

UNIVERSIDADE ESTADUAL DO MARANHÃO - UEMA  
CENTRO DE CIÊNCIAS TECNOLÓGICAS - CCT  
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA  
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA E PRODUÇÃO

**RAYSTON WERNER OLIVEIRA SOUSA**

**MODELAGEM E SIMULAÇÃO NUMÉRICA DE UM MOTOR STIRLING PARA  
APLICAÇÕES EM SISTEMAS SOLARES**

São Luís

2015

**RAYSTON WERNER OLIVEIRA SOUSA**

**MODELAGEM E SIMULAÇÃO NUMÉRICA DE UM MOTOR STIRLING PARA  
APLICAÇÕES EM SISTEMAS SOLARES**

Monografia apresentada ao Curso de Engenharia  
Mecânica da Universidade Estadual do  
Maranhão para a obtenção do grau de bacharel  
em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof.Me.Louryval Coelho Paixão

São Luís

2015

**RAYSTON WERNER OLIVEIRA SOUSA**

**MODELAGEM E SIMULAÇÃO NUMÉRICA DE UM MOTOR STIRLING PARA  
APLICAÇÕES EM SISTEMAS SOLARES**

Monografia apresentada ao Curso de Engenharia  
Mecânica da Universidade Estadual do  
Maranhão para a obtenção do grau de bacharel  
em Engenharia Mecânica.

Aprovado em: \_\_\_/\_\_\_/2015

**BANCA EXAMINADORA**

---

**Prof. Me. Louryval Coelho Paixão (Orientador)**

Mestre em Engenharia Mecânica

Universidade Estadual do Maranhão

---

**Prof. Dr. Fernando Lima de Oliveira(1º Examinador)**

Doutor em Engenharia Aeronáutica e Mecânica

Universidade Estadual do Maranhão

---

**Prof. Me. Paulino Cutrim Martins(2º Examinador)**

Mestre em Engenharia Mecânica

Universidade Estadual do Maranhão

## RESUMO

A simulação numérica tem o propósito de analisar de forma rápida, econômica e eficiente o comportamento de determinados sistemas, com o intuito de possibilitar soluções ótimas e servir de base para o desenvolvimento tecnológico. Este trabalho tem a finalidade de avaliar numericamente o desempenho de um motor Stirling usado em sistemas solares, com o suporte de ferramentas de simulação, projeto e otimização, bem como definir e usar o modelo matemático de acordo com os métodos de projeto de primeira e segunda ordem para motores Stirling, além de examinar o comportamento do motor, levando em consideração os parâmetros que podem ser otimizados, a fim de elevar a eficiência do sistema. Para tanto, foi utilizado como método para coleta de dados a pesquisa bibliográfica, através do estudo de Sistemas *Dish*/Stirling e do motor Stirling SOLO V161, e a simulação computacional através dos programas SEA, que utiliza códigos em linguagem MATLAB, e EES. Os resultados e as avaliações teóricas são apresentados, discutidos e comparados. A partir da análise dos dados foi possível perceber, além de outras informações relevantes, como as variáveis de operação influenciam no desempenho e eficiência dessa máquina térmica. Enfim, por meio do estudo realizado foi possível confirmar a importância da simulação numérica no estudo e desenvolvimento de motores Stirling.

**Palavras-chave:** Simulação Numérica. Motor Stirling. Sistemas Solares. Métodos de Projeto.

## ABSTRACT

The numerical simulation is intended to analyze quickly, economically and efficiently the behavior of certain systems, with the aim of enabling optimal solutions and serves as a basis for technological development. This work aims to numerically evaluate the performance of a Stirling engine used in solar systems, with the support of simulation tools, design and optimization, as well as defining and using the mathematical model in accordance with the design methods of first and second order for Stirling engines, in addition to examining the behavior of engine, taking into account the parameters that can be optimized, in order to raise the efficiency of the system. To that end, was used as a method for data collection the bibliographical research, through the study of Dish/Stirling Systems and the Stirling engine SOLO V161, and the computer simulation through the programs SEA, which uses codes in MATLAB language, and EES. The results and theoretical assessments are presented, discussed and compared. From the analysis of the data it was possible to realize besides other relevant information, like the operation variables influence the performance and efficiency of this heat machine. Finally, by means of the study it was possible to confirm the importance of numerical simulation in the study and development of Stirling engines.

**Keywords:** Numerical Simulation. Stirling Engine. Solar Systems. DesignMethods.

## LISTA DE TABELAS

Tabela 1-Dados Técnicos Solo V161.	68
Tabela 2-Dados de Entrada para Simulação.	74
Tabela 3- Resultados para Simulação do Ciclo Stirling Ideal no EES.	75
Tabela 4-Resultado da Simulação da Análise de Schmidt.	76
Tabela 5-Resultado da Simulação da Análise Adiabática Ideal.	79
Tabela 6- Comparação dos Resultados.	88

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1-Perdas de energia da radiação solar	19
Figura 2-Descrição do comportamento do sistema <i>Dish</i> /Stirling	20
Figura 3-Componentes principais do sistema <i>Dish</i> /Stirling	21
Figura 4- Concentrador Solar.	21
Figura 5-Receptor solar do motor Stirling SOLO V161	22
Figura 6- Máquina a vapor de James Watts	23
Figura 7-Primeiro motor Stirling de acordo com a patente de 1816	24
Figura 8-Diagramas $P \times v$ e $T \times s$ do ciclo Stirling	28
Figura 9-Eficiência em função da razão de temperatura	29
Figura 10-Fases de funcionamento de um motor Stirling tipo alfa	31
Figura 11-Diagrama P-V de um ciclo Stirling real	32
Figura 12-Configuração alfa do motor Stirling	33
Figura 13- Configuração beta do motor Stirling	34

Figura 14-Motor Stirling Rômbico	35
Figura 15- Configuração Gama do motor Stirling	35
Figura 16-Esquema de um motor Stirling tipo Pistão Livre	36
Figura 17- EURODISH em Wurtzburgo na Alemanha	38
Figura 18- SunCatcher Engine da SES	40
Figura 19-Sistema parabólico com eficiência de 31,25%	41
Figura 20- Infinia Solar System	42
Figura 21- Motor Stirling termoacústico	43
Figura 22-Motor Stirling SunBox	43
Figura 23- Parque Stirling Solar da Cleanergy em Dubai	44
Figura 24-Sistema Stirling Solar testado pela Ripasso Energy	45
Figura 25-Diagrama P-V para ciclo Stirling ideal	50
Figura 26- Arranjo dos Pistões e Diagrama de Deslocamento para o ciclo do motor Stirling	51
Figura 27- Modelo Isotérmico Ideal	55
Figura 28-Distribuição de Temperatura Linear no Regenerador	56
Figura 29-Célula do Volume de Controle usado no Modelo de C.J.Rallis	58
Figura 30-Variações nos Espaços de Expansão e Compressão	60
Figura 31-Triângulo da análise de Schmidt	61
Figura 32-Modelo Adiabático ideal	63
Figura 33- Motor Stirling SOLO V161	67
Figura 34-Principais partes do motor Stirling SOLO V161	68
Figura 35-Fluxograma para o conjunto de funções <i>define</i>	72
Figura 36- Fluxograma do programa SEA	73
Figura 37-Diagrama P-v para Ciclo Ideal	75

Figura 38-Diagrama P-V para Schmidt	76
Figura 39-Diagrama P- $\theta$ para Schmidt	77
Figura 40-Diagrama do Fluxo de Partículas de Massa para o Motor Solo V161	78
Figura 41-Diagrama P-V para análise Adiabática	80
Figura 42-Diagrama Temperatura- $\theta$ para análise Adiabática	81
Figura 43-Diagrama Energia- $\theta$ para análise Adiabática	82
Figura 44-Varição da Potência do motor para diferentes pressões de trabalho	84
Figura 45-Influência da Rotação do motor na Potência	85
Figura 46-Influência do Gás de Trabalho na Potência do Motor	86
Figura 47-Influência do Gás de Trabalho na Eficiência do Motor	86
Figura 48- Comparação com Resultados Experimentais	87

## LISTA DE SÍMBOLOS

Ar	Área de Fluxo Constante do Regenerador	m <sup>2</sup>
C <sub>p</sub>	Calor específico a pressão constante	kJ/kg.K
C <sub>v</sub>	Calor específico a volume constante	kJ/kg.K
f	Frequência da velocidade do motor	Hz
L <sub>r</sub>	Comprimento do Regenerador	m
M	Massa total de gás	kg
m <sub>c</sub>	Massa do Gás no Espaço de Compressão	kg
m <sub>c</sub> '	Fluxo de Massa de Compressão para Resfriador	kg/rad
m <sub>e</sub>	Massa do Gás no Espaço de Expansão	kg
m <sub>h</sub>	Massa do Gás no Aquecedor	kg

$m_{he}'$	Fluxo de Massa do Aquecedor para Expansão	kg/rad
$m_i$	Fluxo de Massa de Entrada do Gás	kg/rad
$m_k$	Massa do Gás no Refrigerador	kg
$m_{kr}'$	Fluxo de Massa do Resfriador para Regenerador	kg/rad
$m_o$	Fluxo de Massa de Saída do Gás	kg/rad
$m_r$	Massa do Gás no Regenerador	kg
$m_{rh}'$	Fluxo de Massa do Regenerador para Aquecedor	kg/rad
$P$	Pressão do motor	kPa
$P_0$	Potência do Motor	W
$P_1$	Pressão no estado 1	kPa
$P_2$	Pressão no estado 2	kPa
$P_3$	Pressão no estado 3	kPa
$P_4$	Pressão no estado 4	kPa
$P_{máx}$	Pressão Máxima	kPa
$P_{média}$	Pressão média	kPa
$p_{média}$	Pressão Média na Equação de Beale	Pa
$P_{mín}$	Pressão Mínima	kPa
$Q$	Calor transferido	kJ
$Q_c$	Calor transferido no Espaço de Compressão	kJ
$Q_e$	Calor transferido no Espaço de Expansão	kJ
$Q_{entra}$	Calor adicionado ao sistema	kJ
$Q_h$	Calor transferido no Aquecedor	kJ
$Q_k$	Calor transferido no Resfriador	kJ
$Q_r$	Calor transferido no Regenerador	kJ

$Q_{sai}$	Calor rejeitado do sistema	kJ
R	Constante dos Gases	kJ/kg.K
$r_v$	Taxa de Compressão	
$s_1$	Entropia específica no processo 1	kJ/kg.K
$s_2$	Entropia específica no processo 2	kJ/kg.K
$s_3$	Entropia específica no processo 3	kJ/kg.K
$s_4$	Entropia específica no processo 4	kJ/kg.K
$T_1$	Temperatura no processo 1	K
$T_2$	Temperatura no processo 2	K
$T_3$	Temperatura no processo 3	K
$T_4$	Temperatura no processo 4	K
$T_c$	Temperatura no Espaço de Compressão	K
$T_{ck}$	Temperatura Condicional Compressão/Resfriador	K
$T_e$	Temperatura no Espaço de Expansão	K
$T_h$	Temperatura no Aquecedor	K
$T_{he}$	Temperatura Condicional Aquecedor/Expansão	K
$T_i$	Temperatura de Entrada na Célula	K
$T_k$	Temperatura no Resfriador	K
$T_{kr}$	Temperatura Condicional Resfriador/Regenerador	K
$T_o$	Temperatura de Saída na Célula	K
$T_r$	Temperatura no Regenerador	K
$T_{rh}$	Temperatura Condicional Regenerador/Aquecedor	K
V	Volume do Gás	$m^3$
$V_1$	Volume no estado 1	$m^3$

$V_2$	Volume no estado 2	n.
$V_3$	Volume no estado 3	$m^3$
$V_4$	Volume no estado 4	$m^3$
$V_c$	Volume no Espaço de Compressão	$m^3$
$V_{c,c}$	Volume Morto no Espaço de Compressão	$m^3$
$V_{c,e}$	Volume Morto no Espaço de Expansão	$m^3$
$V_e$	Volume no Espaço de Expansão	$m^3$
$V_h$	Volume no Aquecedor	$m^3$
$V_k$	Volume no Resfriador	$m^3$
$V_r$	Volume no Regenerador	$m^3$
$V_{swc}$	Volume Varrido no Espaço de Compressão	$m^3$
$V_{swe}$	Volume Varrido no Espaço de Expansão	$m^3$
$V_{transf}$	Deslocamento do pistão de força	$m^3$
$W$	Trabalho realizado no Processo	kJ
$W_c$	Energia de compressão	kJ
$W_e$	Energia de expansão	kJ
$\alpha$	Ângulo de Fase	rad
$\beta$	Ângulo do Triângulo da análise de Schmidt	rad
$\gamma$	Razão de Calores específicos	
$\eta_t$	Eficiência Térmica	
$\theta$	Ângulo de Manivela	rad
$\rho$	Massa Específica	$kg/m^3$
$\tau$	Razão de Temperaturas	

## SUMÁRIO

<b>1 INTRODUÇÃO</b> .....	14
<b>1.1 Justificativa</b> .....	15
<b>1.2 Objetivos</b> .....	16
1.2.1 Objetivo Geral .....	16
1.2.2 Objetivos Específicos .....	16
<b>2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA</b> .....	17
<b>2.1 Geração Distribuída</b> .....	17
<b>2.2 Energia Solar</b> .....	18
<b>2.3 Sistema Stirling Solar (<i>Dish/Stirling</i>)</b> .....	20
2.3.1 Componentes do sistema <i>Dish/Stirling</i> .....	20
<b>2.4 Motores Stirling</b> .....	23
2.4.1 Histórico do motor Stirling.....	23
2.4.2 Ciclo Termodinâmico .....	26
2.4.3 Princípio de Funcionamento.....	30
2.4.4 Classificação dos Motores Stirling.....	33
<b>2.5 Estado da Arte para motores Stirling Solar</b> .....	37
2.5.1 Alemanha.....	37
2.5.2 Estados Unidos .....	39
2.5.3 Suécia .....	43
<b>2.6 Métodos de Projeto para motores Stirling</b> .....	45
2.6.1 Métodos de Primeira Ordem.....	46
2.6.2 Métodos de Segunda Ordem.....	47
2.6.3 Métodos de Terceira Ordem .....	47
2.6.4 Métodos de Quarta Ordem .....	48
<b>3 MODELO MATEMÁTICO</b> .....	50

<b>3.1 Análise Ideal do Ciclo Stirling</b> .....	50
<b>3.2 Análise Isotérmica</b> .....	54
3.2.1 Calor transferido no modelo Isotérmico ideal .....	57
3.2.2 Análise de Schmidt .....	59
<b>3.3 Análise Adiabática ideal</b> .....	63
<b>4 MATERIAIS E MÉTODOS</b> .....	67
<b>4.1 Motor Stirling Solo V161</b> .....	67
<b>4.2 Tipo de Pesquisa</b> .....	69
<b>4.3 Coleta de Dados</b> .....	70
<b>4.4 Análise dos Dados</b> .....	70
<b>4.5 Simulação Computacional no SEA</b> .....	71
4.5.1 Condições Específicas do Motor e Simulação Isotérmica.....	71
4.5.2 Simulação Adiabática ideal .....	73
<b>5 RESULTADOS E DISCUSSÕES</b> .....	74
<b>5.1 Resultados para simulação do Ciclo Ideal</b> .....	75
<b>5.2 Resultados para simulação Isotérmica</b> .....	76
<b>5.3 Resultados para simulação Adiabática ideal</b> .....	79
<b>5.4 Análise Paramétrica</b> .....	83
5.4.1 Influência da Pressão de Trabalho e da Temperatura de Aquecimento .....	83
5.4.2 Influência da Rotação .....	84
5.4.2 Influência do Gás de Trabalho.....	85
5.4.2 Comparação com Resultados Experimentais .....	87
<b>6 CONCLUSÃO E CONSIDERAÇÕES FINAIS</b> .....	89
<b>REFERÊNCIAS</b> .....	91
<b>ANEXOS</b> .....	97
<b>APÊNDICE</b> .....	99

## 1 INTRODUÇÃO

Atualmente, o homem tem buscado desenvolver novos métodos de geração de energia limpa e renovável, devido a crescente preocupação com o aquecimento global causado, principalmente, pelo consumo de combustíveis fósseis. Atrelado a essa preocupação ambiental, as questões econômicas, sociais e o embargo do petróleo são outros fatores que intensificam a necessidade de pesquisa na área de energias alternativas (TERRA, 2005, p.338).

No Brasil, estima-se que a demanda total de energia aumente um pouco mais do que o dobro entre os anos de 2013 a 2050, principalmente e se tratando de gás natural e eletricidade (EPE, 2014, p.39). Para tentar suprir essa grande procura, a Agência Nacional de Energia Elétrica (ANEEL) aprovou o edital do Leilão de Energia de Reserva com intuito de contratar energia acumulada provenientes de fontes alternativas, como a energia solar (ANEEL, 2014 *apud* SANTOS, 2014, p.1).

Um das formas mais viáveis e econômicas para o aproveitamento desta gama energética, na produção de eletricidade, é a utilização de um motor Stirling ligado a um concentrador solar. Esse dispositivo necessita de uma fonte de calor a alta temperatura, o que o torna um sistema primordial para a utilização do potencial energético solar como fonte geradora de calor.

Uma maneira para aumentar a eficiência dessa máquina térmica é através do estudo de seus componentes, e isso é feito geralmente através de métodos de projeto de 2ª ordem, análise e simulação numérica. Logo, a proposta deste trabalho é analisar, por meio computacionais, a modelagem termodinâmica, apresentando conceitos de ciclo, funcionamento e eficiência do sistema, tendo como base um motor Stirling que utiliza como fonte térmica a energia solar.

Tendo em vista esse contexto, é possível responder como a simulação numérica pode representar uma importante ferramenta na otimização e projeto de motores Stirling.

Este trabalho é composto basicamente dos seguintes capítulos: O capítulo 1 que é introdutório, e apresenta de forma sucinta o que será abordado neste trabalho. Neste capítulo está contido a justificativa e os objetivos.

O capítulo 2 aborda um estudo do cenário energético no Brasil e a importância da Geração Distribuída, assim como os alguns conceitos da energia solar e de sua aplicação.

Além disso, apresenta o sistema Stirling Solar ou *Dish/Stirling* e seus principais componentes. Neste capítulo também se discute os motores Stirling, apresentando um histórico dessa tecnologia, o seu princípio de funcionamento, o ciclo termodinâmico e a classificação de acordo com a sua configuração. Além de ser feito um levantamento do estado da arte em que se encontra a tecnologia dos sistemas Stirling Solar, bem como a classificação dos Métodos de Projetos usados para motores Stirling.

O capítulo 3 apresenta as principais equações usadas no modelo matemático. Esse capítulo apresenta a modelagem para o ciclo ideal, análise isotérmica e adiabática ideal.

O capítulo 4 trata basicamente da metodologia utilizada para a realização do trabalho. É feita uma descrição do motor Stirling usado para a simulação e do tipo de pesquisa realizada, bem como dos programas computacionais usados para simulação numérica.

No capítulo 5 são mostrados, numericamente e graficamente, os resultados obtidos no trabalho. Além de ser feita a análise paramétrica das variáveis de operação do motor, assim como a discussão acerca de todos os resultados.

O capítulo 6 apresenta as conclusões e considerações feitas do trabalho. Também são apresentadas as principais sugestões para trabalhos futuros.

## **1.1 Justificativa**

Atualmente, com o constante crescimento de demanda energética e a busca cada vez maior por tecnologias limpas, um sistema que possibilite alta eficiência e grande variedade de combustíveis apresenta-se como uma importante fonte de pesquisas. É nesse cenário que se retoma o interesse pelo uso de motores Stirling, principalmente para aplicações de geração distribuída. “O sistema tem 24% de eficiência que é maior que sistemas fotovoltaicos típicos em que a eficiência varia entre 10 e 15%,” (HINRICHS, 2010 *apud* SANTOS, 2014, p.3).

Para tanto, é necessário que a comunidade científica busque aprimorar o desenvolvimento dessa tecnologia, visando sua viabilidade comercial, principalmente, em sistemas que utilizem como fonte o gigantesco potencial energético solar. Isso se dá, especialmente, pelo estudo e melhoria de metodologias numéricas, que permitem a análise,

projeto e otimização do motor Stirling, além do aperfeiçoamento de materiais e processos de fabricação, utilizados nessa máquina térmica.

Nesse contexto, a proposta de trabalho acadêmico visa apresentar conceitos e entender a modelagem matemática usada no desenvolvimento de motores Stirling, bem como os fatores que influenciam na eficiência desse sistema, simulando e analisando numericamente um motor Stirling que utiliza como fonte térmica a energia solar, para quem pretende desenvolver pesquisa nessa área, principalmente, no estado do Maranhão, baseando-se em Métodos de Projeto e *softwares*.

## 1.2 Objetivos

### 1.2.1 Objetivo Geral

Avaliar numericamente o desempenho de um motor Stirling usado em sistemas que utilizam energia solar como fonte térmica, com o suporte de ferramentas de simulação, projeto e otimização, baseadas em modelos termodinâmicos desenvolvidos para esta análise.

### 1.2.2 Objetivos Específicos

- ✓ Definir sistematicamente a metodologia para a modelagem numérica do sistema, de acordo com os parâmetros de avaliação do seu desempenho;
- ✓ Usar a modelagem matemática do motor Stirling de acordo com os métodos de projeto de primeira e segunda ordem;
- ✓ Simular o desempenho do sistema através de *softwares* computacionais;
- ✓ Examinar o desempenho do motor Stirling levando em consideração os parâmetros de projeto que podem ser otimizados com o intuito de elevar a eficiência do sistema.

## 2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

### 2.1 Geração Distribuída

No Brasil, as principais fontes de geração de energia elétrica são as usinas hidrelétricas e termoeletricas, que geram sérios impactos ambientais e sociais, sejam pelas altas emissões de CO<sub>2</sub> (termoeletricas) ou pela destruição da fauna e flora, além da desapropriação de áreas indígenas (hidrelétricas). Tendo em vista este cenário torna-se bastante viável a utilização de novos sistemas de geração de eletricidade.

Uma das soluções que vem sendo adotada para suprir a demanda de energia elétrica baseia-se na Geração Distribuída (GD) que são sistemas na qual a energia elétrica é gerada junto ou próximo a unidade consumidora, independentemente de sua potência, propriedade ou fonte, usando tecnologias de elevada eficiência, principalmente a partir da cogeração, que em muitos países, chega a responder por mais de 20 % da geração elétrica. Além disso, a GD aparece como uma notável solução a inserção de eletricidade em regiões isoladas (PAULA, 2007, p.7).

Esses sistemas podem utilizar fontes de energia tanto fósseis quanto renováveis. As fontes não renováveis mais comuns usadas na GD são as oriundas do petróleo, para sistemas que utilizam motores de combustão, e do gás natural. Já para as fontes renováveis encontram-se a biomassa, a energia solar e a energia eólica.

De acordo com Paula (2007, p.8):

A GD no Brasil poderá ter um crescimento gradativo, como resposta natural à correção das estruturas tarifárias, à maior capilaridade da distribuição do gás e, no caso específico do segmento sucro-alcooleiro, à necessidade de modernização dos sistemas de vapor das usinas produtoras de açúcar e de álcool, usinas estas construídas há cerca de duas décadas, em face do PROALCOOL. Acrescente-se que, após a crise de 2001, os consumidores passaram a ter uma consciência mais aguda e estão mais informados sobre as suas necessidades de energia e, como resultado, adquiriram uma atitude pró-ativa na questão energética, com clara focalização na GD. Deve-se ter em mente que o potencial brasileiro de GD é elevado e a rapidez de seu desenvolvimento tornar-se-á capaz de desempenhar um papel transiente extremamente importante.

Além da biomassa, outra fonte energética que apresenta grandes vantagens de utilização no Brasil é a energia solar. Isso se deve, principalmente, ao enorme potencial de radiação solar existente no nosso país e a obtenção de incentivos para os próximos anos no desenvolvimento de plantas fotovoltaicas ou heliotérmicas de até 30 MW de potência, a serem interligadas ao sistema, com 80% de desconto nas taxas de uso de distribuição e transmissão pelos primeiros 10 anos (CASTELLANOS, 2012, p. 2).

Segundo Hinrichs (2010 *apud* SANTOS, 2014, p.1) a produção fotovoltaica ocorre através de placas solares que produzem eletricidade com o princípio do efeito fotoelétrico e a produção heliotérmica ocorre através da concentração da irradiação solar que transfere calor para um sistema de potência com finalidade de produção de energia mecânica ou elétrica. Esse tipo de sistema é chamado de Concentração de Potência Solar (CPS) e é representado por sistemas como o Stirling Solar.

## 2.2 Energia Solar

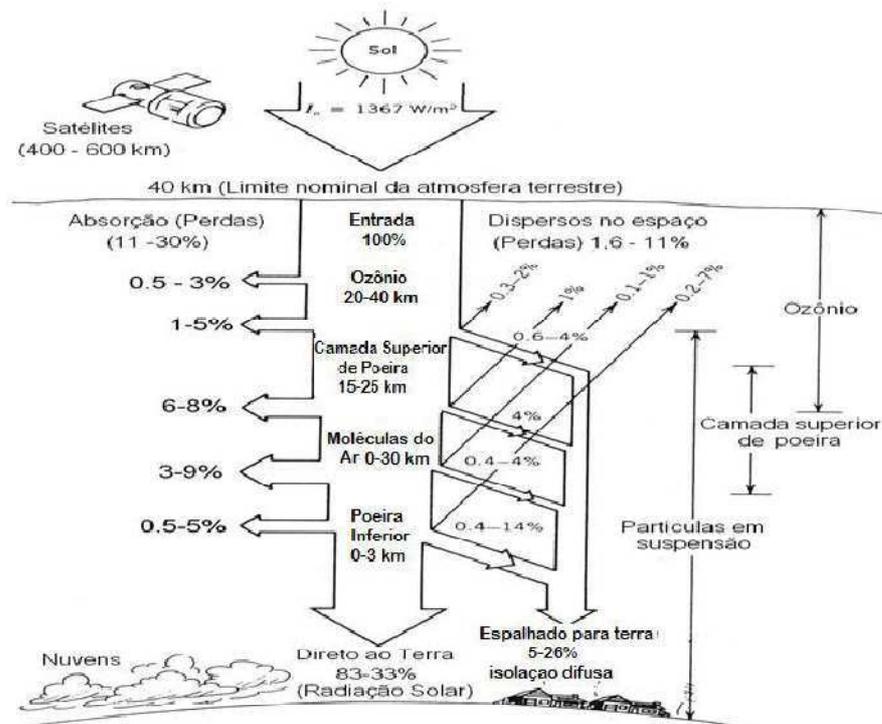
A radiação solar representa uma das mais fontes mais abundantes de energia existentes no nosso planeta, tendo seu potencial ainda pouco explorado pelas tecnologias existentes. O Brasil sendo um país localizado em baixas latitudes se apresenta como uma enorme potencialidade para o desenvolvimento de sistemas desse porte. De acordo com Hinrichs (2010, p. 110):

A energia do Sol que atinge diariamente a Terra (em uma média anual) varia de 600 Btu/pé<sup>2</sup>/dia (6.800 kJ/m<sup>2</sup>/dia) no norte da Europa a 2.000 Btu/pé<sup>2</sup>/dia (23.000 kJ/m<sup>2</sup>/dia) nas regiões áridas próximas ao Equador. A quantidade de radiação solar que chega à Terra é chamada de **insolação** — forma reduzida de "radiação solar incidente.

A radiação pode ser decomposta, para fins de análise, em três principais tipos: Irradiação Global Horizontal (GHI), Irradiação Difusa Horizontal (DIF) e Irradiação Normal Direta (DNI) (EPE, 2012 *apud* SANTOS, 2014, p.1). Os sistemas heliotérmicos, usam principalmente radiação DNI, em dias limpos, já em dias não limpos ou nublados, a luz solar consiste, sobretudo, em radiação difusa.

A radiação solar sofre perdas por processos físicos de espalhamento e absorção com os constituintes atmosféricos e a superfície do planeta, quando atravessa a atmosfera terrestre. Essas perdas podem ser representadas pela irradiação solar refletida e a irradiação difusa causada pelo efeito das nuvens ou partículas em suspensão. Em um dia de céu aberto a irradiação pode estar na faixa de 83 a 90 % da quantidade total de energia solar, enquanto que em um dia muito nublado ela pode ser 33%(GÓMEZ, 2011 *apud* CASTELLANOS, 2012, pp.6-7). A Figura 1 mostra as perdas da irradiação solar que ocorrem ao atravessar a atmosfera.

Figura 1-Perdas de energia da radiação solar



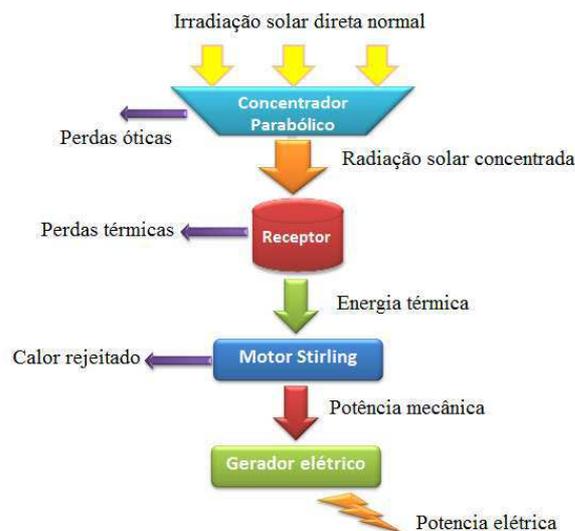
Fonte: Gómez (2011) *apud* Castellanos (2012).

Uma forma de amenizar essas perdas térmicas para o sistema heliotérmico é através em um motor Stirling Solar. Essa tecnologia é composta por pratos parabólicos que concentram a radiação solar em um motor acoplado em seu foco. O sistema diminui o problema com a perda de DIF com movimentação do prato parabólico em dois eixos, acompanhando o fluxo solar, diminuindo as perdas térmicas (EPE, 2012 *apud* SANTOS, 2014, p.1).

### 2.3 Sistema Stirling Solar (*Dish/Stirling*)

O Sistema Stirling Solar ou *Dish/Stirling* é um sistema de geração de energia elétrica por meio de radiação solar. Os sistemas heliotérmicos que utilizam coletores parabólicos permitem um grande aproveitamento da energia solar atingindo temperaturas elevadas entre 650 e 780 °C, devido à quantidade de radiação solar que é refletida para um receptor no ponto focal da parábola, através de um prato concentrador parabólico. Para esses sistemas a eficiência da máquina térmica é tão elevada quanto maior seja a temperatura de funcionamento (SILVA, 2004<sup>apud</sup> CASTELLANOS, 2012, p.7). A figura 2 apresenta um fluxograma do sistema *Dish/Stirling*.

Figura 2-Descrição do comportamento do sistema *Dish/Stirling*

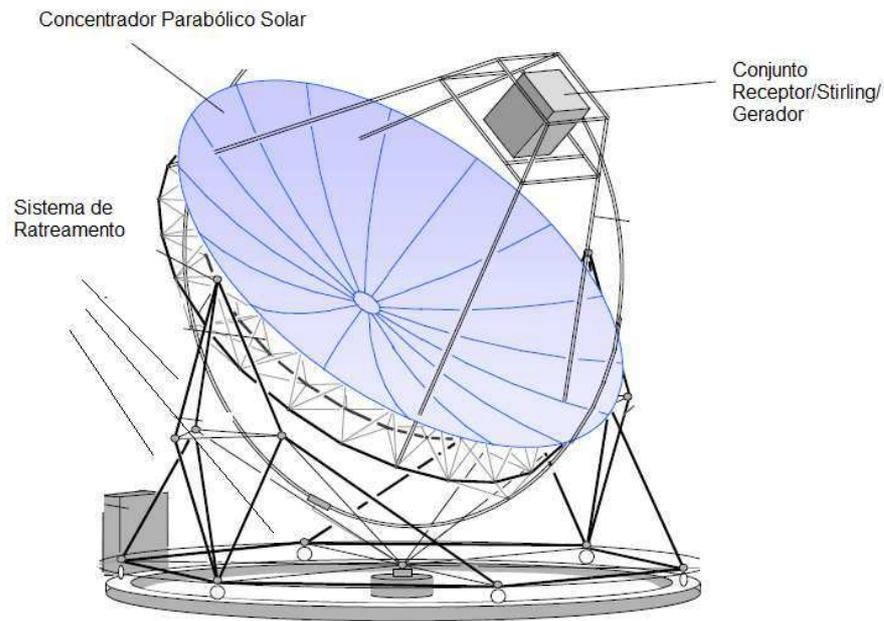


Fonte: Mohamed *et al.* (2011)<sup>apud</sup> Castellanos (2012).

#### 2.3.1 Componentes do sistema *Dish/Stirling*

O sistema é composto principalmente por quatro componentes: Concentrador Solar Parabólico, sistema de Rastreamento, Receptor e Motor Stirling com Gerador Elétrico. A Figura 3 mostra um modelo desse sistema.

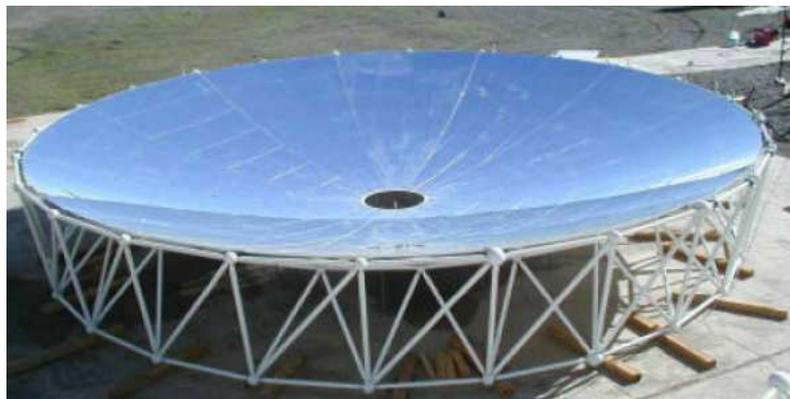
Figura 3-Componentes principais do sistema *Dish/Stirling*



Fonte:Schlaich Bergermann und Partner(2001) modificado pelo autor (2015).

Os concentradores possuem uma superfície reflexiva, podendo ser de metal, vidro, prata ou plástico, que refletem a radiação solar incidente sobre uma pequena região denominada focouzona focal. De acordo com DeMeo e Galdo (1997 *apud* CASTELLANOS, 2012, p.7) fatores como espessura e reflexão dos materiais, podem levar os espelhos a apresentarem eficiências entre 90 e 94%. Os pratos parabólicos podem apresentar diferentes formatos e configurações com o intuito de melhorar o rendimento de reflexão. A Figura 4 apresenta um concentrador parabólico usado em sistemas *Dish/Stirling*.

Figura 4- Concentrador Solar.



Fonte: EuroDish (2002) *apud* Roxo (2007).

O sistema de rastreamento solar geralmente utiliza dois graus de liberdade: um ângulo que varia durante o dia, seguindo a trajetória aparente do sol de leste para oeste (zênite); e outro, que é o ângulo de inclinação que o conjunto deve ter devido às estações do ano, variando na direção norte-sul. Este ângulo de inclinação pode ser modificado a cada 15 dias conforme a época do ano (Roxo, 2007, p.47). A orientação para o sol ou é determinada por um sensor de seguimento do sol, ou por um programa de computador especial que prevê a posição do sol. A movimentação ocorre por um conjunto servomecânico.

O receptor é o elo entre o concentrador e o motor Stirling, e tem basicamente duas funções: absorver o máximo da radiação solar refletida do concentrador e passar esta energia ao motor Stirling em forma de calor com o menos perdas possíveis. Em geral, existem dois tipos de receptores. Um é o receptor de energia solar que pode ser operado apenas com radiação solar, este é formado por um conjunto de tubos finos que acompanham, aproximadamente, o formato da cavidade e estão em contato com o cilindro quente do motor Stirling (ROXO, 2007, p.47). O outro é denominado híbrido e é equipado por um queimador de gás, permitindo que o motor Stirling opere em momentos em que o sol está coberto por nuvens ou durante a noite, podendo ser usados em sistemas 24 horas (SCHLAICH BERGERMANN UND PARTNER, 2001, p.7). A Figura 5 apresenta o receptor solar usado no motor Stirling SOLO V161.

Figura 5-Receptor solar do motor Stirling SOLO V161



Fonte: Schlaich Bergermann und Partner (2001).

O calor repassado pelo receptor é convertido em energia mecânica pelo motor Stirling e posteriormente em energia elétrica (CA) por um gerador ligado diretamente ao veio

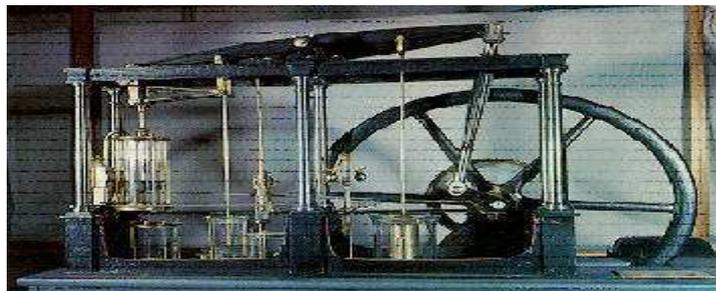
de manivelas do motor. A potência elétrica do sistema é influenciada pelo tamanho do refletor, perdas ópticas e eficiência do motor e do gerador elétrico (SCHLAICH BERGERMANN UND PARTNER, 2001, p.3).

## 2.4 Motores Stirling

### 2.4.1 Histórico do motor Stirling

Durante a Revolução Industrial, em meados do século XVIII, o vapor era a principal força motriz utilizada para movimentar os maquinários industriais. Seu princípio de funcionamento consiste basicamente em transformar energia térmica, geralmente extraída da combustão do carvão mineral, em energia mecânica, que é obtida pela pressão gerada pelo vapor de água, obtido a partir do aquecimento do fluido de trabalho. Essa energia é armazenada nas caldeiras sob a forma de pressão, podendo assumir valores muito elevados (CONTAR, 2008, p.12). A figura 6 apresenta a Máquina a Vapor desenvolvida por James Watts.

Figura 6- Máquina a vapor de James Watts



Fonte: Contar (2008).

No início do século XIX, os motores a vapor representavam uma verdadeira bomba relógio. Isso se justificava pelo fato de que a tecnologia metalúrgica da época era bastante precária, o que impossibilitava o desenvolvimento de materiais resistentes às altas

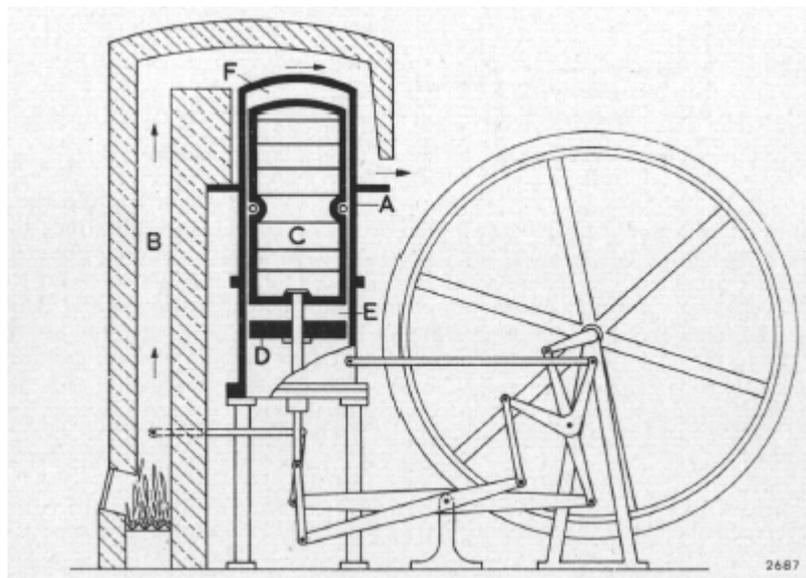
pressões nas máquinas a vapor, que explodiam frequentemente causando sérios acidentes aos operadores desses sistemas. Sensibilizados com essa situação, em 1816, o pastor escocês Robert Stirling e seu irmão, o engenheiro James Stirling, desenvolveram um motor a combustão externa com mecanismo mais seguro a explosões e que visava à substituição dos tradicionais motores térmicos (SILVA, 2008, p.3).

Barros (2005, p.22) afirma que:

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.

A Figura 7 mostra a representação do primeiro motor de ciclo fechado patenteado em 1816.

Figura 7-Primeiro motor Stirling de acordo com a patente de 1816



Fonte: Meijer (1960).

O cilindro vertical A é aquecido por gases de combustão provenientes do forno B, e é arrefecido por água ou por convecção com o ar atmosférico. Esse cilindro contém o pistão de deslocamento C e o pistão de potência D. Com a movimentação do pistão C o ar no cilindro passa alternadamente do espaço frio E para o espaço quente F através de um regenerador. O regenerador ( não mostrado aqui ) está contido no espaço anular entre o pistão de deslocamento e o cilindro, e provavelmente consistiam de fio fino enrolado em torno de C. O ar é assim movido do espaço frio ao espaço quente e vice-versa, e é submetido a variações de temperatura e de pressão que fazem com que ele execute o trabalho no pistão D (MEIJER, 1960, p.4).

“Em 1843, as alterações ao desenho feitas por Stirling e pelo seu irmão tinham já permitido um aumento de potência suficiente para mover máquinas numa fundição em Dundee na Escócia, ainda que com muitos problemas técnicos” (HIRATA, 1995 *apud* PAUTZ, 2013, p.21). Já em 1853, John Ericsson construiu um motor com quatro grandes pistões de 4,2 m para ser usado em navios, sendo capaz de produzir uma potência de 220 kW a 9 rpm ( WALKER, 1980 *apud* CACHUTÉ, 2006, p. 21). De acordo com Hirata (1995 *apud* BARROS, 2005, p.23):

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.

Em 1871, foi publicada por Schmidt a primeira análise matemática para motores Stirling, 55 anos depois da sua invenção (CRUZ,2012, p.34).Segundo Martini (1983, p. 406) em 1872, John Ericsson construiu um Motor Stirling que utilizava energia solar como fonte de calor.

Na década de 1930, a empresa holandesa Philips *Company*, reconhecendo as várias possibilidades de aplicação desse motor, passou a investir milhões de dólares nesta tecnologia. As pesquisas realizadas proporcionaram motores com bom funcionamento, silenciosos, com elevada eficiência e com a possibilidade de usar qualquer fonte de calor(MARTINI, 1983 *apud* BARROS, 2005, p.23).Entre 1950 e 1960, essa empresa chegou

a construir motores que funcionavam segundo o ciclo Stirling com índices de eficiência que chegavam a atingir 45% (CONTAR, 2008, p.15).

Desde então, esse motor vem sendo alvo de diversas pesquisas, que estudam sua aplicação em uma variedade de sistemas como geração distribuída, automobilismo, geração de eletricidade em foguetes pela NASA, refrigeração e outras. Além disso, o desenvolvimento de métodos numéricos e de novos materiais para fabricação possibilitou a ampliação da gama de possibilidades de fontes de energia para o motor Stirling, incluindo fontes renováveis, o que torna essa tecnologia um marco na questão ambiental.

#### 2.4.2 Ciclo Termodinâmico

Segundo Santos (2014, p.6): “[...] é muito comum cometer o erro de confundir uma máquina térmica com o ciclo termodinâmico (conjunto e sequência de processos térmicos) que deu origem a ela.” Essa transgressão pode provocar diferenças nos resultados de um projeto desse sistema, sendo necessário o discernimento dessas informações.

Um ciclo consiste num conjunto de processos termodinâmicos que voltam ao seu estado inicial, ou seja, após passarem por um certo número de mudanças de estado, num dado instante, as propriedades apresentam os mesmos valores iniciais (BORGNAKKE;SONNTAG 2009, p.14).

Os ciclos termodinâmicos podem ser divididos em ciclos de potência e refrigeração. Podem ser classificados quanto ao efeito (potência ou frio), quanto ao estado do fluido de trabalho (gás ou vapor) e quanto à forma (abertos ou fechados). Existem ainda, ciclos ideais que são reversíveis, e os ciclos reais que são bastante complexos, devido a irreversibilidade, como por exemplo, à existência de atrito. Devido a esta complexidade, tentam-se aproximar o ciclo real do ideal, fazendo algumas simplificações, como ausência de atrito, processos de expansão e compressão ocorrendo em equilíbrio, tubos e elementos de ligação adiabáticos, variação da energia cinética e potências nulas. A análise teórica dos ciclos é útil para se avaliar o desempenho de equipamentos de potência (por exemplo, o rendimento e potência térmica). Normalmente, os ciclos são representados por diagramas T-s (temperatura-entropia) e P-V (pressão-volume). A área limitada pelas curvas representa o trabalho produzido (COSTA, 2013, pp.8-9).

Os ciclos mais conhecidos são Carnot, Otto e Diesel. Além desses, outros ciclos são de grande importância na termodinâmica e cada vez mais estudos são realizados para esses ciclos, dentre eles Brayton, Rankine, Ericsson e Stirling.

O ciclo de Carnot é constituído por quatro processos totalmente reversíveis, dois isotérmicos e dois isentrópicos. A transferência de calor isotérmica reversível é muito difícil de conseguir na prática, pois seriam precisos permutadores de calor muito grandes e muito tempo para isso ocorrer, sendo que na realidade um ciclo é concluído numa fração de segundo (ÇENGEL;BOLES, 2006, p.398).

O ciclo Otto é utilizado em motores de combustão interna e possui dois processos isentrópicos e dois isocóricos. Neste processo uma mistura de ar e combustível é comprimida e uma faísca externa realiza a ignição. Já o ciclo Diesel é composto por dois processos isentrópicos, um isobárico e um isocórico. Este ciclo se difere do Otto apenas no estágio de fornecimento de calor que é isobárico. Neste caso, como apenas o ar é comprimido, pode funcionar a pressões mais altas do que o ciclo Otto, não havendo risco de autoinflamação do ar (COSTA, 2013, pp.14-15).

Çengel e Boles (2006, p.407) descrevem que:

Existem dois outros ciclos que envolvem processos isotérmicos de fornecimento de calor  $T_Q$  e rejeição de calor  $T_F$ : o ciclo *Stirling* e o ciclo *Ericsson*. Eles diferem do ciclo de Carnot, pois os dois processos isentrópicos são substituídos por dois processos de regeneração a volume constante no ciclo *Stirling*, e por dois processos de regeneração à pressão constante no ciclo *Ericsson*. Ambos os ciclos utilizam regeneração, um processo de durante o qual o calor é transferido para um dispositivo que armazena energia térmica (chamado de regenerador) durante a parte do ciclo, e é transferido de volta para o fluido de trabalho durante outra parte do ciclo.

O ciclo de trabalho básico do motor Stirling é ilustrado na Figura 8. Através desse ciclo, é possível gerar energia térmica em energia mecânica e vice-versa. Segundo Shapiro & Moran (2009, p. 421) o ciclo é dividido em quatro processos reversíveis:

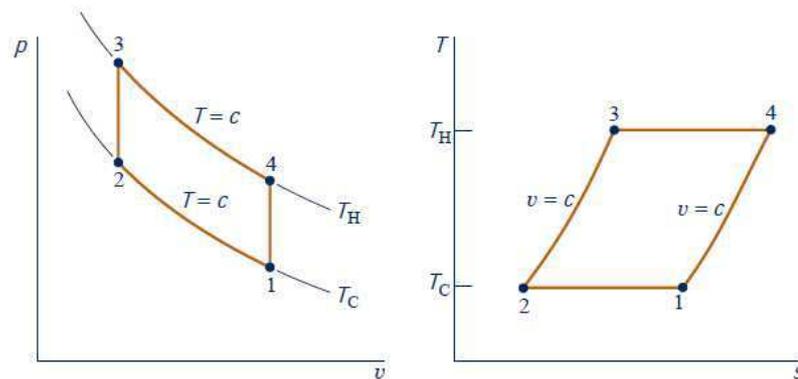
1-2: Compressão Isotérmica à temperatura  $T_C$ ;

2-3: Aquecimento a volume constante;

3-4: Expansão Isotérmica à temperatura  $T_H$ ;

4-1: Resfriamento a volume constante. Um regenerador com eficiência de 100% permite que o calor rejeitado em 4-1 seja usado como calor oferecido no processo 2-3.

Figura 8-Diagramas  $P \times v$  e  $T \times s$  do ciclo Stirling

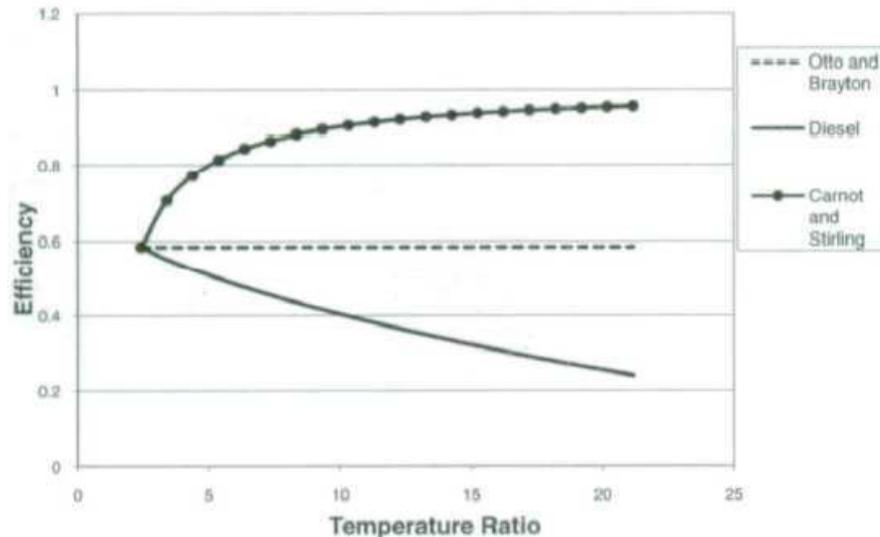


Fonte: Shapiro; Moran (2009).

Comparado com os outros ciclos termodinâmicos, a eficiência do ciclo Stirling, assim como o ciclo de Carnot, depende apenas das relações das temperaturas extremas, enquanto que a eficiência dos ciclos Otto e de Brayton depende apenas da taxa de compressão. A eficiência de um ciclo Diesel é geralmente expressa em termos das temperaturas nos quatro pontos de viragem da curva ou dos volumes associados a esses pontos (SHAW, 2008, p.1).

Além disso, ele pode apresentar vantagens em relação aos outros ciclos teóricos. A primeira é devida a eficiência térmica do ciclo com regeneração ideal ser igual à obtida pelo ciclo de Carnot, operando entre as mesmas temperaturas. A segunda vantagem ocorre pela substituição de dois processos isoentrópicos (a entropia constante) por dois processos isocóricos, o que aumenta o trabalho gerado pelo ciclo. Já a terceira vantagem se apresenta na comparação com os motores a vapor dentro dos mesmos parâmetros de propriedades físicas, em que o ciclo ideal Stirling apresenta a máxima eficiência mecânica possível (KONGTRAGOOL, 2003 *apud* CHACUTÉ, 2006, p.34). A Figura 9 apresenta uma comparação entre a eficiência em função da razão de temperatura para diferentes ciclos.

Figura 9-Eficiência em função da razão de temperatura



Fonte: Shaw (2008).

A figura 9 mostra que para o ciclo Stirling a eficiência aumenta a medida que a razão de temperatura cresce, o que não se observa para outros ciclos. Conceitualmente isso pode ser entendido observando que, se a temperatura mais baixa é mantida constante, para aumentar a razão de temperatura que você precisa adicionar mais calor para o sistema. Para o ciclo Diesel o calor é adicionado durante a expansão isobárica para que haja uma quantidade máxima de calor que pode ser adicionado, antes o volume expandiu-se até ao seu limite, o qual é o volume inicial. Para o ciclo Otto o calor é adicionado, durante um processo de modo que a expansão isocórica adiabática é afetada. Os processos adiabáticos são críticos para o aumento de eficiência do ciclo Carnot e constituem o mais prático meio de aumentar a eficiência do motor, e assim como os processos isotérmicos são difíceis de se realizar. Esta é a razão pela qual embora os motores Stirling sejam mais eficientes, eles também são difíceis de se realizar em uma escala que os tornam úteis comercialmente (SHAW, 2008, p.5).

Observa-se, portanto, que o ciclo Stirling está na vanguarda das máquinas térmicas em se tratando de eficiência, sendo o único a apresentar a mesma eficiência teórica do ciclo de Carnot, representando um importante objeto de estudo atualmente.

### 2.4.3 Princípio de Funcionamento

O motor Stirling apresenta um princípio de funcionamento completamente diferente dos motores de combustão interna comuns. Essa máquina térmica sempre contém um gás pressurizado (ar, hélio ou hidrogênio) no seu interior, que é chamado de gás de trabalho. A potência não é gerada pela queima explosiva de combustível no cilindro, mas pelo aquecimento e resfriamento do gás de trabalho pelo lado externo do cilindro. O espaço interno é preenchido com gás de trabalho (NAKAJIMA, 1989 *apud* BARROS, 2005, p.28). Esse gás de trabalho é aquecido e resfriado alternadamente, provocando expansões e contrações, que fazem movimentar dois pistões (HEIDRICH, 2002, p. 4).

Segundo Silva (2008, p. 3) o gás utilizado nos modelos mais simples é o ar. Já em modelos de alta potência e rendimento utilizam-se o hélio ou hidrogênio pressurizado (por volta de 15 MPa), por serem gases com condutividade térmica elevada e menor viscosidade, ou seja, transportam energia térmica (calor) mais rapidamente e têm menor resistência ao escoamento, o que implica menos perdas por atrito.

Para compensar a baixa densidade destes gases, a pressão média do gás de trabalho é elevada. A compressão e a expansão variam acima e abaixo desta pressão média. Hidrogênio, termodinamicamente a melhor escolha, em geral resulta em motores mais eficientes do que com hélio. O hélio, por outro lado, tem menos problemas de compatibilidade com os outros materiais usados sendo também de mais segura utilização. Para maximizar a potência, motores de alta performance operam tipicamente a pressões altas, no alcance de 5MPa a 20MPa. Operações nestas altas pressões resultam em dificuldades de evitar vazamentos uma vez que anéis entre as regiões do motor de alta pressão e as partes a pressão ambiente são problemáticos em algumas máquinas (HEIDRICH, 2002, pp.5-6).

O gás de trabalho exerce um papel fundamental no desempenho de motores Stirling, especialmente em relação ao tipo de aplicação desse sistema, o que pode se identificar com um importante objeto de estudo na otimização dessas máquinas térmicas.

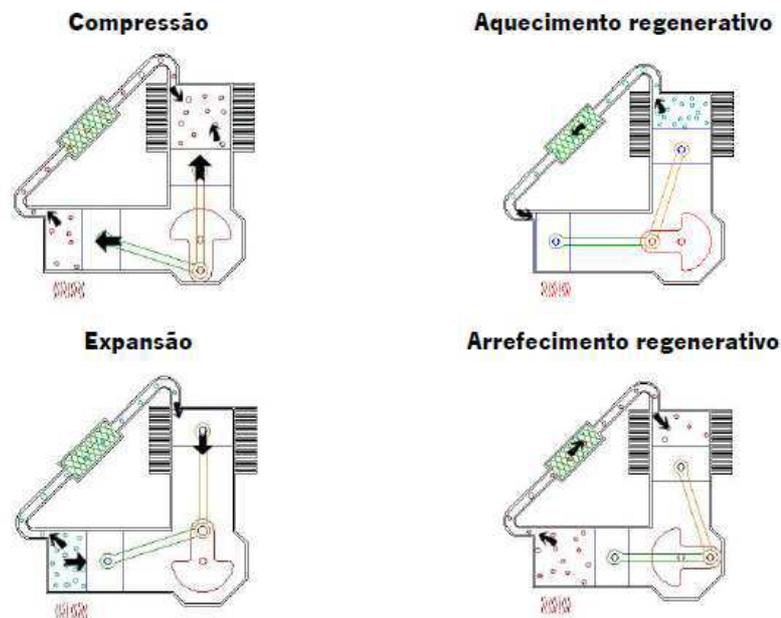
De acordo com Martini (1983, p.6) o motor Stirling apresenta um conjunto de particularidades que facilitam sua análise e caracterizam esse motor de calor, dentre eles:

- 1- O fluido (gás) de trabalho está contida em um corpo de pressão quase comum em cada instante, durante o ciclo.

- 2- O fluido de trabalho é manipulado de modo a que geralmente, seja comprimido na parte mais fria do motor e expandido na parte quente.
- 3- A transferência do fluido comprimido a partir da câmara fria para a câmara quente do motor é feito por manipulação das fronteiras do fluido, sem uso de válvulas ou bombas. A transferência do fluido quente expandido de volta para a porção fria do motor é feita da mesma maneira.
- 4- A inversão de fluxo do regenerador (trocador de calor regenerativo) pode ser utilizado para aumentar a eficiência.

“O ciclo de operação é composto basicamente por quatro diferentes eventos, dos quais podemos classificar como compressão, expansão, aquecimento e resfriamento” (CONTAR, 2008 p.16). A Figura 10 apresenta o esquema dessas quatro fases de funcionamento.

Figura 10-Fases de funcionamento de um motor Stirling tipo alfa



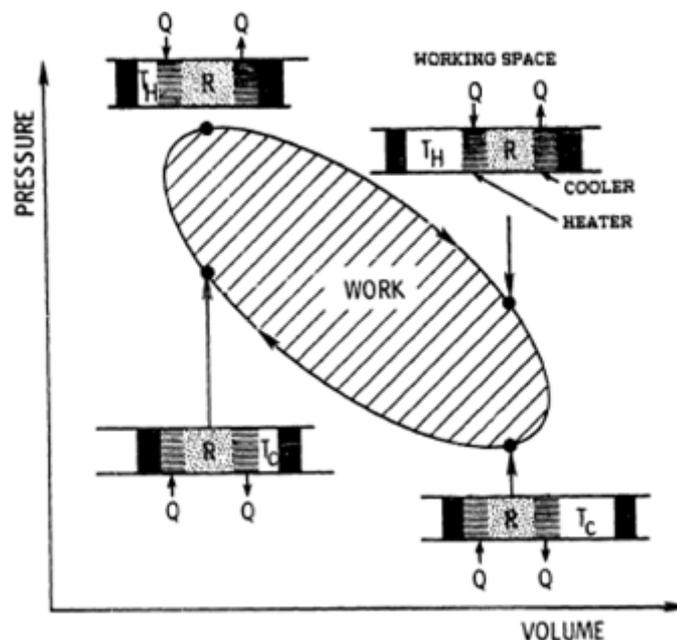
Fonte: Keveney (2011) *apud* Costa (2013).

Na compressão a maioria do gás é transferido para a câmara fria, onde ocorre o processo de contração devido ao resfriamento daquele volume de gás, deslocando assim, os pistões em direções contrárias ao centro. Posteriormente, no aquecimento regenerativo a

inércia do volante acoplado ao virabrequim faz com que os pistões voltem às posições iniciais, deslocando a massa de gás frio para a câmara quente. Já na expansão o gás que se deslocara para o cilindro quente, se expande devido ao calor, gerando pressão em todo o sistema e conseqüentemente, desloca ambos os pistões para o centro. Enquanto que no arrefecimento (resfriamento) regenerativo novamente a inércia do conjunto faz com que o pistão quente retorne à posição inicial, deslocando parte da massa de ar quente para o cilindro frio, finalizando o ciclo.

Para Stine (2001 *apud* SANTOS, 2014, p. 8) os três fatores mais importantes que dificultam o funcionamento ideal do motor Stirling são: o movimento sinusoidal dos pistões, a regeneração imperfeita e o volume morto. Este é a maior causa da ineficiência do motor, devido a não participação de todo o volume do gás durante a operação. A regeneração trata-se do reaproveitamento de calor dentro do ciclo, isto é, durante o resfriamento o fluido recém-aquecido perde calor para entrar em equilíbrio com a fonte fria, parte desse fluido é transportada pelo regenerador para a câmara quente, assim, o fluido precisará de menos energia da fonte e há menos gasto energético. Esses fatores acabam arredondando o diagrama de pressão e volume do sistema, como pode ser visto na Figura 11.

Figura 11-Diagrama P-V de um ciclo Stirling real



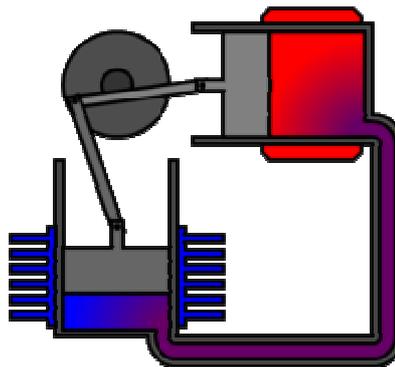
Fonte: Martini (1983).

#### 2.4.4 Classificação dos Motores Stirling

A classificação mais comum dos motores Stirling é geralmente associada a disposição dos pistões e dos cilindros. Para Thombare e Verma (2008 *apud* COSTA, 2013, p. 33) os três tipos de configurações mais conhecidas de motor Stirling são: alfa, beta e gama. No entanto, estes podem ser classificados ainda quanto ao modo de operação, forma de acoplamento dos pistões e da ligação com o fluido de trabalho no estado líquido ou gasoso.

A configuração alfa é constituída de dois pistões, um de expansão do lado do aquecedor, outro de compressão do lado do resfriador. Primeiramente, estes dois pistões se deslocam harmonicamente para promover os processos a volume constante, aquecendo ou resfriando o gás de trabalho. Quando todo o gás passa para um dos cilindros, um pistão permanece fixo e o outro se movimenta para comprimir ou expandi-lo. Devido aos seus dois pistões, a configuração alfa não usa deslocador (HEIDRICH, 2002, p.8). “Na configuração Alfa, [...], o motor tem dois pistões que são conectados em série pelo trocador de calor de aquecimento, o regenerador e o trocador de calor de resfriamento” (MELLO, 2001 *apud* PAUTZ, 2013, p.28). A Figura 12 mostra a representação de um motor Stirling alfa.

Figura 12-Configuração alfa do motor Stirling



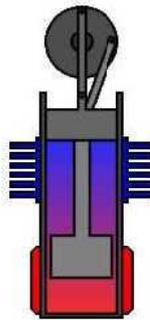
Fonte: Hirata (1995) *apud* Pautz (2013).

Os pistões desse motor geralmente estão defasados  $90^\circ$  entre si. Segundo Ferreira *et al.* (2012, p.3) eles estão geralmente ligados a mesma manivela e apresenta movimento

sinusoidal, não uniforme na mesma direção, de modo que os processos de adição e rejeição de calor, não são exatamente isocóricos.

O motor beta representa a configuração original do motor patenteada por Robert Stirling. Essa configuração incorpora um deslocador e um pistão de potência em um mesmo cilindro. O deslocador move o gás entre o lado quente e o lado frio do cilindro passando pelo aquecedor, regenerador e refrigerador. Já o pistão de potência, geralmente localizado no lado frio do cilindro, comprime o gás de trabalho na região fria e expande quando este foi movido para a região quente (HEIDRICH, 2002, p.9). A Figura 13 mostra a representação de um motor Stirling tipo beta.

Figura 13- Configuração beta do motor Stirling

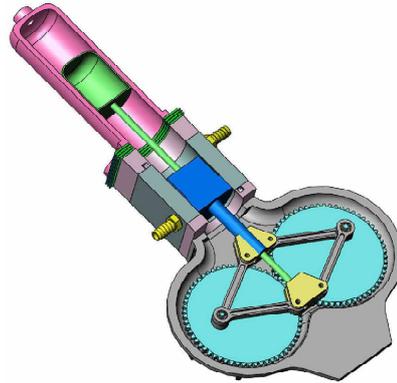


Fonte: Hirata (1995) *apud* Pautz (2013).

De acordo com Hirata (1995 *apud* PAUTZ, 2013, p.24) na configuração beta uma taxa de compressão maior do motor é obtida, devido à sobreposição entre cada movimento de ambos os pistões, podendo-se obter uma maior potência. Entretanto, as hastes do deslocador e do pistão de trabalho estão alinhadas, o que torna o mecanismo mais complicado em relação às outras configurações.

O motor beta pode apresentar algumas variações, dentre elas pode-se citar o motor Stirling Rômbico. Para Ragga (2008, p.10) este tipo de motor permite uma compressão mais elevada, resultando em um menor espaço morto no interior da máquina e, por conseguinte, uma maior potência de saída. Isso permite construir motores menores em comparação a outras configurações, mas usa mecanismos complexos que aumentam a fricção diminuindo o seu desempenho. A Figura 14 mostra uma representação do motor Stirling beta Rômbico.

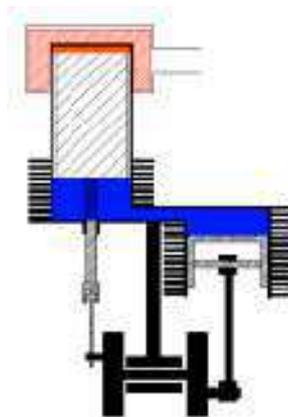
Figura 14-Motor Stirling Rômbico



Fonte: Ragga (2008).

A configuração gama difere da beta apenas pela disposição do deslocador e pistão, que para esse tipo estão em cilindros diferentes. Isto permite uma separação entre os permutadores de calor que estão ligados ao cilindro onde se encontra o deslocador, e o espaço de compressão e expansão associados ao pistão. Por isso, esta configuração apresenta maiores volumes mortos, em comparação às outras configurações. Parte da expansão ocorre no espaço de compressão, levando a uma redução da potência de saída (COSTA, 2013, p.34). A Figura 15 mostra a representação de um motor Stirling gama.

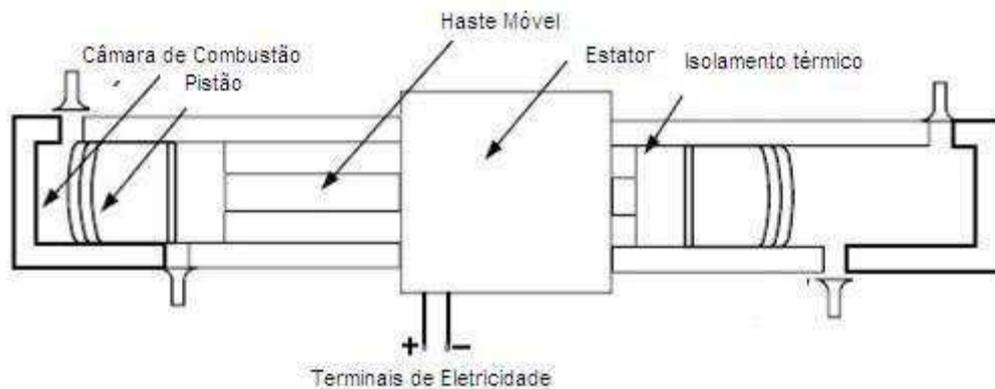
Figura 15-Configuração Gama do motor Stirling



Fonte: Pautz (2013).

Além das configurações básicas para motores Stirling, existe ainda uma configuração especial chamada de Pistão Livre. Segundo Ragga (2008, pp.9-10) esse motor integra-se com um gerador dentro da máquina. O eixo que liga as duas câmaras de combustão opostas também tem o rotor pertencente ao sistema de geração. O processo de combustão numa câmara expansão e de compressão na oposta, atuam de forma alternada e produzem movimento oscilatório do eixo. Este movimento deste último induz uma força eletromagnética no campo magnético do gerador. A Figura 16 apresenta um desenho esquemático para o motor Stirling de Pistão Livre.

Figura 16-Esquema de um motor Stirling tipo Pistão Livre



Fonte: Ragga (2008) adaptado pelo autor.

Portanto, o motor alfa é recomendado para aplicações que requerem uma maior potência, além de ser mais simples. O motor beta, apesar de gerar maior pressão, possui um sistema de ligação entre os cilindros complicado e difícil de construir. Já o motor do tipo gama só é utilizado quando a vantagem de ter cilindros separados é superada pela desvantagem da baixa potência específica (COSTA, 2013, p.35).

Atualmente, novos mecanismos vêm sendo estudados e usados no desenvolvimento de motores Stirling, com o intuito de promover maiores eficiências e potências. Uma tecnologia inovadora é o uso de motores Stirling termoacústicos, aplicados principalmente a sistemas de geração distribuída.

## 2.5 Estado da Arte para motores Stirling Solar

Com o crescente desenvolvimento de pesquisas para criação de sistemas que utilizem energia limpa, a indústria está cada vez interessada em aparatos que apresentem essas características. Dentro deste cenário, destaca-se a tecnologia de motores Stirling que utilizam como fonte de calor a energia solar para sistemas de cogeração em baixa escala. Estes motores estão sendo desenvolvidos diversas empresas e centros de pesquisas pelo mundo, principalmente na Europa e Estados Unidos.

Nos próximos itens são apresentados os principais motores Stirling Solares desenvolvidos no mundo, e suas principais características.

### 2.5.1 Alemanha

A Alemanha é um dos países que mais investem neste tipo de tecnologia e possui uma das mais importantes empresas do ramo, a Solo Stirling Engine, que está no mercado desde 1990. Esta empresa produz um módulo comercial de 9 kW, configuração Alfa, que opera com gás natural, GLP ou energia solar, sendo que neste caso, o calor é concentrado no aquecedor por meio de espelhos parabólicos (BARROS, 2005, p.39). Esse motor faz parte dos principais sistemas de cogeração que utilizam o motor Stirling Solar na Europa.

Outra empresa alemã de bastante prestígio é a empresa alemã Schlaich Bergermann und Partner que já construiu vários protótipos, dentre eles o modelo Eurodish que está instalado em países como: Itália, Espanha, Alemanha e Índia (ROXO, 2007, p. 35).

Segundo Keck e Schiel (2003, *apud* CASTELLANOS, 2012) o sistema Eurodish de 10 kW de geração de energia foi parcialmente financiado pela União Europeia, com o objetivo de reduzir os custos na fabricação, instalação, operação e manutenção. Este sistema é composto por um concentrador parabólico de 8,5 m de diâmetro, composto de resinas “epoxy” reforçada com fibra de vidro, com o sistema de rastreamento do tipo Azimute/Elevação. O motor Stirling usado foi o SOLO 161 com capacidade de 10 kWe. Entre os anos 2002 e 2004 foi iniciado o projeto Envirodish, em fusão com o Eurodish, sendo financiado pelo ministério de meio ambiente Alemão e um consórcio de empresas, entre as

quais estão Schlaich Bergermann and Stuttgart, SOLO Kleinmotoren GmbH, Almeria, etc. O objetivo deste projeto é expandir sua tecnologia em diferentes países para baixar os custos de produção, montagem e obter dados sobre o funcionamento do sistema em geral. A Figura 17 mostra um sistema Eurodish instalado em Wurtzburgo na Alemanha.

Figura 17- EUROIDISH em Wurtzburgo na Alemanha



Fonte: SolarPaces (2011) *apud* Roxo (2007).

Roxo (2007, p.61) apresenta os seguintes dados técnicos do protótipo Eurodish instalado na Alemanha.

Diâmetro da abertura do coletor: 8,5 m

Área projetada do coletor: 56,7 m<sup>2</sup>

Distância focal: 4,5 m

Taxa de concentração geométrica: 2500

Refletividade: 94 %

Fabricantes do sistema de rastreamento solar:

- Schlaich Bergermann und Partner; D

- SOLO Kleinmotoren GmbH; D

Motor Stirling (SOLO Stirling 161) e gerador:

-Potência elétrica gerada: 9.2 kW

-Conexão com a rede elétrica: 400 V, 50 Hz, 3 fases

-Temperatura média no receptor: 650 °C

-Gás de trabalho: Hélio

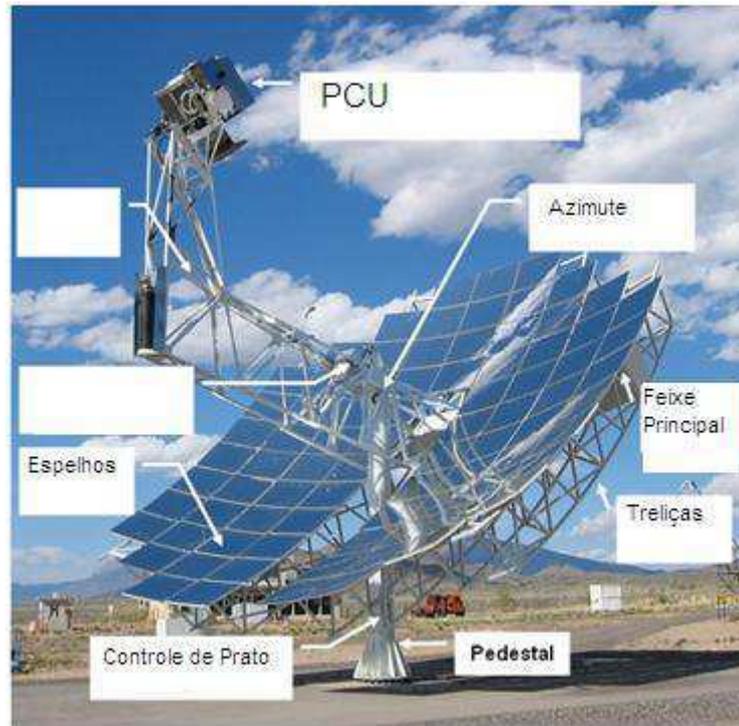
-Pressão do gás: 20-150 bar

### 2.5.2 Estados Unidos

Os Estados Unidos é outro país que investe bastante na tecnologia de motores Stirling acoplado a concentradores solares para sistemas de cogeração. A SunCatcher Engine, produzido pela extinta Stirling Energy Systems (SES) é um dos principais sistemas operando no mundo. A SES era uma empresa com sede em Scottsdale, Arizona que possuía suas instalações de planta de geração de eletricidade em Maricopa, Phoenix, a maior instalação de energia Stirling Solar no mundo até sua venda em 2012 para a europeia United Sun Systems. Posteriormente, partes maiores da instalação foram movidas para a China como parte da enorme demanda de energia(STIRLING ENERGY SYSTEMS, 2015).

A SunCatcher Engine é um sistema que usa uma antena parabólica para concentrar o calor do sol em um receptor. Um motor Stirling é colocado perto do ponto focal de um grande prato parabólico, com cerca de 11 m de diâmetro. O prato é apontado diretamente para o sol usando um mecanismo de rastreamento. Isso permite que a energia do sol passe a ser continuamente focalizada em um receptor colocado no ponto focal. Este receptor da energia térmica está localizado no motor que alimenta um gerador, que gera eletricidade. O gás de trabalho, normalmente utilizado nesse sistema é o hidrogênio. A energia de calor concentrada do sol no receptor pode chegar a 800 °C. Este sistema não está disponível para aplicações residenciais(DAVIS, 2009). A Figura 18 apresenta o sistema SunCatcher Engine da SES.

Figura 18- SunCatcher Engine da SES



Fonte: Davis (2009) adaptado pelo autor.

Alguns dados do sistema são apresentados a seguir (DAVIS, 2009):

- Saída de potência - 25 quilowatts (33,5 cv)
- Velocidade - 1800 rpm
- Eficiência térmica - 30%
- Conexão *Grid* - 480 V, 60 Hz

No estado do Novo México, engenheiros do laboratório Sandia, em parceria com a SES, construíram uma estação geradora que chegou, em 2008, a bater o recorde mundial na eficiência da conversão de energia solar para eletricidade fornecida diretamente à rede de distribuição. A eficiência do sistema alcançou 31,25% no prato número 3 da estação. O recorde anterior havia sido estabelecido em 1984, e era de 29,4%. O motor Stirling utilizava como gás de trabalho o hidrogênio. Porém, segundo os engenheiros do Laboratório Sandia, o principal responsável pelo recorde foi o avanço

alcançado na produção dos espelhos parabólicos. Os pratos são feitos com um vidro com baixo teor de ferro, recobertos por uma película de prata, chegando a atingir uma reflexibilidade de 94%. O feixe de calor que entra no coletor mede apenas 17,78 centímetros de diâmetro graças à maior eficiência dos espelhos. Esse feixe mais concentrado também é responsável por um maior rendimento do motor Stirling (INOVAÇÃO TECNOLÓGICA, 2015). A Figura 19 apresenta o sistema de conversão desenvolvido pelo Laboratório Sandia.

Figura 19-Sistema parabólico com eficiência de 31,25%



Fonte: Inovação Tecnológica (2015).

Outra empresa que desenvolve esse tipo de tecnologia nos Estados Unidos é a Infinia Solar System, produzida pela Infinia Corporation. Este motor Stirling solar também usa um prato solar para concentrar o calor do sol para geração de energia. O motor desse sistema em particular apresenta uma configuração de Pistão Livre, o que permite uma vedação hermética do gás de trabalho no interior do motor, resultando em praticamente nenhum vazamento de gás de trabalho, além de não exigir lubrificação. Muito pouca manutenção é necessária. O prato solar para este motor é de 4 m de diâmetro. O gás de trabalho é de Hélio (DAVIS, 2009). A Figura 20 apresenta um Infinia Solar System.

Figura 20- Infinia Solar System



Fonte: Davis (2009).

Detalhes adicionais para esse sistema são fornecidos abaixo(DAVIS, 2009):

- Saída de potência - 3 kilowatts (4 HP)
- Eficiência térmica - 24%
- Conexão *Grid* - 240 V, 50 Hz ou 60 Hz

Segundo Qnergy (2014<sup>apud</sup> SANTOS, 2014, p.3) uma planta energética de 1,5 MW com tecnologia Stirling solar, está sendo desenvolvida na cidade Tooele, Utah (EUA). Em Peoria, Arizona (EUA), há uma planta heliotérmica com sistema Stirling Solar desde janeiro de 2010 com 60 parabólicas de 25 kW e eficiência de 26%, totalizando uma capacidade de 1,5 MW (NREL, 2014 <sup>apud</sup> SANTOS, 2014, p.3). A empresa Qnergy está desenvolvendo sistema CSP (*Concentrated Solar Power*) utilizando um motor Stirling Termoacústico para aplicações em cogeração doméstica (QNERGY, 2015). A Figura 21 representa o motor termoacústico que está sendo desenvolvido pela Qnergy.

Figura 21- Motor Sirling termoacústico



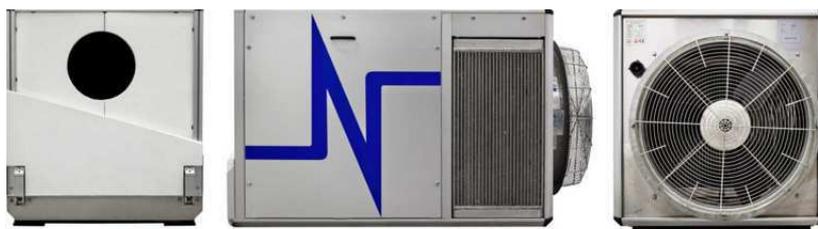
Fonte: Qnergy (2015).

### 2.5.3 Suécia

A Suécia é um país que nos últimos anos vêm desempenhando um papel de grande importância no desenvolvimento de sistemas Stirling Solar, com a criação de motores cada vez mais eficientes.

A empresa Cleanergy é uma das maiores do mercado mundial e utiliza sistemas CPS's compostos por um motor Stirling SunBox, com potência de saída de 11kW, e um prato parabólico. Esse motor contém um gás que é aquecido a temperaturas de 700 graus e, em seguida, arrefece-se, gerando um movimento contínuo, que aciona um gerador e produz eletricidade. Esse sistema é duas vezes mais eficiente que a tecnologia fotovoltaica tradicional (CLEANERGY, 2015). A Figura 22 apresenta o motor SunBox da Cleanergy.

Figura 22-Motor Stirling SunBox



Fonte: Cleanergy (2015).

Essa empresa foi responsável pela criação do primeiro parque Stirling Solar do Oriente Médio, em Dubai. Dez pratos espelhados medindo 8,85 metros de diâmetro foram instalados em localização para maximizar a produção de energia, refletindo e concentrando. Ao contrário de outros sistemas que usam CSP calhas convencionais, torres ou turbinas, o SunBox não aquece a água para produzir eletricidade e é menos sensível a temperaturas extremas que o torna muito adequado para uso em países quentes(CLEANERGY, 2015). A Figura 23 apresenta o parque Stirling Solar em Dubai.

Figura 23- Parque Stirling Solar da Cleanergy em Dubai



Fonte: Cleanergy (2015).

A empresa sueca Ripasso Energy está revolucionando a tecnologia Stirling Solar, sendo a atual detentora do recorde mundial de eficiência para esses sistemas, apresentando uma eficiência de 32% para módulos de 30 kW. Em climas quentes e secos o sistema é eficiente o suficiente para converter cerca de um terço da energia solar em eletricidade. O recorde foi obtido na África do Sul, onde a primeira usina comercial está sendo construída (AYRE, 2013). A Figura 24 apresenta o sistema desenvolvido pela Ripasso Energy, que está instalado no deserto de Kalahari, África do Sul.

Figura 24-Sistema Stirling Solar testado pela Ripasso Energy



Fonte:Ayre (2013).

Testes independentes por IT Power no Reino Unido confirmam que um único prato Ripasso pode gerar 75 a 85 megawatts por hora de eletricidade por ano - o suficiente para abastecer 24 casas típicas do Reino Unido. Para fazer a mesma quantidade de eletricidade com carvão significaria liberar cerca de 81 toneladas de CO<sub>2</sub> para a atmosfera (BARBEE, 2015).

## 2.6 Métodos de Projeto para motores Stirling

Com o crescente desenvolvimento tecnológico está cada vez mais possível aproximar os resultados reais ao potencial teórico do motor Stirling. Isso se deve, principalmente, ao desenvolvimento de modelos termodinâmicos e métodos de simulação numérica. Segundo Strauss (2010, p.2): “[...] a investigação sobre a simulação do ciclo da termodinâmica e comportamento dinâmico do gás de motores Stirling tem ajudado a melhorar a nossa compreensão desses processos e ajudou com a otimização dos motores.”

Esses modelos numéricos são usados de acordo com a aplicação e são agrupados em métodos de projeto. De acordo com Martini (1983,p. 60), esses métodos podem ser divididos de acordo com a complexidade e são classificados em três níveis: o método de 1ª ordem, de 2ª ordem e o de 3ª ordem. Dyson (2004*apud* CHACUTÉ, 2006, p.67) acrescentou

um quarto nível, que adiciona algumas ferramentas desenvolvidas recentemente na área da Dinâmica dos Fluidos Computacional.

### 2.6.1 Métodos de Primeira Ordem

Os métodos de projeto de primeira ordem são principalmente úteis em sistemas de estudos preliminares, com o intuito de avaliar como os motores bem otimizados podem se comportar em um determinado calor utilizado pelo motor. Essa análise é para engenheiros que desejam obter rapidamente a capacidade de um motor Stirling (MARTINI, 1983, p.60).

Segundo Chacuté (2006, p.67) neste nível não há necessidade de uma especificação mais detalhada, estabelecendo apenas o relacionamento entre a potência final do motor, sua eficiência, temperaturas de aquecimento e resfriamento, transferência de calor decorrente do processo e sua velocidade. Nele, a eficiência está relacionada com a eficiência do seu ciclo de funcionamento, que por sua vez é diretamente ligada aos processos de aquecimento e resfriamento ocorridos.

Para Urieli (1984 *apud* DYSON, 2004, p.4) William Beale observou que os motores mais modernos operaram em condições semelhantes de relações paramétrica: relação volume mortos, temperatura, cilindrada, avanço de ângulo de fase deslocador-pistão. Assim, correlacionando os dados experimentais disponíveis em vários motores, ele descobriu que poderia representar o desempenho do motor como:

$$P_0 = 0,015 \cdot p_{m\u00e9dia} \cdot V_{transf} \cdot f \quad (1)$$

Alguns autores, como Dyson (2004, p. 4), consideram o método de Beale como uma análise de Zero Ordem, devido à simplicidade da análise.

O método de primeira ordem mais conhecido é a análise desenvolvidos por Gustav Schmidt em 1871, que relaciona variações de volumes senoidais, espaços isotérmicos quentes e frios. Segundo Hirata (1997 *apud* CHACUTÉ, 2006, p.67) a teoria de Schmidt é fundamentada na expansão e compressão isotérmicas de um gás ideal. O volume do motor é calculado através da sua geometria interna. Quando o volume, massa do gás e as temperaturas são estabelecidos, a pressão pode ser calculada através da equação para um gás ideal.

### 2.6.2 Métodos de Segunda Ordem

Métodos de segunda ordem tomam todos os aspectos do motor Stirling em conta e são para aqueles que pretendem projetar um novo motor Stirling. Nessa análise é assumido que uma relativamente simples análise do ciclo de motor Stirling pode ser utilizada para calcular a potência básica de saída e entrada de calor. Assume-se ainda que várias perdas de energia possam ser deduzidas a partir da potência de saída. Estas perdas de energia podem ser assumidas por fórmulas calculáveis simples e não interagem com outros processos. Assume-se ainda que cada uma dessas perdas de calor seja independente das outras e não há interação entre elas (MARTINI, 1983, p.60).

Segundo Chen (1983,p.3) este método de projeto começa com uma análise do ciclo simplificado para determinar uma potência básica de saída e o calor de entrada. Várias perdas de potência são então subtraídas da potência básica de saída, e as perdas de calor são adicionadas à entrada de calor para chegar a uma previsão de desempenho.

Logo os métodos de segunda ordem se apresentam como uma importante ferramenta para o projeto e otimização de motores Stirling, tendo em vista, que embora apresente algumas simplificações, estabelece um estudo vital para esses sistemas, relacionando perdas por transferência de calor e fluxo de potências a volumes, potências e temperaturas. De acordo com Chacuté (2006, p.70):“A análise adiabática desenvolvida por Urieli (2006) pode ser considerada como método de 2º nível.”

A metodologia para a modelagem numérica usada neste estudo é definida como método de 2ª Ordem e foi desenvolvida por Urieli (2012). Essa metodologia é encontrada na bibliografia como um importante modelo na análise numérica de motores Stirling, sendo uma ferramenta muito útil para compreender o funcionamento e as variáveis que determinam o desempenho dessa máquina.

### 2.6.3 Métodos de Terceira Ordem

O método de projeto de terceira ordem é o que é geralmente chamado de análise nodal. O motor é simulado, dividindo-se num certo número de seções, chamadas nós. As

equações escritas expressam a conservação de calor, massa, impulso para cada nó. Essas equações são programadas em um código de computador e o motor é simulado começando com uma condição inicial arbitrária e indo até a repetição do ciclo com um grau de precisão desejado (MARTINI, 1983, p.60).

Para os projetistas que estão envolvidos em projetos originais de motores Stirling, a escolha deve ser feita entre os métodos de 2º e 3º nível. Geralmente a complexidade e conseqüentemente os custos computacionais aumentam, na proporção que grau de precisão que se deseja atingir seja também aumentado (CHACUTÉ, 2006, p.71).

Para Chen (1983, p.5) esses métodos consistem em três procedimentos básicos: (1) dividir o motor em uma rede de nós ou volumes de controle; (2) definir as equações diferenciais para a conservação de massa, dinâmica e energia, além da equação de estado para o trabalho de gás; e (3) resolver simultaneamente o sistema de equações diferenciais por algum método numérico adequado.

As primeiras análises para alcançar o nível de fidelidade do método de terceira ordem foram realizadas por Finkelstein, Urieli e Berchowitz. Os códigos computacionais validados mais usados para essa análise são o GLIMPS, desenvolvido por David Gedeo; o HFAST, um código que resolve problemas envolvendo regime permanente em domínios de frequência, porém sem tratar do comportamento transiente (DYSON, 2004, p.7).

#### 2.6.4 Métodos de Quarta Ordem

O método de quarta ordem, também chamado de Multidimensional, é relativamente pouco usado porque a análise terceira ordem é rápida e tem sido uma ferramenta de engenharia adequada. No entanto, para melhorar ainda mais a eficiência (entender e reduzir as perdas) requer-se uma melhor compreensão das características reais de fluxo e de transferência de calor em todo o motor, e isso pode ser obtido através da Dinâmica dos Fluidos Computacionais (DFC) (DYSON, 2004, p.7).

Segundo Chacuté (2006, p.73) atualmente existem códigos que podem ser de grande utilidade para trabalhos futuros nessa área, dentre elas: CAST, código que é usado para modelamento de componentes de motores Stirling; CFD-ACE, que utiliza método dos

volumes finitos, com grades estruturadas e não estruturadas; FLUENT, que é usado para escoamentos com altas velocidades; STAR-CD, que é normalmente usado para operações de modelamento de pistões de motores de combustão interna e para alguns tipos de motores Stirling; e o CFX, que emprega a metodologia dos códigos SIMPLE e PISO para modelamento com grades irregulares.

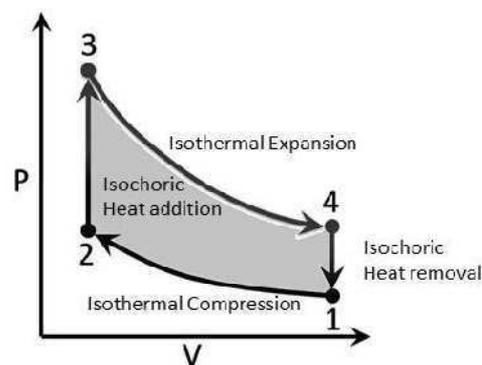
### 3 MODELO MATEMÁTICO

Neste capítulo, serão apresentados os modelos matemáticos desenvolvidos para a análise termodinâmica do motor Stirling aplicado em sistemas de cogeração Solar, dentre eles o modelo ideal, isotérmico e adiabático. O modelo matemático adiabático que descreve e simula o funcionamento e os parâmetros do motor Stirling alfa já foi objeto de estudo de trabalhos anteriores e foi desenvolvido por Urieli (2012).

#### 3.1 Análise Ideal do Ciclo Stirling

O ciclo Stirling ideal consiste de quatro processos combinados para formar um ciclo fechado: dois processos isotérmico e dois processos isocóricos. Ele pode ser melhor aproximado para o ciclo de Carnot, através da integração de um regenerador dentro do motor (FERREIRA *et al.*, 2012, p.2). A Figura 25 apresenta o diagrama P-V Ideal.

Figura 25-Diagrama P-V para ciclo Stirling ideal

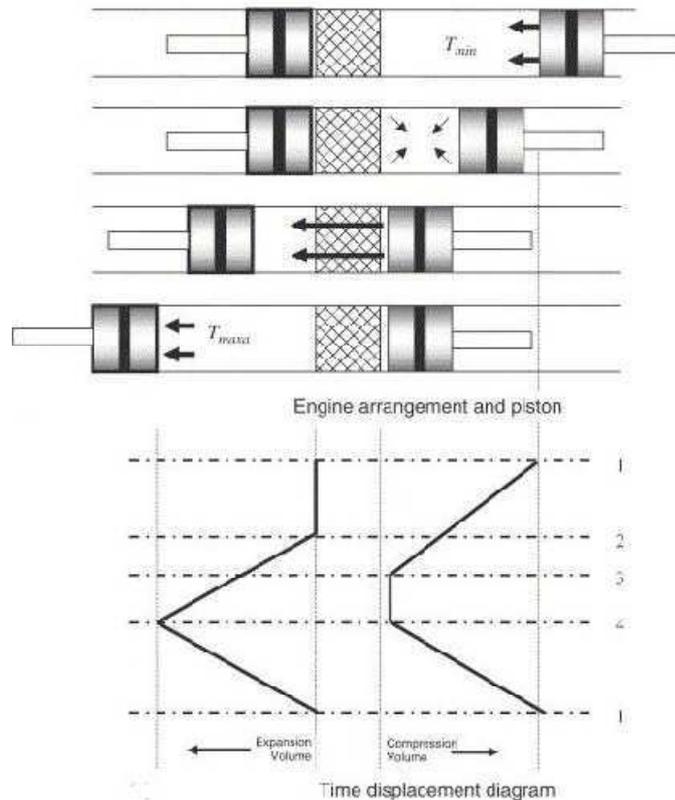


Fonte: Ferreira *et al.* (2012).

Primeiramente, é necessário supor que o pistão do espaço de compressão está no ponto morto externo (extrema direita), e o pistão do espaço de expansão está ao lado do regenerador. Neste caso, todo o fluido está localizado no espaço de compressão, onde o volume de compressão é máximo e a pressão e a temperatura são mínimas. Este momento é representado pelo ponto 1 nos diagramas. A partir daqui, define-se os 4 processos da

termodinâmica do ciclo (ABETE, 2013, p. 37). A Figura 26 mostra o arranjo dos pistões e o diagrama de deslocamento para o ciclo do motor Stirling.

Figura 26- Arranjo dos Pistões e Diagrama de Deslocamento para o ciclo do motor Stirling



Fonte: Abete(2013).

A partir desse pressuposto a modelagem pode ser descrita. Possamai e Tapia (2011, pp. 2-3) descrevem as equações para o ciclo Stirling ideal, assim como as características dos processos termodinâmicos:

- a) Processos 1-2 (Compressão isotérmica): Assume-se que o pistão de compressão está na sua posição máxima e o pistão de expansão está na sua posição mínima. O trabalho realizado na câmara de compressão é igual em magnitude ao calor rejeitado no processo. Há uma queda no valor de entropia. Usando o gás ideal equação, temos:

$$P.V = MRT \quad (2)$$

$$P_1.V_1 = P_2.V_2 \quad (3)$$

$$r_v = \frac{V_1}{V_2} \quad (4)$$

$$Q = W_c = P_1 V_1 \ln(1/r_v) = MRT_1 \ln(1/r_v) \quad (5)$$

$$s_2 - s_1 = R \ln(1/r_v) \quad (6)$$

- b) Processo 2-3 (Regeneração a volume constante): O fluido é transferido a partir da região de compressão para a de expansão através do regenerador. Ocorre um aumento gradual da temperatura ( $T_2$  para  $T_3$ ) quando o fluido passa através do regenerador, assim como um aumento de pressão. Trabalho não é realizado durante este processo ( $W=0$ ), e existe um aumento na entropia e energia interna do fluido.

$$P_2./T_2 = P_3./T_3 \quad (7)$$

$$\tau = \frac{T_2}{T_3} \quad (8)$$

$$Q = MC_v(T_3 - T_2) \quad (9)$$

$$s_3 - s_2 = C_v \ln(1/\tau) \quad (10)$$

- c) Processo 3-4 (Expansão isotérmica): O pistão de expansão continua a se expandir longe do regenerador até o limite máximo, enquanto o êmbolo de compressão continua no seu ponto mínimo. A temperatura permanece constante com a adição de calor externo. O trabalho é igual à magnitude do calor fornecido. Há uma variação na quantidade de energia interna.

$$P_3 \cdot V_3 = P_4 V_4 \quad (11)$$

$$Q = W_e = MRT_3 \ln(r_v) \quad (12)$$

$$s_4 - s_3 = R \ln(r_v) \quad (13)$$

d) Processo 4-1 (Regeneração a volume constante) Os pistões movem-se para transferir simultaneamente o volume de expansão e de compressão através do regenerador. Durante o fluxo de fluido através do regenerador, o calor é transferido do gás para o regenerador reduzindo, assim, a sua temperatura para  $T_1$ . Nenhum trabalho é realizado ( $W=0$ ), há uma queda no valor da energia interna e entropia do fluido.

$$P_4 / T_4 = P_1 / T_1 \quad (14)$$

$$Q = MC_v (T_1 - T_4) \quad (15)$$

$$s_1 - s_4 = C_v \ln(\tau) \quad (16)$$

Assim, após a análise conclui-se que o calor absorvido é igual a  $MRT_3 \ln(r_v)$  e o calor rejeitado é igual a  $-MRT_1 \ln(r_v)$ , logo a eficiência do ciclo  $\eta_t$  é dada pela equação:

$$\eta_t = \frac{MRT_3 \ln(r_v) - MRT_1 \ln(r_v)}{MRT_3 \ln(r_v)} \quad (17)$$

Como  $M$ ,  $R$  e  $\ln(r_v)$  são constantes, elas podem ser removidas da equação. Sendo  $T_1 = T_{\min}$  e  $T_3 = T_{\max}$ , temos:

$$\eta_t = 1 - \frac{T_{\text{mín}}}{T_{\text{máx}}} \quad (18)$$

Observa-se que a Equação (18) a eficiência do ciclo Stirling é igual a eficiência do ciclo de Carnot. No entanto sabe-se que este modelo é ideal e que para esses resultados sejam obtidos, não deve haver transferência (perdas) de calor entre as paredes e o fluido de trabalho, além de todos os processos envolvidos no ciclo serem ideais (POSSAMAI; TAPIA, 2011, p.3).

Pela Primeira Lei para um ciclo, o trabalho líquido é dado por:

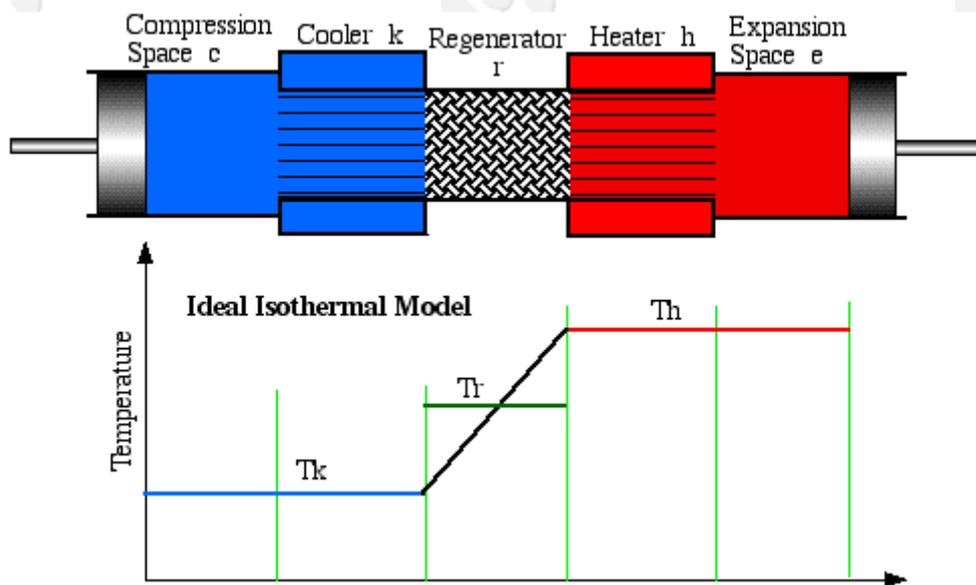
$$W_{\text{líq}} = W_c + W_e = Q_{\text{entra}} - Q_{\text{sai}} \quad (19)$$

### 3.2 Análise Isotérmica

A análise isotérmica tem por base o teorema de Schmidt. Essa análise desenvolvida por Gustav Schmidt gera uma solução mais teórica do que real, porém, serve como ponto de partida para se obter uma solução mais realista. Nessa análise, os espaços de compressão e expansão, assim como os permutadores de arrefecimento e aquecimento são considerados isotérmicos, ou seja, a temperatura do espaço de compressão é igual à do permutador de arrefecimento, e a temperatura do espaço de expansão é igual à do permutador de aquecimento. Desta forma obtém-se uma expressão simples para a pressão do fluido em função das variações de volume (COSTA, 2013, p.63). Para Ferreira *et al.* (2012, p. 4) algumas suposições são feitas, dentre elas a temperatura no interior do regenerador pode ser descrita por uma função linear entre  $T_k$  e  $T_h$  e a massa do gás de trabalho no motor é constante.

Urieli (2012) considerou o motor como um modelo de cinco partes ligadas em série. Essas partes são: espaço de compressão C, refrigerador K, regenerador R, aquecedor H e espaço de expansão E. A Figura 27 mostra o modelo ideal isotérmico de um motor Stirling.

Figura 27- Modelo Isotérmico Ideal



Fonte:Urieli(2012).

Sendo a massa total do gás constante, temos:

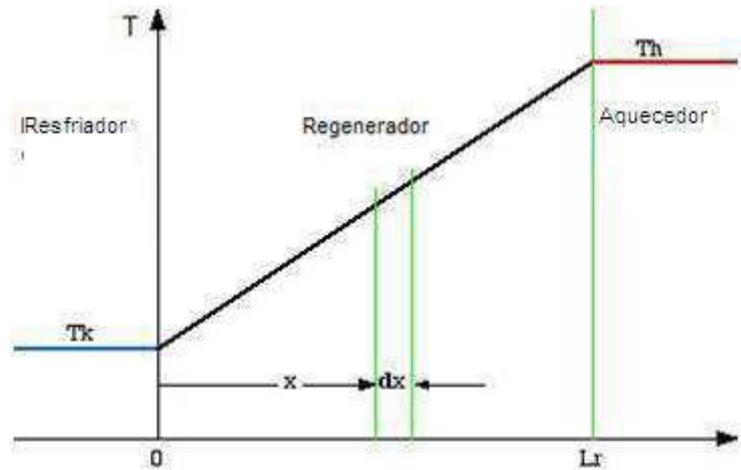
$$M = m_c + m_k + m_r + m_h + m_e = cte \quad (20)$$

Pela Lei dos Gases Ideais  $PV=MRT$ , temos:

$$M = \frac{P}{R} \left( \frac{V_c}{T_k} + \frac{V_k}{T_k} + \frac{V_r}{T_r} + \frac{V_h}{T_h} + \frac{V_e}{T_h} \right) \quad (21)$$

Para avaliar corretamente a massa de gás no regenerador, deve-se saber a temperatura distribuição ao longo dele. Para isso supõe-se que um regenerador ideal tem uma temperatura linear de distribuição entre a temperatura na zona fria e a temperaturas na zona quente, como mostrado na Figura 28 (ABETE, 2013, p. 43):

Figura 28-Distribuição de Temperatura Linear no Regenerador



Fonte: Ragga(2008).

Logo, a distribuição de temperatura do regenerador pode ser descrita por:

$$T(x) = (T_h - T_k) \frac{x}{L_r} + T_k \quad (22)$$

A massa total de gás,  $m_r$ , dentro do espaço do regenerador é dada por:

$$m_r = \int_0^{V_r} \rho dV_r \quad (23)$$

A partir da equação do gás ideal de Estado  $P = \rho RT$ , e para uma área de fluxo constante  $A_r$ , temos:

$$dV_r = A_r dx \quad (24)$$

$$V_r = A_r L_r \quad (25)$$

Substituindo na Equação (23) e simplificando:

$$m_r = \frac{V_r P}{R} \int_0^{L_r} \frac{1}{(T_h - T_k) \cdot x + T_k \cdot L_r} dx \quad (26)$$

Integrando e simplificando, temos:

$$m_r = \frac{V_r P \ln\left(\frac{T_h}{T_k}\right)}{R (T_h - T_k)} \quad (27)$$

Assim, define-se a partir desta expressão a temperatura média efetiva,  $T_r$ , do gás noregenerator, em termos da equação de gás estado:

$$m_r = \frac{V_r P}{R T_r} \quad (28)$$

Comparando as Equações (27) e (28) e igualando  $T_r$ , temos:

$$T_r = \frac{T_h - T_k}{\ln\left(\frac{T_h}{T_k}\right)} \quad (29)$$

Logo, substituindo na Equação (21) obtemos a expressão da pressão no ciclo:

$$P = \frac{MR}{\left(\frac{V_c}{T_k} + \frac{V_k}{T_k} + \frac{V_r \ln\left(\frac{T_h}{T_k}\right)}{T_h - T_k} + \frac{V_h}{T_h} + \frac{V_e}{T_h}\right)} \quad (30)$$

Assim, é obtida uma equação para a pressão em função do variação dos volumes nas áreas de expansão e compressão,  $V_c$  e  $V_e$ . Em um ciclo completo, o trabalho total realizado é dado pela adição algébrica do trabalho realizado nos espaços de compressão e expansão, sendo  $\theta$  o ângulo da manivela (ABETE, 2013, p. 44): .

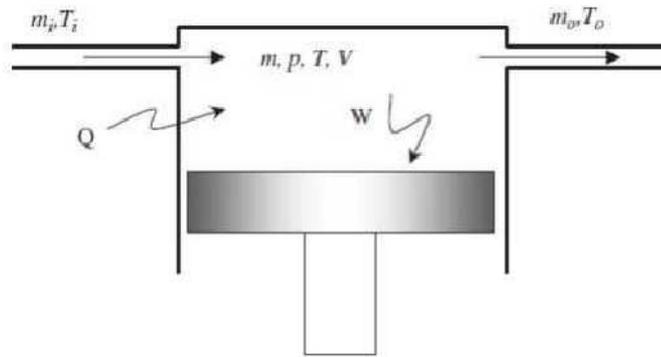
$$W = W_e + W_c = \oint P dV_c + \oint P dV_e = \oint P \left( \frac{dV_c}{d\theta} + \frac{dV_e}{d\theta} \right) d\theta \quad (31)$$

### 3.2.1 Calor transferido no modelo Isotérmico ideal

Segundo Urieli (2012) para uma melhor análise de transferência de calor entre o aquecedor e resfriador é necessário o uso da equação de energia para o gás trabalho. Rallis (1977 *apud* POSSAMAI; TAPIA, 2011, p.4) criou um modelo de volume de controle mostrado na Figura 29, que pode ser utilizado no espaço de trabalho ou no volume do permutador de calor. A entalpia é transferida para o volume de controle e é dada em termos de massa de

entrada de  $m_i$  e temperatura de entrada de  $T_i$  e massa de saída  $m_o$  e a temperatura de saída  $T_o$ . O operador  $D$  é usado para representar a derivada ( $d/d\theta$ ).

Figura 29-Célula do Volume de Controle usado no Modelo de C.J.Rallis



Fonte: Possamai e Tapia (2011).

Para Urieli (2012) a equação de energia para o fluido de trabalho dentro da célula de volume de controle pode ser descrita:

$$\left[ \begin{array}{c} \text{Taxa de Transferência de} \\ \text{Calor para dentro} \\ \text{da Célula} \end{array} \right] + \left[ \begin{array}{c} \text{Entalpia Líquida} \\ \text{convertida} \\ \text{na Célula} \end{array} \right] = \left[ \begin{array}{c} \text{Taxa de Trabalho} \\ \text{Realizada} \end{array} \right] + \left[ \begin{array}{c} \text{Taxa de aumento} \\ \text{de Energia} \\ \text{Interna} \\ \text{na Célula} \end{array} \right] \quad (32)$$

A partir daí tem-se a seguinte equação:

$$DQ + (C_p T_i m_i - C_p T_o m_o) = DW + C_v D(mT) \quad (33)$$

No modelo isotérmico, para os volumes de compressão e expansão temos assim:  $T_i = T_o = T$ , logo:

$$DQ + (C_p T (m_i - m_o)) = DW + C_v T Dm \quad (34)$$

Tendo em conta a conservação da variação da massa entre a massa de entrada e a massa de saída, pode-se expressar  $DM = m_i - m_o$ , sendo  $R = C_p - C_v$  e fazendo a integração, temos a equação que define a transferência de calor do fluido durante o ciclo:

$$Q = \oint DQ = \oint DW - RT \oint Dm \quad (32)$$

O calor líquido transferido para o gás de trabalho ao longo do ciclo  $Q$  é dado pela integração cíclica de  $DQ$ . No entanto, a hipótese implícita é de que o estado estacionário cíclico foi alcançado, implicando que a mudança cíclica de massa do gás de trabalho é zero para cada uma das células. Assim, aplicando a equação acima para cada uma das células e a integração isotérmica ao longo do ciclo, obtemos para os espaços de trabalho (URIELI, 2012):

$$Q_c = W_c$$

$$Q_e = W_e$$

De modo semelhante, para os espaços de permutadores de calor, em que nenhum trabalho é feito:

$$Q_k = 0$$

$$Q_h = 0$$

Para o regenerador ideal  $Q_r = 0$ . Isso é causado porque as trocas de calor entre a matriz do regenerador e o fluido de trabalho são internos, ou seja, não há nenhum calor troca entre o regenerador e o exterior (ABETE, 2013, p. 46).

### 3.2.2 Análise de Schmidt

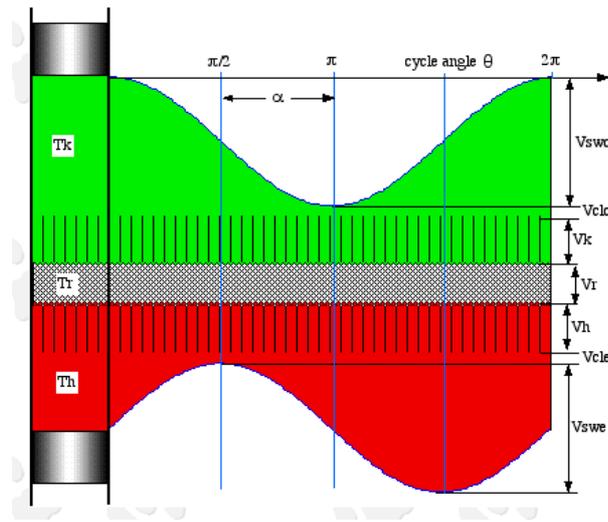
O teorema de Schmidt é uma teoria que mostra variações senoidais do volumes dos espaços de trabalho do motor com relação ao ângulo  $\theta$  ciclo. A teoria mantém os pressupostos de compressão e expansão isotérmicas e regeneração perfeita. Essa análise é apresentada por Urieli (2012).

De acordo com Abete (2013, p.48, tradução nossa):

Na verdade, nenhum mecanismo de acionamento é capaz de produzir movimento sinusoidal. Schmidt supôs um mecanismo com uma haste de pressão infinitamente longa, com o qual ele poderia obter o movimento sinusoidal real do deslocador e do pistão de potência.

A Figura 30 apresenta o diagrama que mostra as variações de volume dos espaços de compressão e expansão ( $V_c$  e  $V_e$ ) para um motor alfa durante um único ciclo. Nele se observa o ângulo de fase  $\alpha$  entre os pistões e os espaços de compressão e expansão; os volumes varridos nos espaços de compressão e expansão,  $V_{swc}$  e  $V_{swe}$ ; os volumes mortos nos espaços de compressão e expansão,  $V_{clc}$  e  $V_{cle}$ ; além dos volumes do aquecedor, regenerador e resfriador,  $V_k, V_r, V_h$ .

Figura 30-Variações nos Espaços de Expansão e Compressão



Fonte:Urieli(2012).

De acordo com o diagrama acima:

$$V_c = V_{clc} + \frac{V_{swc}}{2} (1 + \cos \theta) \quad (34)$$

$$V_e = V_{cle} + \frac{V_{swe}}{2} (1 + \cos(\theta + \alpha)) \quad (35)$$

Substituindo na equação (30) e simplificando:

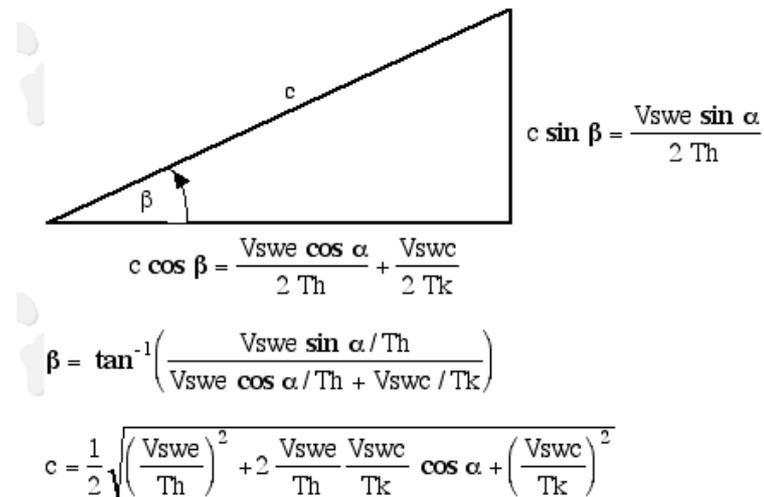
$$P = \frac{MR}{[s + (\frac{V_{swe} \cdot \cos \alpha}{2T_h} + \frac{V_{swc}}{2T_k}) \cos \theta - (\frac{V_{swe}}{2T_h} \sin \alpha) \sin \theta]} \quad (36)$$

Onde:

$$s = \left( \frac{V_{swc}}{2T_k} + \frac{V_{clc}}{T_k} + \frac{V_k}{T_k} + \frac{V_r \ln(T_h/T_k)}{T_h - T_k} + \frac{V_h}{T_h} + \frac{V_{cle}}{T_h} + \frac{V_{swe}}{2T_h} \right) \quad (37)$$

Para simplificar a equação, considera-se a substituição trigonométrica de  $\beta$  e  $c$  representada na Figura 31:

Figura 31-Triângulo da análise de Schmidt



Fonte:Urieli(2012).

Substituindo  $\beta$  e  $C$  na Equação (36) e simplificando:

$$P = \frac{MR}{s(1 + b \cos \phi)} \quad (38)$$

Onde  $\phi = \theta + \beta$  e  $b = c/s$ . Agora os valores máximos e mínimos de pressão podem ser avaliados em função dos valores máximos e mínimos ( $\pi$  e  $0$ ) de  $\cos \phi$ :

$$P_{máx} = \frac{MR}{s(1 - b)} \quad (39)$$

$$P_{mín} = \frac{MR}{s(1 + b)} \quad (40)$$

Logo, a pressão média do ciclo é:

$$P_{m\u00e9dia} = \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} P d\phi = \frac{MR}{2\pi} \int_0^{2\pi} \frac{1}{s(1 + b \cos \phi)} d\phi \quad (41)$$

Resolvendo, temos:

$$P_{m\u00e9dia} = \frac{MR}{s\sqrt{(1-b^2)}} \quad (42)$$

Segundo Urieli (2012) a Equa\u00e7\u00e3o (42) \u00e9 a maneira mais conveniente de relacionar a massa total de g\u00e1s de trabalho no ciclo com a press\u00e3o de opera\u00e7\u00e3o. O trabalho resultante realizado pelo motor \u00e9 a soma alg\u00e9brica do trabalho realizado pelos volumes de compress\u00e3o e expans\u00e3o,  $V_c$  e  $V_e$ . Assim, ao longo de um ciclo completo e sendo  $W = W_c + W_e$ :

$$Q_c = W_c = \int_0^{2\pi} P \frac{dV_c}{d\theta} d\phi \quad (43)$$

$$Q_e = W_e = \int_0^{2\pi} P \frac{dV_e}{d\theta} d\phi \quad (44)$$

Derivando as Equa\u00e7\u00f5es (34) e (35), substituindo em (43) e (44) e resolvendo as integrais, obt\u00eam-se as seguintes equa\u00e7\u00f5es:

$$W_c = \pi V_{swc} P_{m\u00e9dia} \text{sen} \beta \frac{(\sqrt{1-b^2} - 1)}{b} \quad (45)$$

$$W_e = \pi V_{swe} P_{m\u00e9dia} \text{sen}(\beta - \alpha) \frac{(\sqrt{1-b^2} - 1)}{b} \quad (46)$$

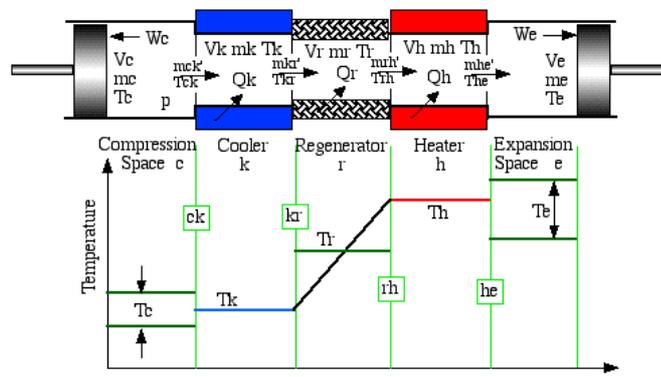
De acordo com Abete (2013, p.51) como a an\u00e1lise de Schmidt baseia-se em um modelo isot\u00e9rmico ideal, a efici\u00eancia t\u00e9rmica deve ser a mesma apresentada no ciclo de Carnot, logo:

$$\eta_t = 1 - \frac{T_k}{T_h} \quad (47)$$

### 3.3 Análise Adiabática ideal

Esta análise tem como objetivo calcular a energia transferida em cada componente (permutador de aquecimento, de arrefecimento, regenerador, e espaços de compressão, e expansão). Nesta abordagem, assim como na análise isotérmica, considera-se um motor constituído por cinco componentes ligados em série. A diferença está nos espaços de compressão e expansão que são adiabáticos, ou seja, não há transferência de calor com o ambiente. A análise isotérmica leva a um paradoxo, em que os permutadores de calor (aquecimento, e arrefecimento) não contribuem para a transferência de calor durante o ciclo, e, portanto, são redundantes. Neste caso, toda a transferência de calor durante o ciclo é feita pelos permutadores de calor (COSTA, 2013, p.67). A Figura 32 apresenta o modelo adiabático ideal.

Figura 32-Modelo Adiabático ideal



Fonte:Urieli(2012).

O diagrama de distribuição de temperatura no espaço de compressão e expansão não é constante, mas varia ao longo do ciclo de acordo com a compressão e expansão adiabática ocorrendo nas áreas de trabalho. Assim, as entalpias que fluem através das interfaces  $ck$  e  $he$  transportam a mesma temperatura da célula anterior de onde vieram, que são  $T_{ck}$  e  $T_{he}$  (ABETE, 2013, p.53). As temperaturas dependem do sentido da Vazão mássica do fluido, sendo:

$$se\ mck' > 0 \rightarrow T_{ck} = T_c\ ou\ T_{ck} = T_k$$

$$se\ mhe' > 0 \rightarrow T_{he} = T_h\ ou\ T_{he} = T_e$$

No modelo ideal, a massa total de gás  $M$  é constante no sistema, e não há nenhuma queda de pressão, por conseguinte  $P$  representa a pressão instantânea no sistema. O trabalho  $W$  é feito sobre o ambiente em virtude da variação dos volumes dos espaços de trabalho  $V_c$  e  $V_e$ , e  $Q_k$  e  $Q_h$  são os calores transferidos a partir do ambiente externo para o gás de trabalho nas células frias e quente, respectivamente. O regenerador é externamente adiabático, o calor  $Q_r$  transferido internamente a partir da matriz regenerador para o gás flui através do volume de regenerador vazio  $V_r$  (URIELI, 2012).

Segundo Abete (2013, p.53) a aproximação mais geral feita para definir um modelo matemático apropriado começa aplicando as equações de estado de energia para cada uma das células definidas. As equações resultantes são unidas através da aplicação da equação de continuidade ao longo de todo o sistema. Considera-se, primeiramente, a equação de energia aplicada a uma célula que pode, geralmente, ser reduzida, quer para uma célula de espaço de trabalho ou uma célula de trocador de calor. A entalpia é introduzida na célula por uma de fluxo de massa,  $m_i$ , a temperatura  $T_i$ , e removida através do fluxo de massa,  $m_o$ , a temperatura  $T_o$ . Escrevendo a equação da energia para o fluido de trabalho no interior da célula:

$$\left[ \begin{array}{c} \text{Taxa de Transferência de} \\ \text{Calor para dentro} \\ \text{da Célula} \end{array} \right] + \left[ \begin{array}{c} \text{Entalpia Líquida} \\ \text{convertida} \\ \text{na Célula} \end{array} \right] = \left[ \begin{array}{c} \text{Taxa de Trabalho} \\ \text{Realizada} \end{array} \right] + \left[ \begin{array}{c} \text{Taxa de aumento} \\ \text{de Energia} \\ \text{Interna} \\ \text{na Célula} \end{array} \right] \quad (48)$$

Sendo o operador  $D$  é usado para representar a derivada ( $d/d\theta$ ). Logo:

$$DQ + (C_p T_i m_i - C_p T_o m_o) = DW + C_v D(mT) \quad (49)$$

Fazendo logaritmo em ambos os lados e a diferenciação, a forma diferencial da equação de Estado é obtida:

$$\frac{DP}{P} + \frac{DV}{V} = \frac{Dm}{m} + \frac{DT}{T} \quad (50)$$

Recordando as Equações (20), (21), (29) e (30), diferenciando e reduzindo a equação através da aplicação dos três volumes do aquecedor, resfriador e regenerador. Assim, uma vez que os volumes e temperaturas são constantes, temos:

$$Dm_c + Dm_e + \frac{DP}{R} \left( \frac{V_k}{T_k} + \frac{V_r}{T_r} + \frac{V_h}{T_h} \right) = 0 \quad (51)$$

Deseja-se eliminar  $Dm_c$  e  $Dm_e$  na equação acima, de modo a obter uma equação para  $DP$ . Considerando os espaços de compressão e expansão adiabáticos ( $DQ_c = DQ_e = 0$ ) e aplicando a equação da energia (48), temos:

$$-(C_p T_{ck} m_{ck}') = DW_c + C_v D(m_c T_c) \quad (52)$$

$$(C_p T_{he} m_{he}') = DW_e + C_v D(m_e T_e) \quad (53)$$

Sendo a quantidade de compressão adiabática  $DQ_c = 0$ , favorecendo o trabalho feito  $DW_c = PDV_c$ , considerando a taxa de acumulação de gás  $DM_c$  igual à massa que entra no gás dada por  $m_{ck}$ , substituindo as equações de estado e gás ideal, assim como suas relações, nos volumes de compressão e expansão e simplificando, sendo  $\gamma = C_p/C_v$ :

$$DP = \frac{-\gamma P \left( \frac{DV_c}{T_{ck}} + \frac{DV_e}{T_{he}} \right)}{\frac{V_c}{T_{ck}} + \gamma \left( \frac{V_k}{T_k} + \frac{V_r}{T_r} + \frac{V_h}{T_h} \right) + \frac{V_e}{T_{he}}} \quad (54)$$

Por outro lado, a partir da Equação (50) e aplicando a equação de energia a cada um dos sistemas de troca térmica ( $DW=0$  e  $T=cte$ ):

$$DQ + C_p T_{im} - C_p T_{om} = C_v T Dm = VDPC_v / R \quad (55)$$

Assim, obtêm-se:

$$DQ_k = \frac{V_k DPC_v}{R} - C_p (T_{ck} m_{ck}' - T_{kr} m_{kr}') \quad (56)$$

$$DQ_r = \frac{V_r DPC_v}{R} - C_p (T_{kr} m_{kr}' - T_{rh} m_{rh}') \quad (57)$$

$$DQ_h = \frac{V_h DPC_v}{R} - C_p (T_{rh} m_{rh}' - T_{he} m_{he}') \quad (58)$$

Sendo os permutadores de calor isotérmicos e o regenerador ideal, o trabalho associado à compressão e expansão pode ser expresso por:

$$W = W_c + W_e = DW_c + DW_e \quad (59)$$

$$DW_c = PDV_c \quad (60)$$

$$DW_e = PDV_e \quad (61)$$

Este método ajuda a ter um entendimento estreito de análise do motor. Um programa de computador pode ser usado para simular um sistema de motor usando essa modelagem. A análise mostra que a eficiência térmica é uma função da regeneração e a razão em volume (ABETE, 2013, p.57). A análise de Urieli (2012) descrita acima representa um método de projeto de 2ª ordem.

## 4 MATERIAIS E MÉTODOS

Neste capítulo é apresentada uma descrição do motor Stirling SOLO V161, que foi o motor utilizado nos testes numéricos, além do tipo de pesquisa realizada e a metodologia utilizada para a sua simulação computacional, utilizando os *softwares* MATLAB e EES.

### 4.1 Motor Stirling Solo V161

O motor Stirling usado é do modelo SOLO V161, da empresa SOLO Kleinmotoren GmbH, que é utilizado no sistema geração de eletricidade por meio de radiação solar direta EURODISH. O motor Stirling V161 é um motor tipo alfa, de ação simples, que possui dois cilindros dispostos em V. A descrição 161 refere-se à capacidade volumétrica dos cilindros. Paula (2007, pp. 103-104) descreve as características técnicas do motor. A Figura 33 mostra um motor Stirling SOLO V161 usado em sistemas solares.

Figura 33- Motor Stirling SOLO V161



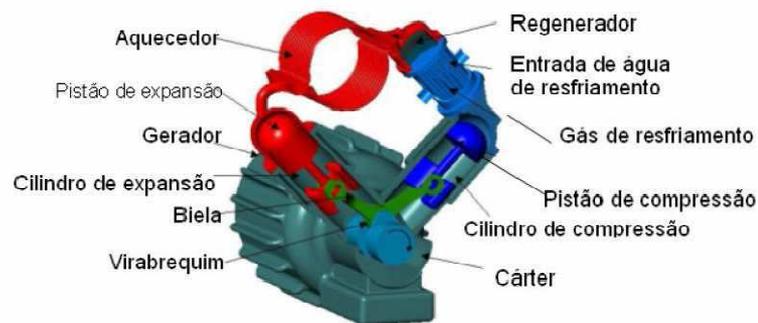
Fonte:Schlaich Bergermann und Partner (2001).

Esse motor é formado por dois pistões (um em cada cilindro) que transferem o gás de trabalho, neste caso o hélio, de um cilindro para o outro. O Hélio é comprimido a uma baixa temperatura no cilindro de compressão e se expande a uma alta temperatura no cilindro de expansão. Um eixo para o tipo de arranjo em V com lubrificação sob pressão guia ambos

os pistões. Uma selagem ao redor destes pistões evita que o gás de trabalho escape para o eixo de manivela (cárter) e a entrada de óleo de lubrificação nos cilindros. Ambos os pistões operam sem lubrificação dentro dos cilindros.

O uso de Hélio como gás de trabalho deve-se a algumas características, como alta capacidade de transferência de calor, o que é essencial em motores Stirling. O aquecedor consiste em um anel formado por pequenos tubos, e o resfriador em um conjunto de pequenos tubos. O regenerador é formado por um conjunto de arames. A Figura 34 apresenta o esquema detalhado das partes do motor Stirling SOLO V161 e a Tabela 1 apresenta alguns dos seus dados técnicos:

Figura 34-Principais partes do motor Stirling SOLO V161



Fonte:Paula(2007).

Tabela 1-Dados Técnicos Solo V161.

Dados do Motor	
Tipo	Stirling SOLO 161, V
Cilindrada	160cm <sup>3</sup>
Potência Elétrica Gerada	9,2kW
Conexão com a rede elétrica	400 V, 50 Hz, 3 fases
Gás de trabalho:	Hélio
Pressão do gás:	20-150 bar
Controle de Potência	Controle de Pressão

Fonte:Schlaich Bergermann und Partner(2001) e Roxo (2007).

## 4.2 Tipo de Pesquisa

Segundo Andrade (2001, p.121), “[...] uma pesquisa é o conjunto de procedimentos sistemáticos, baseado no raciocínio lógico, que tem por objetivo encontrar soluções para problemas propostos, mediante a utilização de métodos científicos”. De acordo com Gil (2002, p.9) pode-se classificar as pesquisas conforme os objetivos e/ou os procedimentos técnicos utilizados. Com base nos objetivos, as pesquisas podem ser exploratórias, descritivas e explicativas.

Desse ponto de vista, observou-se que a pesquisa é classificada como exploratória e explicativa. Para Gil (2002,p.41) as pesquisas exploratórias “[...] têm como objetivo proporcionar maior familiaridade com o problema, com vistas a torná-lo mais explícito ou a constituir hipóteses”. Nesse caso, geralmente utiliza-se levantamento bibliográfico.

Detecta-se a pesquisa bibliográfica no momento em que se faz o uso de materiais já elaborados: livros, trabalhos acadêmicos, artigos científicos, documentos eletrônicos e enciclopédias na busca e alocação de conhecimento sobre motores Stirling, correlacionando tal conhecimento com abordagens já trabalhadas por outros autores.

A simulação numérica, sendo explicativa, por sua vez procura explicar a ocorrência de determinado fenômeno, substituindo o experimento. Dessa forma pode-se analisar os fatores que contribuem para otimização do sistema.

Em se tratando de procedimentos técnicos, pode-se citar a necessidade de pesquisa Bibliográfica, pois esta pesquisa utiliza uma gama de material já publicado, constituído principalmente de livros e artigos científicos, para uma coleta de dados e análise das informações. Outro procedimento importante é a pesquisa experimental, visto que, foram realizadas simulações com intuito de analisar as variáveis que influenciam o sistema. Segundo Gil (2002, p.47) analisa-se que esse tipo de pesquisa “[...] consiste em determinar um objeto de estudo, selecionar as variáveis que seriam capazes de influenciá-lo, definir as formas de controle e de observação dos efeitos que a variável produz no objeto.”

### 4.3 Coleta de Dados

A coleta de dados consiste na forma de pesquisa bibliográfica sobre os motores Stirling, ciclo termodinâmico e protótipos que utilizam energia solar e, principalmente, através de simulações numéricas de acordo com os métodos de projetos determinados.

Quanto à classificação, as fontes para coletas de dados podem ser primárias e secundárias. Para esta pesquisa utilizam-se fontes primárias, visto que temos em posse dados ainda não estudados e também fontes secundárias, devido a pesquisa e coleta de informações bibliográficas pautadas no assunto em estudo.

Este processo busca determinar a natureza qualitativa e quantitativa deste trabalho.

### 4.4 Análise dos Dados

Devido a necessidade de análise numérica, os resultados são apresentados, principalmente, na forma de gráficos e tabelas, que contribuem para melhor compreensão, interpretação e comparação dos resultados.

Neste contexto, a modelagem matemática desenvolvida e as simulações foram resolvidas com o auxílio de *softwares* de análise numérica usados em diversas situações na engenharia. Esses programas permitem a resolução problemas, especialmente de projetos, além de permitir a otimização de processos. Os *softwares* utilizados foram o, EES, MATLAB e o OriginPro.

O EES (*Engineering Equation Solver*) foi desenvolvido na University of Wisconsin-Madison sendo uma ferramenta muito útil para a solução de problemas de termodinâmica e transferência de calor, pois fornece uma série de propriedades termodinâmicas previamente especificadas, o que elimina problema iterativo de obter certos valores através do uso de códigos, além de fornece capacidade de plotagem com boa qualidade de publicação e rearrumar as equações automaticamente de forma a resolvê-las de maneira mais eficiente (ENGINEERING EQUATION SOLVER, 2015). Neste trabalho, ele é usado na modelagem matemática e cálculo do ciclo Stirling ideal.

O MATLAB (*MATrix LABoratory*) é um programa muito utilizado na engenharia e agrega cálculo com matrizes, análise numérica, processamento de sinais e plotagem gráfica, permitindo a entrada de dados e equações em qualquer ordem (MATLAB, 2015). Ele é utilizado neste estudo para simulação numérica dos métodos de projeto de 1ª e 2ª ordem, tendo como modelamento os códigos desenvolvidos por Urieli (2012), adaptados neste trabalho para o motor Stirling SOLO V161.

Já o OringinPro, é um *software* que permite a análise de dados e plotagem gráfica com ótima qualidade. Ele é usado na geração de gráficos que comparem valores numéricos oriundos da variação de determinados parâmetros do motor, com o intuito de otimizar o sistema.

#### **4.5 Simulação Computacional no SEA**

O SEA (*Stirling Engine Analysis*) é um programa que resolve numericamente os modelos termodinâmicos de 1ª e 2ª Ordem e utiliza a metodologia de Berchowitz e Urieli (1984). Os primeiros códigos para esse programa foram desenvolvidos em linguagem FORTRAN, no entanto, todos foram atualizados e reescritos em MATLAB, uma linguagem interativa e conveniente que permite a saída gráfica direta, o que é essencial para a análise do ciclo de Stirling (URIELI, 2012).

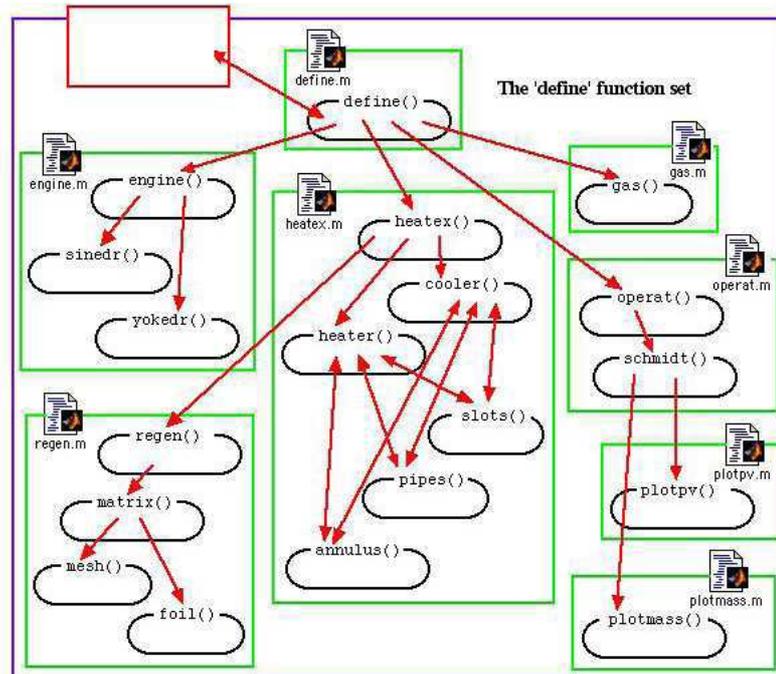
O SEA pode ser usado para avaliar motores Stirling tipo alfa e incluiu diferentes configurações geométricas e condição de funcionamento. Diferentes tipos de trocadores de calor, regeneradores e gás de trabalho podem ser escolhidos. Esse programa pode ser usado também, para a análise de motores tipo beta ou gama, caso se modifique a programação para essas geometrias.

##### **4.5.1 Condições Específicas do Motor e Simulação Isotérmica**

Para avaliar o ciclo termodinâmico em um modelo de segunda ordem, primeiramente deve ser obtida a análise por Schmidt baseada em considerações isotérmicas.

Antes de implementar as equações termodinâmicas, deve-se especificar o tipo e geometria do motor, os tipos de permutadores que o motor possui, o gás de trabalho e as condições de operação. A partir daí, pode ser feita a análise isotérmica de Schmidt (1ª ordem) e a análise adiabática ideal (2ª ordem). A análise de Schmidt do motor avalia o desempenho isotérmico da máquina, gerando os diagramas P-V e P- $\theta$ . Kyle Wilson da Sunpower acrescentou a função *plotmass* que permite fazer um estudo da trajetória das partículas do gás utilizando coordenadas naturais, conforme definido pelo Dr. Alan Organ (URIELI, 2012). A Figura 35 mostra o fluxograma do conjunto de funções de *define*, que é a função responsável por especificar as condições geométricas e de operação.

Figura 35-Fluxograma para o conjunto de funções *define*



Fonte:Urieli(2012).

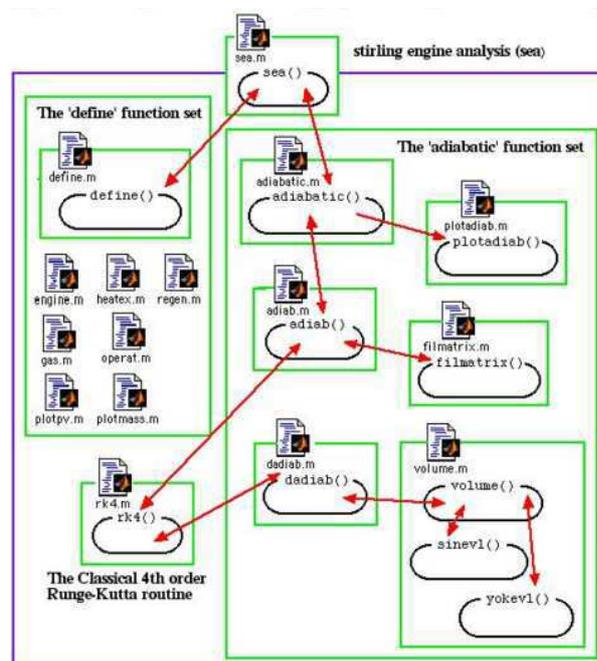
O programa principal é definido com a interface de usuário e chama os seguintes programas para o cálculo de especificações diferentes: *engine*, que define condições geométricas do motor, como o deslocamento do pistão e o volume morto; *heatex*, que define o tipo e características dos trocadores de calor e do regenerador; *operat*, que define condições de operação do motor, tais como pressão de trabalho e tipo de gás (Hidrogênio, Hélio e Ar); *gas*, responsável por fornecer dados de gases escolhidos, como densidade, condutividade térmica,

etc; *regen*, especifica o geometria e propriedades térmicas do regenerador; e *plotpv*, que é responsável por gerar gráficos associado ao modelo de Schmidt.

#### 4.5.2 Simulação Adiabática ideal

Para a análise adiabática usa-se o programa principal *sea* que define primeiramente o sistema que será simulado em termos de variáveis globais determinadas em *define*. Em seguida, ele trabalha com a função *adiabatic*, que, por sua vez, invoca a função *adiab* para resolver um sistema de equações diferenciais (com a ajuda da função *dadiab*) sobre um certo número de ciclos até que o sistema atinja uma convergência. Posteriormente, a função *adiab* trabalha com *filmatrix*, que é responsável por introduzir os resultados numa matriz de 22 x 36, nesse momento é exibido os resultados de cálculos de potência, eficiência, etc. Finalmente, a função *adiabatic* trabalha com *plotadiab* para gerar os gráficos do ciclo. As equações diferenciais são resolvidas pelo método de Runge-Kutta (função *rk4*). A função *volume* estabelece as variações do volume de acordo com mecanismo determinado do motor. A Figura 36 mostra o fluxograma do programa SEA desenvolvido no software MATLAB.

Figura 36- Fluxograma do programa SEA



## 5 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Para executar a simulação, é necessário entrar com os dados das dimensões de diversas partes do motor: cilindro quente e frio, trocadores de calor (aquecimento e resfriamento) e regenerador, além das temperaturas de aquecimento e resfriamento, do gás de trabalho, da pressão média interna, etc. Essa etapa foi obtida através da pesquisa bibliográfica em outros trabalhos que utilizam sistema EuroDish de geração de energia e o motor Stirling SOLO V161. Esses dados foram obtidos dos trabalhos de Asnaghi *et al.* (2012, p.7), Barros (2005, p.120) e Roxo (2007, p.60). Os principais dados de entrada necessários estão representados na Tabela 2.

Tabela 2-Dados de Entrada para Simulação.

DADOS DE ENTRADA	
Tipo de Mecanismo	Sinusoidal
Volume Morto no Espaço de Compressão	30 cm <sup>3</sup>
Volume Varrido no Espaço de Compressão	160 cm <sup>3</sup>
Volume Morto no Espaço de Expansão	40 cm <sup>3</sup>
Volume Varrido no Espaço de Expansão	160 cm <sup>3</sup>
Ângulo de Fase	90 GRAUS
Trocador de Calor de Resfriamento	<i>Pipes</i>
Regenerador	<i>Annular</i>
Tipo de Matriz	<i>Mesh</i>
Trocador de Calor de Aquecimento	<i>Slots</i>
Gás de Trabalho	Hélio
Pressão do Gás	20-150 bar
Pressão Média de Trabalho	100 bar
Temperatura no Resfriador	298 K
Temperatura no Aquecedor	766 K
Rotação de Operação	1800 rpm

Fonte: Adaptado de Asnaghi *et al.* (2012), Barros (2005) e Roxo (2007)

### 5.1 Resultados para simulação do Ciclo Ideal

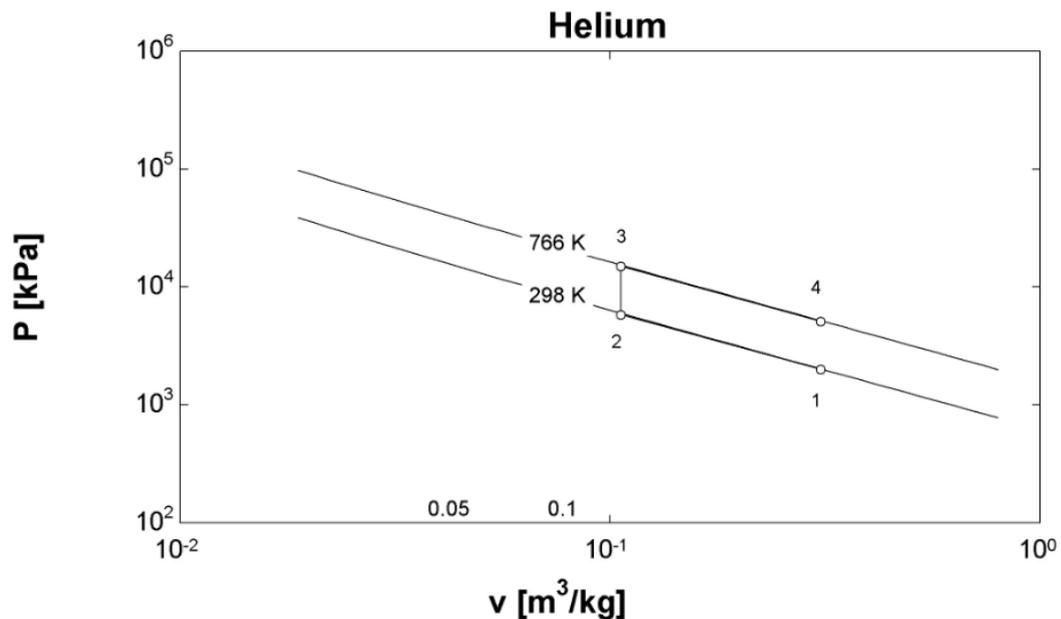
Os primeiros resultados são gerados pela análise do ciclo Stirling Ideal. A partir dos dados de entrada podem-se encontrar os calores e os trabalhos realizados em cada processo do ciclo. De acordo com os resultados, a eficiência térmica é de 61,1%, o Trabalho Líquido ( $W_{liq}$ ) é de 5,878 kJ e a potência de 176,3 kW. No modelo Ideal há muitas considerações que são independentes do tipo de fluido. O rendimento nesse caso é dado pela equação da eficiência de Carnot e o resultado é diretamente relacionado com as temperaturas utilizadas. A Tabela 3 mostra os valores obtidos e a Figura 37 apresenta o diagrama P-v para o ciclo ideal, gerado no *software* EES.

Tabela 3- Resultados para Simulação do Ciclo Stirling Ideal no EES.

Processo	1-2	2-3	3-4	4-1
Q(kJ)	-1,646	3,622	4,232	-3,622
W(kJ)	-1,646	0	4,232	0

Fonte:Elaborado pelo autor com dados extraídos do EES (2015).

Figura 37-Diagrama P-v para Ciclo Ideal



Fonte:Elaborado pelo autor no EES (2015).

## 5.2 Resultados para simulação Isotérmica

Utilizando-se das equações do modelo de Schmidt para motores Stirling tipo Alfa, com os dados do motor Solo e considerando uma rotação de 1800rpm, e pressão interna de 100 bar, obteve-se os resultados numéricos pelo programa SEA mostrados na Tabela 4.

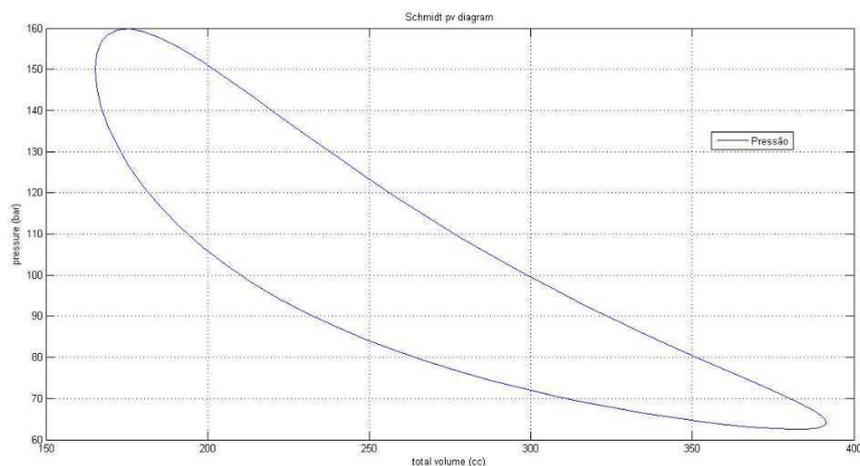
Tabela 4-Resultado da Simulação da Análise de Schmidt.

Trabalho gerado no ciclo	0,6593 kJ
Potência	19,78 kW
Calor no Espaço de Expansão (Qexp)	1,079 kJ
Calor no Espaço de Compressão (Qcomp)	0,4198 kJ
Massa Total do Gás	2,848 g
Eficiência	61,10%

Fonte:Elaborado pelo autor com dados extraídos do programa SEA (2015).

A Figura 38 mostra as alterações de pressão em relação ao volume do motor pela análise isotérmica de Schmidt. O nível obtido mostra a quantidade de trabalho realizado pelo motor durante cada ciclo. O volume é dado em  $\text{cm}^3$ .

Figura 38-Diagrama P-V para Schmidt



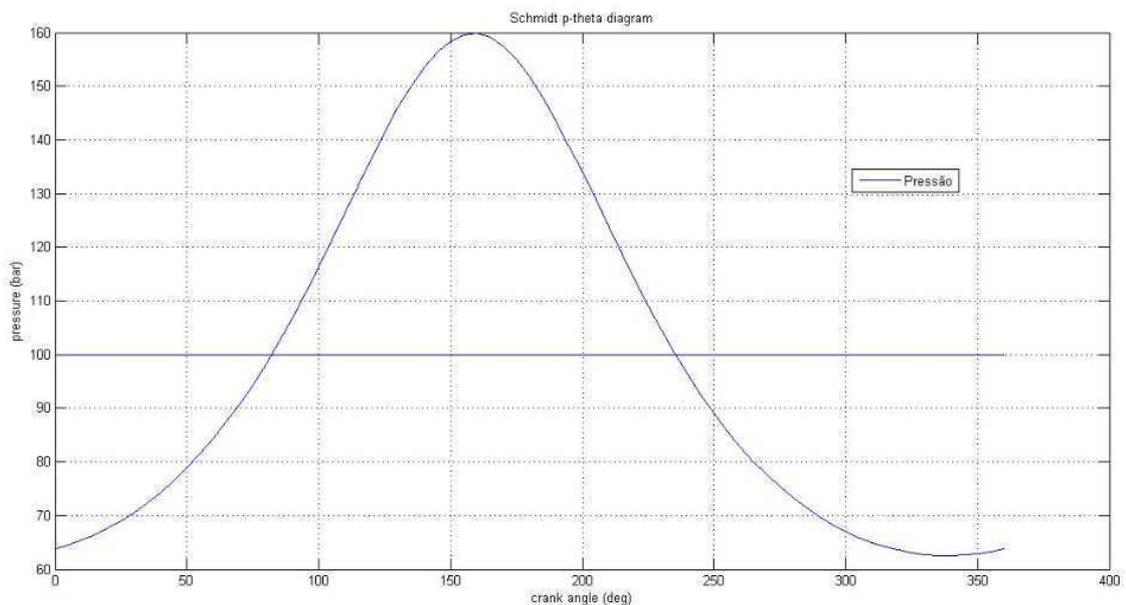
Fonte:Programa SEA, adaptado pelo autor (2015).

O ciclo em forma quase elíptica é resultado das variações de volume sinusoidais e dos volumes mortos presentes no motor. Em comparação com o ciclo ideal, este ciclo é uma representação mais realista da maioria dos motores Stirling. O aumento da pressão ocorre durante a compressão isotérmica seguido pela fase de pré-aquecimento do gás, onde se chega ao seu valor máximo. A pressão mínima ocorre no processo inverso, quando o gás de trabalho é pré-arrefecido e o volume está no máximo, após o gás foi expandida. O regenerador de pré-aquecimento e fases de pré-resfriamento não são exatamente isocórico devido à variações senoidais de volume dos dois pistões.

Com relação à eficiência, essa análise é mais idealizada, pois apresenta o mesmo valor que para o ciclo de Carnot. Para Rogdakis *et al.* (2002 *apud* BARROS, 2005, p.118): “[...] a eficiência real do motor Stirling é geralmente inferior a 60% da eficiência calculada por Schmidt”.

A Figura 39 mostra as alterações de pressão em relação ao ângulo de manivela do motor pela análise isotérmica de Schmidt.

Figura 39-Diagrama P- $\theta$  para Schmidt

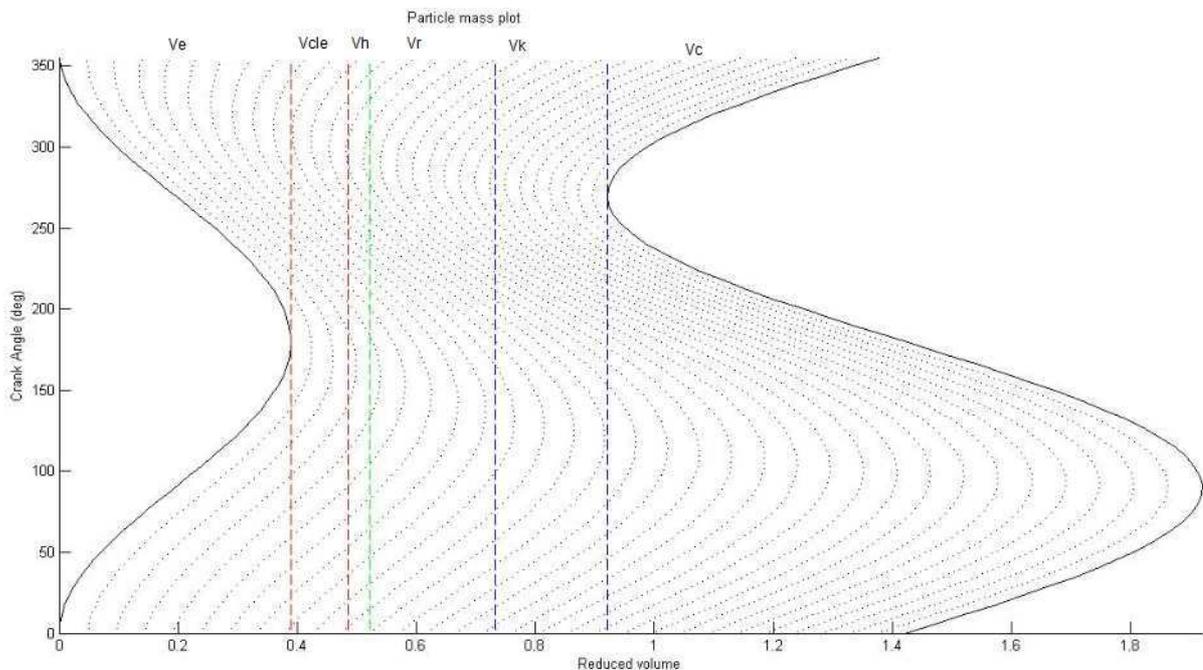


Fonte: Programa SEA, adaptado pelo autor (2015).

De acordo com a Figura 39 observa-se a variação senoidal da pressão de trabalho em função do ângulo de manivela, mostrado o valor máximo para a pressão de 159,8 bar quando o ângulo de manivela é 160°.

A Figura 40 mostra as linhas de corrente que indicam como o gás flui através de um motor Stirling Solo V161. Os volumes do motor são delineados pelas linhas verticais coloridas. Da esquerda para a direita, tem-se: o volume varrido pelo pistão de expansão, o volume morto (que impede que o pistão entre em contato com o permutador quente de calor), o aquecedor, o regenerador, o resfriador, e o volume varrido pelo pistão de compressão.

Figura 40-Diagrama do Fluxo de Partículas de Massa para o Motor Solo V161



Fonte: Programa SEA, adaptado pelo autor (2015).

Este gráfico mostra como as partículas de massa do gás fluem dentro do motor ao longo de um ciclo. Usando as equações de massa e energia para as cinco células do motor e as relações do gás ideal, a massa de acumulação no interior de cada uma das células é obtida durante um ciclo do motor. Os resultados obtidos mostram que as alterações de massa na câmara de compressão ocorrem com maior intensidade em comparação com as mudanças na câmara de expansão. Outra análise que pode ser feita é que os volumes do arrefecedor

(resfriador) e da zona de compressão podem ser reduzidos, uma vez que algumas partículas de massa nunca saem destes espaços. Esta informação não é intuitivamente óbvia, e pode direcionar o projeto da máquina aumentando a performance do motor.

### 5.3 Resultados para simulação Adiabática ideal

Na análise adiabática, o motor Stirling é dividido em cinco partes tornando, assim, a análise mais completa. Este processo também é avaliado em relação à direção do fluxo de gás para dentro o motor (POSSAMAI; TAPIA, 2011, p.8). Para a simulação adiabática do motor, utilizando os dados de entrada apresentados na Tabela 2, no programa SEA obteve-se 17,3 kW de potência e eficiência de 42,3%. Neste ponto de operação, tem-se 40,86 kW de potência térmica adicionada ao motor Stirling (fonte quente), e 23,63 kW de potência térmica rejeitada pelo motor (fonte fria). A Tabela 5 apresenta os resultados numéricos obtidos.

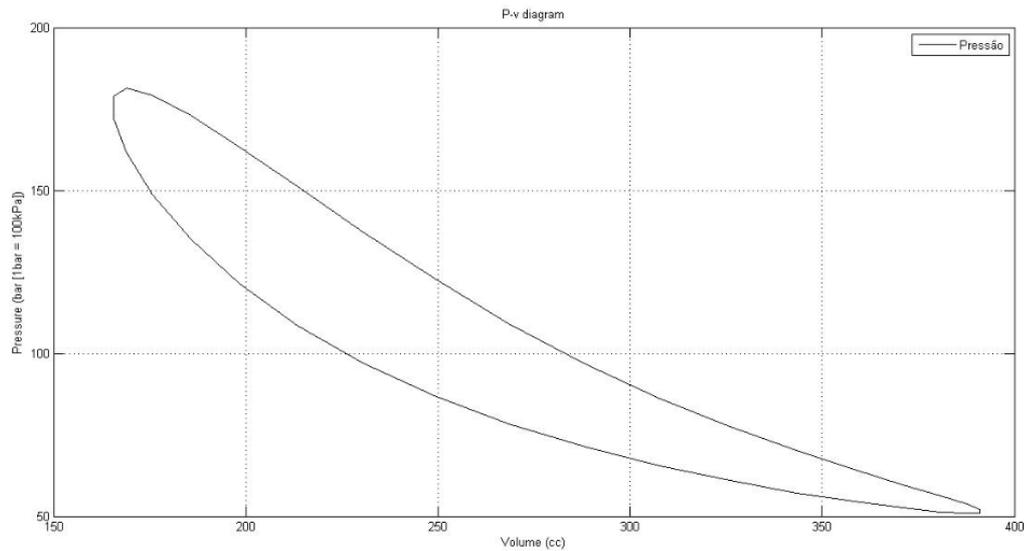
Tabela 5-Resultado da Simulação da Análise Adiabática Ideal.

Potência Total de Saída	17,2734 kW
Calor Transferido para o Resfriador (Q <sub>k</sub> )	-23,6261 kW
Calor Transferido para o Aquecedor (Q <sub>h</sub> )	40,85982 kW
Calor Líquido Transferido para o Regenerador (Q <sub>r</sub> )	0,00006 kW
Eficiência Térmica	42,3 %

Fonte:Elaborado pelo autor com dados extraídos do programa SEA (2015).

A Figura 41 mostra as variações de pressão em relação ao volume do motor pela análise adiabática. O nível obtido mostra a quantidade de trabalho realizado pelo motor durante cada ciclo.

Figura 41-Diagrama P-V para análise Adiabática

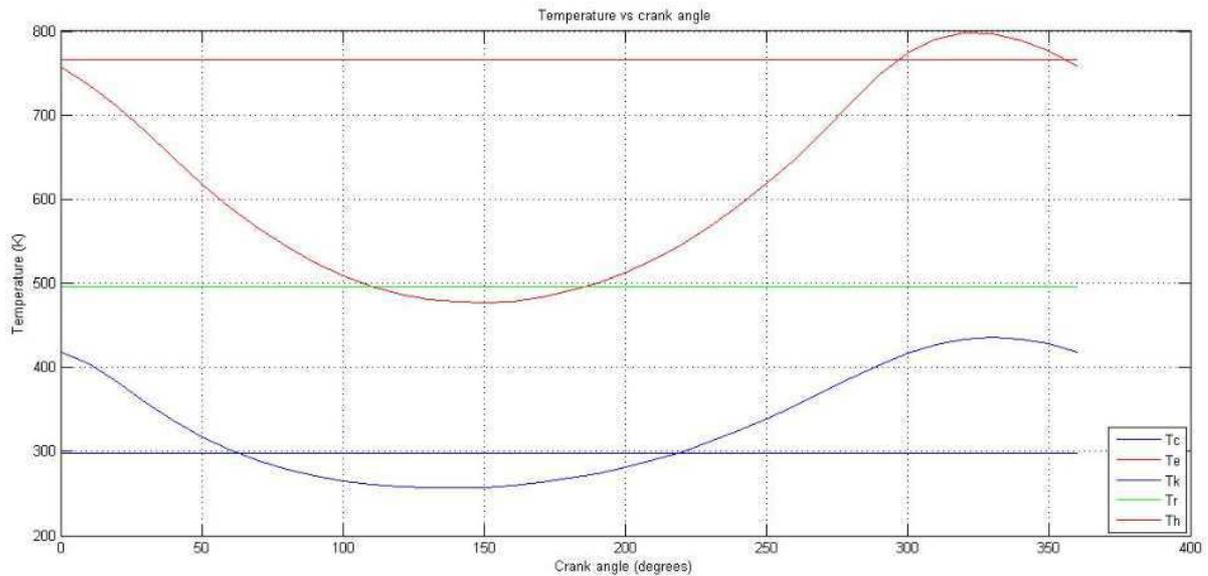


Fonte: Programa SEA, adaptado pelo autor (2015).

Assim como na análise de Schmidt, o ciclo possui um formato quase elíptico, como resultado das variações de volume sinusoidal e da presença de volumes mortos, o que acaba arredondando o diagrama de pressão e volume do sistema. Em comparação com o diagrama P-v de Schmidt, esse diagrama apresenta uma menor área e, portanto, menor trabalho, comprovando que a análise adiabática (2ª Ordem) apresenta resultados mais próximos dos reais. Isso pode ser observado também pelo menor rendimento apresentado nesta análise.

Nesta análise, a temperatura do gás de trabalho nos trocadores de calor permanece igual às temperaturas nas fontes fria e quente (perfeito de troca de calor), mas como os espaços de compressão e de expansão são considerados adiabáticos, as respectivas temperaturas irão variar. A Figura 42 mostra como varia temperatura ao longo do ciclo para a análise adiabática.

Figura 42-Diagrama Temperatura- $\theta$  para análise Adiabática



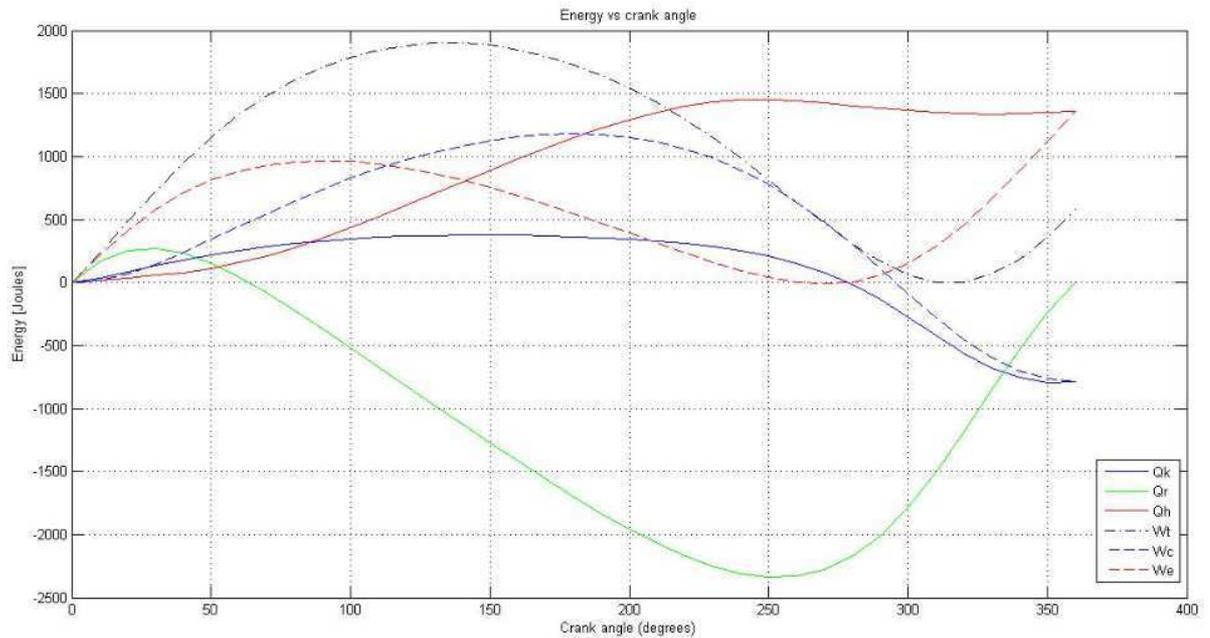
Fonte: Programa SEA, adaptado pelo autor (2015).

Os resultados mostram que a temperatura no espaço de compressão,  $T_c$ , varia entre 256 K e 436 K, enquanto no espaço de expansão  $T_e$  muda de 477 K e 798 K. A Figura 38 também mostra que as temperaturas da fonte quente e da fonte fria permanecem constantes, ou seja,  $T_k=298$  K e  $T_h=766$  K, e a temperatura do regenerador efetivo é  $T_r=484$  K. Estes resultados indicam que os espaços de trabalho adiabáticos conduzem a uma redução significativa na temperatura do gás no espaço quente e a um aumento significativo na temperatura do gás no espaço frio o que reduz a eficiência térmica.

O desvio de temperatura do gás, acima e abaixo da temperatura dos permutadores de calor, é provocado por perdas termodinâmicas conhecidas como "perda de transferência de calor" ou "perdas por histerese". Contudo, os permutadores de calor ainda funcionam bem o suficiente para permitir que o ciclo real seja eficaz, mesmo se a eficiência térmica efetiva do sistema como um todo é seja bem abaixo do limite teórico.

A Figura 43 mostra a variação dos trabalhos e calores transferidos ao longo do ciclo adiabático ideal. A diferença na faixa de energia do regenerador, aquecedor e refrigerador é completamente evidente. Além disso, esta figura mostra que a energia total do ciclo de passagem por meio de um regenerador ideal é igual a zero no final do ciclo (linha verde sólida).

Figura 43-Diagrama Energia- $\theta$  para análise Adiabática



Fonte: Programa SEA, adaptado pelo autor (2015).

A linha pontilhada azul mostra o trabalho no espaço de compressão. Quando essa curva mergulha para baixo, o trabalho é feito sobre o gás, uma vez que é comprimido. Durante o processo de expansão do ciclo o trabalho é sobre o pistão de compressão, refletido pelo movimento para cima da curva. No final do ciclo, este valor é negativo, indicando que a compressão do pistão requer uma entrada de trabalho líquido. A linha sólida azul mostra o calor que flui para fora do trocador. Nota-se que o calor a partir do resfriador e o trabalho de compressão do pistão têm a mesma energia no final do ciclo. Observa-se também, que o aquecedor e o espaço de expansão apresentam um fluxo de energia positiva. A linha pontilhada preta representa o trabalho líquido do ciclo. Neste traço, o ciclo termina em uma posição mais elevada do que começou, indicando que o motor converte a energia de calor em trabalho.

Aqui se consegue, também, ter uma ideia da importância do regenerador, uma vez que é responsável pelo pré-aquecimento e pré-arrefecimento do gás. Observa-se que a energia envolvida nesse processo é cerca de duas vezes superior ao calor da fonte quente, ou seja, uma pequena diminuição na transferência de calor no regenerador real levará para o mesmo ciclo de pressões a variações significativas nos calores da fonte quente e da fonte fria e, conseqüentemente, a uma forte redução do rendimento térmico (COSTA, 2013, p.92). Isso

indicar que o desempenho do motor depende criticamente da eficácia do regenerador e de sua capacidade para acomodar fluxos de calor.

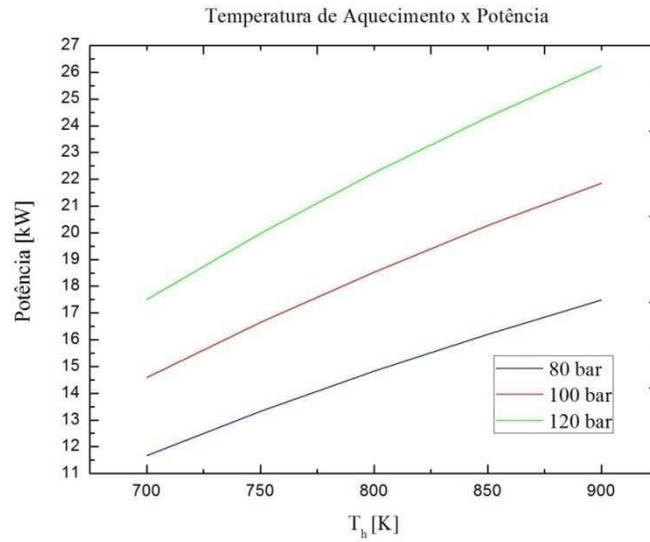
## **5.4 Análise Paramétrica**

A simulação numérica possibilita a alteração de diversos parâmetros sem custos financeiros, com o intuito de comparar seus resultados para buscar a melhor configuração de trabalho da máquina, de acordo com as possibilidades de recursos e limitações. Nessa seção será feito um estudo variando alguns parâmetros que permitem otimizar o motor Stirling SOLOV161 Solar e identificar como eles podem influenciar o desempenho do sistema.

### **5.4.1 Influência da Pressão de Trabalho e da Temperatura de Aquecimento**

Para fazer a análise da influência da pressão de trabalho no desempenho do motor Stirling altera-se a temperatura da fonte quente, mantendo a temperatura de resfriamento em 298 K (25 °C). Foram utilizadas pressões de 80 bar, 100 bar e 120 bar para a análise. A Figura 44 apresenta a influência destes parâmetros na potência. Pode-se notar que há um aumento na potência gerada à medida que aumenta a temperatura de aquecimento para cada uma das pressões utilizadas.

Figura 44-Variação da Potência do motor para diferentes pressões de trabalho



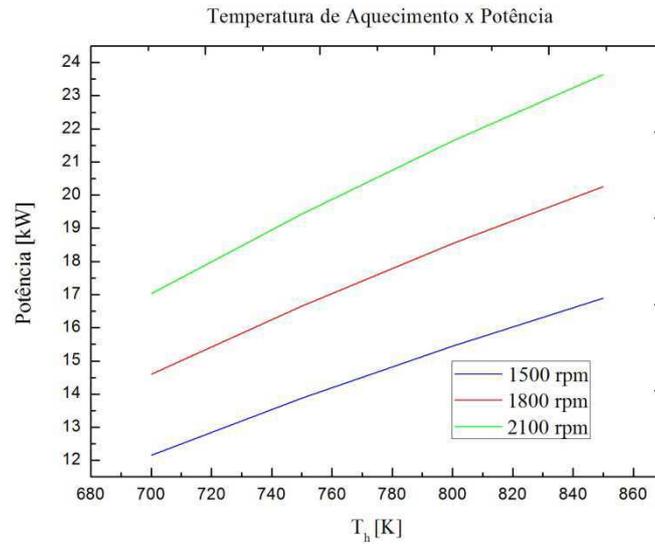
Fonte:Elaborado pelo autor no OriginPro (2015).

A partir dos resultados percebe-se que as melhores condições de operação de um motor Stirling se dão com maiores diferenças de temperatura. A pressão de trabalho também exercer forte influência no desempenho do motor, observa-se que o motor apresenta maiores valores de potência para maiores pressões de operação.

#### 5.4.2 Influência da Rotação

Outra análise interessante, é com relação à rotação do motor A Figura 45 mostra a influência da rotação na potência de saída para uma pressão constante de 100 bar.

Figura 45-Influencia da Rotação do motor na Potência



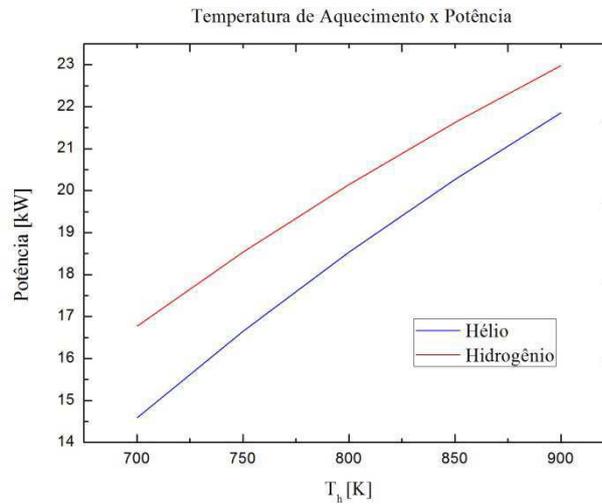
Fonte:Elaborado pelo autor no OriginPro (2015).

Pode-se notar que para o caso da potência, há um aumento à medida que aumenta a rotação do motor, neste caso, para valores de 1500rpm, 1800 rpm e 2100 rpm. Esse valor pode ser variado através da rede conectada ao motor Stirling Solo.

#### 5.4.2 Influência do Gás de Trabalho

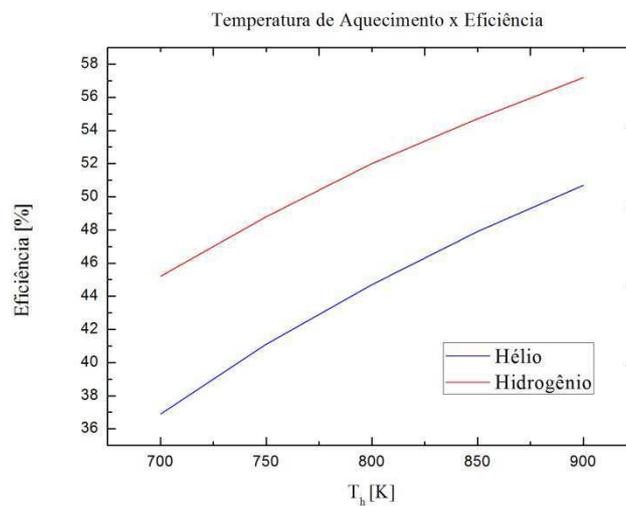
As propriedades do gás de trabalho exercem grande influência na potência e na eficiência do motor Stirling. O motor Stirling Solo utiliza o hélio como fluido de trabalho, porém o hidrogênio também pode ser usado nesse sistema. Segundo Paula (2007, p.103): “[...] o ar contém grande quantidade de oxigênio, sendo limitada a temperatura dos componentes internos do motor, pois o oxigênio contido no ar pode degradar rapidamente estes componentes”. Nesta seção, será avaliado o desempenho do motor para diferentes fluidos de trabalho. As Figura 46 e 47 apresentam a influência deste parâmetro na potência e na eficiência do motor.

Figura 46-Influência do Gás de Trabalho na Potência do Motor



Fonte:Elaborado pelo autor no OriginPro (2015).

Figura 47-Influência do Gás de Trabalho na Eficiência do Motor



Fonte:Elaborado pelo autor no OriginPro (2015).

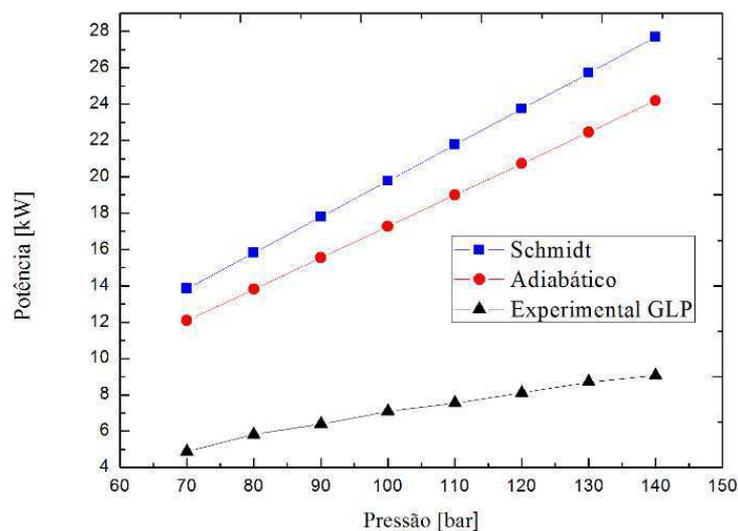
Observa-se que para o motor Stirling Solo o hidrogênio apresentou melhores resultados para potência e eficiência, podendo ser utilizado nesse sistema, otimizando assim seu desempenho. Isso é explicado devido ao fato de o hidrogênio apresentar melhores propriedades termodinâmicas em relação ao Hélio, no entanto, na prática o gás  $H_e$  é menos

inflamável e tem menos problemas de compatibilidade com os materiais usados no motor sendo, portanto, de mais segura utilização.

#### 5.4.2 Comparação com Resultados Experimentais

Como previsto teoricamente, os resultados obtidos pelas simulações mostram que a medida se aumenta a complexidade nas análises, ou seja, a ordem do método de projeto, mais próximo da realidade se apresenta os resultados. Para comprovar a confiabilidade das simulações foram plotadas curvas em comparação com valores experimentais obtidos no trabalho de Barros (2007, p.96) para testes em um motor Stirling Solo 161 utilizando GLP como combustível para fonte de calor. A Figura 48 mostra uma comparação entre valores de Potência obtidos pela análise isotérmica de Schmidt, a análise adiabática Ideal e a análise experimental, em relação a diversas pressões de trabalho.

Figura 48- Comparação com Resultados Experimentais



Fonte:Elaborado pelo autor no OriginPro (2015).

Observa-se que a simulação de Schmidt apresenta maiores valores de potência devido à análise mais idealizada desse método, mostrando que essa análise tem validade, em uma etapa inicial de projeto de motores Stirling. A análise Adiabática apresenta valores mais

próximos dos reais em função da sua análise menos idealizada. É importante notar que a curva experimental exerce comportamento semelhante às curvas provenientes da simulação numérica.

A Tabela 7 compara a potência e a eficiência do motor Stirling SOLO V161 usado no sistema EuroDish obtido a partir de testes experimentais e a partir das simulações realizadas. Sabendo que os três métodos de análise numérica aumentam em complexidade, a análise adiabática se apresenta como a hipótese mais realistas. Os resultados experimentais foram obtidos dos dados técnicos fornecidos por Schlaich Bergermann und Partner (2001, p.8) e Brignoli (2003, p.4).

Tabela 6- Comparação dos Resultados.

<b>Análise</b>	<b>Potencia (kW)</b>	<b>Eficiência(%)</b>	<b>Erro</b>
Ideal	176,34	61,1	18,6
Isotérmica	19,78	61,1	1,20
Adiabática	17,27	42,3	0,92
Experimental	9,0	30,0	

Fonte:Elaborado pelo autor com dados extraídos do programa SEA (2015).

No geral, é importante notar que a correlação entre os resultados numéricos e os experimentais para o motor real não é muito aproximada, no entanto, são de ordens de grandeza próximas. Os resultados numéricos, contudo, fornecem uma visão útil e uma base significativa para promover e entender o desempenho dos motores Stirling.

## 6 CONCLUSÃO E CONSIDERAÇÕES FINAIS

O presente estudo consistiu em avaliar numericamente o desempenho de um Motor Stirling SOLOV161 usado em sistemas solares. Inicialmente estabeleceu-se a metodologia de Projeto para análise do Motor, baseada no modelo matemático desenvolvido por Urieli (2012), além da modelagem do ciclo Ideal. Posteriormente foi realizada uma pesquisa bibliográfica para determinar os elementos de entrada usados no programa. Em seguida foram realizadas as simulações computacionais, coleta e análise dos dados.

De maneira geral, conclui-se que o modelo termodinâmico de segunda ordem foi capaz de quantificar com sucesso o desempenho do motor, relacionando as características do motor com valores que quantificam sua performance. Entre os resultados nas simulações pode-se destacar a importância do conhecimento de cada uma das variáveis e da sua influência sobre o funcionamento do motor Stirling, o que permite a otimização desses sistemas. Dessa forma ficou evidente que os objetivos do trabalho foram alcançados.

Assim, pode-se concluir que:

- ✓ Os resultados obtidos pela análise isotérmica de Schmidt comparados a valores reais, mostram que ela tem muita validade, principalmente, na etapa inicial de projeto de motores Stirling, tendo em vista que o comportamento da curva do diagrama P-V é semelhante ao obtido pelo comportamento real, porém, com valores superiores;
- ✓ As alterações no fluxo de massa do gás ocorrem com maior intensidade na câmara de compressão. Além disso, a partir das simulações realizadas o volume do resfriador e da zona de compressão podem ser reduzidos;
- ✓ O modelo adiabático ideal apresenta um resultado mais real do desempenho do motor Stirling, uma vez que apresenta uma análise menos idealizada do sistema;
- ✓ O regenerador se apresenta como um dos componentes que mais exercem influência no rendimento térmico do motor, sendo primordial para se conseguir uma eficácia muito elevada;

- ✓ A potência do motor aumenta com o aumento da temperatura da fonte quente, da pressão média de operação e da rotação de operação;
- ✓ O hidrogênio apresentou melhores resultados teóricos de potência e eficiência em relação ao hélio como gás de trabalho.

Para trabalhos futuros, dada à importância do tema, torna-se necessário o desenvolvimento de novos métodos numéricos que tornem a avaliação do motor Stirling mais próxima da realidade, além da análise do motor usado nesse estudo por métodos de projeto de terceira e quarta ordem. Além disso, propõe-se a realização de um estudo detalhado das características e parâmetros do regenerador, dada sua importância na influência da eficiência térmica do motor. Outra sugestão é a análise de viabilidade econômica para sistemas *Dish/Stirling*, tendo em vista seu enorme potencial de utilização para geração de eletricidade, além do desenvolvimento do projeto e construção de um Sistema Stirling Solar para aplicação em Geração Distribuída.

Por fim, é certo que o referido estudo pode ainda ser significativamente explorado para se obter melhor entendimento dos fundamentos e fenômenos relacionados com o desenvolvimento de um motor Stirling. Sendo assim, acredita-se que por meio dos resultados aqui obtidos e através da metodologia aplicada, este trabalho se torne uma fonte de pesquisa para melhorar a compreensão no desenvolvimento de motores Stirling e de outros projetos de mesma natureza na comunidade acadêmica.

## REFERÊNCIAS

ABETE, Aitziber Jiménez. **Testing and Optimization of the performance of a Stirling engine**. Navarra: Universidad Pública de Navarra, 2013. Disponível em:< <http://academica-e.unavarra.es/handle/2454/7466>>. Acesso em: 20 set. 2015.

ANDRADE, Maria Margarida de. **Introdução à metodologia do trabalho científico: elaboração de trabalhos na graduação**. 5. ed. São Paulo: Atlas, 2001.

ASNAGHI, A. *et al.* Thermodynamics Performance Analysis of Solar Stirling Engines. **ISRN Renewable Energy**, Cairo, v. 2012, Article ID 321923, p.1-14, 2012.

AYRE, James. New Solar Stirling Dish Efficiency Record Of 32% Set. **Cleantechnica**, 17 jan. 2013. Disponível em: <<http://cleantechnica.com/2013/01/17/new-solar-stirling-dish-efficiency-record-of-32-set/>>. Acesso em: 27 out. 2015.

BARBEE,Jeffrey. Could this be the world's most efficient solar electricity system?.**The Guardian**, London, 13 mai. 2015. Disponível em:< <http://www.theguardian.com/environment/2015/may/13/could-this-be-the-worlds-most-efficient-solar-electricity-system>>.Acesso em: 27 out. 2015.

BORGNAKKE, C.; SONNTAG, R, E. **Fundamentos da Termodinâmica**. 7. ed. São Paulo: Edgard Blücher, 2009

BRIGNOLI, V. **CESI EuroDish solar generator**. Milan: CESI SFR Renewable Energy Unit, 2003. Disponível em:<[http://apps.cesi.it/applicativo\\_news/allegati/967/Brignoli.pdf](http://apps.cesi.it/applicativo_news/allegati/967/Brignoli.pdf)>. Acesso em: 20 set. 2015.

CACHUTÉ, Liomar de Oliveira. **Análise Teórica e Apresentação de Metodologia de Projeto de Motor Stirling para Uso em Sistema de Resfriamento Evaporativo**. 2006.106f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica)–Universidade de Taubaté, Taubaté, 2006.

CAMPOS, Marcos Carvalho. **Modelagem, Simulação e Otimização Numérica e Experimental de Sistemas de Resfriamento de Equipamentos Eletrônicos e Motores Stirling**. 2004. 114f. Dissertação (Doutorado em Engenharia de Processos Térmicos e Químicos)–Universidade Federal de Paraná, Curitiba, 2004.

CASTELLANOS, Luis Sebastian Mendoza. **Modelagem de Sistemas de Geração de Eletricidade a Partir de Energia Solar utilizando Pratos Parabólicos e Motores Stirling (Dish/Stirling)**. 2012.142f. Dissertação (Mestrado em Engenharia de Energia)–Universidade Federal de Itajubá, Itajubá, 2012.

ÇENGEL, Yunus A.; BOLES, Michael A. **Termodinâmica**. 5. Ed. São Paulo: McGraw-Hill, 2006.

CHEN, N. C. J.; GRIFFIN, F. P. **A Review of Stirling Engine Mathematical Models**. 1. ed. Tennessee: Oak Ridge National Laboratory, 1983.

CLEANERGY. Disponível em: <<http://cleanergy.com/solutions/#csp-systems>>. Acesso em: 27 out. 2015.

CONTAR, Ives Barbosa. **Desenvolvimento de um Motor de Stirling Acoplado a uma Placa Parabólica Coletora de Energia Solar**. 2008. 39f. Monografia (Graduação em Engenharia Mecânica) –Universidade São Francisco, Campinas, 2008.

COSTA, João Miguel Santos. **Metodologia Simplificada para a análise termoeconômica de sistemas de cogeração com motor Stirling**. 2013. 123f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Universidade do Minho, Braga, 2013.

CRUZ, Vinicius Guimarães da. **Desenvolvimento Experimental de um Motor Stirling tipo Gama**. 2012. 69f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica)-Universidade Federal da Paraíba, João Pessoa, 2012.

DAVIS, Mike. Stirling Engine Generator. **New Energy Direction**. 10 jun. 2009. Disponível em: <<http://newenergydirection.com/blog/2009/06/stirling-engine-generator/>>. Acesso em: 27 out. 2015.

DYSON, Rodger W.; WILSON, Scott D.; TEW, Roy C. **Review of Computational Stirling Analysis Methods**. Ohio: John H. Glenn Research Center at Lewis Field, NASA / TM – 2004 – 213300, 2004

ENGINEERING EQUATIONSOLVER .**Wikipédia**. Disponível em: <[https://en.wikipedia.org/wiki/Engineering\\_Equation\\_Solver](https://en.wikipedia.org/wiki/Engineering_Equation_Solver)>. Acesso em: 02 nov. 2015.

EPE. **Nota Técnica DEA 13/14: Demanda de Energia 2050**. Rio de Janeiro: Ministério de Minas e Energia, 2014. Disponível em:< <http://www.epe.gov.br/Estudos/Documents/DEA%2013-14%20Demanda%20de%20Energia%202050.pdf>>. Acesso em: 31 ago. 2015.

FERREIRA, A.C. *et al.* **Modeling a Stirling Engine for Cogeneration Applications**. Proceedings of the ASME 2012 International Mechanical Engineering Congress & Exposition IMECE2012, ASME, Houston, v. 6, p. 1–9, 2012.

GIL, Antonio Carlos. **Como Elaborar Projetos de Pesquisa**. 4. ed. São Paulo: Atlas, 2002.



PAUTZ, Edson Ronaldo. **Estudo e Projeto de um Motor Stirling**. 2013. 57f. Monografia (Graduação em Engenharia Mecânica)–Universidade Regional do Noroeste do Estado do Rio Grande do Sul, Panambi, 2013.

PAULA, Rafael Bergamasco e. **Projeto e Avaliação Teórica e Experimental de Sistemas de Geração de Eletricidade a Partir da Biomassa Utilizando Motores Stirling**. 2007. 162f. Dissertação (Mestrado em Engenharia de Energia)–Universidade Federal de Itajubá, Itajubá, 2007.

POSSAMAI, Daniel Giovanni; TAPIA, Gabriel Ivan Medina. Thermodynamics Analysis Of Stirling Engine. In: BRAZILIAN CONGRESS OF MECHANICAL ENGINEERING, 21., 2011, Natal. **Anais...** Natal: ABCM, 2011. Disponível em: <<http://www.abcm.org.br/app/webroot/anais/cobem/2011/PDF/019501.pdf>>. Acesso em: 20 out. 2015.

QENERGY. Disponível em: <<http://www.qnergy.com/product-under-development/>>. Acesso em: 27 out. 2015.

RAGGA, Rodrigo Ignacio Navarrete. **Diseño de Motor Stirling para Generación Eléctrica con Fuentes Geotérmicas**. 2008. 117f. Monografia (Graduação em Engenharia Mecânica)–Universidad de Chile, Santiago, 2008.

ROXO, Lourenço Batista. **Geração de Energia Elétrica com Coletor Solar e Motor Stirling**. 2007. 88f. Monografia (Graduação em Engenharia Mecânica)–UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO, São Paulo, 2007.

SANTOS, Ana Carolina Ávila. **Análise Numérica de um Modelo Adiabático em um Motor Stirling**. 2014. 37f. Monografia (Graduação em Engenharia de Energia)–Faculdade UnB Gama, Universidade de Brasília, Distrito Federal, 2014.

SCHLAICH BERGERMANN UND PARTNER. **EuroDish –Stirling**. Stuttgart: **Schlaich Bergemann und Partner GbR**, 2001. Disponível em: <[pointfocus.com/images/pdfs/eurodish.pdf](http://pointfocus.com/images/pdfs/eurodish.pdf)>. Acesso em: 25 out. 2015.

SHAW, John E. **Comparing Carnot, Stirling, Otto, Brayton and Diesel Cycles**. Transactions of the Missouri Academy of Science, Missouri, v. 42, p. 1–6, 2008.

SILVA, Renato Peron da. **Projeto Motor Stirling**. Campinas:Unicamp, 2008. Disponível em: <[www.ifi.unicamp.br/~lunazzi/F530.../RenatoP-Llagostera\\_RF2.pdf](http://www.ifi.unicamp.br/~lunazzi/F530.../RenatoP-Llagostera_RF2.pdf)>. Acesso em: 31 ago. 2015.

STIRLING ENERGY SYSTEMS. **Wikipédia**. Disponível em: <[https://en.wikipedia.org/wiki/Stirling\\_Energy\\_Systems](https://en.wikipedia.org/wiki/Stirling_Energy_Systems)>. Acesso em: 27 out. 2015.

STRAUSS, Johannes M.; DOBSON, Robert T. **Evaluation of a Second Order Simulation for Sterling Engine Design and Optimisation**. Journal of Energy in Southern Africa, Cape Town, v. 21, n. 2, 2010.

TERRA, Lygia Maria; COELHO, Marcos de Amorim. **Geografia Geral: O Espaço Natural e Socioeconômico**. 1. ed. São Paulo: Ed. Moderna, 2005.

URIELI, Israel . Stirling Cycle Machine Analysis. **Ohio University**, 2012. Disponível em: <<http://www.ohio.edu/mechanical/stirling/me422.html>>. Acesso em: 5 nov. 2015.

## **ANEXOS**

**ANEXO A- TABELA COM CALORES ESPECÍFICOS DE GÁS IDEAL (ÇENGEL, 2006).**

<b>TABLE A-2</b>					
Ideal-gas specific heats of various common gases					
(a) At 300 K					
Gas	Formula	Gas constant, $R$ kJ/kg · K	$c_p$ kJ/kg · K	$c_v$ kJ/kg · K	$k$
Air	—	0.2870	1.005	0.718	1.400
Argon	Ar	0.2081	0.5203	0.3122	1.667
Butane	C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	0.1433	1.7164	1.5734	1.091
Carbon dioxide	CO <sub>2</sub>	0.1889	0.846	0.657	1.289
Carbon monoxide	CO	0.2968	1.040	0.744	1.400
Ethane	C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	0.2765	1.7662	1.4897	1.186
Ethylene	C <sub>2</sub> H <sub>4</sub>	0.2964	1.5482	1.2518	1.237
Helium	He	2.0769	5.1926	3.1156	1.667
Hydrogen	H <sub>2</sub>	4.1240	14.307	10.183	1.405
Methane	CH <sub>4</sub>	0.5182	2.2537	1.7354	1.299
Neon	Ne	0.4119	1.0299	0.6179	1.667
Nitrogen	N <sub>2</sub>	0.2968	1.039	0.743	1.400
Octane	C <sub>8</sub> H <sub>18</sub>	0.0729	1.7113	1.6385	1.044
Oxygen	O <sub>2</sub>	0.2598	0.918	0.658	1.395
Propane	C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	0.1885	1.6794	1.4909	1.126
Steam	H <sub>2</sub> O	0.4615	1.8723	1.4108	1.327

**ANEXO B- CÁLCULO PARA ERRO**

Segundo Campos (2004, p. 38) o erro relativo é dado por:

$$e_p = \frac{T(\text{Numérico}) - T(\text{experimental})}{T(\text{experimental})} \quad (65)$$

**APÊNDICE**

## APÊNDICEA- MODELAGEM DO CICLO IDEAL NO PROGRAMA EES.

```

"Modelagem Ciclo Stirling Ideal"
"Rayston Sousa"
"Dados de Entrada"
T_L=298[K]
T_H=766[K]
P[1]=2000[kPa]
P[3]=15000[kPa]
m_gas=0.002484[kg]
f_oper=30 [Hz]
"====Processo 1-2 Compressão Isotérmica===="
R=2.0769[kJ/kg-K] " Const. dos Gases Perfeitos para Hélio a Temp. Ambiente (Tab. A.2 Çengel- Anexo A)"
T[1]=T_L
T[3]=T_H
P[1]*v[1]=R*T[1]
P[3]*v[3]=R*T[3]
v[2]=v[3] "Processo isocórico"
T[2]=T[1]
P[1]*v[1]=P[2]*v[2]
s[1]=entropy(Helium,T=T[1],P=P[1])
s[2]=entropy(Helium,T=T[2],P=P[2])
"Conservação de Energia para 1-2"
W_12=m_gas*R*T_L*ln(v[2]/v[1]) "TRabalho realiado pelo Pistão de Potência"
Q_12=W_12 " Calor dissipado no cooler"
Q_sai=Q_12
"====Processo 2-3 Adição de Calor a volume cte===="
s[3]=entropy(Helium,T=T[3],P=P[3])
C_V=3.1156[kJ/kg-K] "Calor Esp. a Volume Cte para Hélio a Temp. Ambiente (Tab. A.2 Çengel-Anexo A) "
DELTAu_23=m_gas*C_V*(T_H-T_L)
Q_23=DELTAu_23
Q_R=DELTAu_23 " Calor absorvido da Matriz Regenerador"
"====Processo 3-4 Expansão Isotérmica===="
v[4]=v[1] "Processo isocórico"

```

$$T[4]=T[3]$$

$$P[4]*v[4]=P[3]*v[3]$$

$$s[4]=\text{entropy}(\text{Helium}, T=T[4], P=P[4])$$

"Conservação de Energia para 3-4"

$$W_{34}=m_{\text{gas}}*R*T_H*\ln(v[4]/v[3])$$

$$Q_{34}=W_{34}$$

$$Q_{\text{ent}}=Q_{34} \text{ "Calor absorvido do Aquecedor"}$$

"====Processo 4-1 Remoção de Calor a volume cte===="

$$Q_{41}=-Q_R \text{ " Calor rejeitado para a Matriz Regenerador"}$$

"====Parâmetros de desempenho===="

$$\text{Eta}_{\text{th}}=(1-(T_L/T_H))*100[\%]$$

$$W_{\text{net}}=Q_{\text{ent}}-Q_{\text{sai}}$$

$$\text{Pot}=W_{\text{net}}*f_{\text{oper}}$$