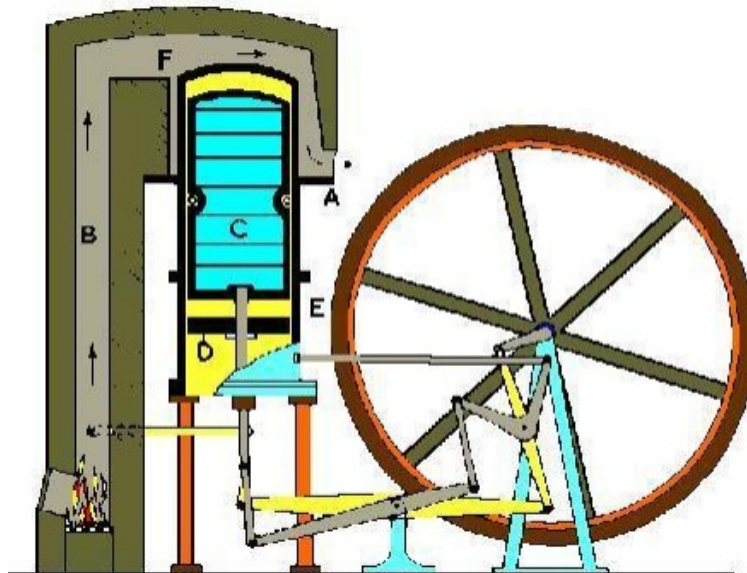
A Figura 3 demonstra o desenho original e o formato da fornalha, de acordo com a patente de *Robert Stirling*, em 1816.

Figura 3 – Modelo do motor *Stirling* em sua patente original.



Fonte: [Organ \(2013\)](#)

Figura 4 – Esquema do funcionamento do motor *Stirling*, segundo sua patente de 1816.



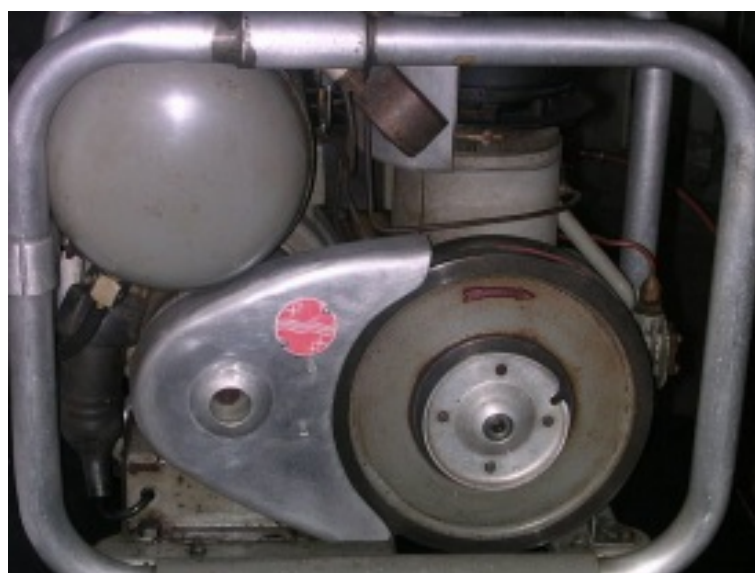
Fonte: [Barros \(2005\)](#)

A Figura 4 demonstra esquematicamente o funcionamento do motor *Stirling* de acordo com sua patente. Neste motor, calor é gerado pela queima de um combustível em uma fornalha, os gases da combustão passavam por B, F e sai em uma chaminé em A. Em F, está posicionado a parte quente do motor *Stirling*. O pistão de deslocamento C, é o responsável por deslocar o fluido de trabalho do espaço de expansão para o de compressão. O pistão D é o de trabalho. Com o aquecimento do fluido de trabalho na parte quente do motor (espaço de expansão) e resfriamento na parte fria (espaço de compressão), e com um mecanismo para sincronizar o movimento destes pistões, havia o funcionamento do motor ([BARROS, 2005](#)).

De acordo com [Kagawa, Hirata e Takeuchi \(1995\)](#), o auge na produção de motores *Stirling* ocorreu graças ao *John Ericsson*, um engenheiro e inventor sueco. Ele obteve sucesso fabricando um motor *Stirling* prático, sendo vendidos umas 2000 unidades, numa faixa entre 0,5 a 5 hp, por volta de 1850 na Inglaterra e nos Estados Unidos. Depois disso, vários motores *Stirling* foram feitos com maiores potências e eficiências. Entretanto, a capacidade dos motores *Stirling* produzidos neste período era inferior comparado aos motores Otto e Diesel. O motor Otto foi inventado em 1877 e o motor diesel em 1893.

[Martini \(1978\)](#) expõe que por muitos anos durante o último século, os motores *Stirling* ocuparam um papel relativamente pouco importante entre os tipos de motores usados durante este período. São geralmente chamados de motor a ar e são caracterizados pela alta confiabilidade e segurança, porém baixa potência específica. Quando comparados com outras máquinas, perdiam na relação US\$/Hp. Na década de 30, pesquisadores da *Philips Company*, na Holanda, reconheceram várias possibilidades neste antigo motor, e perceberam que modernas técnicas de engenharia poderiam ser aplicadas. Desde então, esta companhia tem investido milhões de dólares, criando uma posição de destaque na tecnologia de motores *Stirling*. Os desenvolvimentos realizados geraram motores com bom funcionamento, silenciosos, com elevada eficiência e possibilidade de usar qualquer fonte de calor.

Figura 5 – Motor *Stirling Philips* MP1002CA, 180/200W, de 1951.



Fonte: [Hargreaves \(1991\)](#)

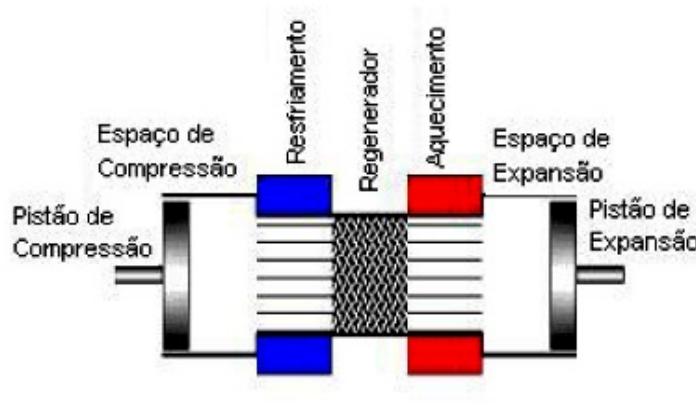
## 2.2 Tipos de motores *Stirling*

Os motores *Stirling* são divididos em geral em três grupos, *Alfa*, *Beta* e *Gama*, de acordo com a configuração dos cilindros e pistões.

### 2.2.1 Tipo *Alfa*

O motor *Stirling* tipo *Alfa* apresenta basicamente dois pistões, sendo um de compressão e um de expansão, e estes são defasados de  $90^\circ$ . Há um lado quente (espaço de expansão) e um lado frio (espaço de compressão), unidos entre si. Os dois pistões fazem o gás fluir entre ambos espaços, e os mesmos dois pistões geram potência de saída, além disso, os dois pistões são conectados em série pelo trocador de calor de aquecimento, o regenerador e o trocador de calor de resfriamento. (BARROS et al., 2004).

Figura 6 – Motor *Stirling* na configuração *Alfa*.

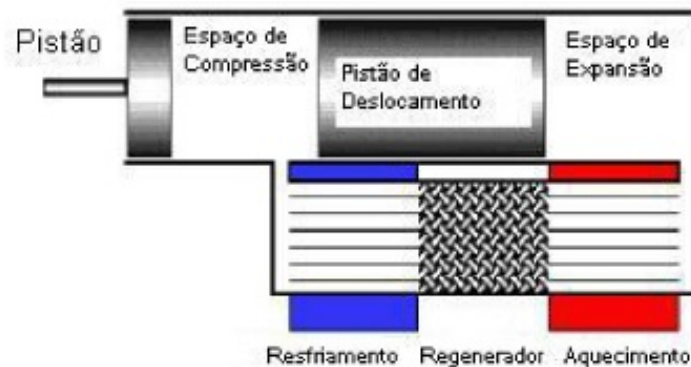


Fonte: Maier et al. (2007)

### 2.2.2 Tipo *Beta*

Os motores *Stirling Beta* e *Gama* são chamados de motores *Stirling* de deslocamento, sendo que o gás de trabalho é movimentado entre os espaços de alta e baixa temperatura pelo pistão de deslocamento. A compressão e expansão do gás de trabalho são feitas pelo pistão de trabalho. Na configuração *Beta*, os pistões de deslocamento e trabalho estão alinhados em um único cilindro. Pela sobreposição entre cada movimento de ambos os pistões, uma taxa de compressão maior do motor é obtida, e pode-se obter maior potência que o motor *Stirling* tipo *Gama*. Entretanto, as hastes do pistão de deslocamento e o de trabalho estão alinhadas, o que torna o mecanismo complicado (KAGAWA; HIRATA; TAKEUCHI, 1995).

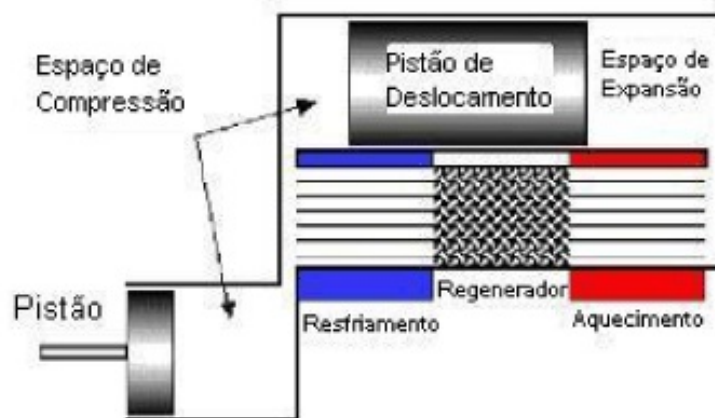
O motor *Beta* apresenta a configuração clássica, patenteada em 1816 por *Robert Stirling*. Um esquema do motor *Stirling* tipo *Beta* é apresentado na figura abaixo.

Figura 7 – Motor *Stirling* na configuração *Beta*.

Fonte: [Maier et al. \(2007\)](#)

### 2.2.3 Tipo *Gama*

O motor *Gama* tem um pistão de deslocamento similar ao do motor *Beta*, apesar de ser montado em diferentes cilindros. Segundo [Mello \(2001\)](#), essa configuração tem o conveniente de separar a parte quente do trocador de calor, que é associada ao pistão de deslocamento, do espaço de trabalho de compressão e expansão, associado ao pistão de trabalho.

Figura 8 – Motor *Stirling* na configuração *Gama*.

Fonte: [Maier et al. \(2007\)](#)

Comparado com o motor tipo *Beta*, o seu mecanismo é mais simples, e ajustes na taxa de compressão e incremento da área de transferência de calor, são relativamente fáceis de se obter ([KAGAWA; HIRATA; TAKEUCHI, 1995](#)). Porém, [Mello \(2001\)](#) diz que, além do fato de parte do processo de expansão ocorrer no espaço de compressão, causando redução na potência de saída, os volumes mortos também são maiores.

## 2.2.4 Vantagens

Devido ao motor *Stirling* ser **compatível com fontes renováveis de energias alternativas** (não apenas as produzidas por combustão, mas sim por diversas outras, tais como: energia solar, geotérmicas, biológicas, fontes nucleares ou mesmo calor que seria desperdiçado em processos industriais), este tipo de motor tem aumentado significativamente o interesse de todos, principalmente devido às preocupações com a poluição e as mudanças climáticas, além da elevação do preço dos combustíveis convencionais.

Em altas temperaturas, com altas pressões, o oxigênio (ou qualquer que seja o fluido de trabalho utilizado), quando pressurizado e combinado com o óleo lubrificante do motor, podem explodir e causar algum desastre. Os motores *Stirling* não utilizam lubrificantes, além de possuírem materiais com baixo índice de fricção (tais como grafite), baixas forças normais atuando nas partes que se movimentam, especialmente nos seladores, sendo que alguns tipos de motores utilizam diafragmas no lugar dos seladores, diminuindo ainda mais a taxa de atrito. Estes fatores permitem que os motores *Stirling* possuam **baixas ocorrências de acidentes e menos necessidade de manutenção**, diminuindo os custos e aumentando a vida útil de todos os componentes, quando comparado a motores de combustão interna.

O mecanismo do motor é, em muitos aspectos, mais simples quando comparados com outros diversos tipos de motores. Por exemplo, nenhuma válvula é necessária para o seu funcionamento, além de não requerir nenhuma explosão para iniciar e desenvolver. Isto faz com que o funcionamento do motor produza **níveis baixíssimos de ruídos e vibrações**, podendo ser utilizado desde a submarinos até para sistemas de captação de energia solar para uma casa([URIELI; BERCHOWITZ, 1984](#)).

Podem ser dispostos em **diferentes arranjos**, dependendo da necessidade final do projeto. O que também permite suas **constantes evoluções**, visto que podem ser utilizados desde sistemas de captação de energia solar a até cogeradores de energia, utilizando o calor que seria desperdiçado para aquecer um fluido. Sua **simplicidade** faz com que seja necessário apenas duas câmaras com diferentes temperaturas e regenerador.

Utiliza uma fonte de energia contínua, ganhando em **rendimento** com o tempo quando comparado à motores de combustão interna.

## 2.2.5 Desvantagens

O lado da expansão do trocador de calor geralmente atua com uma altíssima temperatura, portanto os materiais precisam ser bastante resistentes aos efeitos corrosivos da fonte quente. Estes materiais aumentam substancialmente o preço final do motor. Os custos materiais para suportar tais temperaturas e a sua montagem custam, em média, 40% do custo final do motor([HARGREAVES, 1991](#)).



O ciclo *Stirling* real para as máquinas é menos eficiente do que o ciclo *Stirling* teórico, além de ser menos eficiente em ambientes que possui temperaturas amenas e médias, enquanto para ambientes mais frios, por exemplo países mais ao norte, os resultados de eficiência são melhores.

A dissipação do calor a ser desperdiçado é especialmente complicado devido a necessidade de manter as temperaturas baixas as mais baixas possíveis para maximizar a eficiência térmica. Este fato pode aumentar o tamanho dos radiadores, dificultando a necessidade de ser compacto. Junto aos altos custos com os materiais componentes do motor, este fato tem sido um dos limitantes para a adoção dos motores *Stirling* na indústria automotiva, sendo o motor *Stirling* até duas vezes mais caro do que um motor a Diesel com a mesma potência<sup>1</sup>.

Os motores *Stirling* necessitam de uma boa vedação para evitar a contaminação e evasão do gás de trabalho. Este fato é bastante complicado de ser conciliado, visto que o rendimento do motor é maior com altas pressões, porém, quanto maior a pressão de trabalho maior é a dificuldade de vedação dos cilindros (SILVA et al., 2010).

Também segundo Silva et al. (2010), outra grande desvantagem é a dificuldade de dar a partida e varia sua velocidade de rotação rapidamente, o que complica ainda mais sua capacidade de ser aplicado em veículos, como por exemplo, carros e caminhões.

## 2.3 A escolha do tipo de arranjo do motor *Stirling*

"Qualquer modelo pode ser bom, desde que dedique sua vida em um projeto" (ROSS, 1993). Assim disse Andy Ross<sup>2</sup>, uma das mentes mais brilhantes quando o assunto é motor *Stirling*.

Cada motor tem as suas vantagens e desvantagens, dependendo muito da finalidade para a qual o motor será usado. O *Gama* é um bom motor para torques em baixas rotações, não tendo a mesma eficiência em rotações maiores, além de possuir maiores volumes mortos, quando comparado ao *Beta* e *Alfa*, diminuindo ainda mais sua eficiência. O *Beta* possui as mesmas características que o *Gama*, porém possui a vantagem de ter reduções das áreas mortas, refletindo em um desempenho melhor em comparação ao *Gama*, mesmo perdendo potência devido ao fato de parte do processo de expansão ocorrer no espaço de compressão. O *Alfa* pode ser um motor mais compacto, apresenta melhor faixa de torque em alta rotação, além de possuir uma maior potência em relação ao *Gama* e *Beta*. Porém, o motor tipo *Alfa* é complicado de ser construído porque não admite fuga de ar e deve possuir baixo atrito, principalmente porque há contato físico direto entre o pistão quente

<sup>1</sup> <[http://news.bbc.co.uk/2/hi/programmes/working\\_lunch/3231549.stm](http://news.bbc.co.uk/2/hi/programmes/working_lunch/3231549.stm)>

<sup>2</sup> Autor de dois livros sobre motores *Stirling*, diversos artigos sobre o assunto, inúmeros motores deste tipo desenvolvidos e co-criador da patente do motor *Stirling* do tipo *Alfa Ross Yoke*.

e a superfície interna do cilindro quente.

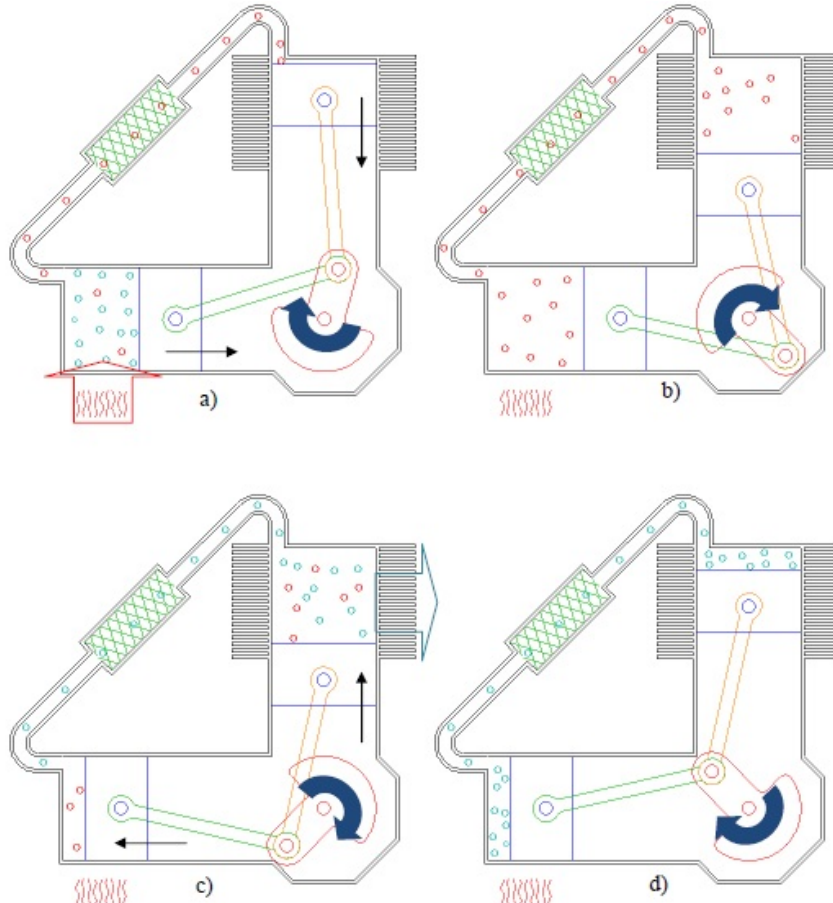
Em resumo, o presente trabalho será desenvolvido utilizando todos os fundamentos de um motor *Stirling* tipo *Alfa* devido a melhor performance em altas rotações, maior faixa de torque e, por consequência, melhor eficiência de transmissão de energia térmica para mecânica cinética.

## 2.4 Princípio de funcionamento do motor *Stirling* tipo *Alfa*

Como dito anteriormente, o motor do tipo *Alfa* é recomendado para situações onde é requerido uma maior potência de saída, e podendo ele ser mais compacto em relação aos outros, pode inclusive ser aproveitado como base para a construção de motores automotivos, compressores e motores com acoplamento junto à geradores. Desta forma, conforme dito por Barros (2005), quando se quer um motor de mais fácil construção, de menor custo, e que possa gerar uma boa potência mecânica, deve-se levar em consideração o motor *Stirling* tipo *Alfa*.

O motor *Stirling* tipo *Alfa* funciona da seguinte maneira:

Figura 9 – Representação dos quatro tempos do motor *Stirling* tipo *Alfa*.



Fonte: Santos et al. (2012)

Na demonstração feita pela Figura 9a), ocorre o processo de expansão isotérmica, onde se encontra o cilindro do pistão quente e o maior volume de fluido. Este fato ocorre na zona de expansão, onde o fluido recebe calor da fonte externa e se expande, empurrando o pistão quente em direção a parte interna do motor e fazendo com que o fluido comece a fluir pelo tubo de ligação entre a zona quente e a zona fria, passando pelo regenerador, que ajuda o gás a arrefecer. Ao chegar na zona fria, o fluido começa a empurrar o pistão frio para a parte interna do motor.

Na Figura 9b) ocorre o processo de rejeição de calor a volume constante. Nesta etapa, o fluido de trabalho já se expandiu e a maior parte deste ainda se encontra no cilindro quente. Porém, a biela de movimentação percorre  $90^\circ$ , transferindo o volume do fluido de trabalho para o cilindro frio, que empurra o pistão frio até seu máximo curso. Com isso, o fluido de trabalho passa para o espaço de compressão, tendo calor rejeitado pelo sistema de resfriamento, reduzindo a sua pressão.

Na Figura 9c) ocorre o processo de compressão isotérmica. Neste processo, ambos os pistões se movem para cima, realizando trabalho de compressão sobre o fluido de trabalho enquanto calor é rejeitado para o sistema de resfriamento, mantendo a temperatura constante. Neste processo também, o fluido começa o retorno para o cilindro quente, principalmente devido a diferença de pressão, fazendo com que o fluido, ao retornar, passe pelo regenerador que pré-aquece este, aumentando a eficiência do conjunto.

Na Figura 9d) acontece o aquecimento a volume constante. Neste processo, o pistão de compressão vai até o ponto morto superior, devido a mais um movimento de  $90^\circ$  da biela de movimentação, enquanto o pistão de expansão se movimenta para baixo. Este processo faz com que o fluido de trabalho passe para o espaço de expansão, sendo aquecido pela fonte externa novamente e aumentando a sua pressão.

Uma das vantagens destes sistemas em relação aos motores de combustão interna é que o calor fornecido vem do exterior, não havendo explosão e podendo ser usado qualquer tipo de fonte de calor. O que, além de resultar num funcionamento mais silencioso e com menor vibração, resulta também numa menor quantidade de gases de efeito estufa emitidos, já que a queima do combustível é contínua, logo mais completa e eficiente ([SANTOS et al., 2012](#)).

Também conforme dito por [Santos et al. \(2012\)](#), como todos os motores que utilizam uma fonte de calor para gerar energia mecânica, este também tem as suas perdas e não consegue transformar todo o calor que lhe é fornecido em movimento. No entanto, é possível controlar a temperatura a que o calor é desperdiçado, transformando-o em calor útil para aquecer, por exemplo, água para banhos, piscinas ou até mesmo o ambiente de edifícios. A este tipo de “duplo” aproveitamento de energia, chama-se cogeração e é utilizado para aumentar o rendimento de ciclos térmicos.

## 2.5 Motor *Stirling* e a energia solar

Os motores *Stirling* estão no coração no desenvolvimento das tecnologias de concentradores de força solar, conhecidos como *CSP Dish-Stirling*<sup>3</sup>. Utilizando a força da energia solar como fonte de energia externa, estes módulos de captação de energia solar necessitam de espelhos refletivos, chamados de concentradores solar, para concentrarem os raios solares em um absorvedor. Este transmite a energia fornecida pelos raios solares para aquecer o fluido do motor *Stirling* e fazer com que o motor transforme a energia térmica em mecânica.

Figura 10 – Concentrador parabólico do tipo Disco-*Stirling*.



Fonte: José (2009a)

Diversas empresas e instituições, tais como Cleanergy, Ripasso Energy, United Sun Systems International, US Army<sup>4</sup>, US Navy<sup>5</sup>, NASA<sup>6</sup> e governos Sueco, Japonês e Australiano, estão desenvolvendo pesquisas nesta área.

<sup>3</sup> *Concentrated Solar Power Dish-Stirling*, ou Concentrador de Força Solar do tipo Disco-*Stirling*.

<sup>4</sup> Exército dos Estados Unidos.

<sup>5</sup> Marinha dos Estados Unidos.

<sup>6</sup> JOHNSON, W. N. et al. *Space-based solar power: Possible defense applications and opportunities for nrl contributions*. [S.l.], 2009.

## 2.6 O motor *SOLO 161*

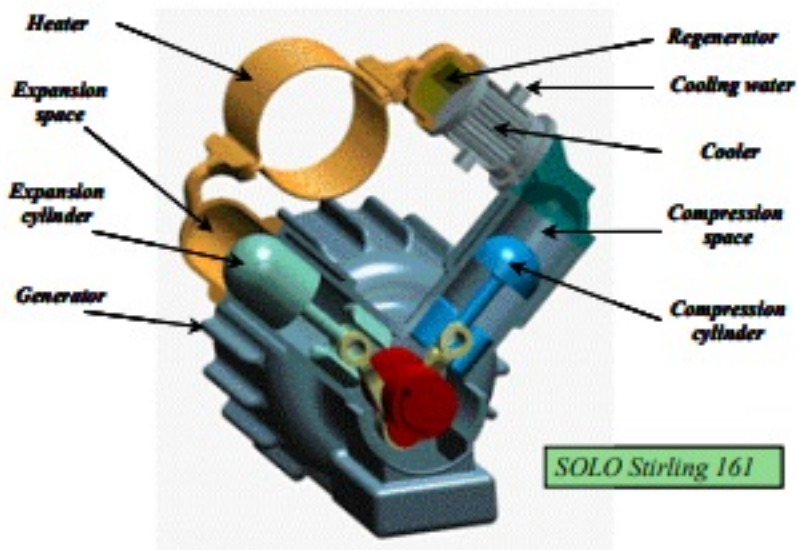
De acordo com as especificações técnicas repassadas pela *ProEcoPolyNet*<sup>7</sup>, o motor é V-2-Cilindros de 90° de defasagem entre os cilindros (seguindo o arranjo do tipo *Alfa*). Este motor segue os mesmo componentes do arranjo *Alfa*, possuindo um cilindro de expansão (onde as temperaturas médias podem passar dos 600°C), um regenerador e um cilindro de compressão. O *heater* (parte do cilindro de expansão onde o fluido de trabalho é aquecido pela energia da fonte externa) consiste de pequenos tubos, os quais são aquecidos a temperaturas que podem passar dos 700°C. O *cooler* é um pequeno trocador de calor que faz com que o gás de trabalho resfrie a temperaturas muito abaixo daquelas encontradas no cilindro de expansão. Este *cooler* é arrefecido externamente por água, sendo esta água utilizada como cogeração. O regenerador é uma matriz de fios metálicos tecidos e comprimidos, formando um estocador térmico durante o ciclo. Usualmente, Hélio é utilizado como fluido de trabalho devido principalmente as boas propriedades térmicas e aerodinâmicas. As hastes dos pistões são conectadas ao eixo de manivela. As câmaras são seladas com um material especialmente desenvolvido para impedir contato/vazamento com o óleo lubrificante. A resposta final do desenvolvimento do motor pode ser ajustada pela pressão de trabalho, que pode ser entre 40 e 130 *bar*. Essa variação da pressão pode corresponder a uma variação resultante entre 3 a 9 KW. Este processo é realizado por um pequeno pistão-bomba que bombeia o gás de trabalho do motor para um compartimento de armazenagem que possui um alto nível de pressão. Abrindo uma segunda válvula magnética, a pressão do motor pode ser retornada.

Tabela 1 – Características estruturais e de performance do motor *Stirling SOLO 161*.

|                        |                  |                         |                     |
|------------------------|------------------|-------------------------|---------------------|
| Comprimento:           | 1280 mm          | Largura:                | 700 mm              |
| Altura:                | 980 mm           | Peso:                   | 460 kg              |
| Capacidade Elétrica:   | 2 - 9,5 kW       | Capacidade Térmica:     | 8 - 26 kW           |
| Eficiência Elétrica:   | 22 - 24,5%       | Eficiência Térmica:     | 65 - 75%            |
| Eficiência Total:      | 92 - 96%         | Velocidade Nomimal:     | 1500 rpm            |
| Gás de Trabalho:       | Hélio            | Média Ope./Manutenção:  | 6000 h              |
| Desenho:               | 2 cilindros em V | Capacidade do Cilindro: | 160 cm <sup>3</sup> |
| Pressão Máx. Operação: | 150 bar          | Queimador Externo:      | S/N                 |

Fonte: José (2009b)

<sup>7</sup> *Promotion of Eco-Building Technologies, small Polygeneration and Renewable Heating & Cooling Technologies for Buildings*-<<http://www.buildup.eu/sites/default/files/content/SOLO%20Stirling%20161.pdf>>

Figura 11 – Motor *Stirling SOLO 161*.

Fonte: Santos et al. (2012)

Figura 12 – Motor *Stirling SOLO 161* com o receptor solar.

Fonte: Bergermann e GbR (2001)

## 2.7 O motor *SOLO 161* e a energia solar

Conforme explicado nos capítulos anteriores, alcançar reservas sustentáveis de energia limpa para o futuro é um grande desafio da humanidade. Segundo [Barlev, Vidu e Stroeve \(2011\)](#), a luz solar é a maior fonte de energia carbono-neutra disponível, fornecendo para a Terra mais energia em 1 hora do que a quantidade de energia consumida no planeta em um ano. Apesar disso, a conversão solar-eletricidade provém apenas uma fração de porcentagem do consumo de energia global, que tem aumentado aos poucos de acordo com a evolução dos CSP.

Os sistemas de concentradores solares CSP's estão sendo estudados por diversas décadas, e é baseado em um simples esquema geral: utilizando espelhos, a luz do sol pode ser redirecionada, focada e coletada como forma de calor, a qual pode ser usada para movimentar uma turbina ou uma conversão por meio de um motor que produza eletricidade. Existem diferentes métodos de captação de energia solar e sua consequente conversão em energia mecânica ou elétrica, e cada método deve ser analisado de acordo com o poder financeiro de montagem e as condições do ambiente.

O sistema *Disco-Stirling* é um dos principais campos de pesquisa dos CSP's. Segundo [Bergermann e GbR \(2001\)](#), os sistemas *Disco-Stirling* são pequenas instalações de geração de energia, as quais geram eletricidade por meio da radiação solar. A capacidade de uma única unidade é algo em torno de 5 - 50 kWel<sup>8</sup>, portanto, o tamanho e modularidade de suas unidades faz com que o sistema *Disco-Stirling* possua uma grande variedade de aplicações. Quando utilizado em grupos de instalações, a capacidade de produção pode passar dos 10 MW, sendo utilizados até para atender a demanda de uma rede conectada.

[OMSOP<sup>9</sup>](#) explica que os principais componentes do sistema *Disco-Stirling* são:

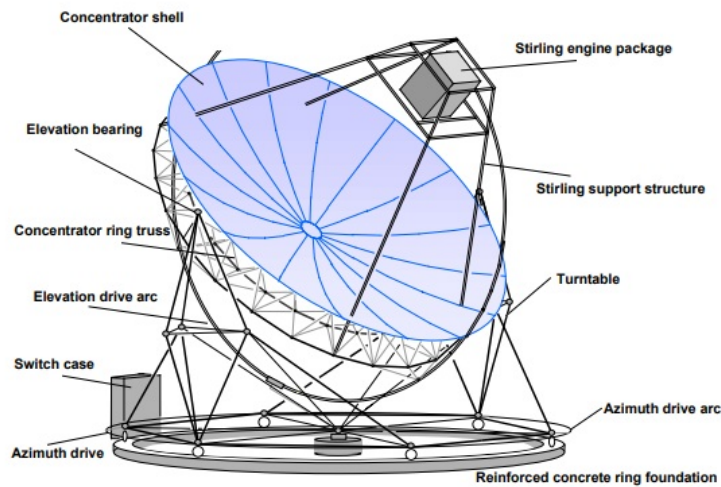
- Concentrador solar (*Disco*);
- Receptor solar;
- Sistema de rastreamento de luz solar;
- Motor *Stirling*;
- Gerador/alternador elétrico.

---

<sup>8</sup> *KiloWatts Electric*, em inglês.

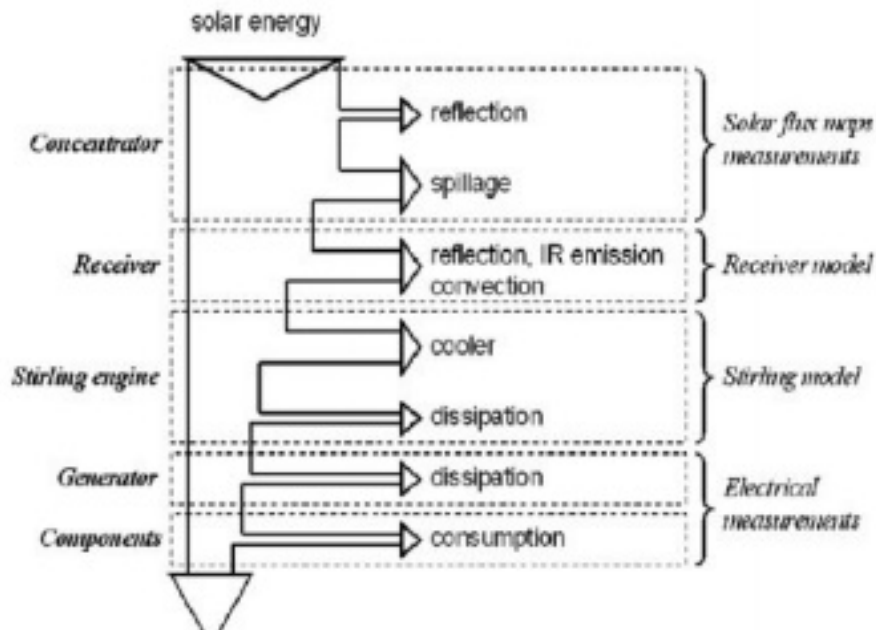
<sup>9</sup> *Optimised MicroTurbine Solar Power System*, em inglês.



Figura 13 – Sistema Disco-*Stirling*.

Fonte: [Bergermann e GbR \(2001\)](#)

Os sistemas Disco-*Stirling* são os que vem demonstrando a melhor eficiência de conversão da energia da radiação solar para a energia elétrica, tendo valores máximos de 30% e médias diárias entre 15% e 25% em unidades que possuem capacidades entre 7 e 25kW ([JOSÉ, 2009a](#)).

Figura 14 – Perdas do sistema Disco-*Stirling*.

Fonte: ([JOSÉ, 2009a](#))



Apesar de estes sistemas custarem por volta de \$10.000 US/kW instalados, uma grande margem de redução tem acontecido junto ao desenvolvimento das tecnologias. Progressos substanciais tem sido alcançados principalmente na confiabilidade, desde modo, reduzindo custos de operação e manutenção. Conforme o capital de instalação vem diminuindo para cerca de \$3.000 US/kW, o mercado tem se aquecido ainda mais, aumentando o número de instalações no sudoeste americano e na Europa (MANCINI et al., 2003).

Pesquisas realizadas em 1993 por Stine (1993) mostraram que de 1973 até a data da pesquisa, oito diferentes sistemas *Disco-Stirling*, indo de 2 até 50 kW, haviam sido instalados por empresas dos EUA, Alemanha, Espanha, Japão e Rússia. Estudos mais recentes mostram que não houve muita criação de novos tipos de sistemas *Disco-Stirling*, mas sim, um desenvolvimento crescente das tecnologias de seus componentes, diminuindo os custos gerais, como dito por MANCINI et al..

### 2.7.1 O ADDS system da WGAssociates

O projeto foi iniciado em 1998 como um teste para verificar a possibilidade de implementação de um sistema parecido para gerar energia em uma área remota. Em 1999, a primeira geração, ou sistema *Mod 1*, como foi chamado, foi instalado e uma operação automatizada foi iniciada. O design do ADDS<sup>10</sup>, é uma combinação do *Collector Control System*(CCS)<sup>11</sup>, do concentrador *WGA - 500* da *WGAssociates*, e do motor PCU<sup>12</sup> *Stirling SOLO 161* (MANCINI et al., 2003).

Figura 15 – O ADDS system da WGAssociates



Fonte: (MANCINI et al., 2003)

---

<sup>10</sup> *Advanced Dish Development System*

<sup>11</sup> Sistema de controle do rastreador de radiação e do coletor

<sup>12</sup> *Power Conversion Unit*, em inglês.

Ainda de acordo com as pesquisas realizadas por [MANCINI et al.](#), o CCS possui mais de 40.000 horas ativas de rastreamento de radiação solar e tem se mostrado ser flexível, robusto e confiável. O CCS fornece o controle e monitoramento do concentrador e da PCU, concedendo a todo o sistema a capacidade de operação autônoma. Além disso, o PCU conta com um gerador apenas para fornecer energia para o *start* do motor e para automaticamente sincronizar a voltagem e a frequência para o sistema CCS.

Devido a sua aplicação voltada para a cogeração *indoor*, o motor *SOLO 161* utiliza hélio como fluido de trabalho, pela segurança e compatibilidade do hélio com os diversos componentes do motor. Porém, alguns já estão sendo produzidos e testados para utilizar hidrogênio como fluido de trabalho, podendo aumentar a energia de saída de 9 kW para 9,5-10 kW à 1000 W/m<sup>2</sup>, mesmo havendo a necessidade de diminuição em 11% da área coberta pelo espelho refletivo. Embora o valor de saída pudesse ter sido aumentado usando a área original do espelho, a diminuição desta ajuda na expectativa dos seladores *Pumping Leningrade*<sup>13</sup>, além da expectativa do motor de uma forma geral ([MANCINI et al., 2003](#)).

Tabela 2 – Condutividade térmica de alguns gases.

|           | Helium | Hidrogen | Air   |
|-----------|--------|----------|-------|
| k [W/m K] | 0,33   | 0,412    | 0,062 |

Fonte: ([ROLDAN; PIERETTI; ROJAS-SOLÓRZANO, 2010](#))

O sistema Mod 1 vem demonstrando picos de eficiência de 24,5%. A performance anual em produção de energia para a operação do sistema no NSTTF<sup>14</sup>, em Albuquerque tem sido de 17.353 kWh, com 90% do tempo de disponibilidade do sistema<sup>15</sup>, e uma eficiência anual de 18,9% ([MANCINI et al., 2003](#)).

O tempo de disponibilidade do sistema ADDS e sua confiança em operação tem crescido ainda mais desde quando os primeiros sistemas foram instalados e automatizados, em 1999. Este fator deve-se principalmente à evolução de alguns componentes e materiais, constantemente atualizados devido aos avanços tecnológicos, que seguem a *Lei de Moore*<sup>16</sup>. Durante o período de 6 de Janeiro de 2000 e 24 de Outubro do mesmo ano, o sistema Mod 1 trabalhou no limiar de suas especificações operacionais, alcançando 2369 horas de superprodução, sem que nenhum problema tenha ocorrido ([DIVER et al., 2001](#)).

<sup>13</sup> Um modelo de seladores caro e de difícil fabricação.

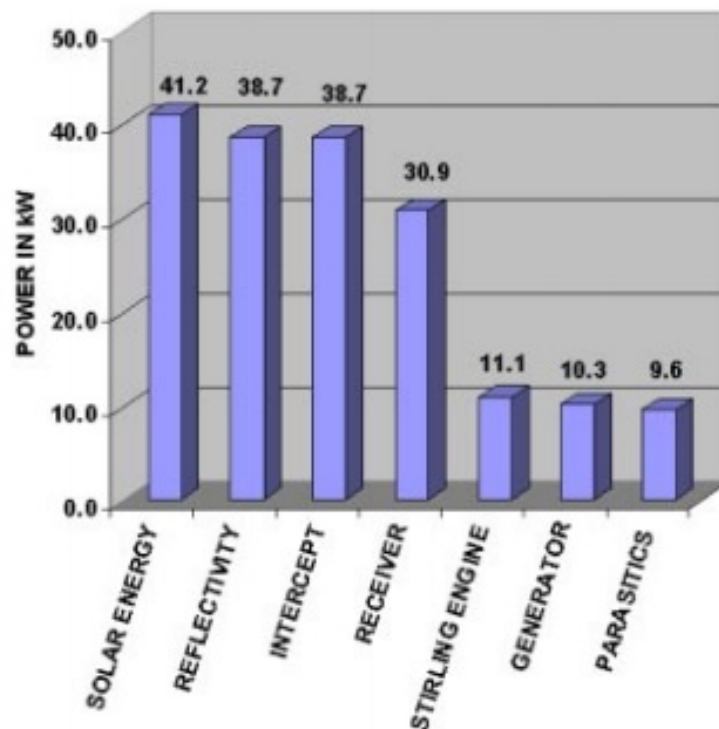
<sup>14</sup> *National Solar Thermal Test Facility*, em inglês

<sup>15</sup> Definição para o tempo em que o sistema esteve funcionando e produzindo energia positiva dividido pelo tempo em que as condições solares e do vento foram favoráveis dentro das especificações. Outros fatores que ainda afetam essa taxa é o tempo de rastreamento dos raios solares pelo CCS e o período de aquecimento do PCU.

<sup>16</sup> *Gordon E. Moore*, fez sua profecia em 1965, na qual o número de transistores dos chips teria um aumento de 100%, pelo mesmo custo, a cada período de 18 meses. Essa profecia, que tornou-se realidade e acabou ganhando o nome de Lei de Moore, também é válida para a grande maioria das tecnologias.

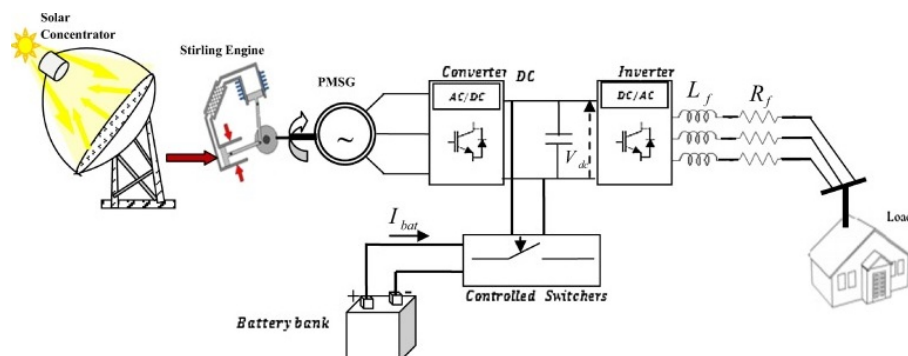
Com toda a confiança de anos sendo testado, alcançando resultados excepcionais e evoluindo, o sistema ADDS já é oferecido comercialmente, tendo sido utilizado principalmente em campos de captação de energia solar de grande escala, fornecendo energia a rede ou para distribuição de geração em diferentes aplicações (industriais e cogeração). Além disso, o sistema é particularmente melhor apropriado para instalações em áreas remotas (principalmente pelo fato de ser totalmente automatizado).

Figura 16 – Distribuição da eficiência do sistema ADDS Mod 1.



Fonte: (MANCINI et al., 2003)

Figura 17 – Conversão e distribuição da energia solar para elétrica.



Fonte: (KADRI; ABDALLAH, 2016)

Devido à todos estas características apresentadas e à fatores como a taxa de incidência de radiação solar atuante na cidade de São Mateus/ES, e conseqüentemente a

toda a região Norte do Espírito Santo e Sul da Bahia, devido às semelhanças de radiação solar incidente, para a simulação deste projeto será utilizado o modelo ADDS Mod 1 da *WGAssociates*.

Tabela 3 – Comparação entre alguns sistemas Disco-*Stirling*.

| Concentrator                 | SAIC/STM System                         | SBP System            | SES System                       | WGA (Mod 1) ADDS System |
|------------------------------|---|-----------------------|----------------------------------|-------------------------|
| Type                         | Approximate                             | Paraboloid            | Approximate                      | Paraboloid              |
| No. of Facets                | 16                                      | 12                    | 82                               | 32                      |
| Glass Area (m <sup>2</sup> ) | 117.2                                   | 60                    | 91.0                             | 42.9                    |
| Proj. Area (m <sup>2</sup> ) | 113.5                                   | 56.7                  | 87.7                             | 41.2                    |
| Reflectivity                 | 0.95                                    | 0.94                  | 0.91                             | 0.94                    |
| Height (m)                   | 15.0                                    | 10.1                  | 11.9                             | 8.8                     |
| Width (m)                    | 14.8                                    | 10.4                  | 11.3                             | 8.8                     |
| Weight (kg)                  | 8172                                    | 3980                  | 6760                             | 2864                    |
| Track Control                | Open/Closed Loop                        | Open Loop             | Open Loop                        | Open/Closed Loop        |
| Focal Length (m)             | 12.0                                    | 4.5                   | 7.45                             | 5.45                    |
| Intercept Factor             | 0.90                                    | 0.93                  | 0.97                             | 0.99+                   |
| Peak C/R (suns)              | 2500                                    | 12,730                | 7500                             | >11,000                 |
| <b>Power Conv. Unit</b>      | <b>SAIC/STM</b>                         | <b>SBP</b>            | <b>SES</b>                       | <b>WGA ADDS</b>         |
| Aperture Dia. (cm)           | 38                                      | 15                    | 20                               | 14                      |
| Engine Manf/Type             | STM 4-120<br>double acting<br>kinematic | SOLO 161<br>kinematic | Kockums/SES<br>4-95<br>kinematic | SOLO 161<br>kinematic   |
| No. of Cylinders             | 4                                       | 2                     | 4                                | 2                       |
| Displacement (cc)            | 480 cc                                  | 160 cc                | 380 cc                           | 160 cc                  |
| Op Speed (rpm)               | 2200                                    | 1500                  | 1800                             | 1800                    |
| Working Fluid                | hydrogen                                | helium                | hydrogen                         | hydrogen                |
| Power Control                | Variable Stroke                         | Variable<br>Pressure  | Variable<br>Pressure             | Variable<br>Pressure    |
| Generator                    | 3 $\phi$ /480v/Induct                   | 3 $\phi$ /480v/Induc  | 3 $\phi$ /480v/Induct            | 3 $\phi$ /480v/Induc    |
| <b>System Information</b>    | <b>SAIC/STM</b>                         | <b>SBP</b>            | <b>SES</b>                       | <b>WGA ADDS</b>         |
| No. Systems Built            | 5                                       | 11                    | 5                                | 1                       |
| On-Sun Op (hrs)              | 6360                                    | 40,000                | 25,050                           | 4000                    |
| Rated Output (kW)            | 22                                      | 10                    | 25                               | 9.5                     |
| Peak Output (kW)             | 22.9                                    | 8.5                   | 25.3                             | 11.0                    |
| Peak Efficiency Net          | 20%                                     | 19% <sup>2</sup>      | 29.4%                            | 24.5%                   |
| Ann Efficiency Net           | 14.5%                                   | 15.7%                 | 24.6%                            | 18.9%                   |
| Ann Energy (kWhrs)           | 36,609                                  | 20,252                | 48,129                           | 17,353                  |

Fonte: (MANCINI et al., 2003)

## 3 Concentradores, receptores e absorvedores

### 3.1 Concentradores

Tabela 4 – Comparação entre os quatro tipos de arranjos de concentradores.

| Collector type | Description   | Rel. thermodynamic efficiency | Operating temp. range (°C) | Relative cost | Concentration ratio (sun) | Technology maturity | Tracking |
|----------------|---|-------------------------------|----------------------------|---------------|---------------------------|---------------------|----------|
| PTC            | <ul style="list-style-type: none"> <li>– Parabolic sheet of reflective material (aluminum, acrylic)</li> <li>– Linear receiver (metal pipe with heat transfer fluid)</li> </ul>   | Low                           | 50–400                     | Low           | 15–45                     | Very mature         | One-axis |
| Linear Fresnel | <ul style="list-style-type: none"> <li>– Linear Fresnel mirror array focused on tower or high-mounted pipe as receiver</li> </ul>   | Low                           | 50–300                     | Very low      | 10–40                     | Mature              | One-axis |
| Solar tower    | <ul style="list-style-type: none"> <li>– Large heliostat field with tall tower in its center</li> <li>– Receiver: water/HTC boiler at top</li> <li>– Can be used for continuous thermal storage</li> </ul>  | High                          | 300–2000                   | High          | 150–1500                  | Most recent         | Two-axis |
| Dish-Stirling  | <ul style="list-style-type: none"> <li>– Large reflective parabolic dish with Stirling engine receiver at focal point</li> <li>– Can be used with/out HTC, if heat engine produces electricity directly from reflected thermal energy (in this case, thermal storage cannot be achieved by the system)</li> </ul> | High                          | 150–1500                   | Very high     | 100–1000                  | Recent              | Two-axis |

Fonte: ([BARLEV; VIDU; STROEVE, 2011](#))

Os CSP's tem estado em estudos e implementações por várias décadas, e é baseado em um esquema geral simples: utilizando espelhos, luz solar pode ser redirecionada, focada e coletada como calor, a qual pode ser usada para movimentar uma turbina ou um motor de conversão de energia térmica para elétrica. Como demonstrado por [BARLEV; VIDU; STROEVE](#), apesar do esquema ser relativamente descomplicado, este método envolve diversas etapas que podem ser implementadas de diversas maneiras. O método de execução de cada etapa da produção de energia térmica solar precisa ser otimizada para combinar com uma das diversas variações técnicas de arranjo do sistema, além dos fatores econômicos e ambientais. Extensivas explorações dos mais variados tipos de coletores solares, materiais e estruturas tem sido realizadas para múltiplos transportes de calor, estocagem e sistemas de conversão para energia elétrica.

Existem duas categorias principais de coletores solares. A primeira inclui coletores não-concentradores e estacionários, nos quais a mesma área é usada tanto para interceptação quanto para absorção da radiação incidente. A segunda consiste de rastreadores solares e concentradores coletores, os quais utilizam elementos óticos para focar grandes quantidades de radiação em pequenos receptores e para seguir a máxima radiação solar possível a ser alcançada, de acordo com o movimento diário do sol ([MOUSAZADEH et al., 2009](#)).

A primeira é capaz de gerar eletricidade diretamente a partir da energia solar. Esta conversão de energia solar, embora tenha atingido o patamar de sucesso comercial, não é totalmente eficiente. Envolve primeiro a transferência de energia dos *fótons* da radiação incidente para os *elétrons* da estrutura atômica do material semicondutor e só depois a condução da carga elétrica para consumo ou armazenamento em baterias. Devido aos efeitos quânticos, apenas algumas frequências de radiação estão envolvidas nestas trocas, com rejeição das outras. Por isso, a conversão fotovoltaica tem baixo rendimento, o que significa que os painéis fotovoltaicos por si só, não representam um meio eficaz de produção de energia elétrica de origem renovável (ALMEIDA, 2013).

Embora seja mais caro, KALOGIROU diz que coletores concentradores possuem numerosas vantagens quando em comparação com os coletores não-concentradores e estacionários, e são geralmente associados a temperaturas de operação bem maiores e muito mais eficientes. A habilidade de controlar a taxa de concentração do sistema permite delicadas manipulações das temperaturas de operação, as quais podem ser termodinamicamente combinadas para não haver desperdício de calor. Com isso, conforme dito por Kennedy e Terwilliger (2004), é importante notar que a refletividade dos materiais utilizados em tecnologias CSP necessitam certo ponto ótimo de operação especificado, buscando uma maior vida útil e sendo custo-efetiva.

Os quatros principais tipos de concentradores são:

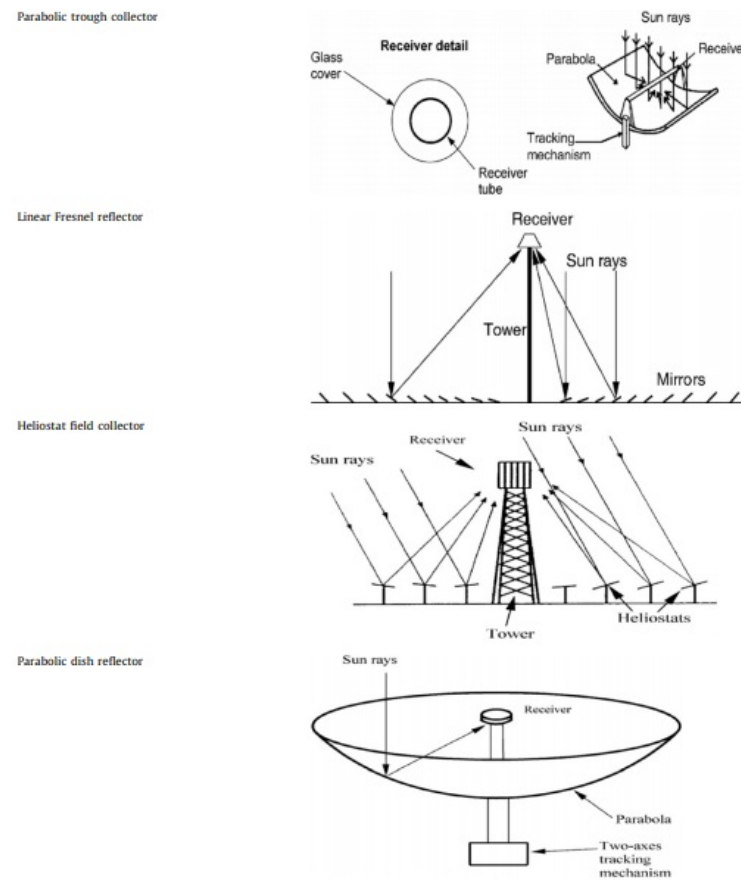
1. Sistemas parabólicos com dutos receptores.
2. Refletores Lineares Fresnel.
3. Campos de coletores Heliostat.
4. Disco coletores parabólicos.

Coletores concentradores podem atingir diferentes taxas de concentração e opera em várias faixa de temperaturas. Visto de um ponto teórico, a eficiência dos processos de produção de calor é proporcional e estritamente dependente da temperatura de operação. Na prática, no entanto, conforme explicado por Segal e Epstein (2003), os materiais escolhidos para concentração e absorção, estocagem e transferência de calor, assim como os ciclos do poder de conversão usados são os reais principais fatores de decisão dos resultados finais.

Um Sistema Parabólico com Dutos Receptores refrigerado a água requer aproximadamente  $3\text{m}^3/\text{MWh}$ . Um Campo de coletores Heliostat, dada as suas temperaturas de funcionamento mais elevadas requer menos consumo de água para refrigeração, cerca de 2 a  $2.8\text{m}^3/\text{MWh}$ . Os sistemas Disco Parabólico não necessitam de refrigeração a água. Como as centrais CSP são geralmente construídas em zonas secas, a escassez de água



Figura 18 – Diagramas esquemáticos de cada um dos CSP's listados na Tabela 3.



Fonte: (KALOGIROU, 2004)

Tabela 5 – Características dos tipos de concentradores.

|                                  | Unidade             | CSP Cilindro Parabólico                                 | CSP Torre   | CSP Disco Parabólico         | CSP Fresnel Linear      |
|----------------------------------|---------------------|---|---|------------------------------|-------------------------|
| Potência                         | MW                  | 30 - 320  | 10-200  | 0.005-0.25                   | 10-200                  |
| Concentração                     | x                   | 70 - 80   | 300-1000  | 1000-3000                    | 25 - 100                |
| Temperaturas de Operação         | °C                  | 390   | 565   | 750                          | -                       |
| Fluido de transferência de calor | -                   | Óleos sintéticos e sais fundidos                        | Sais Fundidos   | Hidrogénio, Hélio            | Vapor Saturado          |
| Máxima Eficiência                | %                   | 20  | 23  | 29.4                         | -                       |
| Eficiência global da central     | %                   | 11 - 16   | 7- 20   | 12 - 25                      | 8 - 10                  |
| Eficiência do ciclo térmico      | %                   | 30-40   | 30-40   | 30-40                        | 30-40                   |
| Área Ocupada                     | m <sup>2</sup> /MWh | 6-8   | 8-12  | 8-12                         | 4-6                     |
| Consumo de Água                  | l/MWh               | 3000  | 2000  | Não requer consumo de água   | 3000                    |
| Hibridização                     | -                   | Sim   | Sim   | Sim                          | Sim                     |
| Armazenamento                    | -                   | Tecnologia de armazenamento com sais fundidos em estudo | Armazenamento Térmico com Sais Fundidos                         | Armazenamento Em Baterias    | -                       |
| Estado de comercialização        | -                   | Tecnologia comercializada                               | Demonstração em larga escala, apenas uma central comercializada | Demonstração em larga escala | Em fase de demonstração |

Fonte: (SILVA et al., 2010)

figura como um substancial problema. Uma possível alternativa à refrigeração a água, passa por refrigeração a ar, o que diminui em aproximadamente 90% o consumo de água. Não obstante, a refrigeração do ar exige maior investimento inicial e pode resultar numa diminuição de 5% na produção de electricidade, dependendo da temperatura ambiente. Uma outra alternativa é a aplicação de refrigeração híbrida, diminuindo o uso da água e minimizando os prejuízos do arrefecimento a ar (SILVA et al., 2010).

### 3.1.1 Sistemas parabólicos com dutos receptores

O SPDR<sup>1</sup> é o *design* de concentrador de força solar com a tecnologia mais madura do mercado. Atualmente é utilizado em múltiplos sistemas de operação de larga escala em "fazendas de CSP's" ao redor do mundo. Por exemplo, existe a SEGS<sup>2</sup>, um campo de SPDR localizado no deserto da Califórnia com uma capacidade total de 354 MW (JOSÉ, 2009a). Um campo SPDR já instalado e em pleno funcionamento pode fornecer um eficiente e relativamente barato sistema de produção de energia.

Os SPDR's efetivamente produzem calor em temperaturas que estejam na faixa de 50 até 400°C. Estas temperaturas geralmente estão dentre os padrões da maioria das temperaturas encontradas em processos e aplicações industriais, favorecendo a utilização do mesmo em alguns destes casos. Conforme explicado por (BARLEV; VIDU; STROEVE, 2011), as características de *design* do SPDR possui estruturas leves e uma relativamente alta eficiência. Este sistema é composto por finas folhas de material refletivo, usualmente um acrílico prateado, as quais são dobradas em um formato parabólico. Além disso, há o receptor o qual geralmente é um cano de metal preto revestido com material de alta absorção solar e baixa emitância térmica, encapsado em um duto de vidro, para evitar perdas por convecção e instalado na linha focal dos módulos parabólicos. Vácuo pode ser aplicado no espaço entre o cano de vidro e o cano receptor para minizar perdas de calor e consequentemente, aumentar ainda mais a eficiência. A base deste sistema é formado por simples pedestais em ambos os finais das fileiras. Barlev, Vidu e Stroeve (2011) ainda explicam que o fluido de trabalho (geralmente um óleo específico para estas aplicações) é escolhido devido a alta temperatura de ebulição e relativamente baixa volatilidade. Este fluido de trabalho flui através do cano receptor, coletando e transportando a energia térmica para sistemas de geração de energia elétrica (usualmente turbinas), ou para sistemas de estocagem.

Há duas formas de posicionamento dos SPDR's: leste-oeste e norte-sul. Ambos possuem um sistema de rastreamento de radiação solar, sendo que o posicionamento leste-oeste coleta mais energia térmica anualmente, e o norte-sul coleta uma quantidade de energia solar muito maior durante os meses de verão (KALOGIROU, 2004).

<sup>1</sup> Sistema parabólico com dutos receptores

<sup>2</sup> *Solar Electric Generating Systems*, em inglês.



Figura 19 – O SPDR SEGS localizado no deserto da Califórnia.



Fonte: (JOSÉ, 2009a)

### 3.1.2 Refletores lineares Fresnel

A produção de energia solar concentrada utilizando os refletores lineares Fresnel é similar ao esquema utilizado pelos SPDR's. Ambos compartilham princípios semelhantes tanto no arranjo quanto na operação. Refletores lineares Fresnel são basicamente uma série de espelhos retos que concentram a radiação solar em um receptor linear. O receptor é montado em uma torre (usualmente a 10-15 metros de altura), suspenso acima do campo de espelhos. A natureza elástica, reta e leve dos espelhos faz com que o *design* dos RLF's<sup>3</sup> seja significativamente barato quando comparado aos SPDR's. O fluido de trabalho circula pelo receptor, coletando e transportando energia térmica para as unidades de produção e estocagem. Adicionalmente, os receptores, por serem únicos para um número muito maior de refletores, fornece ao projeto um custo ainda menor, visto que os materiais que compõem o receptor são muito mais caros que os materiais que compõem os refletores. Além disso, há a vantagem de o receptor ser uma unidade separada, não havendo necessidade de um sistema de rastreamento de radiação solar acoplado a este, fazendo com que o rastreamento seja mais simples, preciso e mais eficiente (BARLEV; VIDU; STROEVE, 2011).

Um desafio significativo para os sistemas RLF é o bloqueio de luz solar incidente entre os refletores. Resolver este problema requer um aumento de espaço entre os espelhos, sendo necessário mais terra para a dispersão destes, ou busca de novas posições geométricas as quais estes refletores devem estar posicionados, sendo necessários estudos mais aprofundados para a melhor eficiência da distribuição dos refletores.

Segundo DEY, o absorvedor é uma cavidade invertida com um revestimento de

---

<sup>3</sup> Refletores Lineares Fresnel

vidro onde a radiação solar incide. Este *design* possui como objetivos (1) maximizar a transferência de calor entre a superfície absorvedora e o encanamento de vapor, e (2) assegurar uma uniforme absorção da área de incidência solar com o intuito, principalmente, de evitar degradação da superfície.

De acordo com [Eck et al. \(2007\)](#), no caso de um superaquecimento, sendo que a máxima temperatura de atuação do absorvedor é  $570^{\circ}\text{C}$ , um método passo-a-passo de redução de calor é então requerido para uma operação segura e de sucesso. Este método consiste em ajustar os refletores para as suas posições *off-focus* um por um, prevenindo o superaquecimento enquanto o sistema opera na máxima temperatura permitida. Este tipo de sistema inteligente e sensível aumenta em muito o preço final do projeto.

As principais vantagens do sistema RLF são:

- Sistema concentrador de baixo custo com sistema de seguimento simples;
- Tubo absorsor fixo, sem necessidade de articulações flexíveis;
- A resistência ao vento é reduzida pela segmentação dos refletores;
- Produção direta de vapor pelo absorsor;
- Materiais dos refletores flexíveis e baratos;
- Utilização eficiente do terreno, uma vez que os colectores podem ser dispostos lado a lado.

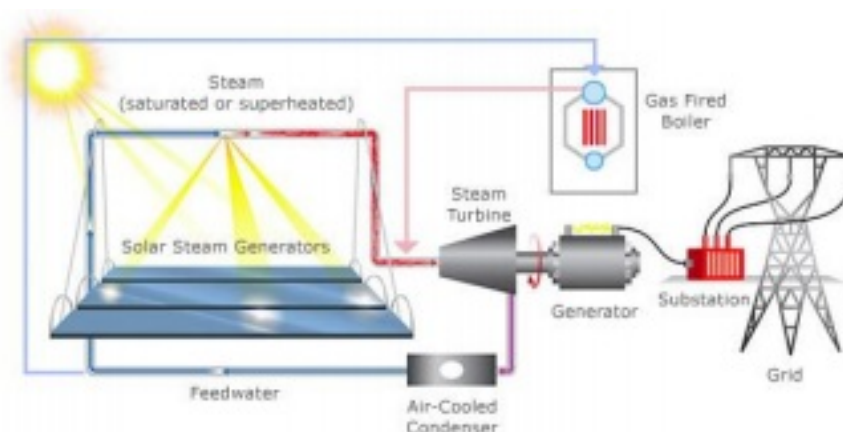
Mesmo sendo um investimento barato quando comparado aos outros sistemas, conforme explicado por [Pitz-Paal et al. \(2004\)](#), a principal desvantagem é a bem menor eficiência, quando comparado, por exemplo, aos sistemas de concentradores parabólicos.

Figura 20 – Central de 5 MWe do tipo RLF, Califórnia, USA.



Fonte: ([SILVA et al., 2010](#))

Figura 21 – Esquema de um sistema RLF.



Fonte: (ALMEIDA, 2013)

### 3.1.3 Campos de coletores Heliostat

A tecnologia de CSP's mais recente no mercado é o *design* utilizado nos campos de coletores Heliostat. Caros, mas ao mesmo tempo muito potentes na produção de energia, os CCH<sup>4</sup> tem sido instalados em diversas localidades ao redor do mundo.

Os CCH possuem uma larga rede de espelhos retos distribuídos ao redor de uma central receptora, instalada em uma torre solar. Cada heliostato<sup>5</sup> possui um sistema de rastreamento de radiação solar, uma área superficial entre 50 e 150m<sup>2</sup> e podem ser levemente côncavos com o objetivo de aumentar a concentração do fluxo de radiação solar, porém, esta concavidade pode elevar consideravelmente os custos do projeto. Outro fator importante a ser considerado é que, montar o receptor em uma torre alta diminui os espaços entre os espelhos refletores, diminuindo também o risco de sombra que um espelho poderia fazer sobre o outro (BARLEV; VIDU; STROEVE, 2011).

As torres solares possuem de 75m até 150m de altura, dependendo do arranjo do projeto. Uma importante vantagem dos CCH é a grande quantidade de radiação focada em um único receptor (200-1000 kW/m<sup>2</sup>), minimizando as perdas de calor e simplificando a capacidade de transportar ou estocar a quantidade necessária (KALOGIROU, 2004).

Os altos fluxos de radiação incidente permitem aos CCH trabalharem em altas temperaturas, repassando o calor recebido para o fluido de trabalho, a partir do qual se obtém vapor. Este vapor moverá turbinas, as quais são unidas a geradores elétricos que irão gerar a energia elétrica que abasteceram a rede. Entre os fluidos de trabalho que podem ser utilizados, destacam-se determinados tipos de sais de nitratos de sódio, embora o vapor de água e o ar tenham sido, constantemente, utilizados hoje em dia (JOSÉ, 2009b).

<sup>4</sup> Campos de coletores Heliostat

<sup>5</sup> Nome dado ao espelho refletor típico deste *design*.

Sabendo que os CCH operam em elevadíssimas temperaturas ( $1500^{\circ}\text{C}$ ), o que impacta positivamente na eficiência, podem também causar grandes perdas por convecção na superfície do receptor, visto que as perdas por transporte podem ser minimizadas situando a turbina nas proximidades do receptor. De acordo com [Segal e Epstein \(2003\)](#), a combinação de uma única central receptora, somado à utilização de sais como fluidos de trabalho, permitem aos CCH as maiores temperaturas de operação de qualquer CSP, além de produzir eletricidade com as maiores taxas de eficiência.

Segundo [XIAOBIN et al.](#), a seleção do material componente dos heliostátos é uma parte crucial do projeto. Estes grandes espelhos refletores compõe cerca de 50% do custo total do projeto, e precisam possuir características como: alta refletividade e rigidez, devem ser leves, fáceis de serem limpas e resistentes à corrosão.

Um dos principais problemas desta tecnologia é que a demanda energética não coincide com a capacidade de produção, então o armazenamento é necessário. Para isto, utilizam-se acumuladores de calor que possuem sais, conforme mencionado anteriormente. Estes acumuladores, típicos deste sistema, aumenta ainda mais o custo do projeto, principalmente quando comparados com outros CSP's.

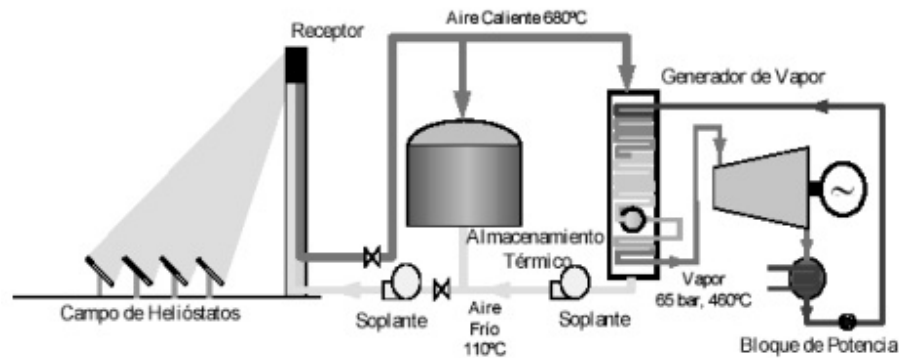
Como na atualidade os CCH não são rentáveis por si só, podemos encontrar instalações híbridas que ainda utilizam combustíveis fósseis em alguns processos. Um exemplo demonstrado por [José \(2009b\)](#), é uma instalação de CCH situada em San Lúcar la Mayor (Sevilla). Esta instalação híbrida utiliza como fluido de trabalho o ar e conta com um sistema de armazenamento térmico de cerâmica de alumina. A planta conta com um total de 981 heliostátos de  $91\text{m}^2$  cada, um receptor volumétrico de ar de 40 MW e produz cerca de 22 GWh elétricos anuais.

Figura 22 – CCH instalado em Almería, Espanha.



Fonte: ([JOSÉ, 2009b](#))

Figura 23 – Esquema de um CCH.

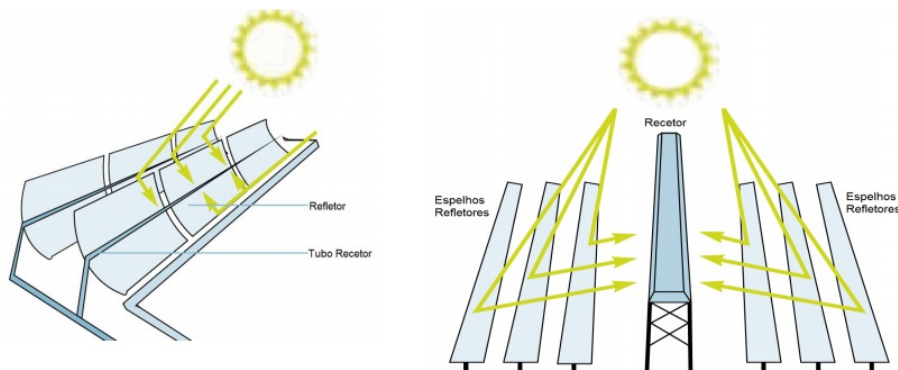


Fonte: (JOSÉ, 2009b)

## 3.2 Receptor e Absorvedores

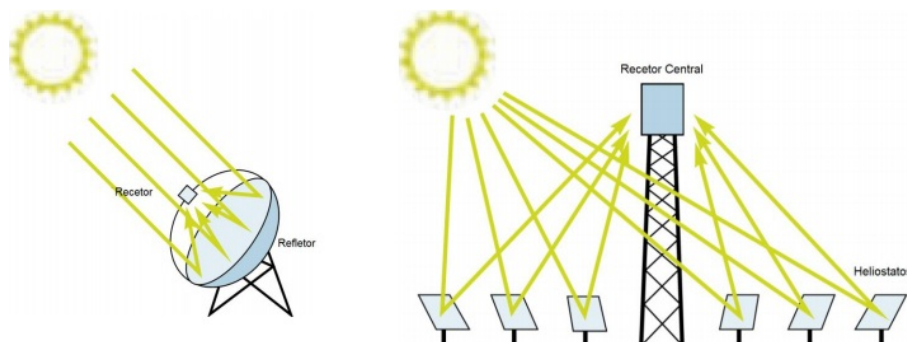
Os tipos de receptores e absorvedores variam dependendo basicamente do tipo de concentrador utilizado no projeto.

Figura 24 – Receptores/Absorvedores dos modelos SPDR e RLF.



Fonte: (ALMEIDA, 2013)

Figura 25 – Receptores/Absorvedores dos modelos Disco Coletores e CCH.



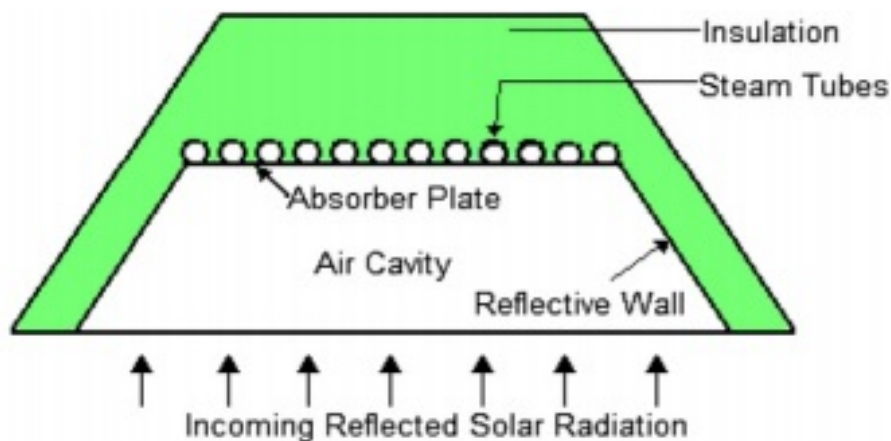
Fonte: (ALMEIDA, 2013)



Conforme dito na seção referente aos **Sistemas Parabólicos com Dutos Receptores**, o absorvedor e o receptor, neste tipo de sistema, tratam-se apenas de um cano de metal preto revestido com material de alta absorção solar e baixa emitância térmica, encapsado em um duto de vidro em um meio de vácuo, para evitar perdas por convecção e instalado na linha focal dos módulos parabólicos.

Para os sistemas de **Refletores Lineares Fresnel**, o receptor é uma cavidade invertida aberta à pressão ambiente, encoberta com vidro por toda a superfície interna composta por um material específico para suportar as elevadas temperaturas que incidem nesta superfície. O absorvedor fica instalado na própria superfície onde a radiação solar incide. Este é responsável por transferir o calor absorvido para os canos de vapor instalados internamente neste receptor. Toda a carcaça do receptor é protegida por um material isolante para evitar perdas térmicas no processo.

Figura 26 – Esquema do receptor/absorvedor dos sistemas RLF.



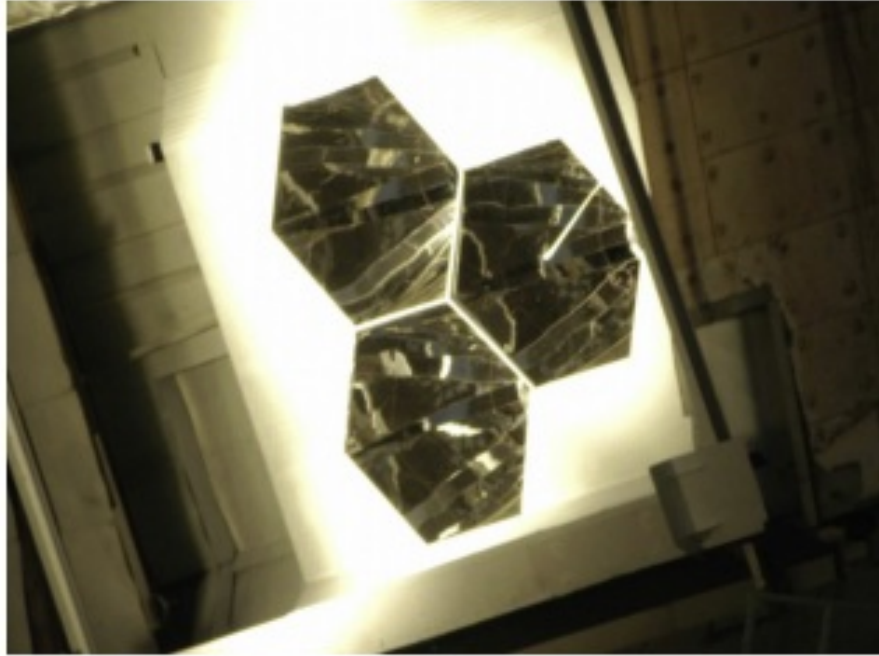
Fonte: (BARLEV; VIDU; STROEVE, 2011)

Nos **Campos de Coletores Heliostat**, o receptor cumpre um papel de extrema importância na interceptação da radiação solar refletida do campo de heliostátos e na transferência da energia térmica para o fluido de trabalho. O principal desafio para este processo é o elevado gradiente de temperatura na superfície do receptor (problema comum enfrentado por todas as outras tecnologias CSP, confirmando o que muito autores dizem: o principal problema não consiste no arranjo, mas ainda nos materiais dos componentes SEGAL; EPSTEIN), o que pode levar a pontos de concentração de superaquecimento, e consequentemente, degradação e falha do receptor (VANT-HULL, 1991).

A distribuição de temperatura na superfície do receptor depende do design deste, propriedades termofísicas do absorvedor, da transferência de energia para o fluido e da distribuição do fluxo de calor. A distribuição do fluxo de calor na superfície do receptor é o único fator o qual é estritamente conectado com a performance do campo de heliostátos.

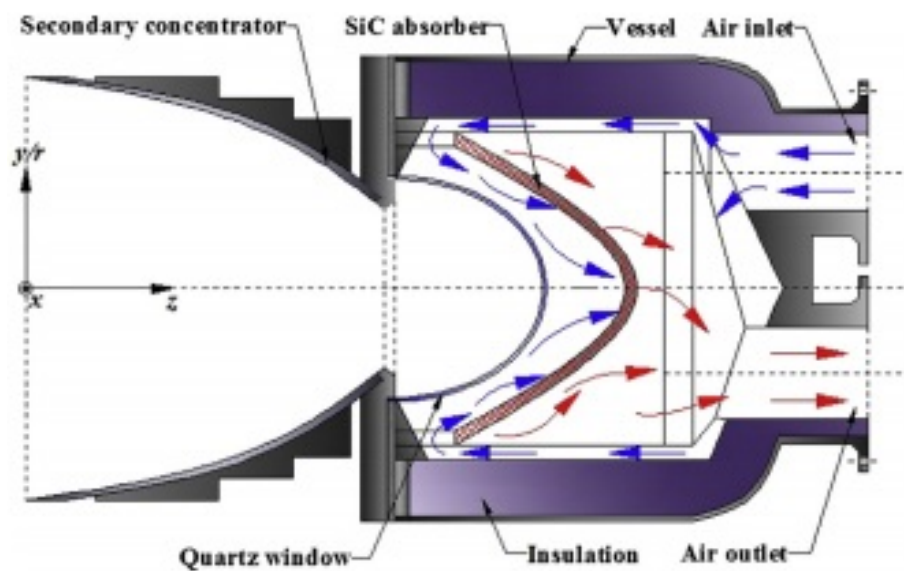
No entanto, esta pode ser controlada definindo diversos pontos de foco e ajustando os heliostátos para isto (SALOMÉ et al., 2013).

Figura 27 – Receptor volumétrico pressurizado (PVR) dos sistemas CCH.



Fonte: (HE et al., 2013)

Figura 28 – Esquema do receptor/absorvedor PVR dos sistemas CCH.



Fonte: (HE et al., 2013)

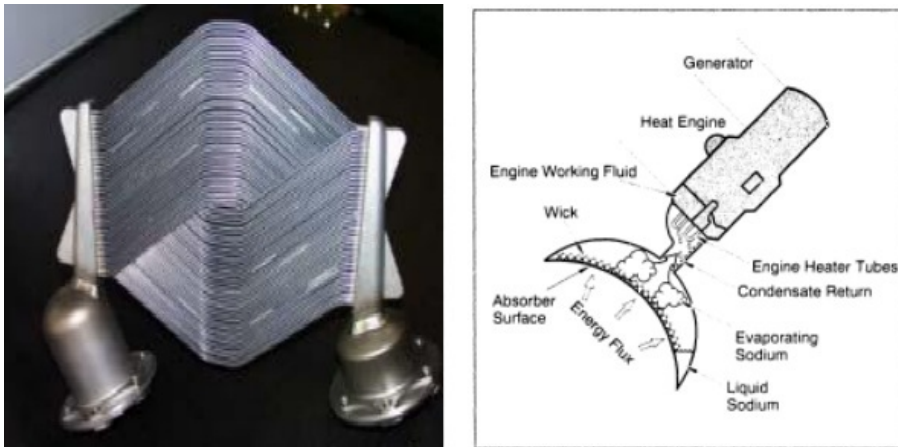
Para os sistemas **Disco-Stirling**, o receptor é uma combinação entre receptor, absorvedor e motor *Stirling*. Este sistema possui duas tarefas fundamentais:

- Absorver a radiação solar refletida pelo concentrador;
- Transmitir a energia absorvida para o motor *Stirling* em forma de calor com a mínimas perdas.

Nestes receptores estão situados no foco do concentrador parabólico e possuem uma abertura onde esta radiação entra, incidindo posteriormente no absorvedor. Com este *design* se consegue diminuir as perdas radioativas e convectivas, assim como homogeneizar o fluxo radiante incidente sobre o absorvedor.

Há dois tipos de receptores utilizados nos sistemas *Disco-Stirling*, receptores de tubos de radiação direta e os receptores de fluxo.

Figura 29 – Esquema do absorvedor hexagonal (à esquerda) e um absorvedor de fluxo (à direita) dos sistemas *Disco-Stirling*.



Fonte: [OMSOP](#)

**Absorvedores Hexagonais:** Estes absorvedores são formados por um conjunto de tubos por onde circula o fluido de trabalho do motor (hélio ou hidrogênio) altamente pressurizado (5-20 MPa). A radiação incide diretamente nestes tubos, sendo transformada em energia térmica e transmitida para o fluido de trabalho. As altíssimas temperaturas de trabalho destes absorvedores (da ordem de 800°C) dificultam o uso de revestimentos seletivos devido à grande sobreposição da radiação emitida e absorvida. Um inconveniente deste tipo de receptor é a falta de uniformidade no fluxo de radiação incidente no absorvedor, fazendo com que haja zonas de pico de incidência em certas áreas do absorvedor e em outras não, limitando portanto a máxima temperatura do fluido de trabalho devido ao fato de se evitar ultrapassar a máxima temperatura permitida sobre o material do absorvedor ([JOSÉ, 2009a](#)).

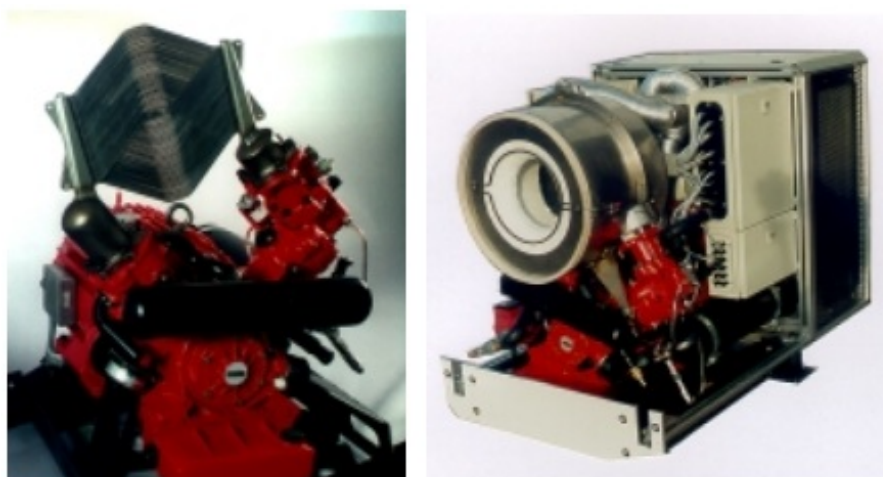
**Absorvedores de fluxo:** Este tipo de absorvedor usa um fluido intermediário para transmissão de calor, geralmente um metal líquido (normalmente sódio), mediante



sua evaporação na superfície do absorvedor e sua condensação nos tubos por onde circula o fluido de trabalho. Ao condensar, o metal líquido, por gravidade, retorna a superfície do absorvedor. Tem se utilizado cada vez mais este tipo de absorvedor devido as vantagens que apresenta, tais como: a grande capacidade de transmissão de calor dos metais líquidos (até  $800 \text{ W/cm}^2$ ); permite desenvolver pequenos receptores; permite um desenho independente do receptor e motor, evitando os compromissos de desenho entre ambos, o qual limita o rendimento, como acontece com os absorvedores hexagonais; além de facilitar a hibridização do sistema (JOSÉ, 2009a).

Ainda deve ser notado que os absorvedores podem ser híbridos, podendo haver junto ao absorvedor um queimador de gás, deste modo, o motor *Stirling* pode operar quando o sol está coberto ou durante a noite. Sendo assim, este tipo de absorvedor híbrido tem sido bastante utilizado como substituto dos motores diesel para o mercado de pequenas gerações de energia, principalmente as isoladas. Porém, ainda devido ao preço deste tipo de sistema híbrido e também sua decorrente poluição, além do fato de haver necessidade de mudanças estruturais no motor *Stirling* para possuir um absorvedor de fluxo, neste presente trabalho será estudada a aplicação dos absorvedores hexagonais, sem a hibridização dos queimadores de gás.

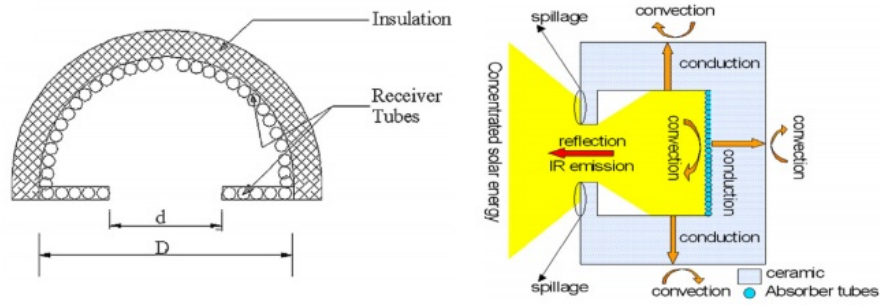
Figura 30 – Receptor e absorvedor do motor *Stirling* SOLO V161.



Fonte: (BERGERMANN; GBR, 2001)

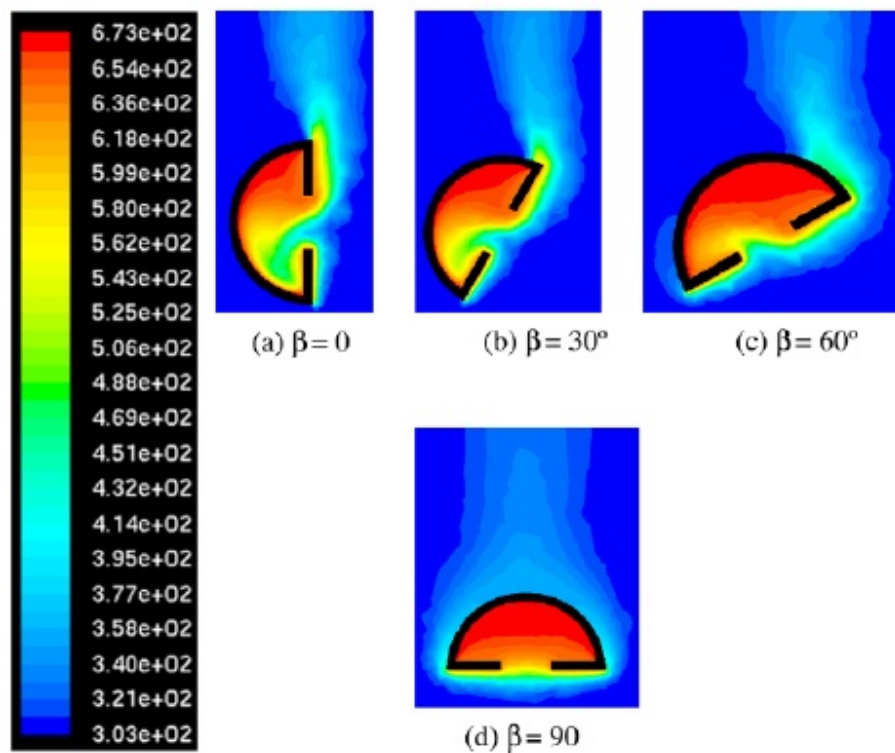
No receptor acontecem uma série de perdas que se devem aos fenômenos de condução, convecção e radiação, além do fenômeno típico dos sistemas CSP, o *spillage* (perdas devido a radiação concentrada que não incide exatamente no ponto onde deveria incidir). A Figura 31 demonstra onde estas perdas acontecem.

O *spillage* nada mais é que um anteparo colocado para que as perdas pela convecção no interior do receptor sejam diminuídas. REDDY; KUMAR realizaram simulações em receptores com auxílio de programas matemáticos. Estas simulações consistiam em manter

Figura 31 – Esquema do receptor do motor *Stirling* SOLO V161.

Fonte: (BARLEV; VIDU; STROEVE, 2011)

a temperatura interna da cavidade em  $700^{\circ}$  e a temperatura externa em  $30^{\circ}$ . Definidos estes valores, eles foram mudando as posições do receptor e o tamanho do *spillage*. A Figura 32 mostra as primeiras mudanças passo-a-passo. Quanto mais a entrada do receptor está para baixo, menor é a perda por convecção no interior do receptor. Este fato acontece devido pois o ar aquecido permanece dentro da cavidade (REDDY; KUMAR, 2009).

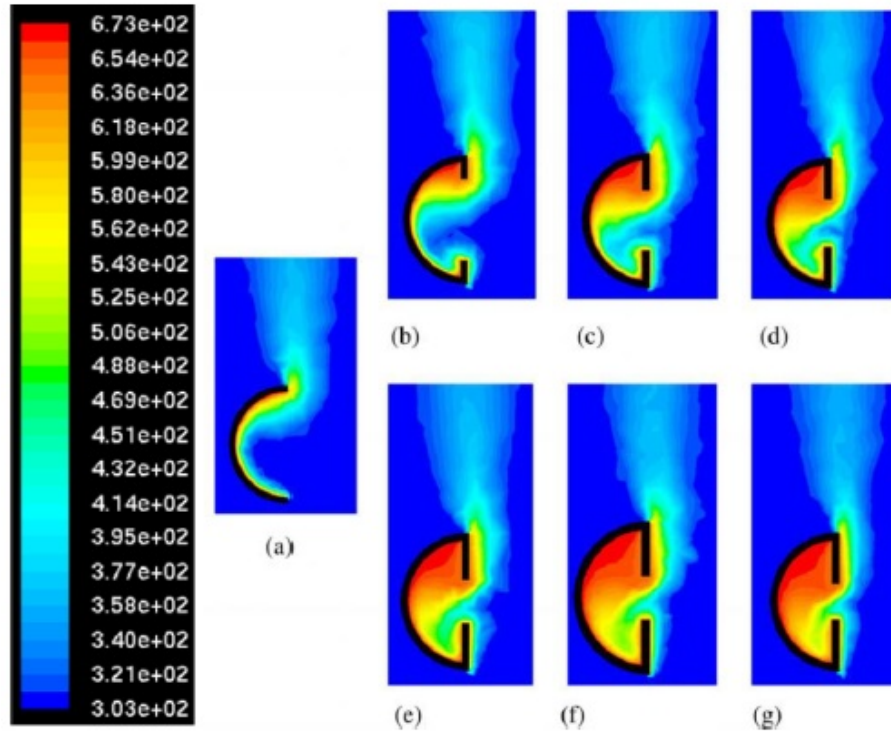
Figura 32 – Perdas térmicas por convecção devido à inclinação do *spillage*.

Fonte: (REDDY; KUMAR, 2009)

Uma outra simulação de REDDY; KUMAR foi feita demonstrando que há também variação perda térmica de acordo com o tamanho do *spillage*. Acontece que, quanto maior o tamanho do *spillage*, menor é a perda térmica por convecção devido ao ar externo mais

frio não conseguir adentrar no interior da cavidade do receptor. Porém, outro fator tão importante quanto é que, quanto maior o tamanho do *spillage*, menor será a radiação que entre na cavidade receptora, diminuindo drasticamente a eficiência do sistema.

Figura 33 – Perdas térmicas por convecção devido ao tamanho do *spillage*.

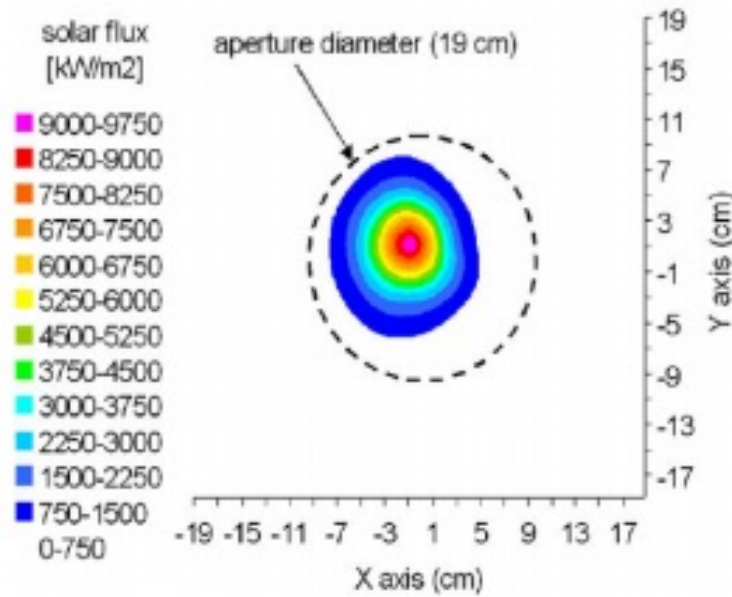


Fonte: (REDDY; KUMAR, 2009)

NEPVEU; FERRIERE; BATAILLE realizaram alguns estudos também para avaliarem o fluxo térmico que chega ao absorvedor. Eles utilizaram um concentrador parabólico com refletividade de 94% e um fluxo térmico de  $1000 \text{ W/m}^2$  incidente em um receptor com diâmetro de 19 cm.

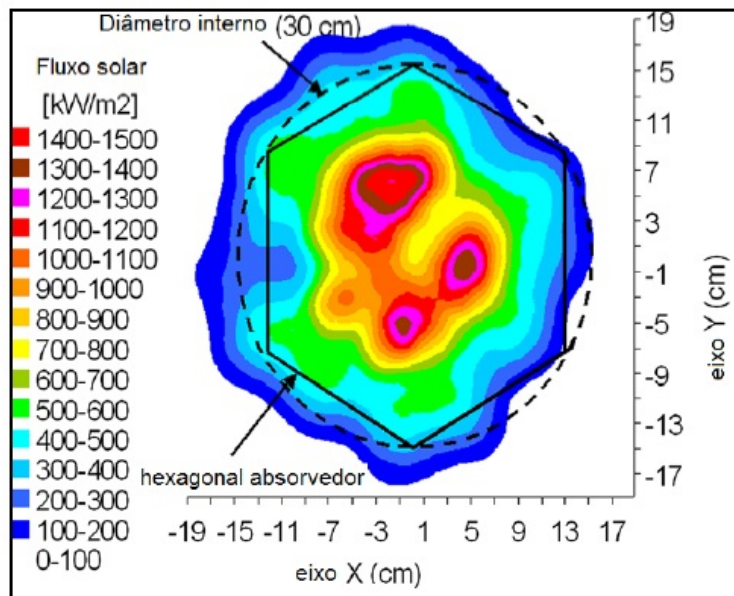
A abertura da cavidade se situa no plano focal e absorve 85% da radiação solar concentrada que recebe. Outro fato observado por Nepveu, Ferriere e Bataille (2009) foi que, no plano do absorvedor, que no caso dos motores *Stirling* SOLO V161 está situado 12 cm atrás do plano de abertura do receptor, 78% da energia solar concentrada incide diretamente no absorvedor, enquanto os restantes 7% incidem nas paredes cerâmicas da cavidade. Esta distribuição não homogênea apresenta um valor médio de fluxo solar no absorvedor de  $702 \text{ kW/m}^2$ , com um pico de  $1538 \text{ kW/m}^2$ .

Figura 34 – Fluxo térmico no plano focal.



Fonte: (NEPVEU; FERRIERE; BATAILLE, 2009)

Figura 35 – Temperaturas incidentes em diferentes áreas do absorvedor.



Fonte: (NEPVEU; FERRIERE; BATAILLE, 2009)

As temperaturas alcançadas nos tubos do absorvedor são demonstradas na Figura 36, onde se observa temperaturas de 929K e 1058K, mínima e máxima respectivamente. Esta diferença de temperaturas em faixas do absorvedor pode acarretar nos problemas explicados por José (2009a), onde, com o tempo, certas áreas sofrerão maiores desgastes do que outras, podendo haver falhas estruturais. Uma das soluções para este fato é homogeneizar esta incidência de acordo com o posicionamento do concentrador parabólico.

## Parte II

### Memorial de Cálculos



## 4 Equacionamento de *Schmidt*

*Gustav Johann Leopold Schmidt* foi um engenheiro austríaco que estudou no *German Polytechnic Institute of Prague*, onde em 1871 publicou uma análise na qual ele obteve soluções para as equações de casos especiais onde havia variação sinusoidal do volume nos espaços de trabalho ([SCHMIDT, 1871](#)).

Esta análise, chamada de "análise clássica para o ciclo *Stirling*", ainda é bastante utilizada nos dias de hoje. Por ser uma análise teórica, algumas suposições e simplificações são realizadas durante os cálculos, fazendo com que o desempenho real do motor seja de 60% daquela fornecida pela teoria de *Schmidt*, mas, para uma etapa inicial de análise da performance do motor, a teoria é bastante eficiente para estimar grandezas como o trabalho líquido do ciclo e a potência do motor ([URIELI; BERCHOWITZ, 1984](#)).

A teoria de *Schmidt* é um dos métodos de cálculo isotérmico para motores Stirling. É o método mais simples e muito usado durante o desenvolvimento do motor. Esta teoria é baseada na expansão e compressão isotérmica de um gás ideal ([HIRATA, 1997](#)). Ainda segundo [HIRATA](#), a performance do motor pode ser calculada utilizando o diagrama P-V. O volume do motor é facilmente calculado de acordo com a geometria interna deste. Por utilizarmos a pressão média do motor ( $P_M$ ), ou seja, geralmente a pressão medida no regenerador, a massa do gás de trabalho é facilmente definida utilizando a temperatura do regenerador ( $T_R$ ) e o volume do regenerador ( $V_R$ ), de acordo com a seguinte equação de gás ideal:

$$P_M V_R = m R T_R \quad (4.1)$$

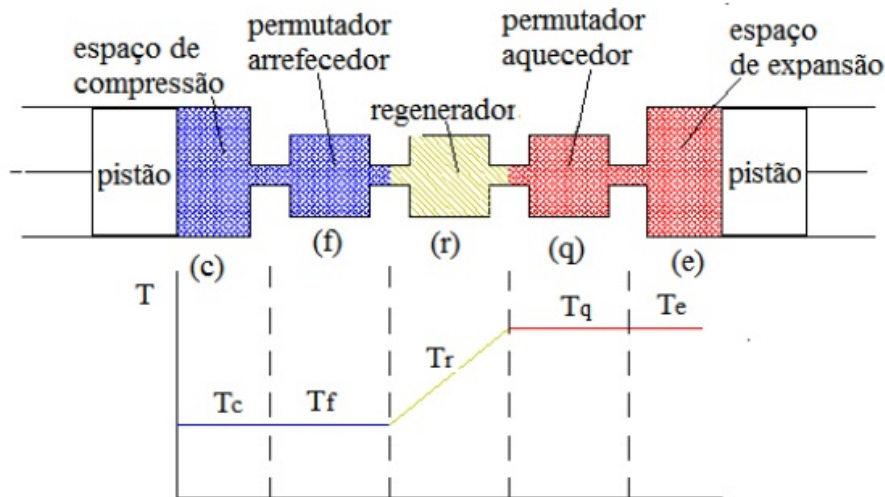
A pressão do motor pode ser calculada com as seguintes considerações [Hirata \(1997\)](#):

1. Não há perda de pressão nos trocadores de calor e não há diferenças internas de pressão. Sendo assim, a pressão possui comportamento uniforme;
2. Os processos de expansão e compressão são isotérmicos;
3. O gás de trabalho se comporta como um gás ideal;
4. O processo de regeneração é perfeito;
5. O volume morto de expansão mantém a temperatura ( $T_E$ ) do gás na expansão, e o volume morto de compressão mantém a temperatura ( $T_C$ ) do gás na compressão. Isto ocorre durante todo o ciclo;



6. A temperatura do gás de trabalho no regenerador é uma média entre a temperatura do gás na expansão ( $T_E$ ) e a temperatura do gás na compressão ( $T_C$ ).
7. Os volumes do espaço de expansão ( $V_E$ ) e compressão ( $V_C$ ) variam conforme uma senóide.

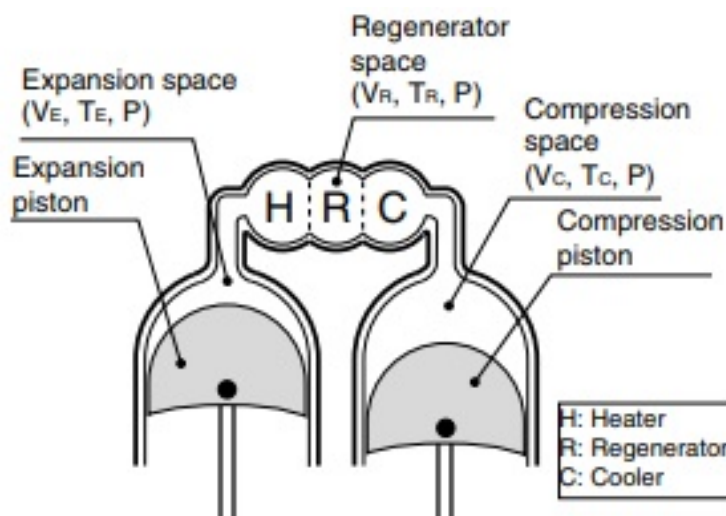
Figura 36 – Distribuição das temperaturas, de acordo com a análise de *Schmidt*.



Fonte: (DIAS et al., 2016)

#### 4.1 As equações de *Schmidt* para os motores *Stirling* tipo Alfa

Figura 37 – Esquema do motor *Stirling* e suas variáveis.



Fonte: (HIRATA, 1997)



O volume total instantâneo presente no motor é definido de acordo com o arranjo espacial dos componentes: cilindro de expansão, compressão e regenerador. De acordo com o movimento da biela acoplada aos pistões, conforme demonstrado na Figura 9, e consequentemente, ao ângulo de fase  $dx$ , podemos definir qual o volume total instantâneo, assim como os volumes de expansão, compressão e do regenerador, naquele momento (ANDRETTA, 2017).

Inicialmente, seguindo os equacionamentos de *Schmidt*, é necessário saber o volume percorrido pelos pistões de expansão e compressão. Estes são calculados da seguinte forma (HIRATA, 1997):

$$V_{SC} = \frac{\pi D_{Comp}^2 C_C}{4} \quad (4.2)$$

$$V_{SE} = \frac{\pi D_{Exp}^2 C_E}{4} \quad (4.3)$$

$V_{SC}$  = Volume percorrido pelo pistão de compressão;

$D_{Comp}$  = Diâmetro do pistão de compressão;

$C_C$  = Curso do pistão de compressão;

$V_{SE}$  = Volume percorrido pelo pistão de expansão;

$D_{Exp}$  = Diâmetro do pistão de expansão;

$C_E$  = Curso do pistão de expansão.

Conhecendo estes resultados, pode-se agora calcular os volumes mortos de compressão e expansão.

$$V_{DC} = V_{TC} - V_{SC} \quad (4.4)$$

$$V_{DE} = V_{TE} - V_{SE} \quad (4.5)$$

$V_{DC}$  = Volume morto de compressão;

$V_{TC}$  = Volume total do cilindro de compressão;

$V_{DE}$  = Volume morto de expansão;

$V_{TE}$  = Volume total do cilindro de expansão.

O volume instantâneo do espaço de compressão ( $V_C$ ), descrito abaixo, é uma função de  $V_{SC}$ , o ângulo ( $x$ ), o ângulo de fase ( $dx$ ) e  $V_{DC}$  (HIRATA, 1997).

$$V_C = \frac{V_{SC}}{2}[1 - \cos(x - dx)] + V_{DC} \quad (4.6)$$

Assim como o de compressão, [Hirata \(1997\)](#) também demonstrou como calcular o volume instantâneo do espaço de expansão ( $V_E$ ).

$$V_E = \frac{V_{SE}}{2}[1 - \cos(x)] + V_{DE} \quad (4.7)$$

O volume total instantâneo ( $V_T$ ) é a soma dos volumes instantâneos demonstrados anteriormente somado ao volume do regenerador ( $V_R$ ) ([HIRATA, 1997](#)).

$$V_T = V_E + V_C + V_R \quad (4.8)$$

Outros volumes importantes, também descritos por [HIRATA](#) para o prosseguimento dos cálculos são os volumes mortos relativos de compressão ( $X_{DC}$ ), de expansão ( $X_{DE}$ ) e do regenerador ( $X_R$ ).

$$X_{DC} = \frac{V_{DC}}{V_{SE}} \quad (4.9)$$

$$X_{DE} = \frac{V_{DE}}{V_{SE}} \quad (4.10)$$

$$X_R = \frac{V_R}{V_{SE}} \quad (4.11)$$

Com as temperaturas dos cilindros de expansão e compressão, ( $T_C$ ) e ( $T_E$ ), pode-se calcular a temperatura relativa ( $t$ ). Porém, para o presente trabalho, chamaremos esta temperatura ( $T_E$ ) de ( $T_{W1}$ ). Esta temperatura é referente à temperatura medida no interior da cavidade do receptor, ou seja, a temperatura atuante no cilindro de expansão. Posteriormente, com a implementação do algoritmo, esta temperatura ( $T_{W1}$ ) será iterativa, sofrendo variações conforme o algoritmo for evoluindo para o resultado final.

$$t = \frac{T_C}{T_{W1}} \quad (4.12)$$

Com as variáveis já definidas acima, consegue-se calcular o volume relativo ( $v$ ) ([HIRATA, 1997](#)).

$$v = \frac{V_{SC}}{V_{SE}} \quad (4.13)$$

*Schmidt* definiu a temperatura encontrada no regenerador como sendo a média das temperaturas ( $T_C$ ) e ( $T_E$ ), portanto:

$$T_R = \frac{T_{W1} + T_C}{2} \quad (4.14)$$

[HIRATA](#) ainda define o cálculo da massa total de gases, ou seja, a massa do fluido de trabalho presente no motor. Para o presente projeto, o próprio usuário definirá a massa do gás de trabalho durante a implementação do algoritmo, sendo ele hidrogênio ou hélio. Vale lembrar que **estes cálculos são apenas para motores *Stirling* do tipo Alfa** e que todos estes motores possuem todas as especificações técnicas dadas pelo fabricante, incluindo qual o fluido de trabalho e sua massa, ou volume, presente no motor. Esta massa do fluido de trabalho será definida por (m).

Ainda seguindo as definições propostas por [HIRATA](#), de acordo com as equações definidas por *Schmidt*, será necessário o cálculo de alguns simplificadores; ( $\alpha$ ), (c) ( $C_S$ ) e (B); que serão utilizados posteriormente em outras fórmulas.

$$\alpha = \cot \left( \frac{v \sin(dx)}{t + \cos(dx)} \right) \quad (4.15)$$

$$C_S = t + 2tX_{DE} + \frac{4 + t + X_R}{1 + t} + v + 2X_{DC} \quad (4.16)$$

$$B = \sqrt{t^2 + 2tv \cos(dx) + v^2} \quad (4.17)$$

$$c = \frac{B}{C_S} \quad (4.18)$$

Podemos também calcular a energia indicada ( $E_I$ ) do motor.

$$E_I = \frac{P_M V_{SE} \pi c (1 - t) \sin(\alpha)}{1 + \sqrt{1 - c^2}} \quad (4.19)$$

Como um último passo, seguindo as preposições de [HIRATA](#) com base no equacionamento de *Schmidt*, vamos calcular a potência indicada no motor ( $W_I$ ), sendo uma função da energia indicada ( $E_I$ ) e da rotação nominal do motor ( $\eta$ ).

$$W_I = E_I \eta \quad (4.20)$$

Vale lembrar que a análise de *Schmidt* proporciona parâmetros que permite avaliar o desempenho do motor, fornecendo aos *designers* a oportunidade de manipular facilmente as propriedades para obter os resultados esperados. Esta análise é capaz de gerar um diagrama P-V para o ciclo *Stirling*, mas para a previsão mais adequada da potência, a própria análise de *Schmidt* assume que o motor opera com a eficiência de *Carnot* ([MARTINI, 1978](#)).

Tabela 6 – Descrição das variáveis do equacionamento de *Schmidt*.

| Descrição:                                  | Símbolo  | Unidade: |
|---|----------|----------|
| Pressão do motor                            | P        | Pa       |
| Volume percorrido pelo pistão de expansão   | $V_{SE}$ | $m^3$    |
| Volume percorrido pelo pistão de compressão | $V_{SC}$ | $m^3$    |
| Volume morto do espaço de expansão          | $V_{DE}$ | $m^3$    |
| Volume do regenerador                       | $V_R$    | $m^3$    |
| Volume morto do espaço de compressão        | $V_{DC}$ | $m^3$    |
| Volume momentâneo do espaço de expansão     | $V_E$    | $m^3$    |
| Volume momentâneo do espaço de compressão   | $V_C$    | $m^3$    |
| Volume total momentâneo                     | $V_T$    | $m^3$    |
| Massa total do gás de trabalho              | m        | kg       |
| Constante universal dos gases               | R        | J/kg.K   |
| Temperatura do gás no espaço de expansão    | $T_E$    | K        |
| Temperatura do gás no espaço de compressão  | $T_C$    | K        |
| Temperatura do gás no regenerador           | $T_R$    | K        |
| Ângulo de fase                              | $dx$     | °        |
| Temperatura relativa                        | t        | -        |
| Volume percorrido relativo                  | v        | -        |
| Volume morto relativo de expansão           | $X_{DE}$ | -        |
| Volume morto relativo de compressão         | $X_{DC}$ | -        |
| Volume morto relativo do regenerador        | $X_R$    | -        |
| Rotação do motor                            | $\eta$   | rps      |
| Energia indicada                            | $E_I$    | J        |
| Pressão média do motor                      | $P_M$    | Pa       |

Fonte: Adaptado de (HIRATA, 1997)

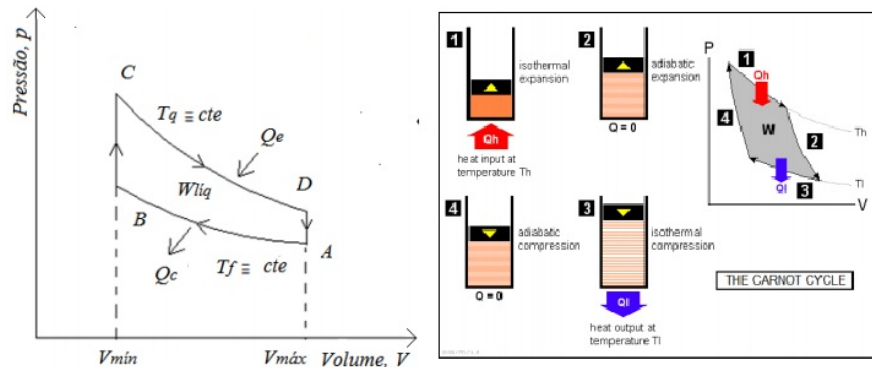
**CENGEL** afirma que o ciclo de *Carnot* é aquele ciclo termodinâmico que, se for revertido, se transforma em um ciclo de refrigerador. O nome **ciclo de Carnot** é em homenagem ao engenheiro francês *Leonard Sadi Carnot* (1796 - 1836), uma das mentes mais brilhantes nos tópicos da termodinâmica.

O próprio **CENGEL** ainda explica que motores térmicos são dispositivos cíclicos aonde o fluido de trabalho volta ao seu estado inicial e em determinadas partes do ciclo o fluido irá realizar trabalho e em outras partes trabalho é realizado sobre o fluido de trabalho. Essas partes são diferenciadas justamente pelo trabalho realizado pelo motor térmico e a eficiência do ciclo depende de como são executados esses processos individuais que compõem o ciclo.

O Ciclo de *Carnot* é composto por quatro processos reversíveis, sendo dois isotérmicos e dois adiabáticos, podendo ser executado por um sistema fechado ou com escoamento em regime permanente (**ANDRETTA, 2017**).

Para que o ciclo de uma máquina térmica seja completamente reversível, é necessário que a diferença de temperatura entre o fluido de trabalho e a fonte de calor (ou o

Figura 38 – Comparações dos gráficos P-V do ciclo *Stirling* (à esquerda) e *Carnot* (à direita).



Fonte: (DUARTE; TOLEDO; OLIVEIRA, 2013)

sumidouro) nunca deva exceder uma quantidade diferencial  $dT$  durante qualquer processo de transferência de calor. Dessa maneira, ambos os processos, adição e rejeição de calor, durante o ciclo necessariamente devem ocorrer de forma isotérmica aonde um deles está acontecendo a uma temperatura  $T_H$  e o outro a uma temperatura  $T_C$ , ou seja, é dessa maneira que o ciclo de Carnot se comporta. Ainda pode se afirmar que o ciclo Stirling difere do ciclo de Carnot pois os processos isentrópicos são substituídos por dois processos de regeneração a volume constante. Isso pode ser observado com o diagrama P-V. O ciclo Stirling que é composto por quatro processos totalmente reversíveis, sendo eles:

**Processo C-D:** Expansão a  $T = \text{constante}$  com fornecimento de calor da fonte externa;

**Processo D-A:** Regeneração a  $v = \text{constante}$  com transferência de calor interna do fluido de trabalho para o regenerador;

**Processo A-B:** Compressão a  $T = \text{constante}$  com rejeição de calor para o sumidouro externo;

**Processo B-C:** Regeneração a  $v = \text{constante}$  com transferência de calor interna do fluido de trabalho para o regenerador de volta para o fluido de trabalho.



## 5 Equações para o sistema CSP

Após a utilização do equacionamento de *Schmidt* para se ter uma ideia da potência fornecida pelo motor *Stirling*, vamos às equações para os outros componentes do sistema CSP, sendo eles: coletor parabólico, receptor e absorvedor. Estas equações demonstram, por exemplo, a quantidade de calor fornecida ao fluido de trabalho pelo sistema CSP.

Primeiramente, é necessário saber o tamanho da imagem focal formada no absorvedor pelo coletor parabólico. Esta imagem precisa ser do tamanho aproximado do absorvedor e homogênea, para que não haja problemas de diferenças de temperaturas em todo o plano do absorvedor, podendo causar problemas estruturais no absorvedor, conforme explicado por [José \(2009b\)](#).

Portanto, para o cálculo do tamanho da imagem focal ( $W$ ), segundo [DUFFIE; BECKMAN](#):

$$W = \frac{a \sin(0,267 + \frac{\delta}{2})}{\sin(\beta) \cos(\beta + 0,267 + \frac{\delta}{2})} \quad (5.1)$$

$a$  = Diâmetro de abertura do coletor parabólico;

$\beta$  = Ângulo de borda do coletor;

$\delta$  = Ângulo referente aos desvios padrões dos pequenos erros de reflexão do coletor parabólico.

Um detalhe muito importante desta equação é que, conforme dito por [Duffie e Beckman \(2013\)](#), um fluxo incidente da radiação solar forma um cone com largura angular de  $0,53^\circ$ , sendo sua metade,  $0,267^\circ$ , o ângulo que incide do diâmetro máximo de abertura até o ponto focal, formando assim a imagem do plano focal.

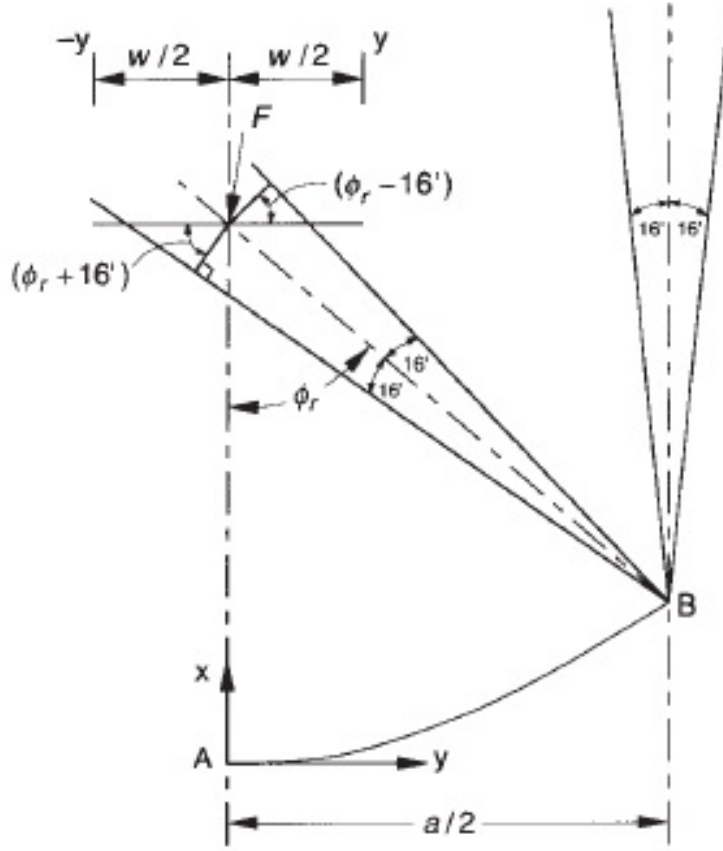
Antes de calcular as perdas térmicas no receptor, é necessário saber os valores de algumas variáveis referente às próprias dimensões do receptor utilizado no projeto. Começaremos pelo diâmetro da entrada do receptor ( $d$ ) [Duffie e Beckman \(2013\)](#).

$$d = W + 0,02 \quad (5.2)$$

$$R_{ei} = \frac{d_i}{2} \quad (5.3)$$

$$R_{eo} = \frac{d_e}{2} \quad (5.4)$$

Figura 39 – Ângulo do fluxo de incidência solar.



Fonte: (DUFFIE; BECKMAN, 2013)

$$R_C = \frac{D_C}{2} \quad (5.5)$$

As equações 5.3, 5.4 e 5.5 representam os raios internos e externos do receptor,  $(R_{ei})$  e  $(R_{eo})$ , além do raio do diâmetro interno do receptor  $(R_C)$ . Elas estão em função de  $(d_i)$  e  $(d_e)$  que, **para o caso do receptor do motor *Stirling* SOLO V161**,  $(d_i) = (d_e) = (d)$ . Podemos agora definir  $(S_L)$  e  $(S_S)$ , que são as áreas internas do receptor, sendo  $(S_L)$  a da parte da frente e  $(S_S)$  do fundo do receptor.

$$S_L = \pi \left( \frac{R_{ei} + R_{eo}}{2} \right)^2 + 2\pi \left( \frac{R_{ei} + R_{eo}}{2} \right) + \pi (R_{ei}^2 - R_C^2) \quad (5.6)$$

$$S_S = \frac{\pi D_C^2}{4} \quad (5.7)$$

Iremos avaliar agora, conforme demonstrado por NEPVEU; FERRIERE; BATAILLE as perdas térmicas que podem ocorrer no receptor. Tais perdas são influenciadas pelas propriedades do próprio receptor, além do coeficiente de convecção natural do ar.



$$R_{tf} = \frac{1}{h_{\infty} S_L} + \frac{1}{K_{Cer} 2\pi L_i} \ln \left( \frac{D_C + 2t_{Cer}}{D_C} \right) \quad (5.8)$$

Onde:

$R_{tf}$  = Perda térmica na parte da frente do receptor;

$h_{\infty}$  = Coeficiente de convecção natural do ar;

$k_{Cer}$  = Coeficiente de condução da cerâmica;

$L_i$  = Comprimento interno da cavidade do receptor;

$t_{Cer}$  = Espessura da cerâmica na parte da frente do receptor;

Para as perdas térmicas da parte de trás do receptor ( $R_{tp}$ ), devemos considerar a espessura da cerâmica na parede da parte de trás do receptor ( $t_{Cer1}$ ):

$$R_{tp} = \frac{1}{h_{\infty} S_S} + \frac{t_{Cer1}}{k_{Cer} S_S} \quad (5.9)$$

Com os cálculos das perdas térmicas da parte de trás e da frente do receptor, podemos agora avaliar as perdas térmicas totais referentes à convecção externa e condução na parede do receptor ( $\theta_t$ ). Para isto, deve-se saber qual a temperatura interna da cavidade do receptor ( $T_{W1}$ ) e a temperatura ambiente ( $T_{\infty}$ ) (NEPVEU; FERRIERE; BATAILLE, 2009).

$$\theta_t = \frac{T_{W1} - T_{\infty}}{R_{tf} + R_{tp}} \quad (5.10)$$

Conforme explicado por INCROPERA; DEWITT; BERGMAN, para as próximas equações de coeficiente de condução térmica do ar ( $k_f$ ), viscosidade cinemática ( $\mu$ ) e número de *Grashof* ( $Gr_D$ ), será necessário o cálculo da temperatura de filme ( $T_f$ ).

$$T_f = \frac{T_{W1} + T_{\infty}}{2} \quad (5.11)$$

Para o coeficiente de condução térmica, temos:

$$k_f = 0,024 + 0,00007T_f \quad (5.12)$$

FOX; PRITCHARD; MCDONALD explica que a viscosidade cinemática para o ar segue de acordo com a equação empírica de *Suntherland*:

$$\mu = \frac{bRT_f^{\frac{5}{2}}}{P_{atm}(S + T_f)} \quad (5.13)$$

Onde:

b = Variável definida por Sutherland;

S = Variável definida por Sutherland;

R = Constante universal dos gases;

$P_{atm}$  = Pressão atmosférica;

Tabela 7 – Valores das variáveis definidas por *Sutherland*.

| Símbolo | Valor   |
|---------|---|
| b       | $1,458 \times 10^{-6} \text{ kg}/(\text{m s } K^{\frac{1}{2}})$ |
| S       | 110,4 K   |

Fonte: Adaptado de (SATIRO, A.R.G.; COUTINHO, L.P., 2012)

De acordo com as especificações de INCROPERA; DEWITT; BERGMAN, devemos antes calcular o inverso da temperatura de filme ( $T_f$ ) para achar o valor do número de Grashof ( $Gr_D$ ), muito importante para o cálculo do número de Nusselt ( $N_u$ ).

$$\beta_2 = \frac{1}{T_f} \quad (5.14)$$

$$Gr_D = \frac{g\beta_2(T_{W1} - T_\infty)D_C^3}{\mu^2} \quad (5.15)$$

O número de Nusselt ( $N_u$ ) é muito importante para os cálculos das perdas térmicas por convecção interna. Para sua avaliação, esta equação utiliza um parâmetro muito importante nos receptores: o ângulo de *spillage* ( $\beta_1$ ) demonstrado na Figura 32. Para os cálculos específicos das perdas térmicas por convecção interna na cavidade dos receptores CSP, REDDY; KUMAR desenvolveram empiricamente a seguinte equação para o número de Nusselt:

$$N_u = 0,698Gr_D^{0,209}(1 + \cos \beta_1)^{0,968} \left( \frac{T_{W1}}{T_\infty} \right)^{-0,317} \left( \frac{d}{D_C} \right)^{0,425} \quad (5.16)$$

O fator mais importante para o cálculo da perda térmica no interior do receptor é o coeficiente de convecção interno ( $h_{Ci}$ ), definido por INCROPERA; DEWITT; BERGMAN como sendo:

$$h_{Ci} = \frac{N_u k_f}{D_C} \quad (5.17)$$

Para a perda térmica total por convecção no interior do receptor, temos (INCROPERA; DEWITT; BERGMAN, 2000):

$$\theta_{Ci} = \frac{h_{Ci}\pi D_C^2}{4}(T_{W1} - T_\infty) \quad (5.18)$$

Devido às elevadas temperaturas que atuam nos receptores dos sistemas CSP, uma outra perda térmica muito importante a ser levada em consideração é a por re-emissão de radiação. Este fator dificulta a absorção total do calor presente no receptor pelo absorvedor, sendo assim, este cálculo leva em consideração a temperatura interna do receptor que atua no absorvedor ( $T_{W1}$ ), além da área do absorvedor ( $A$ ), a emissividade do absorvedor ( $\epsilon$ ) e a constante de *Stefan-Boltzman* ( $\sigma$ ) ([INCROPERA; DEWITT; BERGMAN, 2000](#)).

$$\theta_r = A\epsilon\sigma(T_{W1}^4 - T_\infty^4) \quad (5.19)$$

Visto as equações referentes ao receptor e absorvedor, podemos avaliar algumas características da energia coletada pelo coletor parabólico. Segundo [FRASER](#), primeiramente devemos analisar a irradiação incidente ( $I$ ) na região onde está sendo instalado o sistema CSP para avaliar o potencial energético do sistema. Posterior a isso, a energia interceptada ( $E_{In}$ ) pelo coletor é uma função da refletividade dos espelhos ( $p$ ) e do diâmetro de abertura ( $a$ ). Portanto:

$$E_{In} = \frac{I\pi a^2 p}{4} \quad (5.20)$$

Depois, conforme ainda explicado por [FRASER](#), devemos calcular o fluxo médio de calor ( $E''_{In}$ ) que o coletor envia diretamente ao receptor.

$$E''_{In} = \frac{E_{In}}{W} \quad (5.21)$$

Todo este fluxo médio de calor enviado do coletor para o receptor gera uma energia acumulada neste. Esta energia acumulada ( $E_{Ac}$ ), conforme dito por [Fraser \(2008\)](#), tem seu valor diminuído devido às perdas térmicas no receptor e no absorvedor, calculadas nas equações (5.10), (5.18) e (5.19).

$$E_{Ac} = \frac{E''_{In}\pi D_C^2}{4} - \theta_t - \theta_{Ci} - \theta_r \quad (5.22)$$



Parte III

O Algoritmo

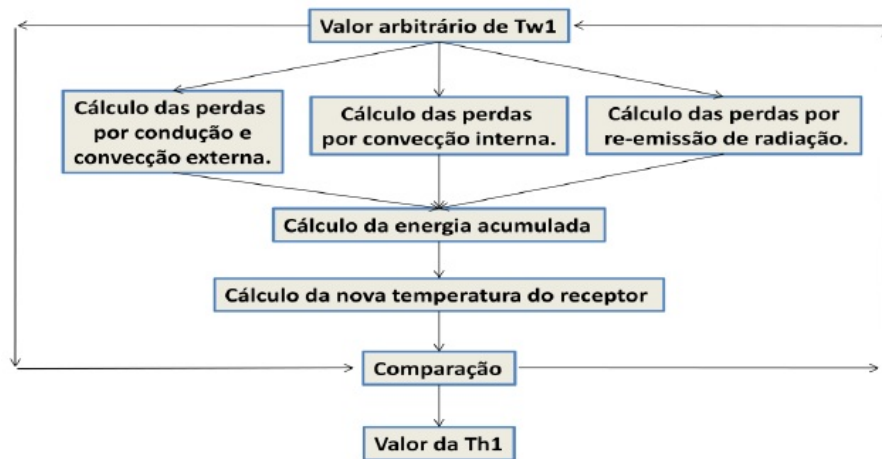


## 6 Descrição do algoritmo

O algoritmo foi desenvolvido com o intuito de implementar todo o processo, desde a captação da energia por meio da radiação solar até potência final fornecida pelo motor *Stirling* para o gerador e/ou sistema de estocagem.

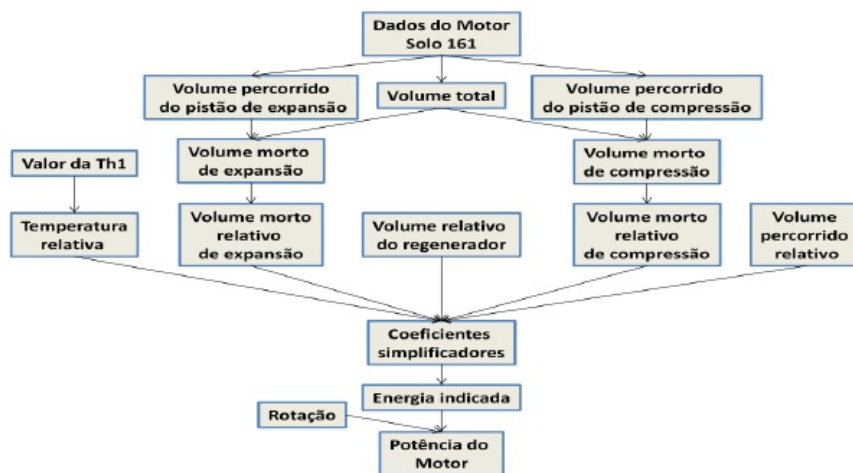
Para o início dos procedimentos do algoritmo, SATIRO, A.R.G.; COUTINHO, L.P. montaram dois fluxogramas relacionados ao conjunto receptor/coletor e ao motor *Stirling*.

Figura 40 – Fluxograma da simulação do sistema coletor/receptor.



Fonte: (SATIRO, A.R.G.; COUTINHO, L.P., 2012)

Figura 41 – Fluxograma da simulação do motor *Stirling*.

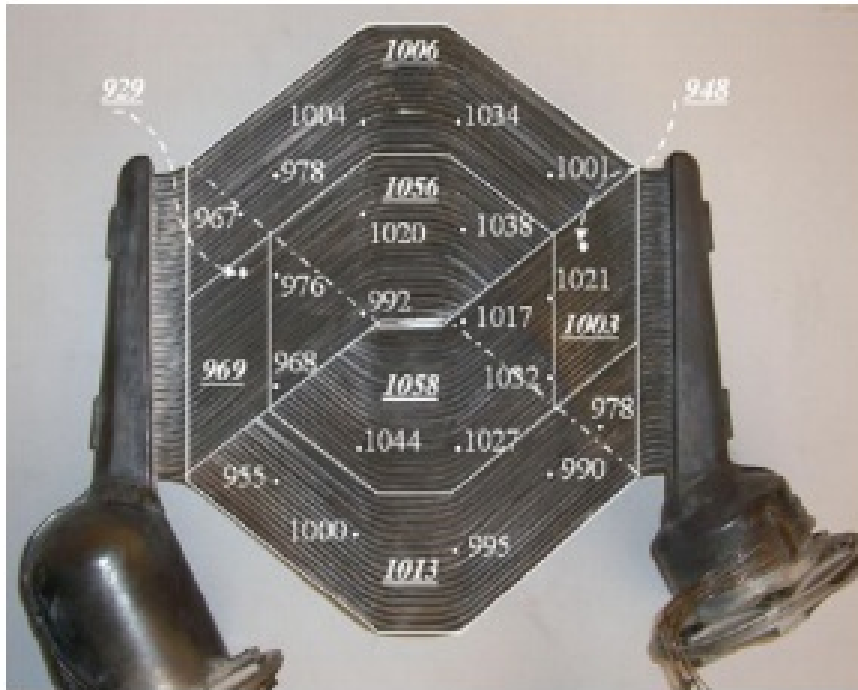


Fonte: (SATIRO, A.R.G.; COUTINHO, L.P., 2012)

Por meio destas simulações podemos definir a forma do algoritmo e suas interações. Começaremos a análise pelo fluxograma do sistema coletor/receptor. No tópico "valor

arbitrário de  $T_{W1}$ ", SATIRO, A.R.G.; COUTINHO, L.P. (2012) tem o intuito de indicar que o usuário deve, inicialmente, escolher um valor arbitrário para a temperatura interna do receptor ( $T_{W1}$ ). Vale lembrar que os sistemas CSP possuem eficiência máxima em uma certa faixa de temperatura. Além disso, esta temperatura de fato deve seguir esta faixa pois, sendo ela maior, pode causar falhas nas estruturas do receptor, do absorvedor e até do motor *Stirling*. Portanto, segundo Mancini et al. (2003), a faixa de temperatura atuante internamente no receptor é de 500°C - 800°C.

Figura 42 – Valores das temperaturas, em Kelvin, atuantes em diferentes áreas do absorvedor hexagonal, utilizado nos CSP's ADDS Mod 1.



Fonte: (JOSÉ, 2009a)

Definidas as dimensões do receptor e do coletor parabólico, conseguiremos definir também as perdas por condução e convecção externa, as referentes à convecção interna, além das de re-emissão de radiação. Posteriormente, podemos avaliar a energia acumulada do sistema. O último passo demonstrado no fluxograma é a comparação do valor de ( $T_{W1}$ ) com ( $T_H$ ). A temperatura ( $T_H$ ) pode ser mensurada após o cálculo da energia acumulada ( $E_{Ac}$ ), definida pela equação 5.22. Considerando que toda a energia acumulada será transferida para o fluido de trabalho e que ( $C_p$ ) é calor específico do fluido de trabalho, temos a seguinte equação:

$$T_H = \frac{E_{Ac}}{mC_p} + T_{\infty} \quad (6.1)$$

Assim, adaptando a ideia demonstrada por SATIRO, A.R.G.; COUTINHO, L.P.



(2012), adotamos que esta nova temperatura ( $T_H$ ) é a temperatura interna do receptor. Por parte do projeto ser em função de sistemas ideais, existem aproximações e suposições, fazendo com que o resultado seja excelente para ter uma noção do funcionamento do sistema, mas diferente do que realmente acontece na realidade. Pensando nisso, existe a iteração da comparação contínua entre ( $T_{W1}$ ) e ( $T_H$ ). Enquanto ( $T_{W1}$ ) - ( $T_H$ ) > 0,001, retornamos o último valor encontrado de ( $T_H$ ) para a equação 5.10, refazendo todos os cálculos, sempre trocando ( $T_{W1}$ ) por ( $T_H$ ), até encontrar uma nova temperatura ( $T_H$ ) na equação 6.1. Esta iteração continua até que ( $T_{W1}$ ) - ( $T_H$ ) = 0,001. Desta forma, quando a igualdade chegar a este valor definido, saberemos que temos a temperatura mais aproximada da ideal, conseqüentemente, a simulação mais próxima da ideal, pois a temperatura interna é a chave para os cálculos das transferências térmicas.

Sendo definida a temperatura ( $T_H$ ) mais próxima da ideal, podemos partir para a análise do fluxograma da simulação do motor *Stirling* que consiste basicamente em seguir o equacionamento de *Schmidt* demonstrado em todo o capítulo 4, até encontrarmos a potência indicada do motor ( $W_I$ ).

Podemos agora definir algumas propriedades do ADDS *system* Mod 1, que será o modelo de CSP *Dish-Stirling* utilizado para validar toda a metodologia do algoritmo. Lembrando que o Mod 1 é formado pelos seguintes componentes avaliados no algoritmo:

- Coletor parabólico;
- Absorvedor hexagonal;
- Receptor;
- Motor *Stirling* SOLO V161;
- Fluido de trabalho.

Suas dimensões e propriedades seguem de acordo com as seguintes tabelas:

Tabela 8 – Dimensões e descrições do coletor parabólico do Mod 1.

| Descrição   | Símbolo  | Valor        |
|---|----------|--------------|
| Diâmetro de abertura                              | a        | 8,80 m       |
| Ângulo de borda                                   | $\beta$  | 45°          |
| Ângulo referente ao somatório dos desvios padrões | $\delta$ | 0,257831008° |
| Refletividade dos espelhos                        | p        | 0,94         |

Fonte: Adaptado de (MANCINI et al., 2003)

Há dois principais tipos de fluidos de trabalho para o motor *Stirling* SOLO V161 do Mod 1: hélio e hidrogênio. Outros sistemas podem utilizar também o ar, mas para as tecnologias CSP's *Dish-Stirling*, estes são os principais.

Tabela 9 – Dimensões e descrições do absorvedor hexagonal do Mod 1.

| Descrição          | Símbolo    | Valor      |
|--------------------|------------|------------|
| Área do absorvedor | A          | $0,070m^2$ |
| Emissividade       | $\epsilon$ | 0,88       |

Fonte: Adaptado de (SATIRO, A.R.G.; COUTINHO, L.P., 2012)

Tabela 10 – Dimensões e descrições do receptor do Mod 1.

| Descrição                                | Símbolo    | Valor    |
|--|------------|----------|
| Diâmetro interno do receptor             | $D_C$      | 0,30 m   |
| Comprimento interno da cavidade          | $L_i$      | 0,35 m   |
| Coeficiente de condução da cerâmica      | $K_{Cer}$  | 40 W/m.K |
| Espessura da cerâmica na parte da frente | $t_{Cer}$  | 0,04 m   |
| Espessura da cerâmica na parte de trás   | $t_{Cer1}$ | 0,20 m   |
| Ângulo de <i>spillage</i>                | $\beta_1$  | 90°      |

Fonte: Adaptado de (SATIRO, A.R.G.; COUTINHO, L.P., 2012)

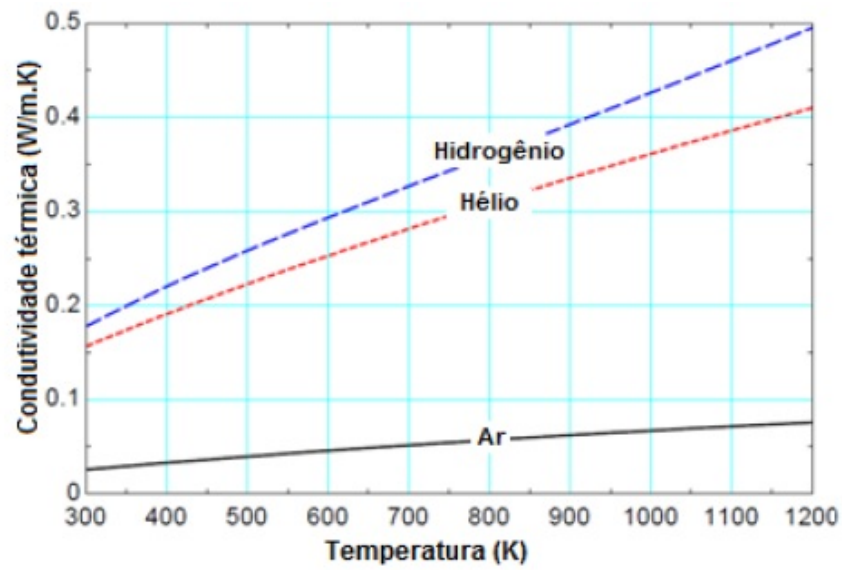
Tabela 11 – Dimensões e descrições do motor *Stirling* SOLO V161 do Mod 1.

| Descrição                                   | Símbolo    | Valor                |
|---|------------|----------------------|
| Diâmetro do pistão de compressão            | $D_{Comp}$ | 0,068 m              |
| Curso do pistão de compressão               | $C_C$      | 0,044 m              |
| Diâmetro do pistão de expansão              | $D_{Exp}$  | 0,068 m              |
| Curso do pistão de expansão                 | $C_E$      | 0,044 m              |
| Volume total do cilindro de compressão      | $V_{TC}$   | $0,00016 m^3$        |
| Volume percorrido pelo pistão de compressão | $V_{SC}$   | $0,000159 m^3$       |
| Volume total do cilindro de expansão        | $V_{TE}$   | $0,00016 m^3$        |
| Volume percorrido pelo pistão de expansão   | $V_{SE}$   | $0,000159 m^3$       |
| Volume do regenerador                       | $V_R$      | $0,000108 m^3$       |
| Temperatura de compressão                   | $T_C$      | 303 K                |
| Ângulo de fase entre os pistões             | $\phi$     | 90°                  |
| Rotação nominal do motor                    | $\eta$     | 25 rps               |
| Pressão Média                               | $P_M$      | $1,5 \times 10^7$ Pa |

Fonte: Adaptado de (SATIRO, A.R.G.; COUTINHO, L.P., 2012)

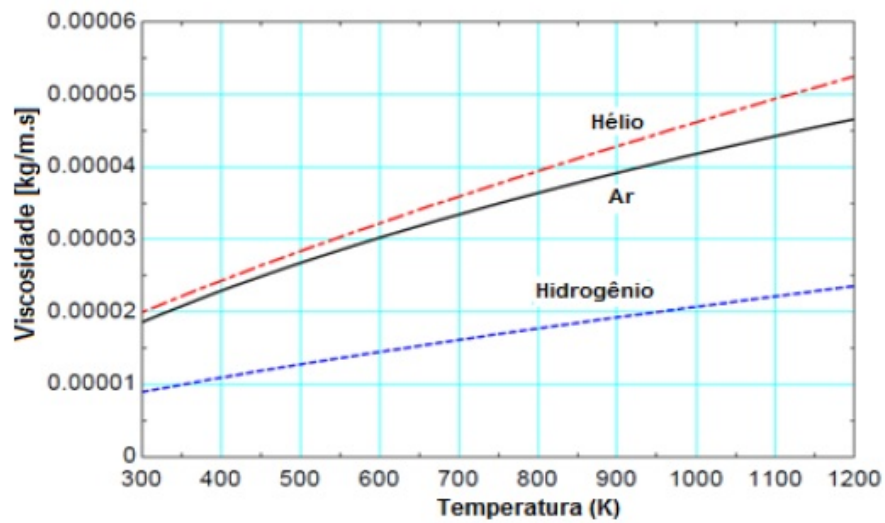
Por meio dos gráficos abaixo podemos avaliar que os melhores desempenhos dos fluidos de trabalho são do hélio e do hidrogênio. Ambos hélio e hidrogênio possuem uma excelente condutividade térmica, ainda melhor quando comparado com o ar, porém, o detalhe mais importante da comparação destes fluidos é a maior viscosidade do hélio com o aumento da temperatura quando comparado aos outros dois, principalmente na comparação com o hidrogênio pelo fato dos dois possuírem melhores propriedades termo-físicas. Essa maior viscosidade do hélio dificulta os problemas causados por vazamentos, além do fato de o hélio possuir menos reações quando em contato com os outros materiais do motor *Stirling* SOLO V161 e da diminuição dos riscos de explosões por algum vazamento. Tendo

Figura 43 – Variação da condutividade térmica dos fluidos de trabalho com a temperatura.



Fonte: (FRASER, 2008)

Figura 44 – Variação da viscosidade dos fluidos de trabalho com a temperatura.



Fonte: (FRASER, 2008)

avaliado estas informações, escolhemos o hélio como nosso fluido de trabalho.

Devemos também levar em consideração as condições ambientais do local de análise do projeto. Sendo este local São Mateus/ES, temos:

Tabela 12 – Condições ambientais de São Mateus/ES.

| Descrição                              | Símbolo      | Valor                 |
|--|--------------|-----------------------|
| Temperatura ambiente                   | $T_{\infty}$ | 298 K                 |
| Pressão atmosférica                    | $P_{atm}$    | 101500 Pa             |
| Aceleração da gravidade                | $g$          | 9,81 m/s <sup>2</sup> |
| Coeficiente de convecção natural do ar | $h_{\infty}$ | 6 W/m <sup>2</sup> K  |

Fonte: Adaptado de (SATIRO, A.R.G.; COUTINHO, L.P., 2012)

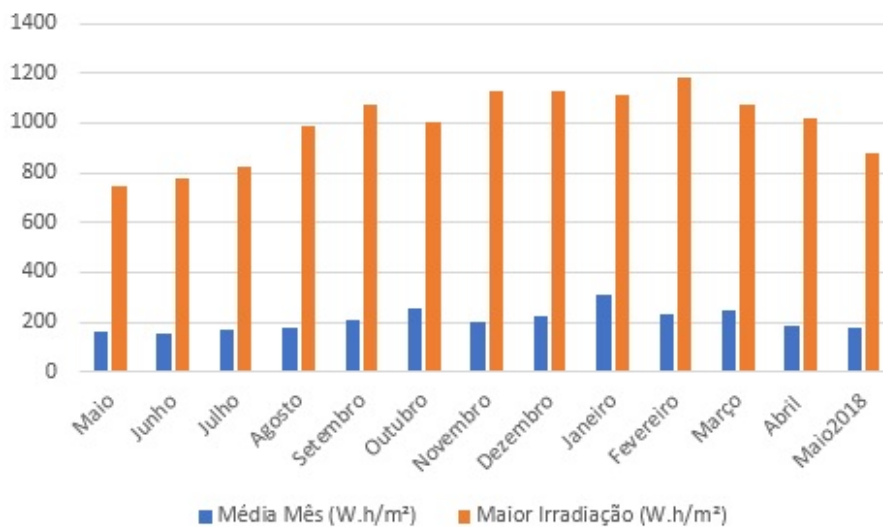
Tabela 13 – Algumas outras variáveis importantes para os cálculos.

| Descrição                           | Símbolo      | Valor  |
|-------------------------------------|--------------|--|
| Constante universal dos gases       | R            | 286,9 J/kg.K <sup>4</sup>                                |
| Constante de <i>Stefan-Boltzman</i> | $\sigma$     | 5,67 x 10 <sup>-8</sup> W/m <sup>2</sup> .K <sup>4</sup> |
| Calor específico do hélio           | $C_{phélio}$ | 5193 J/kg.K  |

Fonte: Adaptado de (SATIRO, A.R.G.; COUTINHO, L.P., 2012)

Devemos também fazer uma análise da irradiação incidente no local onde se deseja fazer a implantação do projeto. Sendo assim, foi realizado um estudo pelo site INMET<sup>1</sup> sobre a incidência de irradiação na cidade de São Mateus/ES, de maio de 2017 até maio de 2018.

Figura 45 – Irradiação mensal incidente em São Mateus/ES de maio de 2017 até maio de 2018.



Fonte: Desenvolvido pelo autor

Avaliando o gráfico apresentado na Figura 45, podemos perceber que o sistema mais indicado a ser utilizado para a captação de energia solar na cidade de São Mateus realmente seria o ADDS Mod 1, visto que ele possui sua operação ótima com irradiações entre 800 -

<sup>1</sup> <http://www.inmet.gov.br/>

1200 W.h/ $m^2$ . Outro detalhe muito importante é que os resultados das médias dos meses foram drasticamente reduzidos devido a análise ter sido feita durante as 24hrs do dia, sendo que durante a noite, quando o sol não está irradiando, os índices de irradiação caem para termos negativos. Portanto, apenas durante as horas de incidência solar o sistema estaria funcionando, visto que o Mod 1 não possui hibridização, ou seja, queimadores para realizarem a queima de um combustível alternativo para fazerem o aquecimento do fluido de trabalho. Portanto, o valor a ser definido para a irradiação (I) na equação 5.20 é a média das maiores irradiações incidentes durante o período, ou seja:

Tabela 14 – Valor médio da irradiação (I).

| Descrição                  | Símbolo | Valor           |
|----------------------------|---------|-----------------|
| Irradiação média incidente | I       | 1080 W.h/ $m^2$ |

Fonte: Desenvolvido pelo autor

Após a definição de todos os termos e variáveis, podemos agora avaliar o algoritmo do projeto.



## 7 O algoritmo

Para este presente projeto foi utilizada a linguagem em *HTML* para a implementação do algoritmo e *JavaScript* para o *layout*. Ele consiste em uma interação entre usuário e programa, onde o programa solicita ao usuário a inserção dos valores de algumas variáveis. Com os valores inseridos, o programa retorna os resultados para variáveis importantes como potência indicada no motor ( $W_I$ ), a imagem ( $W$ ) formada no receptor/absorvedor e a energia acumulada ( $E_{Ac}$ ).

Segue a descrição do algoritmo:

Implementação do funcionamento de um modelo CSP composto por um motor *Stirling* que utiliza energia solar como fonte energética.

1. Definir os cursos dos pistões de compressão e expansão, além de seus respectivos diâmetros.
2. Encontrar os volumes totais de compressão e expansão.
3. Encontrar o volume percorrido dos pistões de compressão e expansão.
4. Encontrar os volumes mortos de compressão e expansão.
5. Definir o volume do regenerador.
6. Encontrar os volumes mortos relativos de compressão, expansão e do regenerador.
7. Definir o ângulo de fase entre os pistões.
8. Definir o diâmetro de abertura do coletor parabólico.
9. Definir o ângulo de borda do coletor parabólico.
10. Definir o ângulo referente aos desvios padrões dos erros de reflexão do coletor parabólico.
11. Definir a temperatura atuante no pistão de compressão, ou seja, a temperatura da parte fria.
12. Encontrar o tamanho da imagem focal.
13. Encontrar o diâmetro de entrada do receptor.
14. Definir o diâmetro interno do receptor.
15. Definir os raios interno e externo do receptor, assim como suas áreas internas.

16. Definir uma temperatura atuante arbitrária no pistão de expansão, ou seja, a temperatura passada do absorvedor para o fluido de trabalho. Esta temperatura, posteriormente, será mais aproximada à uma possível temperatura real por meio de uma iteração.
17. Definir uma temperatura ambiente do local.
18. Definir a espessura da cerâmica presente nas partes da frente e de trás do receptor.
19. Definir o coeficiente de condução da cerâmica presente no receptor.
20. Definir o comprimento interno do receptor.
21. Encontrar as perdas térmicas nas partes da frente e de trás do receptor.
22. Encontrar as perdas térmicas totais referentes à convecção externa e condução na parede do receptor.
23. Encontrar a temperatura de filme entre a temperatura interna do receptor e a temperatura do ambiente.
24. Encontrar o coeficiente de condução da camada de ar nas proximidades da entrada do receptor, além de sua viscosidade.
25. Encontrar os números de Grashof e Nusselt para este tipo específico de projeto.
26. Encontrar o coeficiente de convecção interno do receptor.
27. Encontrar a perda térmica total por convecção no interior do receptor.
28. Definir a área do absorvedor, além de sua emissividade.
29. Encontrar a perda térmica por re-emissão de radiação no receptor.
30. Encontrar a irradiação incidente no local da instalação do projeto.
31. Definir a refletividade dos espelhos do coletor parabólico.
32. Encontrar a energia interceptada pelo coletor parabólico.
33. Encontrar o fluxo médio de calor que o coletor parabólico envia diretamente para o receptor.
34. Encontrar a energia acumulada no receptor.
35. Definir o coeficiente de calor específico do fluido de trabalho.
36. Encontrar a nova temperatura atuante no cilindro de expansão. Esta nova temperatura é uma melhor aproximação da temperatura real que incidiria no projeto.



37. Com esta nova temperatura, deve-se refazer todos os cálculos desde o início para encontrar a temperatura com a melhor aproximação possível nesta etapa. Também com esta temperatura definida, consegue-se calcular a melhor aproximação da potência indicada no motor.
38. Encontrar a temperatura relativa entre as temperaturas de compressão e expansão.
39. Encontrar os valores das constantes definidas no equacionamento de *Schmidt*.
40. Definir a pressão média do motor.
41. Encontrar a massa de fluido de trabalho presente no motor.
42. Encontrar a energia indicada do motor.
43. Definir a rotação nominal do motor.
44. Encontrar a potência indicada no motor.

**Lembrando que as dimensões do motor, do receptor, do coletor parabólico e do absorvedor são definidas pelo fabricante.** Portanto, o algoritmo consiste basicamente nas seguintes etapas:

1. Definir as dimensões do coletor parabólico e encontrar o tamanho da imagem formada no receptor e a energia concentrada.
2. Definir as dimensões do receptor e encontrar a energia repassada para o absorvedor e, conseqüentemente, para o fluido de trabalho.
3. Definir as dimensões do motor e encontrar a sua potência indicada.



# Parte IV

## Conclusões



## Referências

- ALMEIDA, G. S. M. *Pesquisa e desenvolvimento de um sistema termoeletrico do tipo linear fresnel reflector*. Tese (Doutorado) — Faculdade de Ciências e Tecnologia, 2013. Citado 3 vezes nas páginas 52, 57 e 59.
- ANDRETTA, R. *Um modelo termodinâmico reversível de duas temperaturas para motores Stirling Alpha*. Dissertação (B.S. thesis) — Universidade Tecnológica Federal do Paraná, 2017. Citado 2 vezes nas páginas 71 e 74.
- BARLEV, D.; VIDU, R.; STROEVE, P. Innovation in concentrated solar power. *Solar Energy Materials and Solar Cells*, Elsevier, v. 95, n. 10, p. 2703–2725, 2011. Citado 7 vezes nas páginas 45, 51, 54, 55, 57, 60 e 64.
- BARROS, R. W. *Avaliação Teórica e Experimental do Motor Stirling Modelo Solo 161 Operando com Diferentes Combustíveis*. Tese (Doutorado) — Universidade Federal de Itajubá, 2005. Citado 4 vezes nas páginas 29, 33, 34 e 40.
- BARROS, R. W. et al. Uso de biomassa como combustível para acionamento de motores stirling. *Proceedings of the 5th Encontro de Energia no Meio Rural*, SciELO Brasil, 2004. Citado na página 36.
- BERGERMANN, S.; GBR, P. Eurodish-stirling system description. *Stuttgarter, Germany: MERO-Raumstruktur GmbH & Co Mr. Annex IV Economic Feasibility study Table AIV*, v. 1, 2001. Citado 4 vezes nas páginas 44, 45, 46 e 63.
- CENGEL, Y. A. *Transferência de calor e massa*. [S.l.]: McGraw Hill Brasil, 2007. Citado na página 74.
- DEY, C. Heat transfer aspects of an elevated linear absorber. *Solar Energy*, Elsevier, v. 76, n. 1-3, p. 243–249, 2004. Citado na página 55.
- DIAS, C. T. de C. et al. Energia solar no brasil. *Revista InterScientia*, v. 5, n. 1, p. 153–165, 2017. Citado na página 27.
- DIAS, L. V. R. et al. Modelagem e análise experimental de um protótipo didático de motor stirling. Universidade Federal de Goiás, 2016. Citado na página 70.
- DIVER, R. et al. The advanced dish development system project. *Solar Engineering*, p. 89–96, 2001. Citado na página 48.
- DUARTE, L. G. B.; TOLEDO, M.; OLIVEIRA, T. W. *Conversão de energia térmica em energia elétrica utilizando motor stirling*. Dissertação (B.S. thesis) — Universidade Tecnológica Federal do Paraná, 2013. Citado na página 75.
- DUFFIE, J. A.; BECKMAN, W. A. *Solar engineering of thermal processes*. [S.l.]: John Wiley & Sons, 2013. Citado 2 vezes nas páginas 77 e 78.
- ECK, M. et al. Thermal load of direct steam-generating absorber tubes with large diameter in horizontal linear fresnel collectors. *Heat Transfer Engineering*, Taylor & Francis, v. 28, n. 1, p. 42–48, 2007. Citado na página 56.

- FOX, R. W.; PRITCHARD, P. J.; MCDONALD, A. T. *Introdução À Mecânica Dos Fluidos*. [S.l.]: Grupo Gen-LTC, 2000. Citado na página 79.
- FRASER, P. R. *Stirling dish system performance prediction model*. [S.l.]: Madison, 2008. Citado 2 vezes nas páginas 81 e 89.
- HARGREAVES, C. M. The phillips stirling engine. New York, NY (United States); Elsevier Science Pub. Co., Inc., 1991. Citado 2 vezes nas páginas 35 e 38.
- HE, Y.-L. et al. Numerical simulation of solar radiation transmission process for the solar tower power plant: from the heliostat field to the pressurized volumetric receiver. *Applied Thermal Engineering*, Elsevier, v. 61, n. 2, p. 583–595, 2013. Citado na página 61.
- HIRATA, K. Schmidt theory for stirling engines. *Stirling Engine home page. Disponível em*, 1997. Citado 6 vezes nas páginas 69, 70, 71, 72, 73 e 74.
- INCROPERA, F. P.; DEWITT, D. P.; BERGMAN, T. L. *Fundamentos de Transferência de Calor E de Massa*. [S.l.]: Grupo Gen-LTC, 2000. Citado 3 vezes nas páginas 79, 80 e 81.
- JOHNSON, W. N. et al. *Space-based solar power: Possible defense applications and opportunities for nrl contributions*. [S.l.], 2009. Citado na página 42.
- JOSÉ, J. L. S. *Análisis de un sistema de disco parabólico con motor Stirling*. Dissertação (Mestrado), 2009. Citado 8 vezes nas páginas 42, 46, 54, 55, 62, 63, 66 e 86.
- JOSÉ, J. L. S. *Análisis de un sistema de disco parabólico con motor stirling. Proyecto de fin de carrera. Universidad Carlos III de Madrid Escuela Politécnica Superior*, 2009. Citado 5 vezes nas páginas 43, 57, 58, 59 e 77.
- KADRI, Y.; ABDALLAH, H. H. Performance evaluation of a stand-alone solar dish stirling system for power generation suitable for off-grid rural electrification. *Energy Conversion and Management*, Elsevier, v. 129, p. 140–156, 2016. Citado na página 49.
- KAGAWA, N.; HIRATA, K.; TAKEUCHI, M. *Design of applicative 100 W Stirling engine*. [S.l.], 1995. Citado 3 vezes nas páginas 35, 36 e 37.
- KALOGIROU, S. A. Solar thermal collectors and applications. *Progress in energy and combustion science*, Elsevier, v. 30, n. 3, p. 231–295, 2004. Citado 4 vezes nas páginas 52, 53, 54 e 57.
- KENNEDY, C.; TERWILLIGER, K. Optical durability of candidate solar reflectors. In: AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS. *ASME 2004 International Solar Energy Conference*. [S.l.], 2004. p. 597–606. Citado na página 52.
- LIMA, L. C. d. A.; GONÇALVES, P. R. C. Desafios do desenvolvimento sustentável: estudo sobre as mudanças na matriz energética brasileira. Niterói, 2017. Citado na página 27.
- MAIER, C. et al. Stirling engine. *University of Gavle, Citeseer*, 2007. Citado 2 vezes nas páginas 36 e 37.
- MANCINI, T. et al. Dish-stirling systems: An overview of development and status. *Journal of Solar Energy Engineering*, American Society of Mechanical Engineers, v. 125, n. 2, p. 135–151, 2003. Citado 6 vezes nas páginas 47, 48, 49, 50, 86 e 87.

- MARTINI, W. R. *Stirling engine design manual*. [S.l.]: US Department of Energy, Office of Conservation and Solar Applications, Division of Transportation Energy Conservation, 1978. Citado 2 vezes nas páginas 35 e 73.
- MELLO, M. G. *Biomassa: energia dos trópicos em Minas Gerais*. [S.l.]: Labmídia, Universidade Federal de Minas Gerais, 2001. Citado na página 37.
- MOUSAZADEH, H. et al. A review of principle and sun-tracking methods for maximizing solar systems output. *Renewable and sustainable energy reviews*, Elsevier, v. 13, n. 8, p. 1800–1818, 2009. Citado na página 51.
- NEPVEU, F.; FERRIERE, A.; BATAILLE, F. Thermal model of a dish/stirling systems. *Solar Energy*, v. 83, p. 81–89, 2009. Citado 4 vezes nas páginas 65, 66, 78 e 79.
- OMSOP, E. *Project, Deliverable D3. 4-Report on State-of-the-Art Dish-Engine applications, July 2013*. Citado 2 vezes nas páginas 45 e 62.
- ORGAN, A.; FINKELSTEIN, T. *Air engines: the history, science, and reality of the perfect engine*. [S.l.]: Michigan: American Society of Mechanical Engineers Press, 2001. Citado na página 33.
- ORGAN, A. J. *Stirling Cycle Engines: Inner Workings and Design*. [S.l.]: John Wiley & Sons, 2013. Citado 2 vezes nas páginas 33 e 34.
- ORGANIZATION, W. H. et al. *Quantitative risk assessment of the effects of climate change on selected causes of death, 2030s and 2050s*. [S.l.]: World Health Organization, 2014. Citado na página 27.
- OSTERMAYER, F. Estudo das emissões de gases formadores do efeito estufa e balanço resultante da conversão de motores à gasolina, de uma frota de veículos leves, para gás natural e álcool hidratado. 2004. Citado na página 27.
- PEREIRA, E. B. et al. *Atlas brasileiro de energia solar*. [S.l.]: Inpe São José dos Campos, 2006. v. 1. Citado na página 28.
- PEREZ, R.; PEREZ, M. A fundamental look at energy reserves for the planet. *The IEA SHC Solar Update*, v. 50, n. 2, 2009. Citado na página 28.
- PITZ-PAAL, R. et al. Ecostar: European concentrated solar thermal road-mapping. *Deutsches Zentrum für Luft-und Raumfahrt, Köln, Germany, Report No. SES6-CT-2003-502578*, 2004. Citado na página 56.
- REDDY, K.; KUMAR, N. S. An improved model for natural convection heat loss from modified cavity receiver of solar dish concentrator. *Solar Energy*, Elsevier, v. 83, n. 10, p. 1884–1892, 2009. Citado 4 vezes nas páginas 63, 64, 65 e 80.
- ROLDAN, C.; PIERETTI, P.; ROJAS-SOLÓRZANO, L. Conceptual and basic design of a stirling engine prototype for electrical power generation using solar energy. 2010. Citado na página 48.
- ROSS, A. *Making stirling engines*. [S.l.]: Ross experimental, 1993. Citado na página 39.
- SALOMÉ, A. et al. Control of the flux distribution on a solar tower receiver using an optimized aiming point strategy: Application to themis solar tower. *Solar Energy*, Elsevier, v. 94, p. 352–366, 2013. Citado na página 61.

- SANTOS, M. R. C. d. et al. Estudo de um sistema de cogeração com motor stirling e concentrador solar. 2012. Citado 3 vezes nas páginas 40, 41 e 44.
- SATIRO, A.R.G.; COUTINHO, L.P. Estudo de um motor Stirling movido a energia solar captada por um concentrador solar tipo disco parabólico. 2012. Citado 6 vezes nas páginas 80, 85, 86, 87, 88 e 90.
- SCHMIDT, G. Classical analysis of operation of stirling engine. *A report published in German engineering union (Original German)*, v. 15, p. 1–12, 1871. Citado na página 69.
- SCHWAB, K. *The fourth industrial revolution*. [S.l.]: Crown Business, 2017. Citado na página 29.
- SEGAL, A.; EPSTEIN, M. Optimized working temperatures of a solar central receiver. *Solar Energy*, Elsevier, v. 75, n. 6, p. 503–510, 2003. Citado 3 vezes nas páginas 52, 58 e 60.
- SILVA, A. S. R. et al. Estimativa de produção em centrais solares de concentração. 2010. Citado 4 vezes nas páginas 39, 53, 54 e 56.
- SLOCOMBE, G. et al. Some desirable technologies in australia's next submarines. *Asia-Pacific Defence Reporter (2002)*, Ventura Media Asia Pacific, v. 41, n. 6, p. 42, 2015. Citado na página 30.
- SOLOMON, S. et al. Ipcc, 2007: Climate change 2007: The physical science basis. contribution of working group i to the fourth assessment report of the intergovernmental panel on climate change. *SD Solomon (Ed.)*, 2007. Citado na página 27.
- STINE, W. B. International survey of parabolic dish/stirling engine electrical power generation technology. *ASME, NEW YORK, NY(USA)*, p. 421–427, 1993. Citado na página 47.
- TAPSCOTT, D.; TAPSCOTT, A. *Blockchain revolution: how the technology behind bitcoin is changing money, business, and the world*. [S.l.]: Penguin, 2016. Citado na página 29.
- URIELI, I.; BERCHOWITZ, D. M. *Stirling cycle engine analysis*. [S.l.]: Taylor & Francis, 1984. Citado 2 vezes nas páginas 38 e 69.
- VANT-HULL, L. Concentrator optics. In: *Solar power plants*. [S.l.]: Springer, 1991. p. 84–133. Citado na página 60.
- XIAOBIN, L. et al. A study on non-metallic structure of heliostat. In: *ISES Solar World Congress*. [S.l.: s.n.], 2007. Citado na página 58.