

**RODRIGO OREFISE DENTELLO**

**ESTUDO DE GERAÇÃO DE ENERGIA ELÉTRICA EM MOTORES STIRLING  
ACIONADOS POR BIOGÁS E/OU ENERGIA SOLAR**

Guaratinguetá

2017

**Rodrigo Orefise Dentello**

**ESTUDO DE GERAÇÃO DE ENERGIA ELÉTRICA EM MOTORES STIRLING  
ACIONADOS POR BIOGÁS E/OU ENERGIA SOLAR**

Dissertação de Mestrado apresentada à Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, como parte dos requisitos para obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica na área de Energia.

Orientador: Prof. Dr. José Luz Silveira

Co-Orientadores: Prof. Dra. Eliana Vieira Canettieri e Prof. Dr. Antonio Wagner Forti

Guaratinguetá  
2017

Dentello, Rodrigo Orefise  
D414e      Estudo de geração de energia elétrica em motores Stirling acionados  
por biogás e/ou energia solar / Rodrigo Orefise Dentello – Guaratinguetá,  
2017.  
107 f : il.  
Bibliografia: f. 101-107

Dissertação (Mestrado) – Universidade Estadual Paulista, Faculdade de  
Engenharia de Guaratinguetá, 2017.

Orientador: Prof. Dr. José Luz Silveira

Co orientadora: Profª Drª Eliana Vieira Canettieri

Co orientador: Prof. Dr. Antonio Wagner Forti

1. Motores de combustão interna. 2. Biogás. 3. Energia solar.I. Título

CDU 621.43(043)

**RODRIGO OREFISE DENTELLO**

**ESTA DISSERTAÇÃO FOI JULGADA ADEQUADA PARA A OBTENÇÃO DO TÍTULO DE  
"MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA"**

**PROGRAMA: ENGENHARIA MECÂNICA  
ÁREA: ENERGIA**

**APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELO PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO**

  
Prof. Dr. Ana Paula Rosilmi Alves Claro  
Coordenadora

**BANCA EXAMINADORA:**



**Prof. Dr. JOSÉ LUZ SILVEIRA**  
Orientador / UNESP-FEG



**Prof. Dr. NESTOR PROENZA PÉREZ**  
UNESP-FEG



**Prof. Dr. EDERALDO GODOY JUNIOR**  
UNITAU

*Julho de 2017*

Dentello, R. O. Estudo de geração de energia elétrica em motores Stirling acionados por biogás e/ou energia solar. 107p. Guaratinguetá, 2017. Dissertação de Mestrado em Engenharia Mecânica – Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, UNESP.

## RESUMO

O motor Stirling é um motor de combustão externa que opera com diferenças de temperaturas, produzindo trabalho mecânico e eletricidade. Esse tipo de motor opera em um ciclo fechado, que através do uso de uma fonte quente e uma fria, expande e comprime um fluido de trabalho (ar, hélio ou hidrogênio, dentre os mais comuns), fornecendo assim o movimento de um pistão. Pode operar com calor residual e também com a queima de qualquer tipo de combustível (gás natural, diesel, gasolina, etc). Essa tecnologia tem se destacado para o desenvolvimento de sistemas que operam com biocombustíveis (biogás e syngas) e com energias renováveis, como por exemplo, caso de uso de concentradores solares. Este trabalho tem como objetivo estudar as performances termodinâmica, econômica e ambiental de um sistema Stirling operando com sistema de alimentação a biogás e energia solar, aplicado para a geração de energia elétrica descentralizada. São realizados estudos dos aspectos termodinâmicos do ciclo Stirling, com foco no funcionamento e no trabalho do motor. São efetuadas análises técnicas do sistema operando com câmara de combustão a biogás e utilizando energia de concentrador solar parabólico. Em etapa final são analisados e comparados os aspectos econômicos e ambientais do sistema acionado por biogás e energia solar. Os resultados obtidos mostraram pela teoria de Schmidt uma eficiência do motor Stirling de 67%. Da análise econômica, fica evidente que um maior número de horas de operação corrobora com a viabilidade econômica. Quanto aos aspectos ambientais, o valor da eficiência ecológica do motor Stirling operando a biogás é de 98,02%. No caso do sistema solar utilizando concentrador para alimentar o motor Stirling, a eficiência ecológica indica é de cerca de 98%. Conclui-se que o uso de fontes renováveis, permitem bons níveis de eficiência de geração de energia elétrica de sistemas utilizando motores Stirling de pequeno porte, reduzindo níveis de poluição atmosférica e contribuindo para a redução do efeito estufa.

**PALAVRAS - CHAVE:** Motor Stirling; Biogás; Energia solar; Análise energética; Análise econômica; Análise ambiental.

**DENTELLO, R. O.** Study of electric power generation in Stirling engines driven by biogas and/or solar energy. 107p. Guaratinguetá, 2017. Master's Degree in Mechanical Engineering - Faculty of Engineering of Guaratinguetá, Paulista State University, UNESP.

### **ABSTRACT**

The Stirling engine is an external combustion engine that operates at varying temperatures, producing mechanical work or electricity. This type of engine operates in a closed cycle, which through the use of a hot and cold source expands and compresses a working fluid (air, helium or hydrogen, among the most common), thus providing the movement of a piston. It can operate with residual heat and also with the burning of any type of fuel (natural gas, diesel, gasoline, etc.). This technology has been outstanding for the development of hybrid systems that operate with biofuels (biogas and syngas) and with renewable energies, as for example, case of use of solar concentrators. This work aims to study the thermodynamic, economic and environmental performances of a Stirling system operating with a biogas and solar energy supply system, applied for the generation of decentralized electric energy. Studies are carried out on the thermodynamic aspects of the Stirling cycle, focusing on the operation and work of the engine. Technical analysis of the system is carried out using a biogas combustion chamber and using parabolic solar concentrator energy. In the final stage are analyzed and compared the economic and environmental aspects of the system activated by biogas and solar energy. The results showed that through the thermodynamic analysis by the Schmidt theory, a Stirling engine efficiency of 67% was obtained. From the economic analysis, it is evident that a greater number of hours of operation corroborates with economic viability. As for the environmental aspects, the ecological efficiency value of the Stirling engine operating biogas is 98.02%. In the case of the solar system using concentrator to power the Stirling engine, the ecological efficiency indicates is about 98%. It is concluded that the use of renewable sources, allow good levels of efficiency of electric power generation of systems using small Stirling motors, reducing levels of air pollution and contributing to the reduction of the greenhouse effect.

**KEY-WORDS:** Stirling engine; Biogas; solar energy; Energy analysis; Economic analysis and environmental analysis.

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Câmara de combustão acoplada ao motor Stirling.....	20
Figura 2 – Sistema solar com motor Stirling.....	21
Figura 3 – Primeiro modelo de modelo Stirling construído para substituir a máquina a vapor. .....	22
Figura 4 –Funcionamento motor Stirling. ....	24
Figura 5 – Configuração do motor Stirling tipo alfa. ....	25
Figura 6 – Configuração do motor alfa tipo V. ....	26
Figura 7 – Configuração beta no motor Stirling.....	26
Figura 8 – Configuração gama do motor Stirling.....	27
Figura 9 – Diversos mecanismos de funcionamento dos pistões no motor Stirling.....	29
Figura 10 – Diagramas T-S e P-V do ciclo Stirling .....	30
Figura 11 – Comportamento de cada fluido de trabalho. ....	33
Figura 12 – Processo de digestão anaeróbica. ....	35
Figura 13 – Principais componentes de um sistema solar com motor Stirling.....	38
Figura 14 – Motores Stirling da Stirling DK Dinamarca de 1,4 e 8 cilindros.....	39
Figura 15 – Motores Stirling Genoa 01 e Genoa 03 que apresentam configuração respectivamente de um e dois cilindros.....	40
Figura 16 – Motor Stirling modelo V161 Cleanergy. ....	41
Figura 17 – Unidade solar de motor Stirling da empresa Cleanergy.....	41
Figura 18 – Modelo Qalovis g38 e esquema do motor. ....	42
Figura 19 – Motor Stirling de pistão livre da Qnergy. ....	43
Figura 20 - Protótipo com motor Stirling e concentrador solar no norte da Itália. ....	43
Figura 21 - Projeto DISTAL I com motor Stirling.....	44
Figura 22 – Projeto DISTAL II com motor Stirling V161 .....	45
Figura 23 – Planta solar de Maricopa com tecnologia Stirling. ....	45
Figura 24 – Representação da parte interna de um motor Stirling do tipo alfa.....	48
Figura 25 – Representação da parte interna de um motor Stirling do tipo beta. ....	50
Figura 26 – Representação da parte interna de um motor Stirling do tipo gama. ....	52
Figura 27 – Motor Stirling V161 .....	54
Figura 28 – Aquecedores do tipo tubular e anular respectivamente.....	57
Figura 29 – Sistema de refrigeração do motor Stirling modelo solo V161 .....	58
Figura 30 – Várias formas de matrizes de regeneradores.....	59

Figura 31 – Matrizes de diferentes materiais.....	60
Figura 32 – Matrizes de aço inoxidável com diferentes porosidades.....	61
Figura 33 – Materiais utilizados no concentrador para reflexão solar. ....	62
Figura 34 – Receptor de iluminação direta.....	64
Figura 35 – Temperaturas em diferentes pontos do receptor. ....	64
Figura 36 – Receptor de refluxo pool boiler.....	65
Figura 37 – Receptor do tipo heat pipe de um motor Stirling. ....	66
Figura 38 – Sistemas de rastreamento azimute e polar respectivamente. ....	67
Figura 39 – Paraboloide de revolução. ....	68
Figura 40 – Dimensionamento do receptor no concentrador parabólico.....	71
Figura 41 – Concentração máxima em função da variação do ângulo de borda do concentrador. ....	72
Figura 42 – Balanço de energia no concentrador. ....	73
Figura 43 – Representação das tarifas mundiais. ....	84
Figura 44 – Ciclo real P x V do motor Stirling pela teoria de Schmidt.....	90
Figura 45 – Potência elétrica do motor em função da vazão mássica obtida do biogás.....	91
Figura 46 – Custo de energia elétrica do sistema solar para um período de funcionamento de 2555 horas/ano.....	94
Figura 47 – Custo de energia elétrica do sistema a biogás para um período de funcionamento de 2555 horas/ano.....	94
Figura 48 – Payback do sistema solar e a biogás para um período de funcionamento de 2555 horas/ano.....	95
Figura 49 – Custo de energia elétrica produzida do sistema a biogás para um período de funcionamento de 6205 horas/ano. ....	96
Figura 50 – Payback do sistema solar para 2555 horas/ano e a biogás para 6205 horas/ano. .	96



## LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Comportamento dos principais fluidos de trabalho. ....	32
Tabela 2 – Composição média do biogás. ....	34
Tabela 3 – Peso específico e poder calorífico inferior de acordo com a composição química. ....	36
Tabela 4 – Componentes adotados para o biogás. ....	37
Tabela 5 – Símbolos utilizados pela teoria de Schimdt. ....	47
Tabela 6 – Dados do motor obtidos pelo catálogo do fabricante. ....	55
Tabela 7 – Dados utilizados no projeto para o motor. ....	55
Tabela 8 – Tipos de materiais do regenerador e outras propriedades. ....	60
Tabela 9 – Parâmetros utilizados para obtenção do coletor. ....	78
Tabela 10 – Parâmetros adotados para análise econômica. ....	82
Tabela 11 – Custos do biogás e de manutenção para análise econômica. ....	82
Tabela 12 – Tarifa média de eletricidade residencial utilizada no Brasil. ....	83
Tabela 13 – Tarifas residenciais de outros países. ....	84
Tabela 14 – Valores máximos permitidos por padrões internacionais de qualidade do ar. ....	85
Tabela 15 – Emissões de NO <sub>x</sub> em função do combustível. ....	87
Tabela 16 – Comparação das fontes de energia renováveis. ....	89
Tabela 17 – Resultados obtidos pela teoria de Schmidt. ....	90
Tabela 18 – Energia do combustível e vazão mássica necessária de acordo com cada potência. ....	91
Tabela 19 – Resultados obtidos em função do diâmetro do concentrador. ....	92
Tabela 20 – Resultados obtidos das eficiências para modelação do concentrador e motor Stirling. ....	93
Tabela 21 – Resultados da eficiência ecológica. ....	97
Tabela 22 – Comparação da eficiência ecológica de sistemas renováveis de mesma potência. ....	98

## LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

CH <sub>4</sub>	- Metano
CO <sub>2</sub>	- Dióxido de carbono
(CO <sub>2</sub> ) <sub>e</sub>	-Dióxido de carbono equivalente
EIA	- U.S. Energy Information Administration
ELETOBRAS	- Centrais Elétricas Brasileiras S.A.
GN	- Gás Natural
GS	- Gás de Síntese
H <sub>2</sub>	- Hidrogênio
H <sub>2</sub> S	- Ácido sulfídrico
H <sub>2</sub> O	- Água
H <sub>2</sub> S	- Ácido sulfídrico
MCI	- Motor de combustão interna
MP	- Material Particulado
N <sub>2</sub>	- Nitrogênio
NH <sub>3</sub>	- Amônia
NO <sub>x</sub>	- Óxido de nitrogênio
O <sub>2</sub>	- Oxigênio
OH	- Hidróxido
SO <sub>2</sub>	- Dióxido de enxofre

## LISTA DE SÍMBOLOS

$A_{conc}$	Área do concentrador solar	m <sup>2</sup>
$A_{rec}$	Área do receptor	m <sup>2</sup>
$C_{biogas}$	Custo do biogás	US\$/kWh
$C_{el}$	Custo de eletricidade fornecida pela rede	US\$/kWh
$C_{elb}$	Custo de eletricidade do sistema a biogás	US\$/kWh
$C_{els}$	Custo de eletricidade do sistema a energia solar	US\$/kWh
$C_{geo}$	Concentração geométrica	-
$C_{máx}$	Concentração geométrica máxima	-

$C_{man\_b}$	Custo de manutenção do conjunto a biogás	US\$/kWh
$C_{man\_s}$	Custo de manutenção do conjunto a energia solar	US\$/kWh
$(CO_2)_e$	Dióxido de carbono equivalente	kg gás/kg comb
$C_p$	Calor específico	kJ/kg.K
$C_{p_{g,bio}}$	Calor específico a pressão constante dos gases de exaustão do biogás	kJ/kg.K
$dx$	Ângulo de fase	°
$D_f$	Distância focal	m
$D_p$	Diâmetro da parábola do concentrador	m
$D_r$	Diâmetro do receptor	m
$e$	Eficiência total indicada	-
$E_{comb}$	Potência energética suprida pelo combustível	kW
$E_p$	Eletricidade produzida	kW
$E_C$	Energia indicada de compressão	J
$E_E$	Energia indicada de expansão	J
$E_{el}$	Energia elétrica produzida no motor	kW
$E_i$	Energia total indicada	J
$f$	Fator de anuidade	1/ano
$G_b$	Irradiação solar	W/m <sup>2</sup>
$GP_{elb}$	Receita anual de eletricidade do sistema a biogás	US\$/ano
$GP_{els}$	Receita anual de eletricidade do sistema solar	US\$/ano
$h$	Coefficiente de convecção	W/m <sup>2</sup> K
$H$	Período equivalente de utilização	h/ano
$I_{pb}$	Investimento da planta de biogás	US\$
$I_{cc}$	Investimento na câmara de combustão	US\$
$I_{conc}$	Investimento no concentrador esférico	US\$
$I_{motor}$	Investimento no motor Stirling	US\$
$I_{pb}$	Investimento da planta a biogás	US\$
$I_{ps}$	Investimento da planta solar	US\$
$I_{rast}$	Investimento no sistema de rastreamento solar	US\$
$k$	Taxa anual de juros	%
$K_s$	Coefficiente para tecnologias Stirling	-
$L_C$	Potência indicada de compressão	W

$L_E$	Potência indicada de expansão	W
$L_I$	Potência total indicada	W
$m$	Massa	kg
$\dot{m}_{biog}$	Vazão mássica do biogás	kg/s
$M_{Comb}$	Massa molar do combustível	kg/kmol
$n$	Rotação do motor	Hz
$P$	Pressão	Pa
$P_{el}$	Potência elétrica fornecida	kW
$P_m$	Pressão média	Pa
$P_{max}$	Pressão máxima	Pa
$P_{min}$	Pressão mínima	Pa
PCI	Poder calorífico inferior	kJ/kg
$PCI_{biog}$	Poder calorífico inferior do biogás	kJ/kg
Pr	Proundt	-
$Q$	Calor do sistema	J
$Q_{abs}$	Quantidade de energia absorvida	W
$Q_{conv}$	Energia dissipada por convecção	W
$Q_{inc}$	Energia incidente no concentrador solar	W
$Q_{util}$	Energia útil no concentrador	W
$Q_{perd}$	Energia perdida no sistema	W
$Q_{rad}$	Energia dissipada por radiação	W
$Q_{rec}$	Energia do receptor	W
$Q_u$	Energia disponível	W
$R$	Constante dos gases	J/kg
$R_c$	Raio do concentrador	m
$W$	Trabalho do ciclo	kW
$t$	Temperatura relativa	-
$T_{amb}$	Temperatura ambiente	K
$T_C$	Temperatura de compressão	K
$T_{Cav}$	Temperatura da cavidade do concentrador	K
$T_E$	Temperatura de expansão	K
$T_H$	Alta temperatura	K
$T_L$	Baixa temperatura	K

$T_R$	Temperatura do gás do regenerador	K
$v$	Volume percorrido relativo	-
$V$	Volume	$m^3$
$V_B$	Volume sobreposto do pistão	$m^3$
$V_C$	Volume momentâneo do espaço de compressão	$m^3$
$V_E$	Volume momentâneo do espaço de expansão	$m^3$
$V_{MC}$	Volume morto de compressão	$m^3$
$V_{ME}$	Volume morto de expansão	$m^3$
$V_R$	Volume do regenerador	$m^3$
$V_{SC}$	Volume percorrido do pistão de compressão	$m^3$
$V_{SE}$	Volume percorrido do pistão de expansão	$m^3$
$X$	Volume morto relativo	-
$X_{MC}$	Volume morto relativo de compressão	-
$X_{ME}$	Volume morto relativo de expansão	-
$X_R$	Volume morto relativo do regenerador	-

### Letras gregas

$\alpha$	Ângulo solar	graus
$\alpha_{abs}$	Absorbância do concentrador	-
$\varepsilon$	Eficiência ecológica	-
$\phi_r$	Ângulo de borda do concentrador	graus
$\theta_i$	Ângulo de incidência	graus
$\Pi_g$	Indicador de poluição	$kg(CO_2)_e/MJ$
$\eta_o$	Eficiência ótica	-
$\eta_{conc}$	Rendimento do concentrador	-
$\eta_{conj}$	Rendimento do conjunto	-
$\eta_{el}$	Rendimento de geração de eletricidade do motor	-
$\eta_{ist}$	Rendimento ideal do ciclo Stirling	-
$\eta_{recep}$	Rendimento do receptor	-
$\eta_{motor}$	Rendimento do motor Stirling	-
$\kappa$	Condutividade térmica	$kW/m.K$
$\rho$	Massa específica	$kg/m^3$

$\rho_r$	Refletividade do espelho	-
$\rho_r$	Refletividade	-
$\tau$	Transmitância do concentrador	-
$\mu$	Viscosidade Dinâmica	N.s/m <sup>2</sup>
$\sigma$	Constante de Stefan-Boltzmann	Wm <sup>2</sup> K <sup>4</sup>
$\gamma$	Fator de interceptação	-
$\lambda$	Fator de não sombreamento	-

## SUMÁRIO

<b>CAPÍTULO 1. INTRODUÇÃO .....</b>	<b>18</b>
1.1 OBJETIVO .....	19
1.2 SISTEMA ESTUDADOS .....	20
1.2.1 Motor Stirling com câmara de combustão utilizando biogás .....	20
1.2.2 Sistema com concentrador solar e motor Stirling .....	20
<b>1.3 CENÁRIOS PROPOSTOS .....</b>	<b>21</b>
1.3.1 Cenário 1 .....	21
1.3.2 Cenário 2 .....	21
<b>CAPÍTULO 2. ESTADO DA ARTE.....</b>	<b>22</b>
2.1. MOTOR STIRLING .....	22
2.1.1. Histórico .....	22
2.2 CLASSIFICAÇÃO DOS MOTORES.....	25
2.3 DISPOSIÇÕES DO PISTÃO NO MOTOR.....	27
2.4 CICLO STIRLING .....	29
2.5 TRABALHO REALIZADO NO CICLO STIRLING .....	30
2.6 EFICIÊNCIA IDEAL DO CICLO STIRLING .....	31
2.7 EFICIÊNCIA REAL .....	31
2.8 FLUIDO DE TRABALHO .....	32
2.9 UTILIZAÇÃO DO BIOGÁS EM MOTORES STIRLING .....	34
2.9.1 Biogás .....	34
2.10 UTILIZAÇÃO DA ENERGIA SOLAR EM MOTORES STIRLING .....	37
2.10.1 Sistemas Stirling com concentrador esférico parabólico.....	37
2.11 ALGUMAS EMPRESAS DESENVOLVEDORAS DA TECNOLOGIA STIRLING .....	38
2.11.1 Stirling DK Dinamarca .....	38
2.11.2 Genoa Stirling.....	39
2.11.3 Cleanergy.....	40
2.11.4 Qalovis.....	42
2.11.5 Qnergy .....	42
2.12 MODELOS DE MOTORES STIRLING OPERANDO A ENERGIA SOLAR.....	43
2.12.1 Eurodish.....	43
2.12.2 Distal I .....	44
2.12.3 Distal II.....	44
2.12.4 Planta Solar de Maricopa.....	45
<b>CAPÍTULO 3. AVALIAÇÃO DOS ASPECTOS TERMODINÂMICOS .....</b>	<b>46</b>
3.1 ANÁLISE TERMODINÂMICA PELA TEORIA DE SCHIMDT PARA MOTORES STIRLING .....	46
3.1.1 Motor Stirling alfa .....	48
3.1.2 Motor Stirling tipo beta .....	50
3.1.3 Motor Stirling gama.....	51
3.1.4 Energia, Potência e eficiência.....	53
3.2 ANÁLISE ENERGÉTICA PARA O SISTEMA OPERANDO A BIOGÁS.....	56

<b>CAPÍTULO 4 – AVALIAÇÃO DOS ASPECTOS TÉCNICOS DO MOTOR OPERANDO A BIOGÁS E COM CONCENTRADOR SOLAR.....</b>	<b>57</b>
4.1 COMPONENTES PRINCIPAIS DE UM MOTOR STIRLING COMERCIAL.....	57
4.1.1 Sistema de aquecimento .....	57
4.1.2 Sistema de Resfriamento .....	58
4.1.3 Regenerador.....	59
4.2 COMPONENTES DO SISTEMA STIRLING COM CONCENTRADOR SOLAR .....	61
4.2.1 Concentrador solar.....	61
4.2.2 Receptor.....	63
4.2.3 Sistema de rastreamento solar .....	66
4.3 METODOLOGIA PARA DIMENSIONAMENTO DO CONJUNTO CONCENTRADOR SOLAR E MOTOR STIRLING .....	67
4.3.1 Análise geométrica do foco do concentrador esférico parabólico.....	67
4.3.2 Diâmetro do receptor plano em um concentrador parabólico .....	70
4.3.3 Concentração geométrica máxima.....	71
4.3.4 Energia disponível no concentrador .....	72
4.3.5 Eficiência ótica do concentrador solar.....	73
4.3.6 Energia no absorvedor .....	74
4.3.7 Perdas de energia por condução .....	75
4.3.8 Perdas de energia por convecção.....	75
4.3.9 Perdas de energia por radiação .....	75
4.3.10 Eficiência térmica do concentrador .....	76
4.3.11 Eficiência do receptor.....	76
4.3.12 Eficiência global do conjunto .....	77
4.3.13 Potência elétrica.....	77
<b>CAPÍTULO 5. AVALIAÇÃO DOS ASPECTOS ECONÔMICOS DO SISTEMA.....</b>	<b>79</b>
<b>5.1 ANÁLISE ECONÔMICA.....</b>	<b>79</b>
5.1.1 Análise econômica para o sistema com câmara de combustão (biogás).....	79
5.1.2 Análise econômica para o sistema com concentrador parabólico (energia solar).....	80
<b>CAPÍTULO 6. AVALIAÇÃO DOS ASPECTOS AMBIENTAIS DO SISTEMA .....</b>	<b>85</b>
6.1 ANÁLISE ECOLÓGICA DO BIOGÁS .....	85
6.1.1 Cálculo da emissão de carbono equivalente $CO_2e$ .....	85
6.1.2 Cálculo da massa de dióxido de carbono ( $CO_2$ ).....	86
6.1.3 Cálculo da massa de dióxido de enxofre ( $SO_2$ ).....	86
6.1.4 Cálculo de Emissão de $NO_x$ .....	87
6.1.5 Cálculo de material particulado (MP) .....	87
6.1.6 Cálculo do indicador de poluição .....	88
6.1.7 Cálculo da eficiência ecológica .....	88
<b>CAPÍTULO 7 - RESULTADOS ENTRE AS FONTES DE ENERGIA .....</b>	<b>90</b>
7.1 RESULTADOS DA ANÁLISE TERMODINÂMICA PELA TEORIA DE SCHMIDT PARA MOTORES STIRLING .....	90
7.2 RESULTADOS DA ANÁLISE ENERGÉTICA PARA O MOTOR STIRLING OPERANDO A BIOGÁS.....	91
7.3 RESULTADOS DO CONJUNTO CONCENTRADOR SOLAR E MOTOR STIRLING ....	92



7.4 RESULTADOS DA ANÁLISE ECONÔMICA .....	93
7.4.1 Resultados do custo de eletricidade para o cenário 1 .....	93
7.4.2 Resultados do custo de eletricidade no sistema no caso 2.....	95
7.5 RESULTADOS DA ANÁLISE ECOLÓGICA .....	97
7.5.1 Resultados da Análise Ecológica para o sistema a biogás .....	97
7.5.2 Resultados da Análise Ecológica para o sistema solar .....	97
<b>CAPÍTULO 8. CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS.....</b>	<b>99</b>
<b>REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS .....</b>	<b>101</b>

## CAPÍTULO 1. INTRODUÇÃO

A energia elétrica é a principal fonte de energia utilizada no mundo atualmente. A eletricidade permite que pessoas assistam televisão, conservem alimentos em compartimentos refrigerados, utilizem computadores, dentre outros. Através dela foi possível alcançar o avanço tecnológico de diferentes áreas do conhecimento (ELETROBRAS, 2015; DASCOMB 2009). No último meio século, o consumo global de energia aumentou rapidamente e espera-se que esse crescimento mantenha-se nos próximos 50 anos. É previsto que o consumo de energia no mercado mundial aumente 44% até 2030 (EIA , 2016).

Como forma de atender essa demanda, houve crescimento dos sistemas de energias renováveis de micro e mini geração nos últimos quatro anos, superando sete mil instalações. De acordo com registros da ANEEL essas instalações podem produzir uma potência de 75.071,09 kW que podem suprir 60 mil residências. A fonte renovável mais utilizada para os sistemas de micro e mini geração é a solar com 7.568 instalações, sendo que os estados que mais utilizam são Minas Gerais, São Paulo e Rio Grande do Sul, com 1644, 1370 e 782 instalações respectivamente (ANEEL, 2017).

A energia solar vem crescendo mundialmente e destaca-se por ser praticamente uma fonte inesgotável de energia. A conversão da energia solar em energia elétrica gera reduções significativas no consumo de energia e emissões de gases do efeito estufa. Tecnologias de energias renováveis podem permitir que países produzam energia limpa, alternativa e ecologicamente correta, promovendo o desenvolvimento mundial (CAMPOS, VARGAS E ORDONEZ, 2012).

A utilização do sistema com concentrador solar e motor Stirling é uma das tecnologias térmicas solares usadas atualmente, junto com a tecnologia de coletores cilíndricos parabólicos e torres centrais. O conjunto solar Stirling é usado para coletar os raios solares que aquecem o fluido do motor através do foco do concentrador parabólico, permitindo seu funcionamento. A vantagens desse sistema é sua alta eficiência de cerca de 30% e sua modularidade de potência que pode variar de 7 a 25 kW (BRAVO et al., 2011).

Sistemas com motor Stirling podem ser utilizados como pequenas usinas de cogeração, que produzem energia elétrica. Estas plantas podem ser usadas no aquecimento de casas, apartamentos e estabelecimentos pequenos. Esse projeto também pode fornecer energia elétrica através da queima de biocombustível como gás natural, ou biogás (BUDLIGER; WEBER 2003). Nesta dissertação de mestrado avalia-se os aspectos termodinâmicos,

econômicos e ecológicos do motor Stirling utilizando biogás e energia solar. O estudo está dividido da seguinte forma:

No capítulo 1 é apresentada uma breve introdução sobre os aspectos de energia, de energias renováveis e do motor Stirling, assim como os objetivos do trabalho.

No capítulo 2 é apresentado o surgimento do motor Stirling, os tipos existentes e a disposição dos seus pistões, o trabalho do ciclo termodinâmico, os principais fluidos de trabalho utilizados, as principais empresas que trabalham com a tecnologia Stirling e algumas plantas solares em funcionamento.

No capítulo 3 são avaliados os aspectos termodinâmicos do motor Stirling através da teoria de Schmidt, obtendo-se potência e rendimento teórico para o motor. Realiza-se também uma análise energética, para obter a vazão mássica de biogás para cada tipo de potência.

No capítulo 4 são apresentados os aspectos técnicos do motor movido a combustíveis e com concentrador solar, destacando os principais componentes de cada sistema. Posteriormente é apresentado uma metodologia para dimensionamento do conjunto solar e motor Stirling.

No capítulo 5 são avaliados os aspectos econômicos dos sistemas utilizando biogás e energia solar, através de cálculos do custo de produção de eletricidade para cada conjunto.

No capítulo 6 são avaliados os aspectos ambientais dos dois sistemas através de equações de emissões de gases como CO<sub>2</sub>, SO<sub>2</sub>, NO<sub>x</sub> e MP. Além disso, é calculado o indicador de poluição e a eficiência ecológica de cada sistema.

No capítulo 7 são exibidos os resultados da análise termodinâmica, análise econômica e ecológica, na qual as duas últimas análises são apresentadas de formas comparativas.

Finalmente no capítulo 8 são apresentadas as conclusões dos estudos realizados e sugestões para trabalhos futuros.

## 1.1 OBJETIVO

Essa dissertação tem como objetivo fundamental estudar os aspectos termodinâmicos, econômicos e ecológicos do motor Stirling movido a biogás e a energia solar para geração de energia elétrica. Para atingir esse objetivo serão realizadas as seguintes etapas:

- Estudar a tecnologia Stirling para funcionamento a biogás e energia solar;
- Avaliar os aspectos termodinâmicos do motor Stirling;
- Analisar aspectos técnicos do motor Stirling utilizando biogás e energia solar;

- Avaliar os aspectos econômicos do motor operando a biogás e energia solar;
- Avaliar os aspectos ambientais dos sistemas a biogás e energia solar;
- Analisar a viabilidade do motor Stirling movido por ambas fontes de energia.

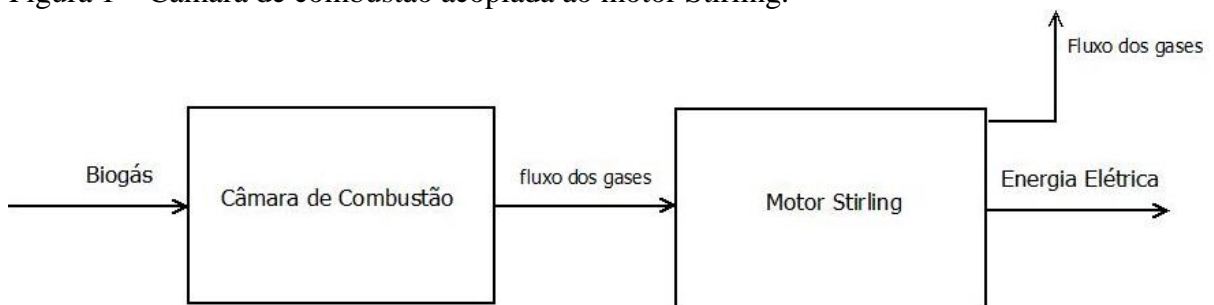
## 1.2 SISTEMA ESTUDADOS

Serão estudados dois sistemas, um com câmara de combustão acoplado ao motor que opera a biogás e o outro com concentrador solar que funciona a energia solar.

### 1.2.1 Motor Stirling com câmara de combustão utilizando biogás

A Figura 1 ilustra a configuração proposta do motor Stirling. Junto ao motor foi acoplado uma câmara de combustão para queima do biogás que será utilizado como combustível. Neste trabalho será realizada uma análise energética para obtenção da quantidade de biogás necessária na câmara de combustão para cada potência desejada. Além disso, serão realizadas análises econômicas e ecológicas para o sistema.

Figura 1 – Câmara de combustão acoplada ao motor Stirling.

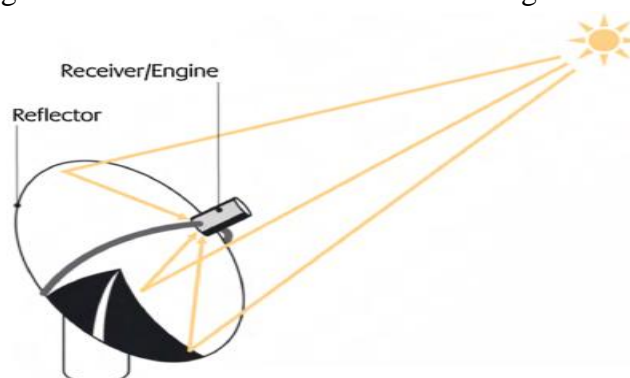


Fonte: Autoria própria

### 1.2.2 Sistema com concentrador solar e motor Stirling

A Figura 2 ilustra o sistema utilizando concentrador parabólico e motor Stirling. A irradiação concentrada é absorvida no receptor e transferida para o motor, que produz trabalho. O conjunto apresenta estrutura de rastreamento solar, a fim de obter máxima eficiência. Para esse sistema serão dimensionados: concentrador parabólico, distância focal, diâmetro do receptor, dentre outros.

Figura 2 – Sistema solar com motor Stirling.



Fonte: Poulikkas (2010)

Para o estudo de motores Stirling operando com biogás e energia solar, foram consideradas duas configurações diferentes de sistemas, que foram comparadas para saber qual conjunto era mais viável e menos poluente.

### 1.3 CENÁRIOS PROPOSTOS

#### 1.3.1 Cenário 1

- Funcionamento – Sistema operando a biogás e energia solar;
- Período – 7 horas/dia (2555 horas/ano) para cada sistema;

#### 1.3.2 Cenário 2

- Funcionamento – Sistema a biogás e energia solar;
- Período - Biogás operando 17 horas/dia (6205 horas/ano) e de energia solar funcionando 7 horas/dia (2555 horas/ano)

## CAPÍTULO 2. ESTADO DA ARTE

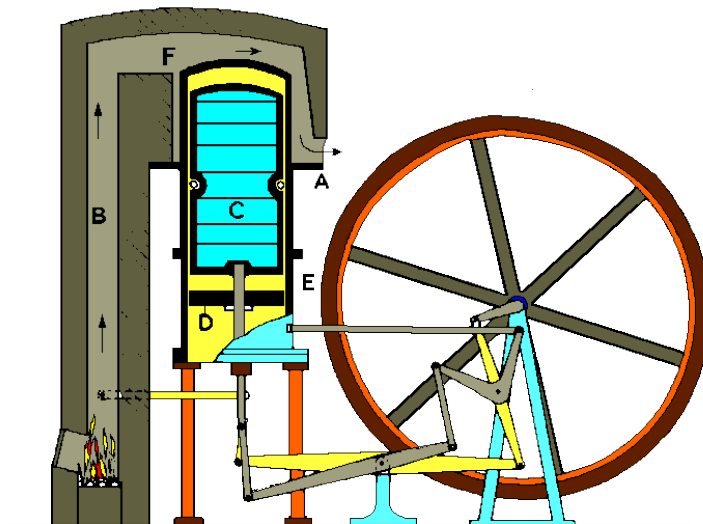
### 2.1. MOTOR STIRLING

#### 2.1.1. Histórico

O motor Stirling foi inventado pelo escocês Robert Stirling em 1816 para substituir a máquina a vapor. Na Figura 3 observa-se o primeiro modelo de motor Stirling construído. Esse motor fez sucesso até o início de 1900 quando foi suplantado pelos motores do ciclo Otto e Diesel (MAJESKI, 2006). A patente original do motor Stirling tinha como principal característica um trocador de calor que inicialmente foi chamado de “economizador”, em razão de poupar combustível, sendo que o mesmo foi utilizado na construção do motor que ficou posteriormente conhecido como regenerador (URIELI, 2008).

No início do século 20 foram produzidos cerca de 250.000 motores Stirling no mundo. Eles eram utilizados em ventiladores de mesa, bombas e pequenas máquinas para produção de energia mecânica e elétrica. O setor militar teve interesse em motores Stirling devido as vantagens que ele apresentava. A Suécia inclusive criou um submarino baseado na tecnologia do motor Stirling chamado de Koksums AB (WAGNER, 2008).

Figura 3 – Primeiro modelo de modelo Stirling construído para substituir a máquina a vapor.



Fonte: Barros (2005)

A partir de 1970 muitas pesquisas foram realizadas sobre o motor Stirling, visando utilizá-lo em grandes empresas automobilísticas como a General Motors e a Ford. Esses motores eram altamente eficientes e emitiam menos poluentes quando comparados aos

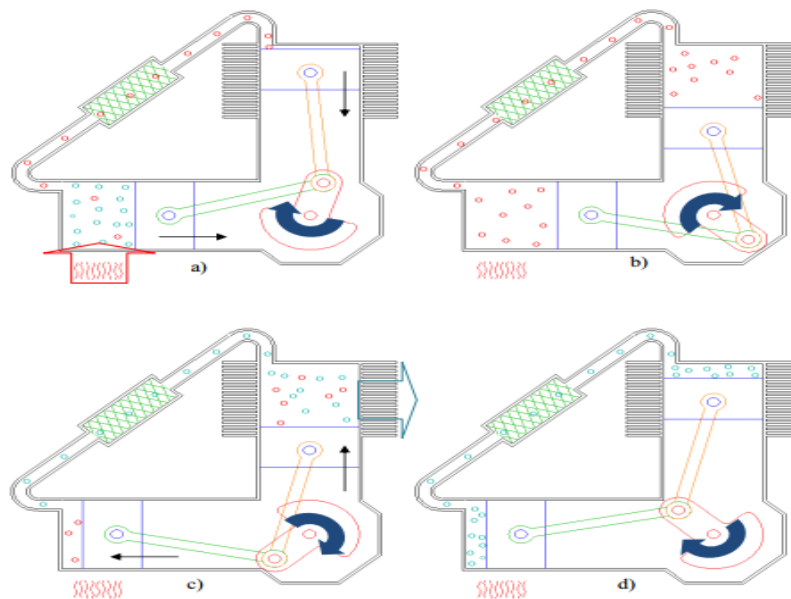
motores de combustão interna. Além disso, eram mais silenciosos visto que a combustão não ocorrer dentro dos cilindros. Contudo em razão de não apresentarem um ajuste de potência adequado não foram mais utilizados na indústria automobilística (TAVAKOLPOUR, ZOMORODIAN, & AKBAR GOLNESHAN, 2008). Os materiais usados no motor Stirling estabelecem limites a temperatura de operação, podendo chegar a 1073 K no aquecedor, levando a eficiência de 30 a 40% (AHMADI; POURFAYAZ; ALI AHMAD, 2017). De acordo com Costa (2013) quando a tecnologia Stirling é utilizada em sistema de cogeração sua eficiência pode variar de 65-85%.

Em 1985 McDonnell Douglas criou um grande espelho solar parabólico com um mecanismo de rastreamento solar que foi utilizado para concentrar os raios solares através de um foco e servir como fonte de calor para o motor Stirling, permitindo seu funcionamento. O sistema solar apresentava boa eficiência de até 31%, chegando a produzir potência de 25 kW. Espelhos parabólicos atualmente são utilizados mundialmente por grandes empresas fornecedoras de eletricidade como a Southern, localizada nos Estados Unidos. As vantagens na utilização do sistema solar estão na boa eficiência e alta expectativa de vida do sistema (TOUGHLIAN 2014).

Em 1990 a empresa United Stirling revelou um acordo com a MAN-MWM com relação a produção de motores Stirling V12 com potência de 600 kW, provavelmente para serem utilizados em submarinos. Com o declínio da União Soviética e a separação dos países escandinavos, o programa de construção dos motores foi extinto (GOPAL, 2012).

O motor Stirling é um motor de combustão externa que produz trabalho mecânico baseado no ciclo Stirling, na qual a combustão, ocorre fora do cilindro. O motor Stirling não apresenta válvulas de escape, e o fluido nunca sai do motor. O fluido de trabalho, geralmente um gás, opera em um ciclo fechado, fornecendo o movimento alternativo do pistão, conforme a Figura 4. O sistema recebe calor da fonte quente que posteriormente será transferido para o fluido de trabalho (Figura 4 a). Em seguida o fluido aquece e expande, movendo o pistão, o que leva a um aumento do volume interno (Figura 4 b). Posteriormente ocorre expansão e compressão do fluido no outro cilindro ocasionando em uma rejeição de calor para a parte externa do fluido (Figura 4c). O fluido na área de resfriamento contrai, fazendo o pistão se movimentar no sentido oposto (Figura 4d). Entre as áreas de aquecimento e resfriamento encontra-se um regenerador que tem a função de auxiliar o fluido tanto no aquecimento quanto no resfriamento (SILVA, 2012).

Figura 4 –Funcionamento motor Stirling.



Fonte: Santos (2012)

Vários tipos de combustíveis como biomassa, biogás, gasolina, solar, diesel e outros podem ser utilizados como fonte de calor em motores Stirling. De acordo com Wilke e Lora, (2004) esse sistema apresenta as seguintes vantagens:

- Motor silencioso devido à combustão ocorrer na parte externa do cilindro;
- Baixo desgaste e manutenção dos equipamentos pois o fluido de trabalho não se mistura com o combustível;
- Boa vida útil e eficiência do motor de 30% para sistemas solares;
- Pode ser utilizado para operar em cogeração;
- Não existe válvula de escape no motor Stirling, diferentemente dos motores de combustão interna, e os gases utilizados ficam retidos (FARRET; SIMÕES, 2006).

Wilke e Lora (2004) descrevem que, como todos os motores, o motor Stirling também apresenta algumas desvantagens:

- Necessidade de uma boa vedação nas câmaras que contém o fluido de trabalho para que não ocorra mistura com o lubrificante;
- Problemas com alguns tipos de combustíveis que podem levar ao aparecimento de ferrugens, alcatrões e partículas que ficam retidas no trocador de calor que reduzem sua eficiência;



- Custo elevado quando comparado a motores de combustão interna.

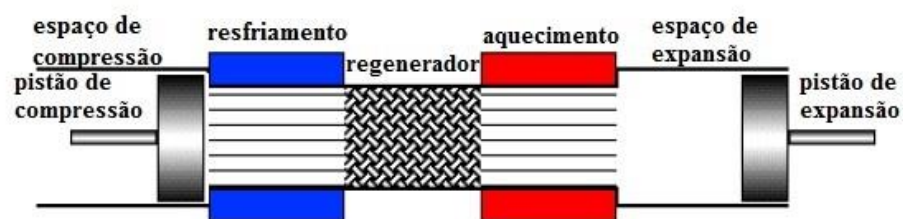
O motor Stirling nunca teve o reconhecimento que merecia. Somente nos dias atuais com preocupações relacionados ao meio ambiente e, em virtude das novas tecnologias utilizando energias renováveis é que começa a se destacar novamente (PAUTZ, 2013).

## 2.2 CLASSIFICAÇÃO DOS MOTORES

O Funcionamento de um motor Stirling é constituído basicamente de cilindro, pistão, fluido de trabalho e regenerador. Os motores Stirling podem ser classificados em três tipos de configuração, alfa, beta e gama.

- **Alfa:** Essa configuração utiliza dois pistões, um conectado a uma fonte quente e o outro a uma fonte fria, apresentando um regenerador acoplado entre os pistões. O fluido de trabalho aquecido faz um cilindro sofrer expansão, realizando compressão no outro cilindro. Possui uma configuração mecânica simples mas pode ocasionar problemas relacionados a vedação do pistão em altas temperaturas (LLOYD, 2009). Motores do tipo alfa podem apresentar configuração com cilindros em forma de “V” ou opostos. Na Figura 5 observa-se uma configuração com cilindros opostos. Nela o regenerador encontra-se no meio dos pistões e, quando um pistão expande, o outro comprime.

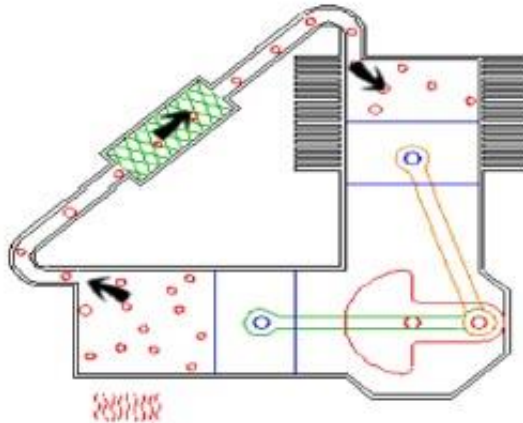
Figura 5 – Configuração do motor Stirling tipo alfa.



Fonte: Lloyd (2009) modificada

A configuração do tipo “V” apresenta uma angulação de 90° entre os dois pistões, os quais estão conectados a um ponto comum do virabrequim, como pode ser observado na Figura 6. O sistema de aquecimento e resfriamento do motor é separado em cilindros diferentes, o que gera uma redução de perda térmica de vedação do pistão. Entretanto essa configuração aumenta o espaço morto dentro do cilindro, ocasionando na utilização do regenerador na parte externa entre os cilindros (TOUGHIAN, 2014).

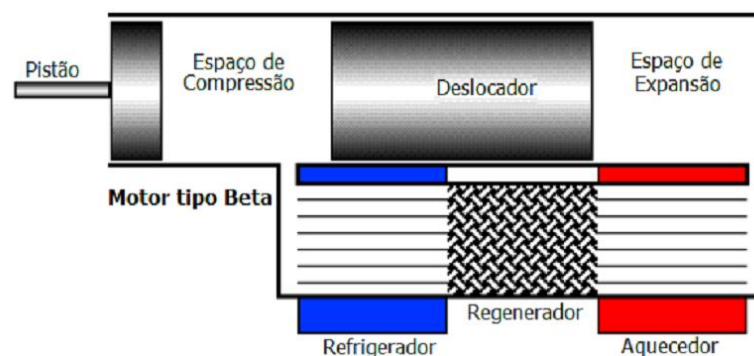
Figura 6 – Configuração do motor alfa tipo V.



Fonte: Pereira (2009)

- **Beta:** Esta foi a configuração do motor Stirling original. Possui um pistão de trabalho e um de deslocamento em um único cilindro, com área de aquecimento e resfriamento nas extremidades do cilindro, conforme a Figura 7. Essa configuração de um único cilindro reduz o espaço morto interno e permite máxima compactação do fluido de trabalho no motor (ABETE, 2013).

Figura 7 – Configuração beta no motor Stirling.

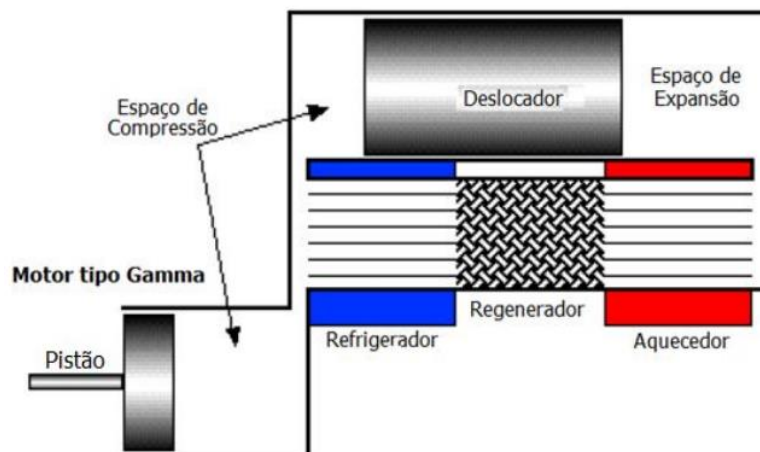


Fonte: Barros (2005)

- **Gama:** O motor com configuração gama é semelhante ao motor com configuração beta, com a diferença de ter dois cilindros que separam as áreas de aquecimento e resfriamento, as quais antes eram juntas no mesmo cilindro, conforme a Figura 8. O motor com configuração gama é mais simples que o beta e apresenta bons valores de taxa de compressão e transferência de calor. Contudo, uma fração de expansão do fluido do

sistema ocorre na parte de compressão do motor, ocasionando uma redução de potência (BARROS, 2005).

Figura 8 – Configuração gama do motor Stirling.



Fonte: Barros (2005)

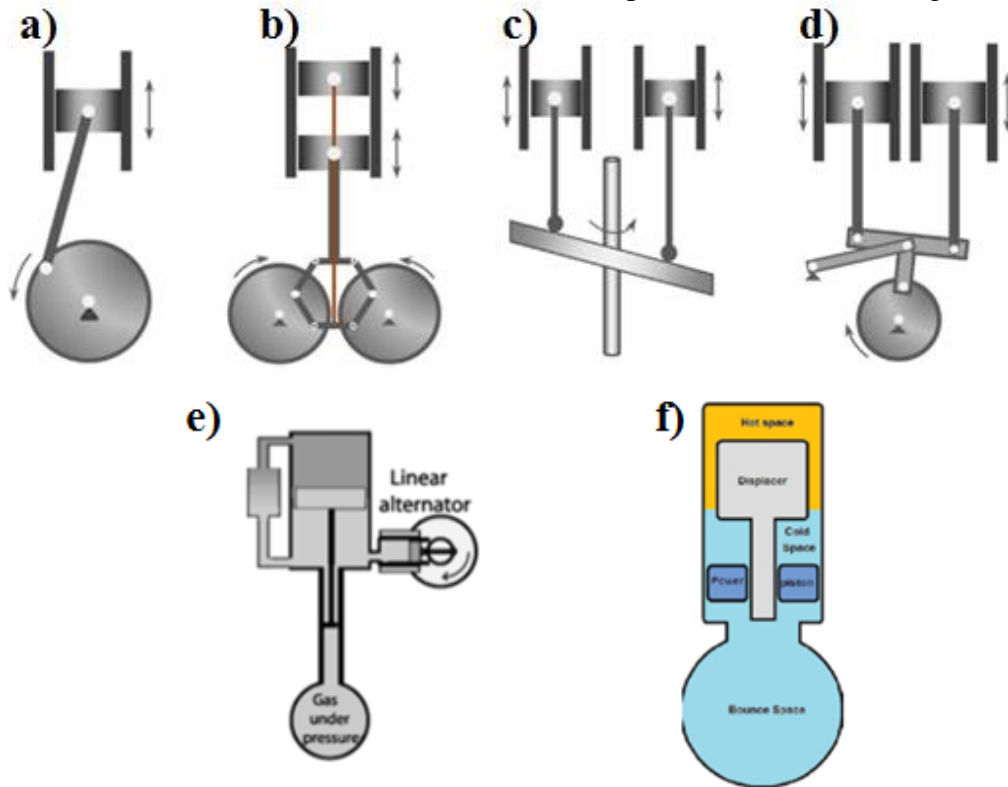
### 2.3 DISPOSIÇÕES DO PISTÃO NO MOTOR

Diversos mecanismos de funcionamento dos pistões podem ser utilizados no motor Stirling. Segundo Ramos (2015) esses mecanismos podem influenciar em seu funcionamento, podendo diminuir forças axiais e vibrações presentes na biela do pistão, permitindo um melhor funcionamento do conjunto do sistema. Observa-se na Figura 9 os mecanismos mais utilizados em motores Stirling, os quais são:

- a) **Biela-manivela:** Tipo de ligação mais básica e a mesma encontrada em motores de combustão interna. Embora apresente uma configuração simples, barata e boa confiabilidade, o arranjo de biela-manivela cria impulso lateral sobre o pistão, aumentando o atrito e desgaste. Além disso, esta configuração não é recomendada para motores de um cilindro que trabalham com pistão de deslocamento, em razão de existir um desequilíbrio dinâmico entre ambos (PAUL, 2014).
- b) **Unidade rômica:** O modelo rômico foi desenvolvido em 1900 para motores de automóveis de duplos cilindros, pois permitia um bom balanceamento das forças inerciais que atuavam neles. Em 1959 na Holanda, Mijer Philips inventou o mecanismo rômico para motores Stirling, o qual é bastante utilizado em motores Stirling do tipo beta, que possuem um único cilindro (SHENDAGE; KEDARE;

- BAPAT, 2011). Apresenta duas engrenagens simétricas que estão em contato entre si e giram em sentidos opostos, movimentando as hastes. O movimento simétrico diminui as forças que atuam no eixo do pistão, minimizando o atrito entre o cilindro e o pistão (CHENG; YANG, 2014).
- c) **Prato Oscilante:** Esse sistema foi utilizado no desenvolvimento de motores de automóveis. Apresenta dois pistões do tipo beta e utiliza a disposição de prato oscilante. O sistema foi aprimorado com o objetivo de variar a angulação do prato oscilante durante o funcionamento dos pistões. A vantagem desse tipo de disposição do pistão é que o conjunto apresenta boa confiabilidade e a placa oscilante possibilita controlar a potência do motor, em função da variação do ângulo, modificando o curso do pistão (THOMBARE; VERMA, 2008).
- d) **Junção Ross:** Esse mecanismo foi patenteado e seu funcionamento ocorre em motores Stirling com dois cilindros. Consiste em uma junção triangular que opera juntamente a engrenagem, a haste e a manivela do pistão, produzindo um movimento quase linear. Sua vantagem é uma configuração mais compacta que outros modelos de dois cilindros, diminuindo as forças axiais e o atrito no pistões e hastes, elevando a vida útil do motor (ROSS, 2011).
- e) **Pistão livre:** Apresenta algumas vantagens em razão da utilização de um pistão de potência e de um pistão de deslocamento como não ter cargas laterais no pistão e no deslocador devido à ausência de bielas, propiciando uma maior vida útil operacional do motor sem necessitar de lubrificação. Além disso seu sistema é silencioso devido aos movimentos de forças e vibrações serem axiais ao motor. Apesar de suas vantagens o sistema apresenta alta complexidade, resultando no fracasso de projetos de alguns pesquisadores (LI; WEILI; HONG, 2013).
- f) **Mecanismo Ringbom:** Esta configuração é similar ao do pistão livre. A diferença de pressão interna do fluido de trabalho e da pressão externa atmosférica desloca o pistão de deslocamento, o qual está acoplado a uma engrenagem. Essa configuração é utilizada em pequenos modelos que geram aproximadamente 30W de energia elétrica (RAMOS, 2015).

Figura 9 – Diversos mecanismos de funcionamento dos pistões no motor Stirling.



Fonte: Wang et al. (2016); Ramos (2015)

## 2.4 CICLO STIRLING

De acordo com Carlos e Luis, (2011), o ciclo Stirling apresenta quatro processos reversíveis, conforme Figura 10, os quais são:

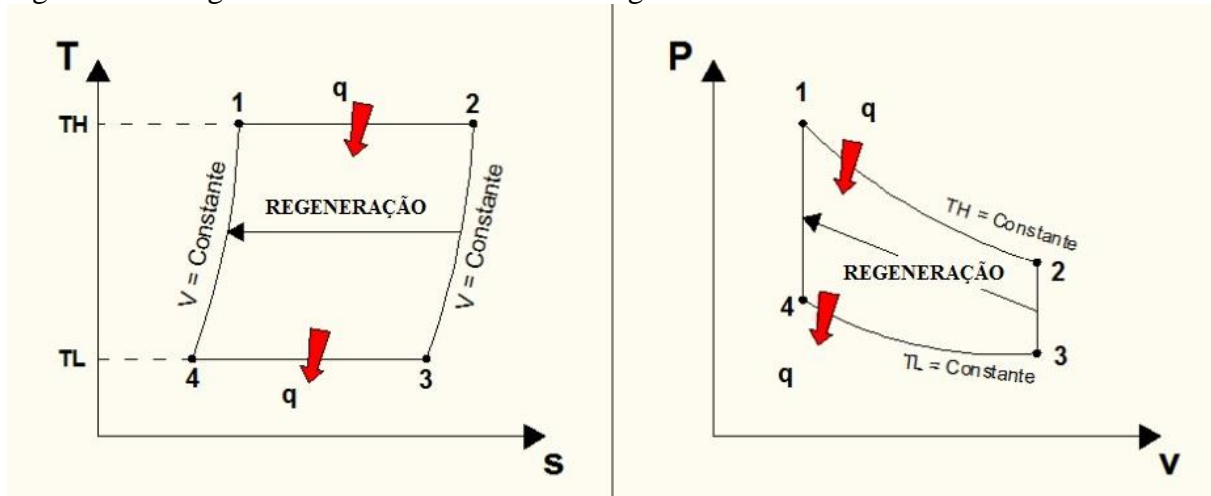
Processo 1-2: Expansão Isotérmica – Ocorre recebimento de calor do sistema a uma temperatura alta constante ( $T_H$ ) levando a expansão do fluido de trabalho.

Processo 2-3: Deslocamento Isocórico – Nessa etapa realiza-se o processo de regeneração a volume constante, onde acontece a transferência de calor interna do fluido de trabalho para o regenerador.

Processo 3-4: Compressão Isotérmica – Nesse processo ocorre compressão a temperatura constante ( $T_L$ ) levando a rejeição de calor para a parte externa do sistema.

Processo 4-1: Deslocamento Isocórico - Nessa última etapa decorre regeneração a volume constante, onde se transfere calor do regenerador para o fluido de trabalho.

Figura 10 – Diagramas T-S e P-V do ciclo Stirling



Fonte: Carlos e Luis (2011)

## 2.5 TRABALHO REALIZADO NO CICLO STIRLING

De acordo com análises realizadas por Haywood (2004) o trabalho do ciclo Stirling é igual a integral cíclica da pressão e volume que é descrita pela equação (1).

$$W = - \oint P \cdot dV \quad (1)$$

Para o processo 1-2 o trabalho baseado na temperatura constante de  $T_H$  e nos volumes  $V_1$  e  $V_2$  são apresentados pela equação (2).

$$W = - \left[ m \cdot R \cdot T_H \cdot \ln \left( \frac{V_2}{V_1} \right) \right] \quad (2)$$

Para o processo 3-4 temos que o trabalho baseado na temperatura constante de  $T_L$  e nos volumes  $V_3$  e  $V_4$  são descritos pela equação (3).

$$W = \left[ m \cdot R \cdot T_L \cdot \ln \left( \frac{V_3}{V_4} \right) \right] \quad (3)$$

Para considerar o trabalho total do ciclo precisamos analisar os trabalhos dos processos de expansão e compressão isotérmica (Processo 1-2 e 4-1), em razão dos mesmos não existirem nos processos isocóricos (Processo 2-3 e 4-1). O trabalho total é apresentado pela equação (4).

$$W = - \left[ \int_{V_1}^{V_2} P. dV + \int_{V_4}^{V_3} P. dV \right] \quad (4)$$

Substituindo as equações (2) e (3) em (4) obtemos o trabalho no motor que é representado pela equação (5).

$$W = - \left[ m. R. T_H. \ln \left( \frac{V_2}{V_1} \right) + m. R. T_L. \ln \left( \frac{V_3}{V_4} \right) \right] \quad (5)$$

A equação (5) pode ser simplificada se considerarmos  $V_4 = V_1$  e  $V_3 = V_2$ . Teremos então a etapa final do trabalho do ciclo que é descrita pela equação (6).

$$W = m. R. \ln \left( \frac{V_2}{V_1} \right). (T_H - T_L) \quad (6)$$

## 2.6 EFICIÊNCIA IDEAL DO CICLO STIRLING

A eficiência ideal do ciclo do motor Stirling é igual a eficiência do motor térmico de Carnot. Assim sendo, segundo as leis da termodinâmica, o ciclo apresenta máxima eficiência possível (KHAN, 2012). A eficiência pode ser expressa pela equação (7).

$$\eta_{ist} = \frac{W}{Q} \quad (7)$$

Simplificando as equações do trabalho e do calor obtemos a versão final da eficiência ideal do motor Stirling apresentada pela equação (8).

$$\eta_{ist} = 1 - \frac{T_H}{T_L} \quad (8)$$

## 2.7 EFICIÊNCIA REAL

Para um motor real a eficiência pode ser obtida pela fórmula de Marmo, na qual se multiplica a equação ideal do ciclo Stirling por um coeficiente  $K_S$  para tecnologias Stirling, conforme equação (9). Esse valor pode apresentar uma variação de 0,55-0,88. Para motores

que utilizam hidrogênio como fluido de trabalho esse valor pode variar de 0,65-0,75. No entanto, para motor Stirling operando com energia solar utilizara-se  $K_s=0,50$  (KONGTRAGOOL; WONGWISES, 2005).

$$\eta_{rst} = K_s \cdot \left(1 - \frac{T_L}{T_H}\right) \quad (9)$$

## 2.8 FLUIDO DE TRABALHO

Os fluidos de trabalho mais utilizados em motores Stirling são o ar, hélio, nitrogênio e hidrogênio. Segundo Thombare e Verma (2008) o fluido de trabalho deve apresentar alta transferência de calor, baixa viscosidade e baixa densidade. Estas propriedades podem variar de acordo com o aumento da temperatura. As principais propriedades dos fluidos podem ser observadas na Tabela 1.

Tabela 1 – Comportamento dos principais fluidos de trabalho.

Fluido	Propriedade	Temperatura (500 K)	Temperatura (1000 K)
Ar	$C_p$ (kJ/kg.K)	1,029	1,141
	$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	0,706	0,353
	$\mu$ (kg/m.s)	$2,68 \cdot 10^{-5}$	$4,18 \cdot 10^{-5}$
	$\kappa$ (kW/m.K)	0,0395	0,0672
	Pr	0,699	0,709
Hidrogênio	$C_p$ (kJ/kg.K)	1,451	1,499
	$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	0,0492	0,0246
	$\mu$ (kg/m.s)	$1,27 \cdot 10^{-5}$	$2,07 \cdot 10^{-5}$
	$\kappa$ (kW/m.K)	0,256	0,428
	Pr	0,721	0,724
Hélio	$C_p$ (kJ/kgK)	5,197	5,197
	$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	0,0976	0,0488
	$\mu$ (kg/m.s)	$2,83 \cdot 10^{-5}$	$4,50 \cdot 10^{-5}$
	$\kappa$ (kW/m.K)	0,211	0,363
	Pr	0,695	0,652

Fonte: Costa (2013)

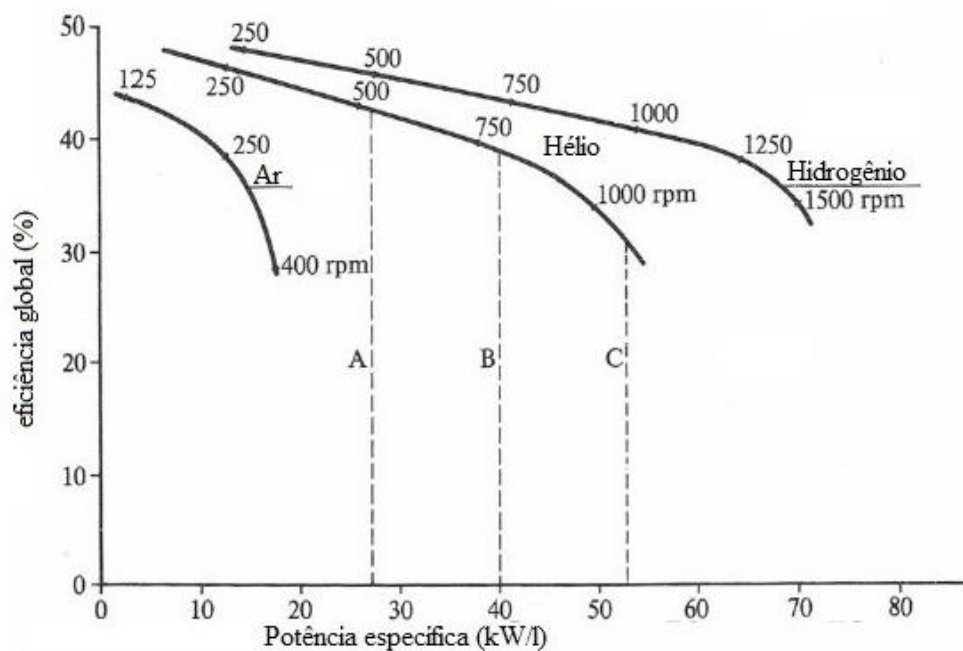
A maioria dos motores Stirling do século 19 utilizava ar como fluido de trabalho por ser fácil de operar nos regeneradores e por ser abundante. De acordo com Abete (2013), a empresa Philips a partir de 1954, iniciou estudos com outros fluidos de trabalho como hélio e hidrogênio em motores Stirling. Em 1970 utilizando um software da empresa Philips, foram feitas comparações entre os três principais fluidos de trabalho utilizados em motores Stirling



que são hidrogênio, hélio e ar. Como pode-se observar na Figura 11, concluiu-se que, quanto maior a rotação do motor menor será a eficiência do sistema, e que o fluido que apresenta a melhor performance é o gás hidrogênio.

Geralmente fluidos de trabalho como hidrogênio e hélio são empregues em motores Stirling, sendo o hidrogênio o mais eficiente. Entretanto, é mais confiável se usar gás hélio do que gás hidrogênio, uma vez que o hidrogênio é mais perigoso por apresentar alta inflamabilidade.

Figura 11 – Comportamento de cada fluido de trabalho.



Fonte: Abete (2013)

Ni et al. (2015) estudaram as transferências de calor em aquecedores de motores Stirling usando os gases hélio, hidrogênio e dióxido de carbono como fluidos de trabalho. Entre os três gases analisados, o gás hélio apresentou menores variações de temperatura e maior coeficiente de transferência de calor, sendo considerado mais adequado para o uso em motores de combustão externa.

Estudos realizados por Bert et al. (2014), no qual analisaram como fluido de trabalho os gases hélio e hidrogênio em motores Stirling de 1 kW. Os autores variaram a pressão, velocidade do motor e temperatura da fonte quente e fria, observando o comportamento de cada fluido. Os autores constataram que o comportamento do ar e do hélio não varia muito quando se altera as velocidades do motor de 200 até 1000 rpm. Os resultados mostram

melhores potências para: baixas velocidades que utilizam ar e altas velocidades que empregam gás hélio, o que indica que deve-se escolher o fluido de trabalho mais adequado para cada operação de funcionamento.

## 2.9 UTILIZAÇÃO DO BIOGÁS EM MOTORES STIRLING

### 2.9.1 Biogás

Biogás é um gás resultante da degradação anaeróbica da matéria orgânica que tem como principais componentes metano, dióxido de carbono, gás sulfídrico e nitrogênio. Segundo Oliveira (2009) o metano, que é o principal constituinte desse gás, não apresenta cheiro em estado natural. O odor característico é resultante da presença de ácido sulfídrico no biogás. A porcentagem dos gases que compõem o biogás varia conforme as condições do processo da matéria orgânica.

No biogás o volume de metano varia entre 50-70% e o volume de dióxido de carbono varia de 20-45%. Outros gases como nitrogênio, hidrogênio, gás sulfídrico, oxigênio e outros gases apresentam quantidades inferiores a 10% em volume de gás produzido. Em razão de gases ácidos como CO<sub>2</sub> e H<sub>2</sub>S serem corrosíveis, o biogás é limitado para compressão e transporte (KUNTE, 2015). Na Tabela 2 é apresentada a porcentagem em volume dos componentes do biogás.

Tabela 2 – Composição média do biogás.

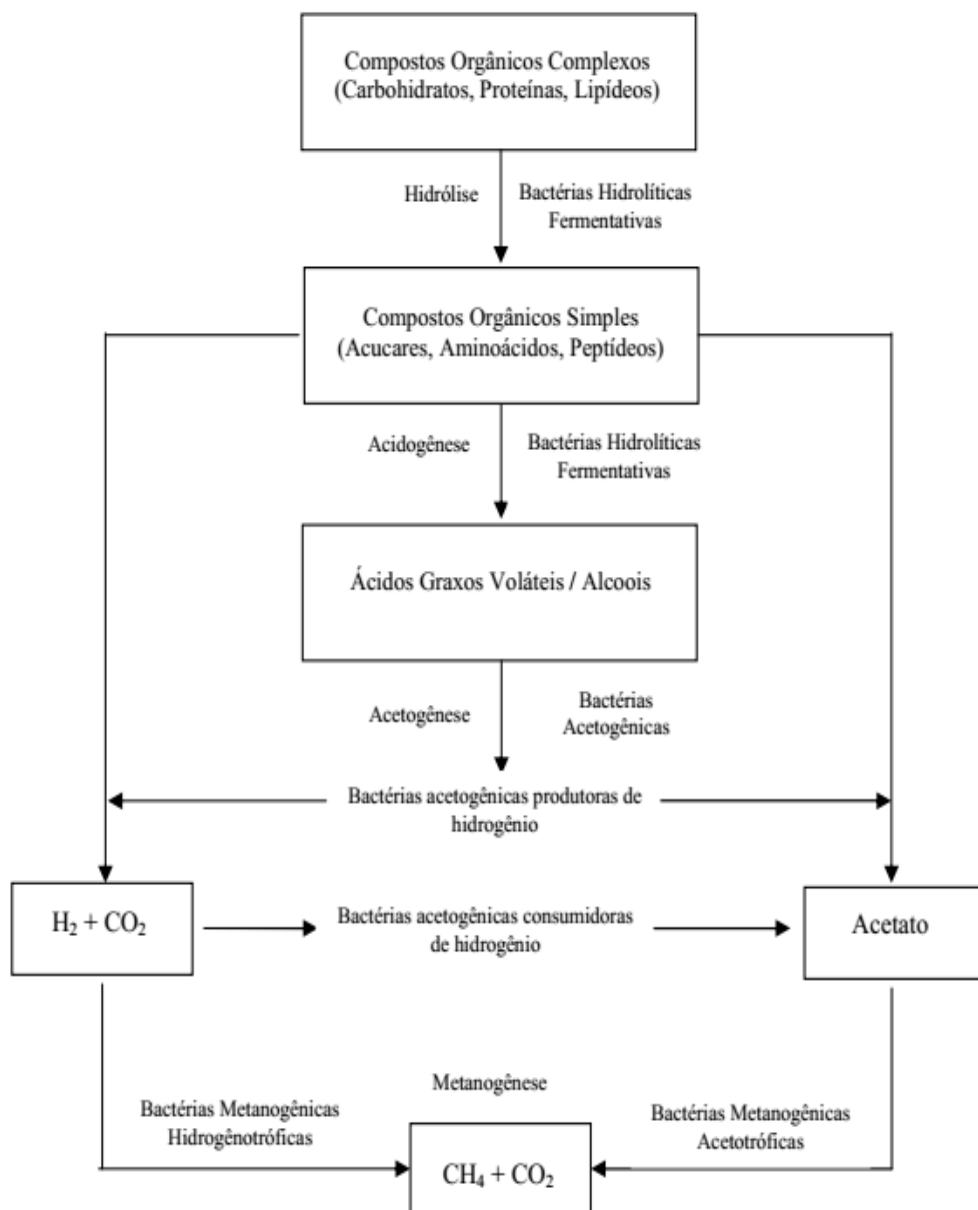
<b>Composição</b>	<b>Porcentagem do volume de gás (%)</b>
Metano	50-70
Dióxido de carbono	25-45
Nitrogênio	0-7
Gás Sulfídrico	0-3
Oxigênio	0-2
Amônia	0-1
Monóxido de carbono	0-0,2
Outros gases	0,01-0,6

Fonte: Marques (2012)

O processo de digestão anaeróbica pode ser classificado em hidrólise, acidogênese, acetogênese e metanogênese, incluindo um grupo de reações complexas. Os resíduos orgânicos podem ser transformados em biogás por um grupo diversificado de micróbios utilizando sistemas multienzimáticos como celulases, amilases, lipases, proteases, dentre outros (BASU et al., 2009).

Na hidrólise as moléculas como proteínas, lipídeos e carboidratos são modificadas em materiais simples através de exoenzimas. Na acidogênese os materiais produzidos na hidrólise são transformados em  $H_2$ ,  $CO_2$ ,  $OH$  e sais. Na acetogênese, álcoois e ácidos voláteis são transformados em acetato e  $H_2$  por bactérias que produzem hidrogênio (bactérias acetogênicas). Por fim, na metagênese a formação do metano ocorre através das bactérias hidrogenotróficas com reduções de  $CO_2$ , ácidos e álcoois (MARQUES, 2012). O processo de digestão completo pode ser observado na Figura 12.

Figura 12 – Processo de digestão anaeróbica.



Fonte: Sanderson (2013)

As principais fontes para geração do biogás provém do gás de aterro e do biodigestor. Nos aterros o gás metano é produzido pela decomposição do lixo, entre seis meses a dois anos de acordo com a quantidade e distribuição dos resíduos no solo (ZANETTE, 2009). Segundo Brizi et al. (2014) pode-se utilizar em áreas industriais a biodigestão para geração de biogás como alternativa econômica. O biodigestor pode ser utilizado para produzir combustíveis e para gerar fertilizantes.

O biogás apresenta um poder calorífico que varia conforme a quantidade de metano presente na mistura, ou seja, quanto maior o volume de metano presente no biogás maior será o seu poder calorífico, influenciando também no peso específico (ROSSETO, 2014). Na Tabela 3 observa-se a variação de peso específico e poder calorífico inferior de acordo com a quantidade de metano e dióxido de carbono presentes no biogás.

Tabela 3 – Peso específico e Poder Calorífico Inferior de acordo com a composição química.

<b>Composição química</b>	<b>Peso Específico (kg/m<sup>3</sup>)</b>	<b>PCI (kcal/kg)</b>	<b>PCI (kJ/kg)</b>
10% CH <sub>4</sub> e 90% CO <sub>2</sub>	1,8393	465,43	1947,36
40% CH <sub>4</sub> e 60% CO <sub>2</sub>	1,4600	2333,85	9764,83
60% CH <sub>4</sub> e 40% CO <sub>2</sub>	1,2143	4229,98	17698,23
65% CH <sub>4</sub> e 35% CO <sub>2</sub>	1,1518	4831,14	20213,49
75% CH <sub>4</sub> e 25% CO <sub>2</sub>	1,0268	6253,01	26162,59
95% CH <sub>4</sub> e 05% CO <sub>2</sub>	0,7768	10469,60	43804,81
99% CH <sub>4</sub> e 01% CO <sub>2</sub>	0,7268	11661,02	48789,71

Fonte: Rosseto (2014)

Atualmente o biogás pode ser utilizado como substituto de combustíveis derivados do petróleo em motores de combustão interna e Stirling. Quando esse combustível é utilizado, o gás metano é totalmente queimado, emitindo dióxido de carbono e outros poluentes para a atmosfera. Entretanto esses gases são 21 vezes menos prejudiciais para o meio ambiente do que o metano (ABADER, 2014). Apesar de suas vantagens é necessário realizar a purificação do biogás para atingir especificações para cada aplicação. O processo de purificação do biogás consiste em remover até 2% do volume de CO<sub>2</sub>, eliminar as impurezas como N<sub>2</sub>, O<sub>2</sub>, H<sub>2</sub>S e NH<sub>3</sub> que podem ocasionar corrosão e toxicidade (BELAISSAOUI et al., 2016).

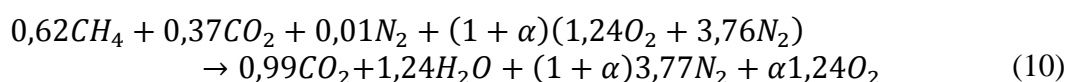
Pourmovahed, Opperman e Lemke (2011) utilizaram biogás e gás natural como combustível no motor Stirling para geração de 1 kW de eletricidade. Os resultados obtidos mostraram que o biogás apresentou menores emissões de gases do que o gás natural. Em razão desse resultado, utilizou-se as mesmas porcentagens do gás analisado e a reação de combustão foi a mesma utilizada pelos autores. Os autores utilizaram uma composição de 62% de metano, 37% de dióxido de carbono e 1% de nitrogênio, obtendo o poder calorífico

inferior do biogás descrito na Tabela 4. A reação de combustão da composição do biogás pode ser observada na equação (10).

Tabela 4 – Componentes adotados para o biogás.

Componente	Volume (%)	Massa Molar (g/mol)	Massa (%)	PCI [kJ/kg]
CH <sub>4</sub>	62.00	16.04	37,50	50023*
CO <sub>2</sub>	37.00	44.01	61,40	-
N <sub>2</sub>	1.00	28	1,10	-
<b>Total</b>	<b>100.00</b>	<b>26,51</b>	<b>100.00</b>	<b>18773,55</b>

Fonte: Elaboração própria. \* Kunte (2015)



## 2.10 UTILIZAÇÃO DA ENERGIA SOLAR EM MOTORES STIRLING

### 2.10.1 Sistemas Stirling com concentrador esférico parabólico

Os sistemas com motor Stirling com concentrador parabólico, também chamados de conjuntos “Dish/Stirling”, utilizam a energia solar para produzir energia necessária para o funcionamento do motor. Diversos conjuntos foram produzidos nos últimos 15 anos, os quais apresentam eficiência elétrica de cerca de 25% (MANSIRI; SUKCHAI; SIRISAMPHANWONG, 2014).

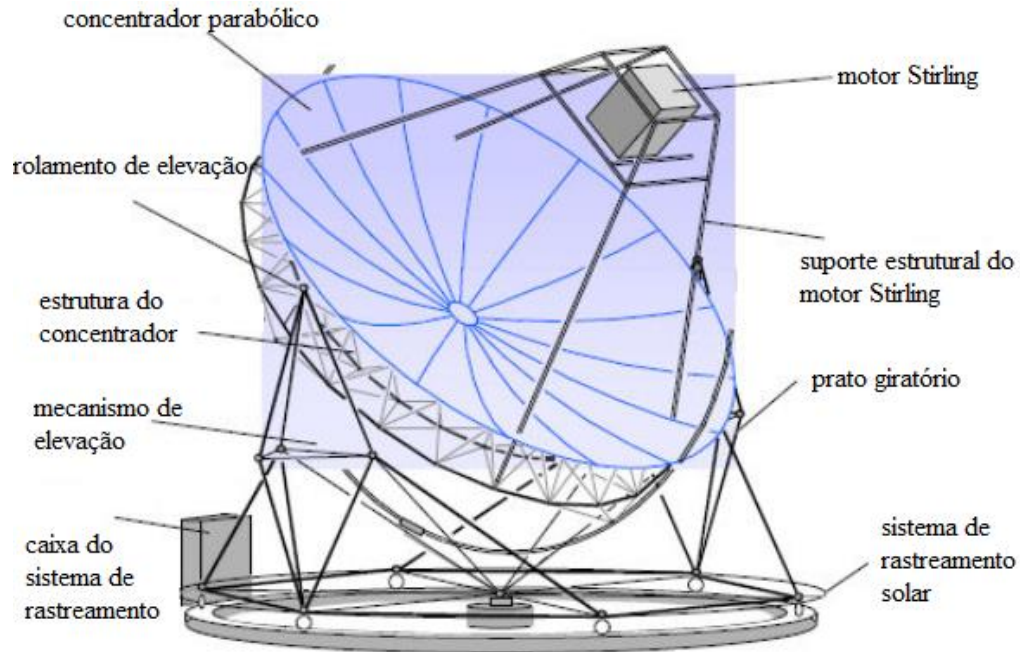
Existem modelos experimentais que operam com potências entre 15 kW e 50 kW e podem ser vistos nos Estados Unidos, Espanha, Alemanha, Arábia Saudita, entre outros países. Embora incertos para uso em grandes plantas, eles apresentam vida estimada de 30.000 horas de trabalho em potência máxima, o que representa o desempenho de uma central durante um período de 15 anos (FILHO, 2008).

Um motor Stirling movido à energia solar utiliza a energia térmica para aquecer o fluido de trabalho, o qual sofre expansão realizando um movimento linear do pistão, que gera um movimento rotacional em um gerador que produz eletricidade (FRASER, 2008).

A tecnologia Stirling com prato parabólico deve apresentar um suporte de sustentação do concentrador e um dispositivo para rastreamento solar. Em razão de seu alto custo e baixa confiabilidade esse sistema encontra dificuldade para ingressar na área de geração de energia elétrica (CABALLERO, 2013). Os componentes principais do sistema solar são concentrador

solar, motor Stirling e sistema de rastreamento solar, como podem ser observados na Figura 13.

Figura 13 – Principais componentes de um sistema solar com motor Stirling.



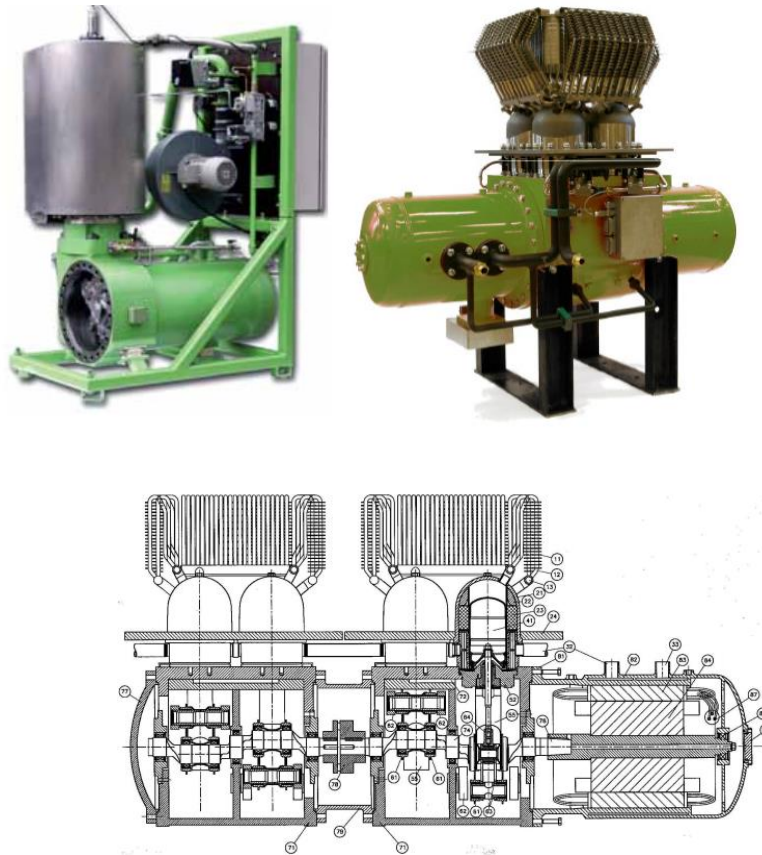
Fonte: José (2009)

## 2.11 ALGUMAS EMPRESAS DESENVOLVEDORAS DA TECNOLOGIA STIRLING

### 2.11.1 Stirling DK Dinamarca

Essa empresa é especialista na produção, vendas e desenvolvimento de tecnologia de motores Stirling. Foi criada baseada em pesquisas realizadas na Universidade Dinamarquesa de Tecnologia e de aplicações de investidores do país. Os motores Stirling utilizam hélio como fluido de trabalho e são desenvolvidos para operar com biomassas sólidas como madeira e palha ou com combustíveis gasosos como o syngás (JAGD, 2007). A empresa desenvolve motores do tipo beta, de 1, 4 e 8 cilindros com potência elétrica de 9, 35 e 75 kW respectivamente, conforme Figura 14. Além disso é possível operar motores em conjunto em uma planta, trabalhando juntamente com caldeiras e gaseificadores, conseguindo produzir uma potência elétrica total de 280 kW (JAGD, 2010) .

Figura 14 – Motores Stirling da Stirling DK Dinamarca de 1,4 e 8 cilindros.

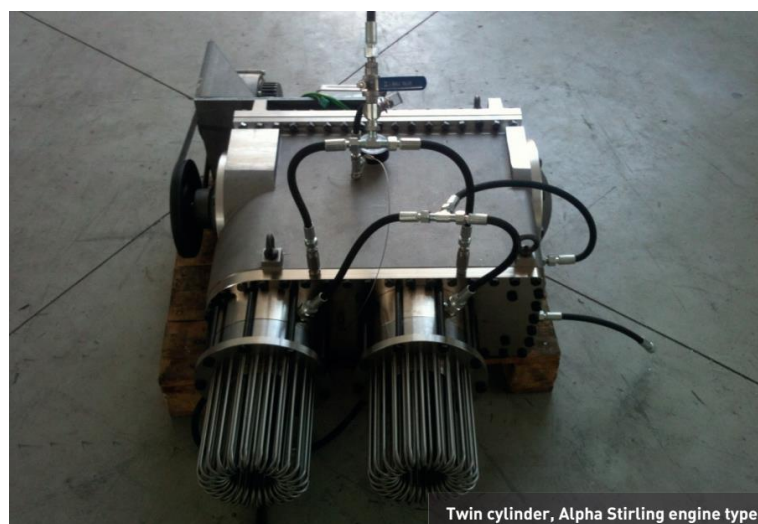


Fonte: Danmark (2012)

### 2.11.2 Genoa Stirling

Empresa italiana com grande experiência em motores Stirling, trabalhando em cooperação com a Universidade de Genoa na construção e desenvolvimento desses sistemas. Atuam com consultoria, desenvolvimento e fabricação de motores de baixa potência para operarem em pequenos sistemas habitacionais, industriais ou públicos. Desenvolvem motores Stirling do tipo alfa de um e dois cilindros, com pistões com angulação de 90°, produzindo potência elétrica respectivamente de 1 e 3 kW, conforme a Figura 15. De acordo com a empresa fabricante, utilizam ar ou nitrogênio como fluido de trabalho, com rotação de 600 rpm, temperatura de operação na área de aquecimento de 750 °C e o motor chega a pesar até 150 kg (Genoa Stirling, 2016).

Figura 15 – Motores Stirling Genoa 01 e Genoa 03 que apresentam configuração respectivamente de um e dois cilindros.



Fonte: Genoa Stirling (2016)

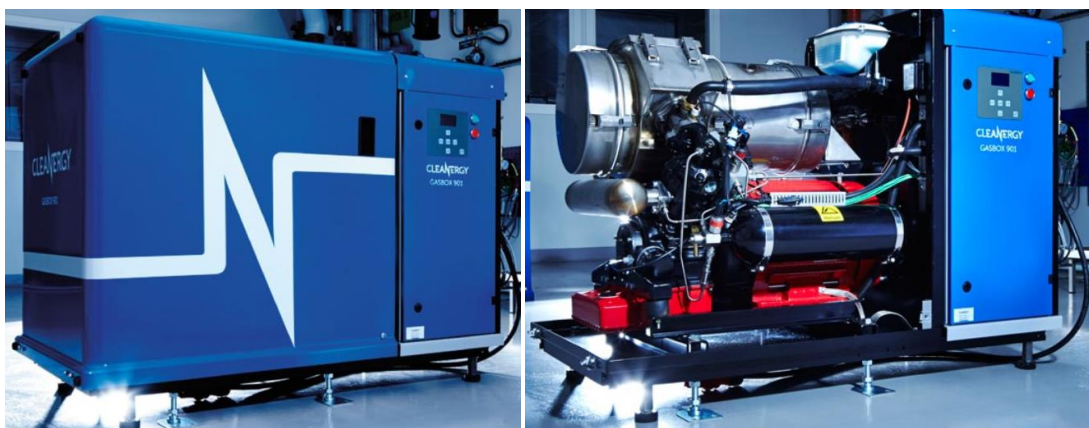
### 2.11.3 Cleanergy

Empresa líder em soluções em energias sustentáveis baseadas na tecnologia Stirling. Com sede na Suécia, apresenta também instalações na Noruega, Mongólia, Dubai e no Reino Unido. A empresa foi fundada em 2008 e adquiriu os direitos do motor Stirling V161 da SoloKleinmotoren da Alemanha, e também os desenvolvedores do projeto inicial desse sistema. Atualmente apresentam soluções com motores Stirling baseadas na energia solar e a gás. Sistemas que operam com gás podem utilizar a queima de metano produzido em aterros sanitários para gerar eletricidade. Podem também empregar o biogás obtido através da decomposição de resíduos animais, vegetais e de tratamentos residenciais, convertendo o gás em energia térmica e elétrica (CLEANERGY, 2015).



De acordo com o fabricante essa tecnologia é capaz de utilizar o poder calorífico inferior do biogás com teores de metano abaixo de 18%. Esse equipamento tem uma vida útil de 200.000 horas de operação, ou seja, 4 vezes a mais que outros modelos de motores de combustão externa. Apresentam configuração do tipo alfa, utilizam hélio como fluido de trabalho e podem produzir potência elétrica de 2 à 9 kW, como pode-se observar na Figura 16.

Figura 16 – Motor Stirling modelo V161 Cleanergy.



Fonte: Cleanergy (2015)

Apresentam também sistemas baseados na energia solar, os quais são bastante utilizados com a tecnologia Stirling, conforme a Figura 17. São mais eficientes que painéis fotovoltaicos em razão de apresentar um sistema de rastreamento solar. O conjunto Stirling e concentrador solar da Cleanergy é o único que não necessita de água para resfriamento. O motor nesse modelo é do tipo alfa que opera com hidrogênio como fluido de trabalho e pode gerar potência nominal de até 11 kW (CLEANERGY, 2014).

Figura 17 – Unidade solar de motor Stirling da empresa Cleanergy.

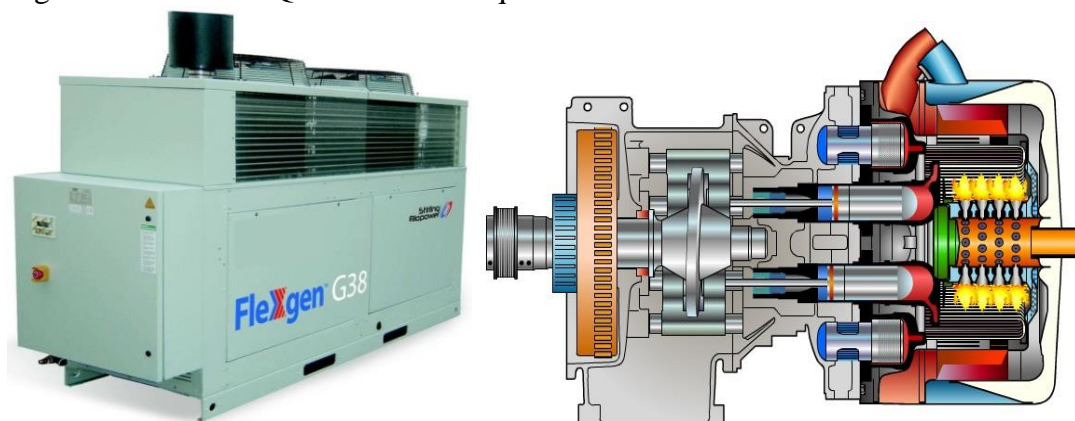


Fonte: Cleanergy (2014)

### 2.11.4 Qalovis

É uma fabricante alemã de máquinas e sistemas customizados para refinação de resíduos biogênicos de biogás e do setor agropecuário. Na área de energias renováveis desenvolveram o QalovisFlexgen G38 que apresenta um motor Stirling alfa com disposição do pistão do tipo prato oscilante, conforme Figura 18. Utilizam hidrogênio como gás de trabalho e o sistema é acoplado a um gerador que gera uma potência elétrica de 38 kW com eficiência elétrica de 29%. O calor do motor é fornecido pela queima de combustíveis que podem ser utilizados na câmara de combustão como biomassas, gases e combustíveis líquidos (SHRIEVES, 2010).

Figura 18 – Modelo Qalovis G38 e esquema do motor.



Fonte: Shrieves (2010)

### 2.11.5 Qnergy

Criada em 2009, a empresa busca formas eficazes para produzir energia através de fontes alternativas. Com fábricas em Israel e Estados Unidos, desenvolve motores Stirling para aplicações comerciais, industriais e residenciais que podem gerar de 3 à 6,5 kW de energia elétrica, sendo usados também em sistemas de cogeração (Figura 19). Utiliza motor beta com disposição do tipo pistão livre, funcionando com uma pressão máxima de 1 MPa e podem utilizar gás, madeira, serragem e calor residual como combustível (QNERGY, 2016).

Figura 19 – Motor Stirling de pistão livre da Qnergy.



Fonte: Qnergy (2016)

## 2.12 MODELOS DE MOTORES STIRLING OPERANDO A ENERGIA SOLAR

### 2.12.1 Eurodish

Projeto desenvolvido com apoio da Comissão europeia com o objetivo de estudar novas soluções para produção de eletricidade. Apresenta sistema com motor Stirling solo e concentrador parabólico que produz eletricidade usando radiação solar. Foi produzido para gerar potência elétrica de 10 kW e apresenta um sistema de rastreamento solar, como pode-se observar na Figura 20. Este projeto é para aplicações descentralizadas, nos quais é restrito o acesso a eletricidade. O concentrador parabólico tem um diâmetro de 8,5 m com irradiação solar de  $1000 \text{ W/m}^2$  e temperatura do receptor variando entre  $650\text{-}800 \text{ }^\circ\text{C}$  (CESI, 2005).

Figura 20 - Protótipo com motor Stirling e concentrador solar no norte da Itália.



Fonte: Cesi (2005)

### 2.12.2 Distal I

Projeto construído em 1992 na plataforma solar de Almeria (Espanha) depois de testes bem sucedidos de protótipos. O concentrador parabólico é feito com a tecnologia de membrana esticada e apresenta diâmetro de 7,5 m com refletividade de 94%. O projeto apresenta eficiência do motor e global respectivamente de 28% e 19,5%. Além disso, o sistema conta com sistema de rastreamento solar semiautomático do tipo polar e começa a produzir eletricidade com níveis de radiação no concentrador a partir de  $300 \text{ W/m}^2$  (HELLER; REINALTER; PLAZA, 2001). Segundo Ramos (2005) o conjunto utiliza motor Stirling solo V160 que utiliza hélio como fluido de trabalho e gera até 9 kW de energia elétrica. O protótipo DISTAL I pode ser observado na Figura 21.

Figura 21 - Projeto DISTAL I com motor Stirling.



Fonte: Heller, Reinalter e Plaza (2001)

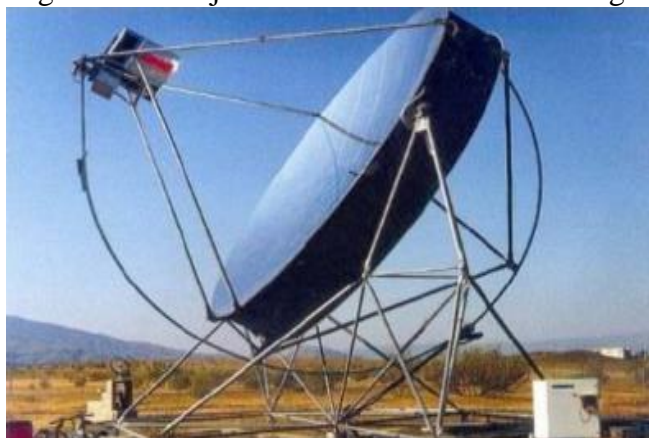
### 2.12.3 Distal II

Protótipos construídos com motor Stirling e concentrador parabólico, também na plataforma de Almeria na Espanha, como pode-se observar na Figura 22. Os concentradores possuem um diâmetro de 8,5 m construídos com tecnologia de membrana esticada utilizando um processo de soldagem a laser (POULLIKKAS; KOURTIS; HADJIPASCHALIS, 2010). De acordo com Heller, Reinalter e Plaza (2001) o sistema pode receber níveis de radiação acima de  $800 \text{ W/m}^2$ , o que resulta em melhor eficiência do sistema durante o tempo de operação. O motor foi substituído por uma versão melhorada do utilizado no projeto Distal I,



gerando 10 kW de energia elétrica. O sistema de rastreamento solar também foi substituído pelo modelo azimute e utiliza um sistema computacional para cálculo da posição solar.

Figura 22 – Projeto Distal II com motor Stirling V161



Fonte: Ramos (2005)

#### 2.12.4 Planta Solar de Maricopa

Construída em 2009 na cidade de Peoria nos Estados Unidos, foi a primeira planta solar comercial em operação utilizando a tecnologia Stirling. Foram construídos 60 modelos, sendo que cada sistema produz 25 kW de energia elétrica, conforme pode-se observar na Figura 23. De acordo com Poulliskas, Kourtis e Hadjipaschalis (2010) o sistema foi desenvolvido pela empresa Tessera Solar com capacidade total da planta de 1,5 MW de produção de energia elétrica. O diâmetro do concentrador é de aproximadamente 11,6 metros, com motor que utiliza hidrogênio como fluido de trabalho e o conjunto motor/prato parabólico apresenta eficiência elétrica de 26%.

Figura 23 – Planta solar de Maricopa com tecnologia Stirling.



Fonte: Tessera (2010)

## CAPÍTULO 3. AVALIAÇÃO DOS ASPECTOS TERMODINÂMICOS

### 3.1 ANÁLISE TERMODINÂMICA PELA TEORIA DE SCHIMDT PARA MOTORES STIRLING

Em 1871 Gustav Schimdt desenvolveu uma análise teórica mais próxima do desempenho real do motor Stirling. São realizados cálculos isotérmicos e o método é considerado simples e vantajoso para o desenvolvimento do motor Stirling. A teoria é baseada na expansão e compressão isotérmica do gás ideal e nela são assumidas algumas hipóteses para a determinação do desempenho do motor (HIRATA, 1997; BARROS 2005). Os valores de eficiência para essa teoria são altos, de modo que na prática a eficiência real chega a ser menor que 60% (BUMATARIA; PATEL, 2013). De acordo com Barros (2005) as principais hipóteses assumidas para sua definição são:

1. O processo no regenerador é considerado perfeito, sem perdas;
2. A pressão do sistema é a mesma em qualquer ponto;
3. O fluido de trabalho se caracteriza como um gás perfeito, obedecendo as equações dos gases ideais;
4. A massa do fluido de trabalho é considerada constante e não ocorre perda;
5. As variações de volume de expansão e contração ocorrem como uma senóide;
6. Não ocorre variação de temperatura no regenerador;
7. As temperaturas do pistão e da parede do cilindro são constantes;
8. A velocidade do motor é considerada constante.

O desempenho do ciclo do motor é estabelecido pelo diagrama P-V. Os principais símbolos do equacionamento são listados na Tabela 5. Assumindo os valores da massa do fluido de trabalho, dos volumes e das temperaturas, calcula-se a pressão de gás ideal dos gases perfeitos utilizando a equação (11).

$$P.V= m.R.T \quad (11)$$

Tabela 5 – Símbolos utilizados pela teoria de Schimdt.

<b>Nome</b>	<b>Símbolo</b>	<b>Unidade</b>
Pressão do motor	P	Pa
Volume percorrido do pistão de expansão	$V_{SE}$	$m^3$
Volume percorrido do pistão de compressão	$V_{SC}$	$m^3$
Volume morto de expansão	$V_{ME}$	$m^3$
Volume morto de compressão	$V_{MC}$	$m^3$
Volume do regenerador	$V_R$	$m^3$
Volume momentâneo do espaço de expansão	$V_E$	$m^3$
Volume momentâneo do espaço de compressão	$V_C$	$m^3$
Volume	V	$m^3$
Massa total do gás de trabalho	m	kg
Constante dos Gás	R	J/kg
Temperatura do gás de expansão	$T_E$	K
Temperatura do gás de compressão	$T_C$	K
Temperatura do gás do regenerador	$T_R$	K
Ângulo de fase	$Dx$	°
Temperatura relativa	$t = \frac{T_C}{T_E}$	-
Volume percorrido relativo	$v = \frac{V_{SC}}{V_{SE}}$	-
Volume morto relativo	$X = \frac{V_D}{V_{SE}}$	-
Rotação do motor	n	Hz
Energia indicada de expansão	$E_E$	J
Energia indicada de compressão	$E_C$	J
Energia indicada	$E_i$	J
Potência indicada de expansão	$L_E$	W
Potência indicada de compressão	$L_C$	W
Potência indicada	$L_i$	W
Eficiência indicada teórica	e	-

Fonte: Barros (2005)

### 3.1.1 Motor Stirling alfa

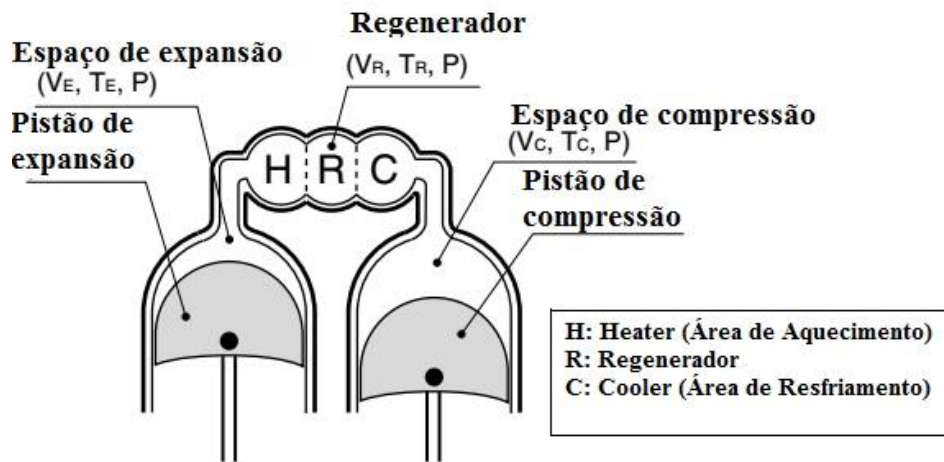
Na Figura 24 é ilustrada uma representação de parte do motor Stirling tipo alfa. São apresentados primeiramente os volumes de expansão e compressão. De acordo com Hirata (1997) e Barros (2005) o volume inicial é baseado ângulo de eixo ( $x$ ), que é definido no ponto morto superior com ângulo  $x=0$ . O volume de expansão e compressão são baseados nos volumes internos do pistão e do angulo os quais são apresentados nas equações (12) e (13).

$$V_E = \frac{V_{SE}}{2} \cdot (1 - \cos x) + V_{ME} \quad (12)$$

$$V_C = \frac{V_{SC}}{2} \cdot (1 - \cos(x - dx)) + V_{MC} \quad (13)$$

$$V = V_E + V_C + V_R \quad (14)$$

Figura 24 – Representação da parte interna de um motor Stirling do tipo alfa.



Fonte: Hirata (1997)

A taxa de temperatura relativa ( $t$ ), a relação de volume relativo ( $v$ ) e os volumes mortos relativos de expansão e compressão são calculados respectivamente pelas seguintes equações:

$$t = \frac{T_C}{T_E} \quad (15)$$

$$v = \frac{V_{SC}}{V_{SE}} \quad (16)$$



$$X_{DE} = \frac{V_{ME}}{V_{SE}} \quad (17)$$

$$X_{MC} = \frac{V_{MC}}{V_{SE}} \quad (18)$$

$$X_R = \frac{V_R}{V_{SE}} \quad (19)$$

A temperatura do regenerador ( $T_R$ ) é calculada fazendo a média entre a temperatura de expansão e a de compressão como pode ser observada pela equação (20).

$$T_R = \frac{T_E + T_C}{2} \quad (20)$$

A massa total pode ser calculada pela equação (21).

$$m = \frac{P \cdot V_{SE}}{2 \cdot R \cdot T_C} [S - B \cdot \cos(x - a)] \quad (21)$$

Sendo:

$$a = \tan^{-1} \cdot \frac{v \cdot \text{sen } dx}{t + \text{cox } dx} \quad (22)$$

$$S = t + 2 \cdot t \cdot X_{ME} + \frac{4 \cdot t \cdot X_R}{1 + t} + v + 2 \cdot X_{MC} \quad (23)$$

$$B = \sqrt{t^2 + 2 \cdot (t - 1) \cdot v \cdot \text{cox } dx + v^2 - 2 \cdot t + 1} \quad (24)$$

$$c = \frac{B}{S} \quad (25)$$

A pressão do motor é realizada baseada na pressão média do motor através da equação (26).

$$P = \frac{P_m \cdot \sqrt{S^2 - B^2}}{S - B \cdot \cos(x - a)} = \frac{P_m \cdot \sqrt{1 - c^2}}{1 - c \cdot \cos(x - a)} \quad (26)$$

Através das equações descritas anteriormente pode se construir o gráfico P-V do motor Stirling.

### 3.1.2 Motor Stirling tipo beta

Segundo Barros (2005) os volumes de compressão e expansão do motor podem ser obtidos das equações utilizando o volume de expansão momentânea, o volume morto de expansão e volume morto de compressão, como pode-se observar nas equações (27) e (28). No caso específico de motores do tipo beta temos um pistão de deslocamento e um pistão de potência juntos no mesmo cilindro que no momento em que os mesmos se sobrepõem um volume de sobreposição é criado.

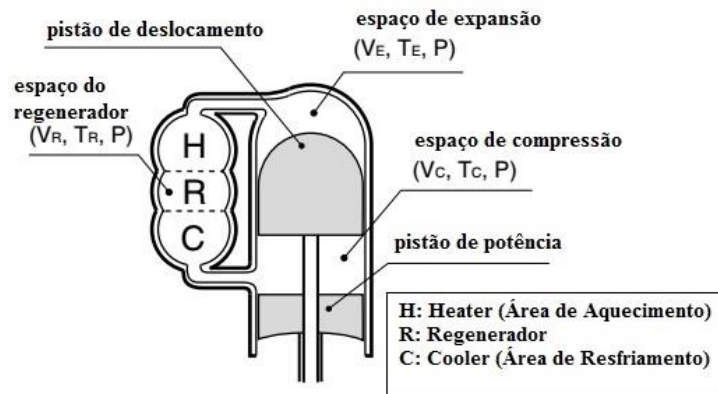
$$V_E = \frac{V_{SE}}{2} \cdot (1 - \cos x) + V_{ME} \quad (27)$$

$$V_C = \frac{V_{SE}}{2} \cdot (1 - \cos x) + \frac{V_{SC}}{2} \cdot (1 - \cos(x - dx)) + V_{MC} - V_B \quad (28)$$

Hirata (1997) indica que no caso do motor Stirling de tipo Beta, o pistão de potência e o pistão de deslocamento estão no mesmo cilindro, como pode-se observar na Figura 25. Quando ambos os pistões se sobrepõem, um espaço de trabalho eficaz é formado. O volume de sobreposição ( $V_B$ ) pode ser calculado pela equação (29).

$$V_B = \frac{V_{SE} + V_{SC}}{2} - \sqrt{\frac{V_{SE}^2 + V_{SC}^2}{4} - \frac{V_{SE}V_{SC}}{2} \cos dx} \quad (29)$$

Figura 25 – Representação da parte interna de um motor Stirling do tipo beta.



Fonte: Hirata (1997)

O volume momentâneo total é obtido pela equação (30).

$$V = V_E + V_C + V_R \quad (30)$$

Pode-se calcular a pressão do motor pela equação (31).

$$P = \frac{P_m \cdot \sqrt{1 - c^2}}{1 - c \cdot \cos(x - a)} = \frac{P_{min} \cdot (1 + c)}{1 - c \cdot \cos(x - a)} = \frac{P_{max} \cdot (1 - c)}{1 - c \cdot \cos(x - a)} \quad (31)$$

Outras equações desse tipo de configuração podem ser vistas a seguir:

$$t = \frac{T_C}{T_E} \quad (32)$$

$$v = \frac{V_{SC}}{V_{SE}} \quad (33)$$

$$X_B = \frac{V_B}{V_{SE}} \quad (34)$$

$$X_{DE} = \frac{V_{DE}}{V_{SE}} \quad (35)$$

$$X_{DC} = \frac{V_{DC}}{V_{SE}} \quad (36)$$

$$X_R = \frac{V_R}{V_{SE}} \quad (37)$$

$$a = \tan^{-1} \frac{v \cdot \sin dx}{t + \cos dx} \quad (38)$$

$$S = t + 2 \cdot t \cdot X_{DE} + \frac{4 \cdot t \cdot X_R}{1 + t} + v + 2 \cdot X_{DC} + 1 - 2 \cdot X_B \quad (39)$$

$$B = \sqrt{t^2 + 2 \cdot (t - 1) \cdot v \cdot \cos dx + v^2 - 2 \cdot t + 1} \quad (40)$$

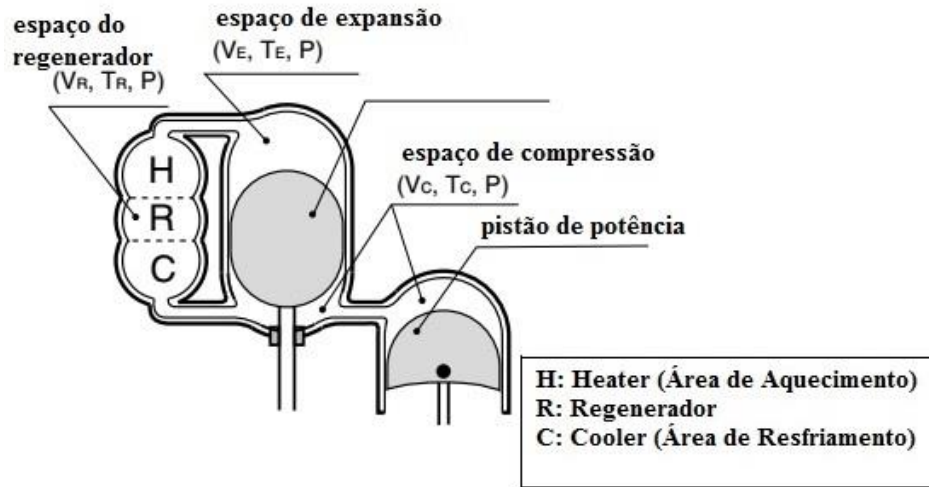
$$c = \frac{B}{S} \quad (41)$$

Com isso, é possível obter o valor da pressão e o volume do motor e construir o diagrama P-V do motor para a configuração beta.

### 3.1.3 Motor Stirling gama

Na Figura 26 é ilustrada uma representação da parte interna do motor Stirling do tipo gama. Do mesmo modo que os dois tipos apresentados anteriormente, pode-se obter valores de pressão e volume do motor para esta configuração. As equações (42) e (43) são respectivas do volume do espaço de expansão e de compressão.

Figura 26 – Representação da parte interna de um motor Stirling do tipo gama.



Fonte: Hirata (1997)

$$V_E = \frac{V_{SE}}{2} \cdot (1 - \cos x) + V_{ME} \quad (42)$$

$$V_C = \frac{V_{SE}}{2} \cdot (1 - \cos x) + \frac{V_{SC}}{2} \cdot (1 - \cos(x - dx)) + V_{MC} \quad (43)$$

O volume total é calculado pela equação (44).

$$V = V_E + V_C + V_R \quad (44)$$

A pressão do motor pode ser calculada pela pressão média, como também pela potência mínima ou máxima através da equação (45).

$$P = \frac{P_m \cdot \sqrt{1 - c^2}}{1 - c \cdot \cos(x - a)} = \frac{P_{min} \cdot (1 + c)}{1 - c \cdot \cos(x - a)} = \frac{P_{max} \cdot (1 - c)}{1 - c \cdot \cos(x - a)} \quad (45)$$

Outras equações são apresentadas:

$$t = \frac{T_C}{T_E} \quad (46)$$

$$v = \frac{V_{SC}}{V_{SE}} \quad (47)$$

$$X_{DE} = \frac{V_{DE}}{V_{SE}} \quad (48)$$

$$X_{DC} = \frac{V_{DC}}{V_{SE}} \quad (49)$$

$$X_R = \frac{V_R}{V_{SE}} \quad (50)$$

$$a = \tan^{-1} \frac{v \cdot \text{sen } dx}{t + \text{cox } dx + 1} \quad (51)$$

$$S = t + 2 \cdot t \cdot X_{DE} + \frac{4 \cdot t \cdot X_R}{1 + t} + v + 2 \cdot X_{DC} + 1 \quad (52)$$

$$B = \sqrt{t^2 + 2 \cdot (t - 1) \cdot v \cdot \text{cox } dx + v^2 - 2t + 1} \quad (53)$$

$$c = \frac{B}{S} \quad (54)$$

### 3.1.4 Energia, potência e eficiência

Segundo Barros (2005) a energia de expansão e compressão pode ser calculada como uma solução analítica utilizando as equações anteriormente citadas. A energia de expansão ( $E_E$ ) pode ser calculada através das pressão média, mínima e máxima conforme a equação (55).

$$\begin{aligned} E_E &= \oint P \cdot dV_E = \frac{P_m \cdot V_{SE} \cdot \pi \cdot c \cdot \text{sen}(a)}{1 + \sqrt{1 - c^2}} = \frac{P_{min} \cdot V_{SE} \cdot \pi \cdot c \cdot \text{sen}(a)}{1 + \sqrt{1 - c^2}} \cdot \frac{\sqrt{1 + c}}{\sqrt{1 - c}} \\ &= \frac{P_{max} \cdot V_{SE} \cdot \pi \cdot c \cdot \text{sen}(a)}{1 + \sqrt{1 - c^2}} \cdot \frac{\sqrt{1 - c}}{\sqrt{1 + c}} \end{aligned} \quad (55)$$

A energia de compressão pode ser descrita pela equação (56).

$$\begin{aligned} E_C &= \oint P \cdot dV_C = - \frac{P_m \cdot V_{SE} \cdot \pi \cdot c \cdot t \cdot \text{sen}(a)}{1 + \sqrt{1 - c^2}} = - \frac{P_{min} \cdot V_{SE} \cdot \pi \cdot c \cdot t \cdot \text{sen}(a)}{1 + \sqrt{1 - c^2}} \cdot \frac{\sqrt{1 + c}}{\sqrt{1 - c}} \\ &= - \frac{P_{max} \cdot V_{SE} \cdot \pi \cdot c \cdot t \cdot \text{sen}(a)}{1 + \sqrt{1 - c^2}} \cdot \frac{\sqrt{1 - c}}{\sqrt{1 + c}} \end{aligned} \quad (56)$$

Barros (2005) descreve que a energia indicada do sistema poder ser obtida somando as potências de expansão e compressão, conforme as equações (57) e (58).

$$E_I = E_E + E_C \quad (57)$$

$$E_I = \frac{P_m \cdot V_{SE} \cdot \pi \cdot c \cdot (1 - t) \cdot \text{sen}(a)}{1 + \sqrt{1 - c^2}} = \frac{P_{min} \cdot V_{SE} \cdot \pi \cdot c \cdot (1 - t) \cdot \text{sen}(a)}{1 + \sqrt{1 - c^2}} \cdot \frac{\sqrt{1 + c}}{\sqrt{1 - c}} \quad (58)$$

$$= \frac{P_{max} \cdot V_{SE} \cdot \pi \cdot c \cdot (1 - t) \cdot \text{sen}(a)}{1 + \sqrt{1 - c^2}} \cdot \frac{\sqrt{1 - c}}{\sqrt{1 + c}}$$

A potência de expansão, compressão e indicada podem ser obtidas multiplicando a energia pela rotação do motor, como podem ser observadas nas Equações (59), (60) e (61).

$$L_E = E_E \cdot n \quad (59)$$

$$L_C = E_C \cdot n \quad (60)$$

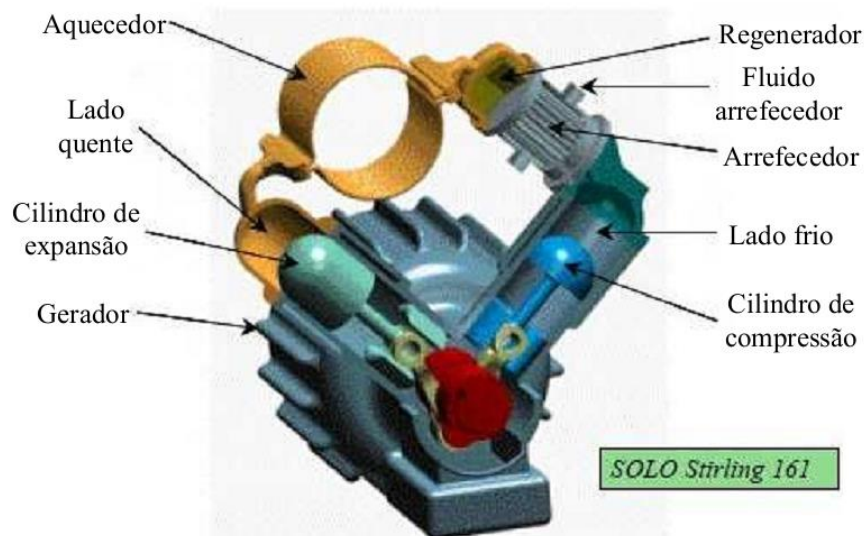
$$L_I = E_I \cdot n \quad (61)$$

A eficiência do motor pode ser expressa pela equação (62).

$$e = \frac{L_I}{L_E} \quad (62)$$

Como o motor Stirling do tipo alfa da empresa Cleanergy funciona tanto a biogás como a energia solar, optou-se pelo mesmo nessa dissertação. Modelo de motores com dois cilindros também reduzem a perda térmica de vedação do pistão. Por esse motivo optou-se por essa configuração, conforme Figura 27. Algumas especificações desse motor foram obtidas no catálogo da empresa e podem ser observadas na Tabela 6.

Figura 27 – Motor Stirling v 161



Fonte: Santos (2012)

Tabela 6 – Dados do motor obtidos pelo catálogo do fabricante.

<b>Dados Gerais de Performance utilizando biogás</b>	
Energia elétrica produzida	2 – 9 kW
Eficiência utilizando biogás	25%
Vida útil do motor	25 anos
<b>Dados do motor</b>	
Tipo	Motor alfa em V
Capacidade do cilindro	161 cm <sup>3</sup>
Fluido de trabalho	Hélio
Pressão do motor	14 MPa
Pressão do combustível	5 – 30 kPa
Velocidade nominal do motor	1800 rpm
Níveis de metano do combustível	18 – 100%

Fonte: Ramos (2005); Cleanergy (2015)

Através das equações citadas para a teoria de Schmidt pode-se obter os principais cálculos para a análise termodinâmica do motor Stirling. Foram utilizados dados iniciais para obtenção do modelo apresentados na Tabela 7. O motor Stirling escolhido foi o do tipo alfa.

Tabela 7 – Dados utilizados no projeto para o motor.

<b>Parâmetros do motor</b>		<b>Referência</b>
Rotação do motor (rpm)	1800	Cleanergy (2015)
Pressão máxima do motor (MPa)	14	Cleanergy (2015)
Diâmetro dos pistões de expansão e compressão (cm)	6,8	Barros (2005)
Avanço dos pistões de expansão e compressão (cm)	4,4	Barros (2005)
Temperatura do pistão de expansão (°C)	653	Ruiz et al. (2011)
Temperatura do pistão de compressão (°C)	30	Barros (2005)
Volume regenerador (cm <sup>3</sup> )	108,95	Barros (2005)
Temperatura do regenerador (°C)	663,15	Barros (2005)
Angulo de fase (°)	90	Barros (2005)

Fonte: Elaboração própria.

### 3.2 ANÁLISE ENERGÉTICA PARA O SISTEMA OPERANDO A BIOGÁS

Existem diversos combustíveis que podem ser utilizados para gerar eletricidade. Os combustíveis fósseis mais utilizados em motores Stirling são gasolina, gás natural e diesel. Combustíveis alternativos também podem ser usados como resíduos de biomassa ou madeiras, biogás gerados a partir da degradação de resíduos ou através de restos de lixo. O biogás pode ser utilizado após a remoção de suas impurezas, tornando-o um combustível limpo (Paul, 2012). A eficiência do sistema depende da energia do combustível e da eletricidade gerada pelo motor Stirling, como pode ser observada na equação (63).

$$\eta_{el} = \frac{P_{el}}{E_{comb}} \quad (63)$$

Sendo:

$P_{el}$  – Potência elétrica do motor (kW)

$E_{comb}$  – Energia do combustível (kW)

Considerou-se a energia total do combustível baseando na vazão mássica do biogás e em seu poder calorífico, como pode ser analisado pela equação (64).

$$E_{comb} = \dot{m}_{biog} \cdot PCI_{biog} \quad (64)$$

Sendo:

$\dot{m}_{biog}$  – Vazão mássica do biogás (kg/s)

$PCI_{biog}$  – Poder Calorífico inferior do biogás (kJ/kg)



## CAPÍTULO 4 – AVALIAÇÃO DOS ASPECTOS TÉCNICOS DO MOTOR OPERANDO A BIOGÁS E COM CONCENTRADOR SOLAR

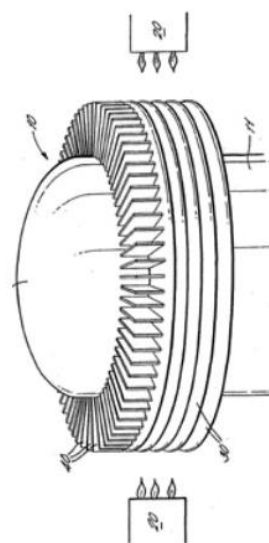
### 4.1 COMPONENTES PRINCIPAIS DE UM MOTOR STIRLING COMERCIAL

#### 4.1.1 Sistema de aquecimento

O aquecedor tem como função transferir calor para o fluido de trabalho, fazendo-o expandir. Esse trocador de calor é difícil de projetar em razão das diferentes situações de funcionamento em seu interior e exterior, como também do tipo de fonte de calor utilizada (COSTA, 2013). A fonte quente no motor Stirling pode ser gerada com a queima de diversos combustíveis como diesel, gás natural, biogás, biomassa ou por meio da radiação solar.

A configuração do aquecedor determina o funcionamento do motor. Ramos (2015) indica que um aumento no tamanho do aquecedor poderá gerar uma diminuição em sua potência de saída. No entanto, a redução do tamanho poderá levar a uma desequilíbrio de calor interno, resultando em um mal funcionamento. Por estas razões, a utilização eficiente do espaço do aquecedor deve ser analisada. Os tipos de aquecedores comuns em motores que apresentam câmara de combustão podem ser classificados em: anular e tubular, conforme a Figura 28.

Figura 28 – Aquecedores do tipo tubular e anular respectivamente.



Fonte: Ramos (2015)

No aquecedor do tipo tubular o fluido de trabalho fica dentro de tubos com diâmetros relativamente pequenos, que são cercados por outro fluido e o calor é transmitido através do tubo da parede (ISAAC, 2002).

Um aspecto importante a ser analisado é o tipo de material utilizado para construção do aquecedor. Por trabalhar em altas temperaturas, os materiais devem ser bem resistentes, como ligas metálicas e cerâmicas refratárias. Superligas podem permitir o funcionamento do aquecedor em temperaturas de 750 a 850 °C, enquanto materiais refratários permitem que ele trabalhe em temperaturas acima de 1125 °C (BOWMAN; RITZERT; FREEDMAN, 2004).

Uma análise da geração de resíduos por biocombustíveis também deve ser considerada. Acima de 1000 °C as cinzas começam a fundir e ficar pegajosas, o que poderá levar à incrustação na câmara de combustão do motor. Para evitar este problema, é recomendado trabalhar em temperaturas abaixo do ponto de fusão da cinza, abaixo de 900 °C (PÅLSSON; CARLSEN, 2003).

#### 4.1.2 Sistema de Resfriamento

A refrigeração é tão importante quanto o aquecedor pois retira calor do fluido de trabalho. Geralmente os motores Stirling podem ser refrigerados a ar ou água, como em motores de combustão interna. De acordo com Thombare e Verma (2008) essa tecnologia necessita quase o dobro de carga de refrigeração de motores convencionais para reduzir a temperatura do fluido de trabalho. Conforme a temperatura do líquido de resfriamento aumenta, ocorre uma queda na eficiência térmica do motor. Por isso, é recomendado trabalhar com menores temperaturas do líquido de resfriamento, e na maioria dos projetos utilizar sistemas com refrigeração a água. Este trocador de calor é geralmente de tubos, conforme Figura 29.

Figura 29 – Sistema de refrigeração do motor Stirling modelo solo V-161



Fonte: Ramos (2015)

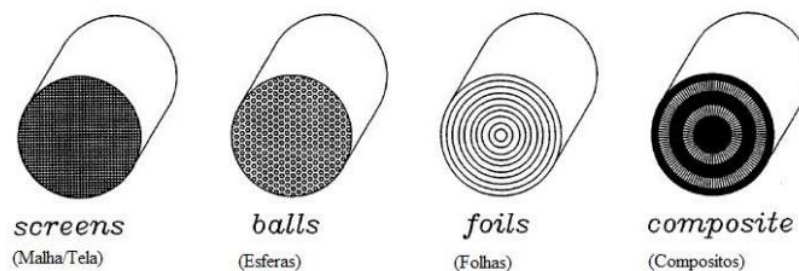
### 4.1.3 Regenerador

O regenerador é um dos componentes mais importantes do motor Stirling e está posicionado entre a fonte quente e a fonte fria do motor. Segundo Costa (2013) sua função é absorver o calor gerado no aquecimento quando o fluido de trabalho se desloca para a área de resfriamento do cilindro. A energia absorvida é transferida novamente para o fluido quando o mesmo se deslocar em sentido contrário. A eficiência do motor Stirling é afetada pelo desempenho do regenerador, o qual é complexo e difícil de modelar e projetar. Gheith, Aloui, e Nasrallah (2014) descrevem que estudos indicam as melhores características para uma melhor performance dos regeneradores que são:

- Elevada capacidade térmica para minimizar a variação de temperatura;
- Alta condutividade térmica para reduzir os gradientes de temperatura;
- Área superficial grande para diminuir as temperaturas entre o regenerador e o fluido de trabalho utilizado;
- Pequeno volume morto da matriz para elevar a variação da pressão;
- Matriz porosa para se obter uma pequena resistência ao fluxo.

As matrizes dos regeneradores podem ser fabricados com diferentes materiais como alumínio, aço, lã e sílica, cobre entre outros, conforme Figura 30. Um dos materiais mais utilizados em motores Stirling é a matriz de aço, a qual apresenta a vantagem da alta transferência de calor por convecção entre o gás utilizado e o material sólido. Sua desvantagem está na alta taxa de atrito com o fluido, que pode alterar a eficiência do motor (ALFARAWI; AL-DADAH; MAHMOUD, 2016). A Tabela 8 apresenta os principais tipos de matérias utilizados e suas propriedades.

Figura 30 – Várias formas de matrizes de regeneradores.



Fonte: Ramos (2015)

Tabela 8 – Tipos de materiais do regenerador e outras propriedades.

Material do regenerador	Capacidade Calorífica (J/m <sup>3</sup> .K)	Condutividade (W/m.K)	Rendimento do motor (%)
Aço	3,846. 10 <sup>6</sup>	46	38,44
Aço inoxidável	3,545. 10 <sup>6</sup>	15	39,29
Cobre	3,397. 10 <sup>6</sup>	289	-
Latão	3,145. 10 <sup>6</sup>	100	34,6
Alumínio	2,322. 10 <sup>6</sup>	200	29,16
Granito	2,262. 10 <sup>6</sup>	2,5	34,51
Vidro	2,125. 10 <sup>6</sup>	1,2	33,85

Fonte: Costa (2013)

De acordo com Abete (2013) a porosidade da matriz do regenerador é uma característica muito importante por estar relacionada com a perda de carga. Quando ocorre uma diminuição da porosidade, aumenta-se o atrito e as perdas de carga no regenerador.

Diversos estudos estão sendo realizados com o objetivo de melhorar a eficiência do regenerador. Gheith, Aloui e Nasrallah (2015) estudaram quatro diferentes matrizes de regeneradores para motores Stirling: de aço inoxidável, cobre, liga de cobre-níquel e alumínio como pode-se observar na Figura 31. A finalidade do estudo era obter um regenerador mais adequado, para um período de utilização de 15 horas.

Figura 31 – Matrizes de diferentes materiais.



Fonte: Gheith, Aloui e Nasrallah (2015)

Os resultados experimentais mostraram que as matrizes de cobre-níquel e de cobre apresentaram boa eficiência térmica, mas os materiais sofreram oxidação rápida. O regenerador de alumínio tem uma eficiência razoável, contudo, seu uso é limitado pelo ponto de fusão do material. Os experimentos revelaram que a matriz de aço inoxidável é o material

mais adequado para ser utilizado no regenerador em razão de funcionar em altas temperaturas e apresentar uma boa eficiência. Em seguida, os autores fabricaram e testaram cinco matrizes de aço inoxidável com diferentes porosidades (95%, 90%, 85%, 80% e 75%) conforme Figura 32. Os resultados mostraram que a matriz com 85% de porosidade apresentou a melhor performance do sistema, por maximizar os desempenhos do motor e minimizar as perdas de calor no regenerador.

Figura 32 – Matrizes de aço inoxidável com diferentes porosidades.



Fonte: Gheith, Aloui e Narrallah (2015)

## 4.2 COMPONENTES DO SISTEMA STIRLING COM CONCENTRADOR SOLAR


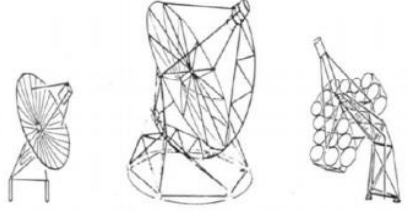
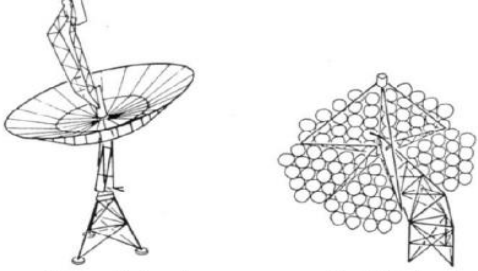
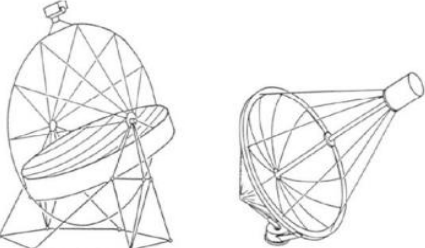
### 4.2.1 Concentrador solar

O concentrador converte radiação solar em energia térmica para aquecer o fluido de trabalho do sistema através de um único ponto chamado de foco. O concentrador é constituído de espelhos que são colocados na forma de uma parábola de modo que o foco dos espelhos esteja na abertura do receptor. O diâmetro do concentrador varia de 2 a 15 metros dependendo dos níveis de radiação exigidos pelo sistema (HOWARD, 2010).

O tamanho do concentrador é definido pela potência estimada de níveis de insolação e pela eficiência de conversão de energia do coletor. Realiza-se um dimensionamento do sistema para se obter o tamanho certo do concentrador solar. A tecnologia Dish Stirling para sistema com potência de 5 kWe necessita de um concentrador de cerca 5,5 m de diâmetro. Sistema com 10 kWe exige concentrador com diâmetro de aproximadamente 7,5 m e conjunto de 25 kWe de potência requer o concentrador que apresente um tamanho geralmente de 10 m

de diâmetro. Devido ao formato em forma de parábola os pratos podem alcançar temperaturas de 1500 °C dependendo do tamanho do concentrador (ABBAS et al., 2011). O concentrador pode ser construído de diversos tipos de materiais sendo os mais comuns os apresentados na Figura 33.

Figura 33 – Materiais utilizados no concentrador para reflexão solar.

TECNOLOGIA VIDRO METAL	TECNOLOGIA DE PELÍCULA ALUMINIZADO
 <p>TBC (1977) φ 11m; C = 3000</p> <p>Vanguard (1980) φ 11m; C = 2800</p> <p>MDAC (1984) φ 11m; C = 2400</p>	 <p>SKI (1980) φ 7m; C = 250</p> <p>GE (future) φ 12m; C = 1000</p> <p>LaJet (1986) φ 7.4m; C = 800</p>
TECNOLOGIA PRATA-POLÍMERO/ PRATA-AÇO	TECNOLOGIA DE PELÍCULA MEMBRANA ESTICADA
 <p>Acurex (future) φ 15m; C = 1100</p> <p>LaJet (future) φ 15m; C = 700</p>	 <p>SBP (1983) φ 17m; C = 600</p> <p>SKI (future) φ 15m;</p>

Fonte: Castellanos (2012)

Segundo Abbas et al. (2011) concentradores de vidro metal apresentam vários espelhos de vidro colocados na superfície da estrutura parabólica. Estes modelos apresentam altas taxas de concentração, mas requerem um alinhamento preciso dos espelhos no concentrador solar, além de serem pesados e caros. Os concentradores com superfícies refletoras mais usados são:

- Concentrador de alumínio: colocado na parte superior do disco parabólico, suas superfícies apresentam um coeficiente de reflexão de 95% e também tem uma maior durabilidade (CASTELLANOS, 2012).
- Superfícies de polímeros: De acordo com Abbas et al. (2011) esse concentrador possui baixo custo, boa flexibilidade e coeficiente de reflexão de 96%. No entanto suas propriedades (mecânicas e óticas) são comprometidas quando o material fica exposto por muito tempo ao sol.

- Folha de alumínio polido: apresenta um custo reduzido mas sua desvantagem estão relacionadas a uma refletividade moderada (85%) e uma baixa resistência a tempestades (ABBAS et al., 2011).
- Concentrador de membrana reflexiva esticada: películas finas de plástico ou metal são esticadas por meio de um aro ou argola, na qual uma segunda película é colocada atrás da primeira. Geralmente são usadas em discos parabólicos com menor diâmetro. Sua desvantagem está relacionada ao comportamento dos materiais do concentrador quando é deixado ao sol (FRASER, 2008).

## 4.2.2 Receptor

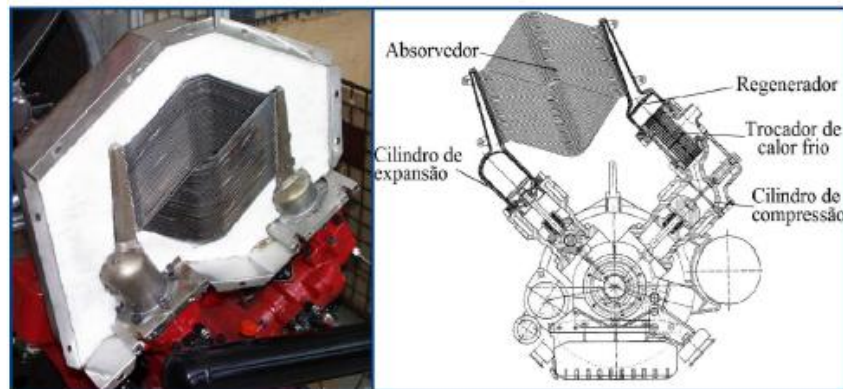
O receptor fica entre o concentrador parabólico e o motor Stirling, absorvendo os raios solares refletidos no prato parabólico e convertendo a energia absorvida em energia térmica. A radiação solar é introduzida através de uma abertura estabelecida no foco do concentrador, refletindo posteriormente no receptor (JOSÉ, 2009). Os dois tipos de receptores mais utilizados em sistemas Stirling com pratos parabólicos são o iluminação direta (DIR) e o de refluxo.

### 4.2.2.1 Receptor de iluminação direta (DIR)

De acordo com Abbas et al. (2011) os tubos do receptor de iluminação direta são adaptados com o objetivo de absorver altos níveis de radiação solar do concentrador (Figura 34). Esse receptor é muito utilizado em sistemas Dish Stirling conforme observado em projetos como o EURODISH e Suncatcher. Segundo Cabalero (2013) ele é formado de pequenos tubos com diâmetros de aproximadamente 3 mm, nos quais deslocam-se o fluido de trabalho em altas pressões, entre 5-20 MPa, com temperaturas entre 650 °C e 850°C. José (2009) relata que uma de suas desvantagens está na uniformidade do fluxo de radiação no receptor, no qual estabelece limites na temperatura do fluido de trabalho.



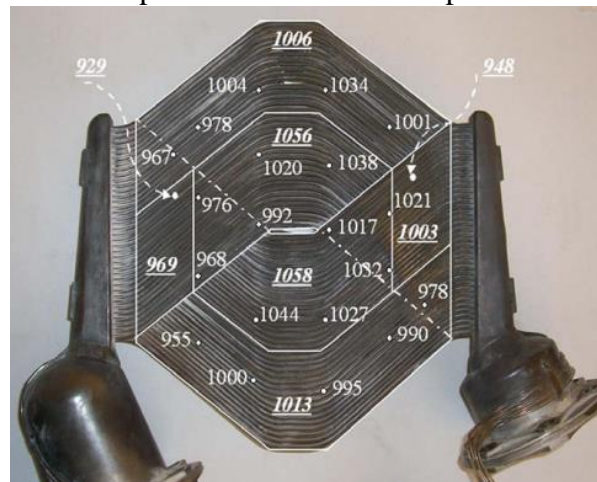
Figura 34 – Receptor de iluminação direta.



Fonte: Caballero (2013)

Estudos realizados por Nepveu, Ferriere e Bataille (2009) calculam as perdas de calor no receptor (DIR) da unidade do sistema Eurodish através de um modelo nodal. Foram estudados diversos volumes de controle na área do receptor, obtendo temperaturas máximas de 1058 K medidas por termopares, conforme Figura 35. A diferença de temperatura total entre os pontos medidos foi de 130 K, com o sistema trabalhando com pressão de 11,5 MPa.

Figura 35 – Temperaturas em diferentes pontos do receptor.



Fonte: Nepveu, Ferriere e Bataille (2009)

#### 4.2.2.2 Receptores de refluxo

Estes receptores utilizam um fluido interno intermediário dentro do receptor, geralmente de sódio, para transferência de calor. Ele sofre evaporação na superfície do absorvedor e condensa no tubos do fluido de trabalho, retornando a superfície do receptor (BLASCO, 2011). Este tipo de receptor apresenta algumas vantagens como:

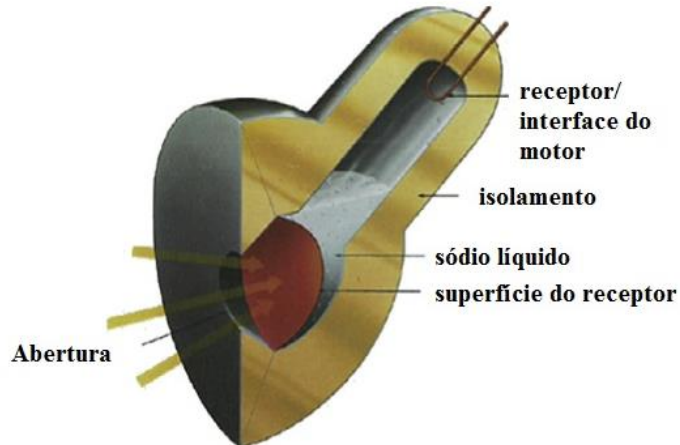


- Alta capacidade de transmissão de calor dos metais líquidos, cerca de  $800 \text{ W/cm}^2$  (JOSÉ, 2009).
- A condensação do sódio líquido possibilita conseguir um aquecimento mais regular do fluido de trabalho, permitindo funcionar com máximas temperaturas do fluido de trabalho que o receptor suporta (ZABALZA, 2010).
- Possibilita a independência do motor e receptor, evitando comprometimento do sistema relacionado a limitação de rendimento dos receptores de iluminação direta (JOSÉ, 2009).
- Estudos indicam que pode ser utilizado como receptor híbrido do sistema (BLASCO, 2011).

Receptores de refluxo podem ser classificados em dois tipos: Pool Boiler e Heat Pipe.

- **Receptor Pool Boiler:** Espaços semiesféricos cheios de fluido líquido (sódio) que ficam sempre em contato com a superfície do absorvedor, conforme Figura 36 (COVENTRY et al., 2015).

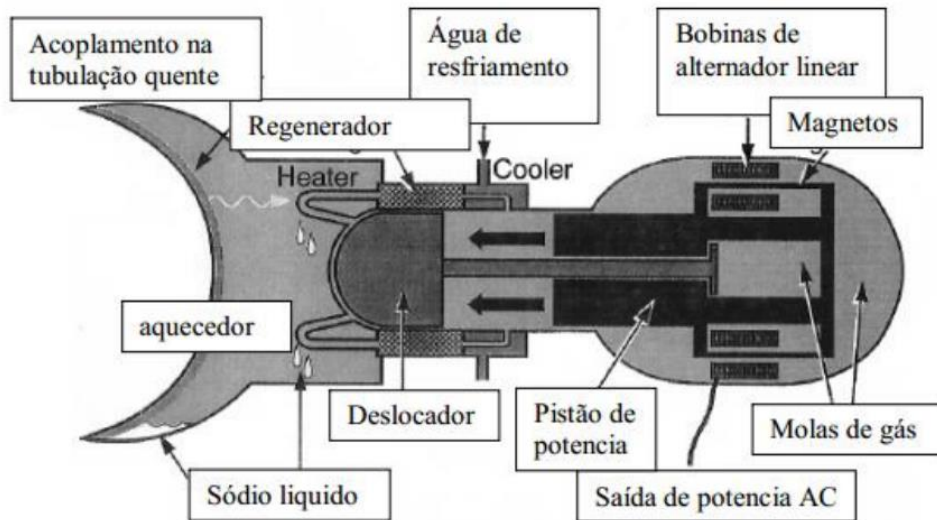
Figura 36 – Receptor de refluxo pool boiler



Fonte: Coventry et al. (2015)

- **Receptor Heat Pipe:** O fluido intermediário sofre evaporação, sendo transportado para a parte de aquecimento do motor, onde sofre condensação. A temperatura nesse receptor é mais constante, o que leva a um aumento na temperatura do fluido de trabalho, melhorando consecutivamente a eficiência do sistema (MANCINI et al., 2003). Pode-se observar este tipo de receptor na Figura 37.

Figura 37 – Receptor do tipo heat pipe de um motor Stirling.



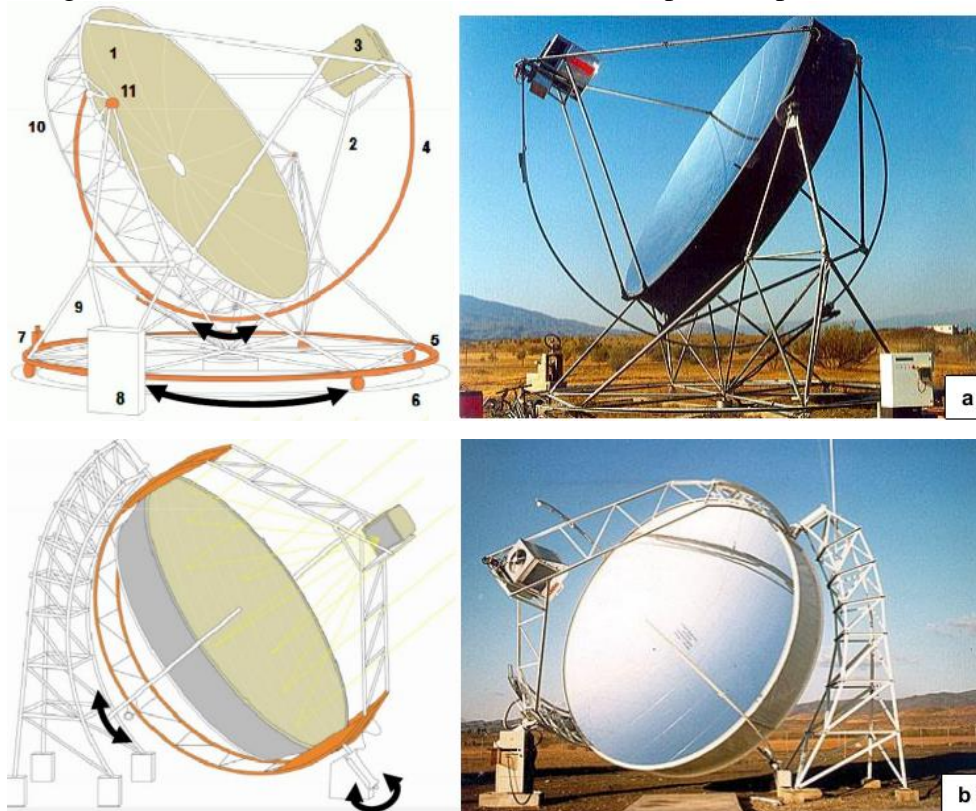
Fonte: Caballero (2013)

#### 4.2.3 Sistema de rastreamento solar

Sistemas de concentração de prato parabólico com motor Stirling necessitam de mecanismo de rastreamento solar, para que possam absorver toda a radiação solar fornecida em um dia. Existem dois tipos de sistema de rastreamento solar, conforme Figura 38.

- **Azimute:** O sistema apresenta uma base rotacional permitindo girar 360 graus. Também possui rotação no suporte do concentrador, fornecendo movimento para cima e para baixo ao concentrador parabólico (SAYMA, 2013). Esse sistema é o mais utilizado e é conhecido como sistema de dois eixos, pois permite o movimento tanto horizontal como vertical.
- **Rastreamento polar:** De acordo com Sayma (2013) o concentrador apresenta um eixo de declinação que permite o movimento rotacional paralelo ao eixo rotacional da terra.

Figura 38 – Sistemas de rastreamento Azimute e polar respectivamente.



Fonte: Sayma (2013)

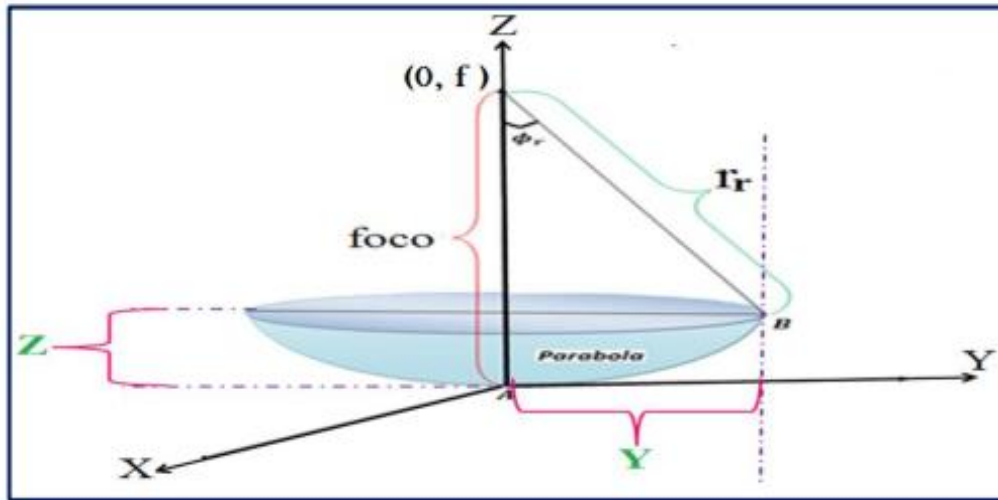
### 4.3 METODOLOGIA PARA DIMENSIONAMENTO DO CONJUNTO CONCENTRADOR SOLAR E MOTOR STIRLING

#### 4.3.1 Análise geométrica do foco do concentrador esférico parabólico

O espelhos parabólicos concentram toda a radiação solar para o receptor e refletem toda essa energia para um ponto do receptor chamada de foco. De acordo com Castellanos (2012) o cálculo da distância focal do concentrador que está diretamente relacionada ao diâmetro do concentrador e a profundidade do concentrador, conforme Figura 39. Utilizando a equação (65), de um parabolóide temos que:

$$X^2 + Y^2 = 4 \cdot D_f \cdot Z \quad (65)$$

Figura 39 – Paraboloide de revolução.



Fonte: Calabari (2013)

Obtêm-se as seguintes deduções geométricas a partir da equação (66):

$$\sin \phi_r = \frac{Y}{r_r} \quad (66)$$

$$\tan \phi_r = \frac{Y}{D_f - Z} \quad (67)$$

Isolando a equação (67) em função de Z temos:

$$Z = D_f - \frac{Y}{\tan \phi_r} \quad (68)$$

Substituindo na equação de origem do parabolóide:

$$Y^2 = 4 \cdot D_f \cdot Z \quad (69)$$

$$Y^2 = 4 \cdot D_f \cdot \left( D_f - \frac{Y}{\tan \phi_r} \right) \quad (70)$$

$$Y^2 = 4 \cdot D_f^2 - \frac{4 \cdot D_f \cdot Y}{\tan \phi_r} \quad (71)$$

Substituindo na equação (66) temos:

$$\sin \phi_r = \frac{Y}{r_r} \quad (72)$$

$$Y = \sin \phi_r \cdot r_r \quad (73)$$

$$\sin \phi_r^2 r_r^2 = \frac{4 \cdot D_f \cdot \sin \phi_r \cdot r_r}{\tan \phi_r} \quad (74)$$

Utilizando a identidade trigonométrica:

$$\sin^2 \phi_r + \cos^2 \phi_r = 1 \quad (75)$$

$$\tan \phi_r = \frac{\sin \phi_r}{\cos \phi_r} \quad (76)$$

Simplificando a equação (74) obtemos:

$$r_r = \frac{2D_f}{1 + \cos \phi_r} \quad (77)$$

Como Y é metade do parabolóide podemos substituir na equação do seno:

$$\sin \phi_r = \frac{Y}{r_r} \quad (78)$$

$$\sin \phi_r = \frac{D_p}{2 \cdot r_r} \quad (79)$$

$$r_r = \frac{D_p}{2 \cdot \sin \phi_r} \quad (80)$$

Igualando as funções em função de  $r_r$  temos:

$$\frac{2 \cdot D_f}{1 + \cos \phi_r} = \frac{D_p}{2 \sin \phi_r} \quad (81)$$

Isolando em função de  $D_f$  obtemos a distância focal apresentada na equação (82).

$$D_f = \frac{D_p}{4 \cdot \tan\left(\frac{\phi_r}{2}\right)} \quad (82)$$

Sendo:

$D_p$  – Diâmetro da parábola do concentrador (m)

$\phi_r$  – Ângulo de borda do concentrador (graus)

#### 4.3.2 Diâmetro do receptor plano em um concentrador parabólico

Cada receptor apresenta um método para interceptar a radiação solar em função da sua geometria. Neste trabalho será analisado um receptor plano, baseando no tamanho da imagem  $f$  para um receptor plano. Desse modo, a geometria do parabolóide possibilita concentrar a radiação incidente no plano receptor. Foi comprovado que existe um ângulo entre o sol e a terra de  $0,53^\circ$  que equivale a aproximadamente 32 minutos, conforme a Figura 40 (SALGADO, 1998). De acordo com o autor, baseando nessa angulação e no diâmetro do concentrador parabólico obtemos a seguinte relação, demonstrada a partir da equação (83).

$$D_p = 2 \cdot r_r \cdot \text{sen} \phi_r \quad (83)$$

$$A_{\text{concentrador}} = \frac{\pi \cdot D_p^2}{4} \quad (84)$$

$$\frac{D_p}{2} = \frac{R_c}{\cos(\phi_r + 0,267^\circ)} \quad (85)$$

$$R_c = r_r \cdot \text{sen} 0,267^\circ \quad (86)$$

Sendo:

$R_c$  – Raio do concentrador (m)

$D_p$  – Diâmetro da parábola do concentrador (m)

$r_r$  – Raio do receptor (m)

Substituindo o diâmetro do receptor na equação (85) podemos calcular o diâmetro do receptor, como pode-se observar na equação (87).

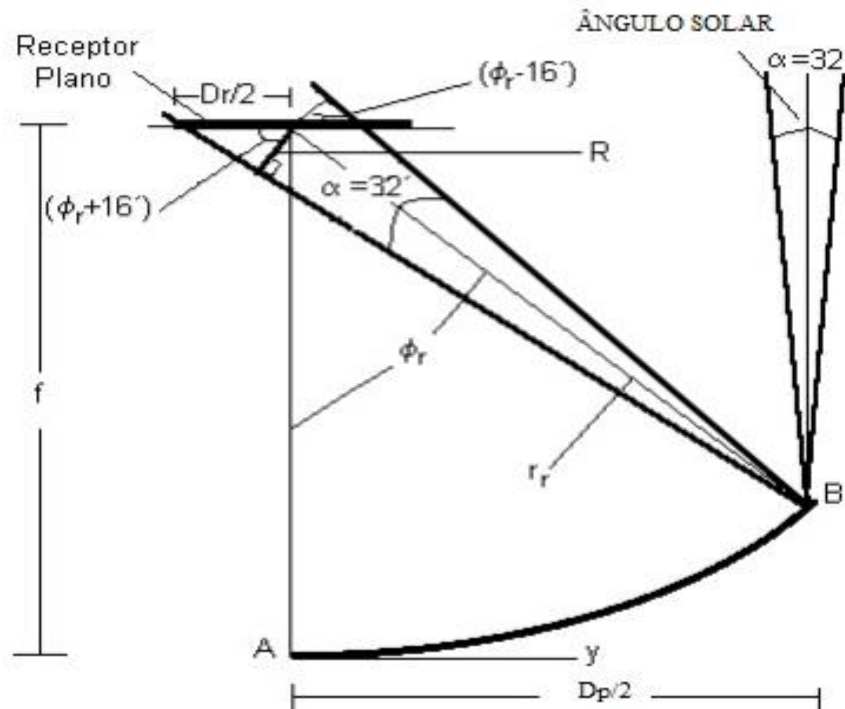
$$D_r = \frac{D_p \cdot \text{sen} 0,267^\circ}{\text{sen} \phi_r \cdot \cos(\phi_r + 0,267^\circ)} \quad (87)$$

Sendo:

$D_r$  – Diâmetro do receptor (m)

$D_p$  – Diâmetro da parábola do concentrador (m)

Figura 40 – Dimensionamento do receptor no concentrador parabólico.



Fonte: Salgado (1998)

### 4.3.3 Concentração geométrica máxima

É a relação entre a área de abertura do concentrador e a área da abertura do receptor. É um importante passo para construção do concentrador solar. A proporção de concentração pode atingir valores de 10.000 até 46.000 soles (HAFEZ et al., 2016). De acordo com Calabari (2013) e Castellanos (2012) a concentração geométrica pode ser obtida através da seguinte relação:

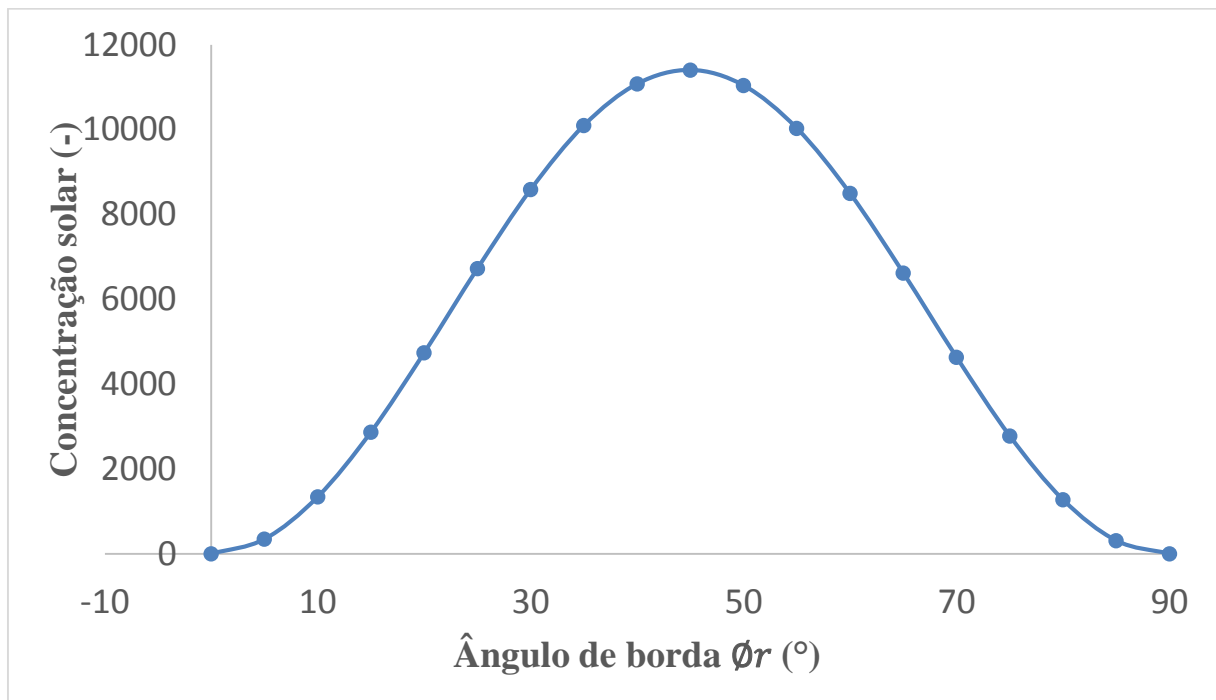
$$C_{m\acute{a}x} = \frac{A_{conc}}{A_{rec}} = \frac{D_p^2}{D_r^2} \quad (88)$$

Substituindo a equação (88) em função do ângulo de borda obtemos:

$$C_{m\acute{a}x} = \frac{\text{sen } \phi_r \cdot \cos(\phi_r + 0,267^\circ)}{\text{sen}(0,267^\circ)} \quad (89)$$

De acordo com Salgado (1998) o ângulo de borda ( $\phi_r$ ) é o único parâmetro que pode variar podendo se obter concentração máxima num valor próximo de 12000. Na Figura 41 é observada a concentração máxima que pode ser obtida para um receptor plano. Nota-se que a concentração máxima pode ser obtida na angulação de 45 graus, a qual será adotada nos cálculos posteriores.

Figura 41 – Concentração máxima em função da variação do ângulo de borda do concentrador.



Fonte: Salgado (1998)

#### 4.3.4 Energia disponível no concentrador

Através de condições de estado estacionário, o calor útil do conjunto solar é igual a energia absorvida pelo fluido de trabalho que é obtida pela energia absorvida pelo concentrador subtraindo as perdas obtidas através da condução, convecção e radiação até o receptor do conjunto (WU et al., 2010). A Figura 42 exhibe o balanço de energia no concentrador, que pode ser calculado pela equação (90).

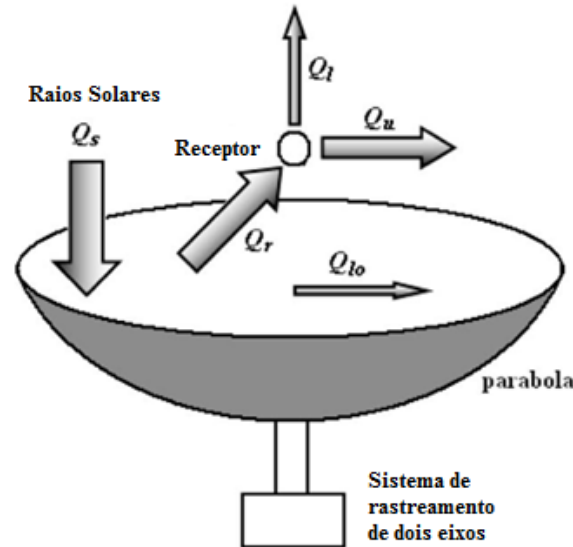
$$Q_u = Q_{abs} - Q_{perd} = Q_{rec} - (Q_{cond} + Q_{conv} + Q_{rad}) \quad (90)$$

Sendo:  $Q_u$  – Energia disponível (W)



$Q_{abs}$  – Energia absorvida no sistema (W)

Figura 42 – Balanço de energia no concentrador.



Fonte: Wu et. al (2009)

#### 4.3.5 Eficiência ótica do concentrador solar

A eficiência ótica depende das propriedades utilizadas no projeto como material, geometria, refletância do concentrador, características óticas do receptor e irregularidades em sua construção. De acordo com Wu et. al (2010) podemos identificar as seguintes perdas:

- Perdas por refletividade – um concentrador construído com material de vidro e que apresenta baixo índice de ferro e prata deve fornecer uma refletividade entre 90 e 94%.
- Perdas por Transmissão – A transmissão imperfeita na superfície do concentrador parabólico pode ocorrer em razão da refletividade do vidro utilizado podendo ocasionar perdas de 2-4% (KRIBUS et al., 2006).
- Perda por cosseno – razão entre a perda da área total refletida e a área projetada (WU et al. 2010).
- Perda por sombreamento – uma fração na superfície de reflexão do concentrador fica com sombra em razão do receptor estar localizado no foco do prato parabólico. De acordo com Kribus et al. (2006) este sombreamento geralmente é menor que 1% da área total refletida.
- Perdas por dissipação – perdas da energia de radiação que chega até a abertura do receptor pode causar perdas de 1-3% (MANCINI et al., 2003).

Segundo Wu et. al (2010) a eficiência ótica do concentrador pode ser definida pela equação (91).

$$\eta_o = \lambda \cdot \rho_r \cdot \tau \cdot \alpha_{abs} \cdot \gamma \cdot \cos \theta_i \quad (91)$$

Sendo:

$\lambda$  – Fator de não sombreamento

$\rho_r$  – Refletividade do espelho

$\gamma$  – Fator de interceptação

$\tau$  – Transmitância

$\alpha_{abs}$  – Absorbância do absorvedor

$\theta_i$  – Ângulo de incidência (graus)

Estudos apresentados por Wu et. al (2010) descrevem que o concentrador parabólico está sempre apontando diretamente para o sol, indicando que o ângulo de incidência do feixe é igual a zero.

#### 4.3.6 Energia no absorvedor

O concentrador tem como finalidade capturar todos os raios solares e transmiti-los ao receptor. Sua energia é definida como o produto entre eficiência ótica e a energia incidente sobre o concentrador (WU et al. 2010).

$$\eta_o = \frac{Q_{rec}}{Q_{inc}} \quad (92)$$

$$Q_{abs} = \eta_o \cdot Q_{inc} \quad (93)$$

$$Q_{inc} = A_{conc} \cdot G_b \quad (94)$$

$$Q_{abs} = \eta_o \cdot A_{conc} \cdot G_b \quad (95)$$

Substituindo a eficiência ótica do concentrador temos a energia do receptor representada pela equação (96).

$$Q_{rec} = \lambda \cdot \rho_r \cdot \tau \cdot \alpha_{abs} \cdot \gamma \cdot A_{rec} \cdot G_b \quad (96)$$

Sendo:

$G_b$  – Irradiação solar ( $W/m^2$ )

#### 4.3.7 Perdas de energia por condução

De acordo com Cabalero (2013) e Wu et. al (2010) o concentrador solar apresenta perdas por condução geralmente insignificantes em razão do receptor ser geralmente uma camada revestida para reduzir perdas de calor. Portanto, as perdas de calor por condução serão consideradas desprezíveis.

#### 4.3.8 Perdas de energia por convecção

As perdas de calor por convecção podem ser obtidas através da equação (97) (DEWITT et al., 2008).

$$Q_{conv} = h \cdot A_{rec} \cdot (T_{rec} - T_{amb}) \quad (97)$$

Sendo:

$h$  - Coeficiente de convecção ( $W/m^2.K$ )

$T_{rec}$  – Temperatura do receptor (K)

$T_{amb}$  – Temperatura ambiente (K)

Kongtragool e Wongwises (2005) sugeriram trabalhar com valores de coeficiente de convecção de  $4 W/m^2.K$  considerando a velocidade do ar quase nula e  $30 W/m^2.K$  para a velocidade do vento de  $10 m/s$ . Para esse trabalho foi considerado o primeiro caso.

#### 4.3.9 Perdas de energia por radiação

Perdas por radiação no receptor resultam em frações significativas de perdas de energia em todo o sistema com concentrador e motor Stirling. Estudos indicam que perdas por radiação podem representar cerca de 60% das perdas no receptor, podendo variar ao longo do dia. Diferente de outros tipos, as perdas por radiação são parcialmente constantes quando se atinge a temperatura desejada no receptor (FRASER, 2008). O cálculo das perdas por radiação por emissão pode ser obtida pela equação (98).

$$Q_{rad} = \varepsilon \cdot \sigma \cdot A_{rec} \cdot (T_{rec}^4 - T_{amb}^4) \quad (98)$$

Sendo:

$\varepsilon$  - Emissividade

$\sigma$  - Constante de Stefan Boltzmann que é  $5,67 \times 10^{-8}$  (W/m<sup>2</sup>.K<sup>4</sup>)

$A_{rec}$  - Área da abertura do receptor (m<sup>2</sup>)

#### 4.3.10 Eficiência térmica do concentrador

A eficiência térmica é a energia útil do sistema dividida pela energia incidente no coletor solar. Conforme indica Wu et al. (2010) utilizando também a eficiência ótica podemos combinar as duas equações para se obter a fórmula final do concentrador em função dos parâmetros utilizados, representado pela equação (101).

$$\eta_{conc} = \frac{Q_{util}}{Q_{inc}} \quad (99)$$

$$\eta_{conc} = \frac{Q_{util}}{Q_{inc}} = \frac{Q_{rec} \cdot Q_{util}}{Q_{inc} \cdot Q_{rec}} = \eta_o \cdot \eta_{conc} = \eta_o \cdot \frac{Q_{rec} - Q_{perdas}}{Q_{rec}} = \eta_o \cdot \left(1 - \frac{Q_{perdas}}{Q_{rec}}\right) \quad (100)$$

$$= \eta_o \cdot \left(1 - \frac{Q_{perdas}}{\eta_o Q_{inc}}\right)$$

$$\eta_{conc} = \eta_o - \frac{Q_{perdas}}{Q_{inc}} \quad (101)$$

#### 4.3.11 Eficiência do receptor

A radiação solar é reduzida ao incidir na superfície terrestre, diminuindo a intensidade solar pela atmosfera. Uma redução na intensidade do fluxo diminui o rendimento no receptor. Esse problema pode ser minimizado empregando sistemas de concentração pontuais que melhoram a densidade de fluxo de calor, aumentando o rendimento do receptor (CIEMAT, 2009). A eficiência do receptor pode ser calculada pela equação (102).

$$\eta_{recep} = \tau \cdot \alpha_{abs} + \frac{\alpha_{abs} \cdot \varepsilon \cdot \sigma \cdot T_{rec}^4}{C_{geo} \cdot G_b} - \frac{\varepsilon \cdot \rho_e \cdot \sigma \cdot T_{amb}^4}{C_{geo} \cdot G_b} - \frac{h_c \cdot (T_{rec} - T_{amb})}{C_{geo} \cdot G_b} \quad (102)$$

Sendo:

$\tau \cdot \alpha_{abs}$  - Ganho de energia que chega até o receptor do sistema.

$\frac{\alpha_{abs} \cdot \epsilon \cdot \sigma \cdot T_{rec}^4}{C_{geo} \cdot G_b}$  - Ganho de energia resultante da cobertura da cavidade do receptor, em razão do efeito do material.

$-\frac{\epsilon \cdot \rho \cdot \sigma \cdot T_{amb}^4}{C_{geo} \cdot G_b}$  - Perdas de energia em virtude da refletividade e da radiação no conjunto concentrador/receptor.

$-\frac{h_c \cdot (T_{rec} - T_{amb})}{C_{geo} \cdot G_b}$  - Perdas de energia relacionadas a troca térmica de calor entre o absorvedor e o ambiente.

#### 4.3.12 Eficiência global do conjunto

Como realizado por Castellanos (2012) a eficiência global pode ser obtida utilizando as eficiências calculadas anteriormente, conforme a equação (103).

$$\eta_{conj} = \eta_{conc} \cdot \eta_{recep} \cdot \eta_{motor} \cdot \eta_{ger} \quad (103)$$

Sendo:

$\eta_{conc}$  – Rendimento do concentrador (-)

$\eta_{recep}$  – Rendimento do receptor (-)

$\eta_{motor}$  – Rendimento do motor (-)

$\eta_{ger}$  – Rendimento do gerador (-)

#### 4.3.13 Potência elétrica

A potência elétrica é definida em função da irradiação solar, do rendimento do conjunto e da área do coletor. De acordo com Castellanos (2012) a potência pode ser calculada pela equação (104).

$$P_{el} = \eta_{conj} \cdot A_{conc} \cdot G_b \quad (104)$$

Em consequência da falta de informações por parte do fabricante em relação ao motor Stirling, parâmetros como irradiação solar, refletividade, dentre outros, foram obtidos através de estudos de outros autores e adotados para o cálculo. Reinalter et al. (2008) mediram

diversos valores de um motor Stirling com concentrador parabólico para o cálculo do diâmetro do concentrador. A seguir na Tabela 9 são apresentados os parâmetros definidos por diversos autores para projeção do concentrador parabólico.

Tabela 9 – Parâmetros utilizados para obtenção do coletor.

<b>Parâmetro</b>	<b>Valor</b>	<b>Referência</b>
Irradiação Solar $G_b$ (W/m <sup>2</sup> )	1000	Stine e Diver (1994)
Refletividade $\rho$ (-)	0,94	Santos (2012)
Fator de interceptação $\gamma$ (-)	0,9	Howell e Siegel (2002)
Produto Transmitância-absorbância $\tau\alpha$ (-)	0,9	Stine e Diver (1994)
Fator de não sombreamento $\lambda$ (-)	0,99	Wu et al. (2009)

Fonte: Elaboração própria

## CAPÍTULO 5. AVALIAÇÃO DOS ASPECTOS ECONÔMICOS DO SISTEMA

### 5.1 ANÁLISE ECONÔMICA

A análise econômica é considerada uma poderosa ferramenta para verificar o custo de diversos sistemas estudados. Baseada na metodologia utilizada por Silveira et al. (2012) e adotada por diversos autores, é possível analisar o custo da produção de eletricidade utilizando sistemas Stirling. Será feita uma análise econômica de dois sistemas utilizando a tecnologia Stirling: um operando a biogás (utilizando câmara de combustão) e o outro a solar (com concentrador parabólico). As equações utilizadas foram adaptadas para o propósito desse trabalho e fundamentam-se em valores de investimento da planta, custos do combustível, de manutenção e de período equivalente de utilização.

#### 5.1.1 Análise econômica para o sistema com câmara de combustão (biogás)

O cálculo do custo de energia elétrica para o sistema a biogás utiliza o custo total do projeto, incorporando custos diretos (motor Stirling e câmara de combustão), custo do biogás e custos de manutenção e operação do sistema, como pode-se observar na equação (105).

$$C_{elb} = \frac{I_{pb} \cdot f}{H \cdot E_p} + \frac{C_{biogas} \cdot E_{comb}}{E_p} + C_{man\_b} \quad (105)$$

Sendo:

$I_{pb}$  – Investimento da planta de biogás (US\$)

$f$  – Fator de anuidade baseada na taxa de juros (1/ano)

$H$  – Período equivalente de utilização (horas/ano)

$C_{biogas}$  – Custo do biogás (US\$/kWh)

$E_{comb}$  – Energia do combustível (kW)

$E_p$  – Energia produzida (kW)

$C_{man\_b}$  – Custo de manutenção do sistema a biogás (US\$/kWh)

O investimento do sistema Stirling que utiliza biogás foi calculado somando o investimento do motor e da câmara de combustão, conforme equação (106).

$$I_{pb} = I_{motor} + I_{cc} \quad (106)$$

Sendo:

$I_{motor}$  – Investimento no motor Stirling (US\$)

$I_{cc}$  – Investimento câmara de combustão (US\$)

### 5.1.2 Análise econômica para o sistema com concentrador parabólico (energia solar)

O cálculo do custo de energia elétrica produzida no sistema solar utiliza o custo total do projeto, incorporando custos diretos (coletor, sistema de rastreamento solar e motor Stirling) e custos indiretos (custos de Engenharia e Construção). A metodologia é baseado no equacionamento utilizado por Silveira (2012) e adaptado para o sistema como pode-se observar na equação (107).

$$C_{els} = \frac{I_{ps} \cdot f}{H \cdot E_p} + C_{man_s} \quad (107)$$

Sendo:

$I_{ps}$  – Investimento da planta solar (US\$)

$f$  – Fator de anuidade baseada na taxa de juros (1/ano)

$H$  – Período equivalente de utilização (horas/ano)

$E_p$  – Energia produzida (kW)

$C_{man_s}$  – Custo de manutenção do sistema solar (US\$/kWh)

O investimento do sistema Stirling que utiliza energia solar foi baseado no custo do motor, do concentrador esférico e de um sistema de rastreamento solar, como pode-se observar na equação (108).

$$I_{ps} = I_{motor} + I_{conc} + I_{rast} \quad (108)$$



Sendo:

$I_{motor}$  – Investimento do motor (US\$)

$I_{conc}$  – Investimento do concentrador solar (US\$)

$I_{rast}$  – Investimento do sistema de rastreamento solar (US\$)

Será calculado fator de anuidade para os sistemas propostos ( $f$ ), utilizando taxas de juros ( $r$ ) para 4%, 8% e 12%. O fator de anuidade é estabelecido pelas equações (109) e (110).

$$f = \frac{q^k \cdot (q - 1)}{q^k - 1} \quad (109)$$

Sendo:

$$q = 1 + \frac{r}{100} \quad (110)$$

$r$  – Taxa de juros ao ano

$k$  – Período de amortização (anos)

### 5.1.3 Receita anual esperada

Para determinar o período de investimento ou payback dos sistemas a biogás ( $GP_{elb}$ ) e solar ( $GP_{els}$ ), são utilizadas as equações (111) e (112) baseadas na receita anual utilizada por Boloy et al., (2011).

$$GP_{elb} = E_p \cdot H \cdot (C_{el} - C_{elb}) \quad (111)$$

$$GP_{els} = E_p \cdot H \cdot (C_{el} - C_{els}) \quad (112)$$

Sendo:

$E_p$  – Energia produzida no sistema (kW)

$H$  – Período equivalente de utilização (horas/ano)

$C_{el}$  – Tarifa de eletricidade utilizada (US\$/kWh)

$C_{elb}$  – Custo de energia elétrica produzida no sistema a biogás (US\$/kWh)

$C_{els}$  – Custo de energia elétrica produzida no sistema solar (US\$/kWh)

É importante destacar que o preço dos produtos obtidos para o sistema Stirling atuam diretamente nos resultados da análise econômica. Os custos podem apresentar oscilações no preço em razão da variação do dólar que foi definido com a cotação atual. Na Tabela 10 são apresentados os custos dos componentes para o sistema a biogás e solar, enquanto na Tabela 11 são apresentados os custos do biogás e de manutenção dos sistemas. A análise econômica será calculada baseada na potência máxima do motor adotado que é de 9 kW.

Tabela 10 – Parâmetros adotados para análise econômica.

<b>Símbolo</b>	<b>Definição</b>	<b>Valor (US\$)</b>	<b>Fonte</b>
$I_{motor}$	Investimento do motor Stirling	19555	Santos (2012)
$I_{conc}$	Investimento do concentrador	2900	Santos (2012)
$I_{rast}$	Investimento do receptor	2000	Solar Motors (2016)
$I_{cc}$	Investimento da câmara de combustão	3168	Genoa Stirling (2016)

Fonte: Elaboração Própria

Tabela 11 – Custos do biogás e de manutenção para análise econômica.

<b>Símbolo</b>	<b>Definição</b>	<b>Valor (US\$/kWh)</b>	<b>Fonte</b>
$C_{biogás}$	Custo do biogás	0,015	Khan et al. (2014)
$C_{man_b}$	Custo de manutenção do sistema biogás	0,0080	Lora (2005)
$C_{man_s}$	Custo de manutenção do sistema solar	0,0053	Santos (2012)

Fonte: Elaboração Própria

### 5.1.4 Estrutura tarifária de energia elétrica

De acordo com a ANEEL (2010) as distribuidoras disponibilizam a energia elétrica para os consumidores. Podem ser cobrados preços diferenciados dependendo da modalidade tarifária, a qual é dividida em dois grupos de acordo com a tensão utilizada. O Grupo A apresenta consumidores que utilizam tensão superior a 2,3 kV (indústrias, grandes estabelecimento, entre outros) e o Grupo B constituído por consumidores que utilizam tensão inferior a 2,3 kV (consumidores residenciais, rurais e das demais classes).

#### 5.1.4.1 Impostos do setor elétrico

No Brasil impostos estão incluídos nas faturas de energia, os quais são repassados pelas distribuidoras de energia para governo federal. Segundo Ruiz (2016) conforme as leis nº

10.637/2002, 10.833/2003 e 10.865/2004, para o setor elétrico são cobrados as seguintes taxas:

- Contribuição para o Financiamento da Seguridade Social (COFINS) - taxa de 7,6%;
- Programa de Integração Social (PIS) - tributo de 1,65%;
- Imposto sobre Circulação de Mercadorias e Serviços (ICMS) – apresenta valores diferentes dependendo do estado. No caso do estado de São Paulo, a taxa cobrada é de 18%.

Além disso, em 2015 a ANEEL (2017) criou o sistema de bandeiras tarifárias que é dividida em quatro tipos:

- Bandeira verde: indica que as circunstâncias de geração de energia são positivas e o preço da tarifa não sofre alteração;
- Bandeira amarela: as condições de geração são menos promissoras e a tarifa sofre acréscimo de R\$ 0,020 por quilowatt-hora (kWh);
- Bandeira vermelha - Patamar 1: indica produção de energia mais cara e a tarifa apresenta um acréscimo de R\$ 0,030 por quilowatt-hora (kWh);
- Bandeira vermelha – Patamar 2: condições de energia ainda mais caras e a tarifa sofre um acréscimo de R\$ 0,035 por quilowatt-hora (kWh).

De acordo com a ANEEL (2017) o sistema de bandeiras tarifárias é utilizado em todos os estados brasileiros com exceção de Roraima que não é conectado ao Sistema Interligado Nacional (SIN). Na análise econômica desse trabalho considera-se somente bandeira verde. O preço da tarifa residencial utilizada ( $C_{el}$ ) foi o valor médio do preço das distribuidoras no Brasil, no qual foi aplicado os impostos do setor elétrico descritos anteriormente, na qual são apresentados na Tabela 12. Foram também obtidas tarifas residenciais de outros países para comparação com a energia elétrica produzida no sistema Stirling, conforme Tabela 13. Foi realizado uma comparação das tarifas residenciais mundiais atuais, conforme a Figura 43. As taxas de câmbio utilizadas foram de: dólar estadunidense (US\$) para real (R\$) US\$ 1 = 3,11 R\$; euro (€) para dólar estadunidense (US\$) 1 € = 1,067 US\$, obtidos em março de 2017.

Tabela 12 – Tarifa média de eletricidade residencial utilizada no Brasil.

<b>País</b>	<b>Tarifa média residencial sem impostos (R\$/kWh)</b>	<b>Tarifa média residencial sem impostos (US\$/kWh)</b>	<b>Tarifa média residencial com impostos (US\$/kWh)</b>
Brasil	0,4500	0,1447	0,1841

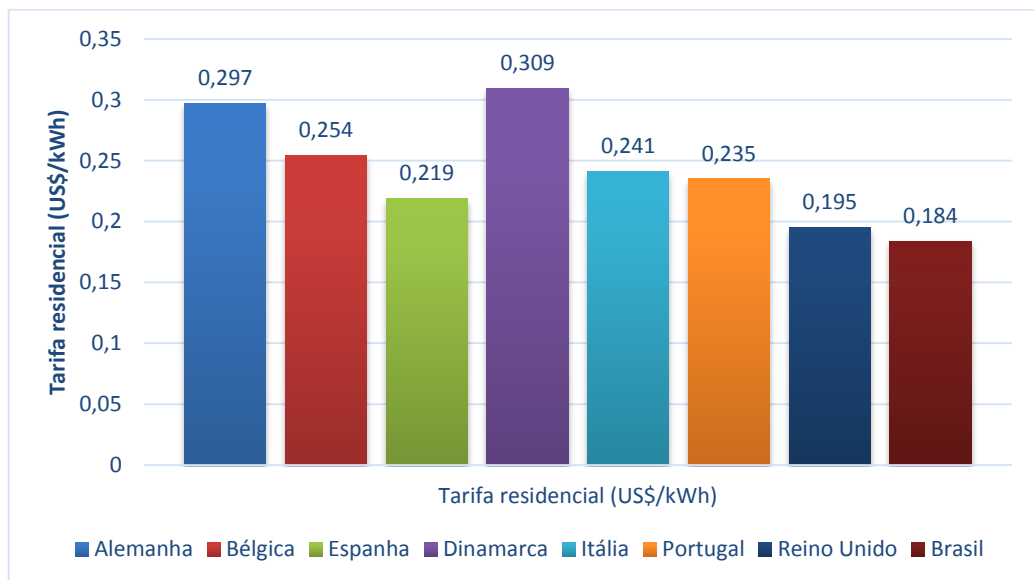
Fonte: Aneel (2017)

Tabela 13 – Tarifas residenciais de outros países.

<b>País</b>	<b>Tarifa residencial (US\$/kWh)</b>
Alemanha	0,297
Bélgica	0,254
Espanha	0,219
Dinamarca	0,309
Itália	0,241
Portugal	0,235
Reino Unido	0,195

Fonte: Europe Commission (2017)

Figura 43 – representação das tarifas mundiais.



Fonte: Elaboração Própria

## CAPÍTULO 6. AVALIAÇÃO DOS ASPECTOS AMBIENTAIS DO SISTEMA

### 6.1 ANÁLISE ECOLÓGICA DO BIOGÁS

Uma das razões para o aquecimento global é a razão da elevação dos índices de poluição emitidos na atmosfera, principalmente pela quantidade de  $CO_2$ , que causam o aumento da temperatura no planeta. Surgiu uma preocupação principalmente de países desenvolvidos, para reduzir essas emissões em virtude de serem os maiores poluidores. Esta precaução levou 38 países a assinarem um termo para tentar reduzir as emissões que ficou conhecido como Protocolo de Quioto (LORA; SALOMON, 2005).

A emissão de gases de combustão na atmosfera prejudica seres humanos, animais e plantas em razão da presença de elementos nocivos contidos nesses gases. Os principais componentes encontrados nesse gás são: dióxido de carbono ( $CO_2$ ); dióxido de enxofre ( $SO_2$ ); materiais particulado ( $MP$ ) e óxidos nitrosos ( $NO_x$ ). O dióxido de carbono favorece o efeito estufa em cerca de 50% e o dióxido de enxofre é um dos principais responsáveis pela chuva ácida (VILLELA, 2007; CÂRDU; BAICA, 1997).

#### 6.1.1 Cálculo da emissão de carbono equivalente ( $CO_2)_e$

Cârdu e Baica (1999) iniciaram estudos sobre o cálculo do dióxido de carbono equivalente ( $CO_2)_e$  que é realizado sobre as concentrações máximas de  $CO_2$ ,  $NO_x$  e  $MP$ . De acordo com Coronado et al. (2014) os valores de concentração máxima permitido para do ar de acordo com padrões internacionais podem ser observados na Tabela 14.

Tabela 14 – Valores máximos permitidos por padrões internacionais de qualidade do ar.

<b>Gás</b>	<b>Concentração máxima permitida (<math>mg/m^3</math>)</b>
$CO_2$	10,000
$SO_2$	125
$NO_x$	200
$MP$	150

Fonte: Silveira, Carvalho e Villela (2007)

O coeficiente do dióxido de carbono equivalente foi definido por Cardu e Baica (1999) com o objetivo de obter a eficiência ecológica de plantas termoeletricas. O cálculo desse

coeficiente é obtido dividindo a concentração máxima permitida de CO<sub>2</sub> pela concentração admissível de outros gases emitidos (NO<sub>x</sub>, SO<sub>x</sub> e MP) durante o funcionamento da planta. A expressão do carbono equivalente utilizada é baseada nos valores definidos por Silveira, Andrade e Villela (2007) sendo apresentada na equação (113).

$$(CO_2)_e = CO_2 + 80(SO_2) + 50(NO_x) + 67(MP) \quad (113)$$

Sendo:

CO<sub>2</sub> - Massa de CO<sub>2</sub> no gás de exaustão por massa de combustível (kgCO<sub>2</sub>/kg<sub>comb</sub>)

MP - Material Particulado presente nos gases.

NO<sub>x</sub> - Massa de NO<sub>x</sub> no gás de exaustão por massa de combustível (kg NO<sub>x</sub> /kg<sub>comb</sub>)

SO<sub>2</sub> - Massa de SO<sub>2</sub> no gás de exaustão por de massa de combustível (kg SO<sub>2</sub>/kg<sub>comb</sub>)

### 6.1.2 Cálculo da massa de dióxido de carbono (CO<sub>2</sub>)

$$CO_2 = \frac{w_{CO_2} \cdot M_{CO_2}}{M_{comb}} \quad (114)$$

Sendo:

M<sub>CO<sub>2</sub></sub> - Massa molar do CO<sub>2</sub> (kg/mol)

M<sub>comb</sub> - Massa molar do combustível (kg/mol)

w<sub>CO<sub>2</sub></sub> - Mol de CO<sub>2</sub> no gás de exaustão por mol de combustível (mol/mol)

Kunte (2015) considerou o seguinte ciclo de vida para o biogás: Durante o crescimento da biomassa, o dióxido de carbono é absorvido na fotossíntese, anulando parcialmente ou totalmente as emissões de CO<sub>2</sub> do combustível. Baseando-se em estudos, para o cálculo do (CO<sub>2</sub>)<sub>e</sub> considera-se 10% de CO<sub>2</sub> na queima do biogás do gás de exaustão (HUTTUNEN; MANNINEN; LESKINEN, 2014).

### 6.1.3 Cálculo da massa de dióxido de enxofre (SO<sub>2</sub>)

$$SO_2 = n_{H_2S} \cdot \frac{M_{SO_2}}{M_{H_2S}} \quad (115)$$

Sendo:

$M_{SO_2}$  - Massa molar do  $SO_2$  (64,07 kg/mol)

$M_{H_2S}$  - Massa molar de  $H_2S$  (34,08kg/mol)

$n_{H_2S}$  - Massa de  $H_2S$  por unidade de massa de combustível ( $kg_{H_2S}/kg_{comb}$ )

#### 6.1.4 Cálculo de Emissão de $NO_x$

Os índices de emissões dependem do combustível utilizado em cada equipamento. No caso de motores Stirling, esses níveis são relativamente baixos. Ramos (2015) cita alguns motores Stirling operando a biogás e a biomassa, como pode ser observado na Tabela 15. Os valores de emissão de  $NO_x$  são de  $365 \text{ mg}/\text{Nm}^3$  para motores Stirling que geram potência elétrica de 8 kW e operam com biogás como combustível. Sendo a densidade do biogás de  $1,18 \text{ kg}/\text{m}^3$ , obtêm-se o valor de  $3,093 \cdot 10^{-4} \text{ kgNO}_x/\text{kgBiogás}$ .

Tabela 15 – Emissões de  $NO_x$  em função do combustível.

Tipos de motores	Stirling V161	Stirling SM5A	Stirling DK
Combustível	Gás natural	Biogás	biomassa
Energia elétrica (kW)	1.1-8.9	8.1	55
$NO_x$ (mg/Nm <sup>3</sup> )	80-120	365	200

Fonte: Ramos (2015)

#### 6.1.5 Cálculo de material particulado (MP)

Segundo Villela (2007) a determinação da quantidade de material particulado pode ser determinada através da equação (116).

$$MP = \frac{[(240 \times 22,4 \times 10^{-3})/10^6]}{M_{Comb} \times 10^{-3}} \quad (116)$$

Sendo:

$M_{Comb}$  - Massa molar do combustível (kg/kmol)

### 6.1.6 Cálculo do indicador de poluição

De acordo com Caidu e Barca (1999) o indicador de poluição ( $\Pi_g$ ) é a razão entre o valor obtido de carbono equivalente emitido e o poder calorífico inferior do combustível, como pode ser observado na equação (117).

$$\Pi_g = \frac{(CO_2)_e}{Q_{comb}} \quad (117)$$

Sendo:

$(CO_2)_e$  - Massa equivalente de CO<sub>2</sub> por massa do combustível (kgCO<sub>2</sub>/kg<sub>comb</sub>)

$Q_{comb}$  - Energia do combustível (MJ/kg)

### 6.1.7 Cálculo da eficiência ecológica

A eficiência ecológica possibilita analisar os níveis de poluição de uma planta, podendo variar de zero a um ( $0 < \varepsilon < 1$ ). Valor próximo de zero indica que o sistema estudado é muito poluente e valor perto de um indica que é pouco poluente. A equação (118) permite obter os valores de eficiência descritos anteriormente.

$$\varepsilon = \left[ \frac{0,204 \cdot \eta_s \cdot \ln(135 - \Pi_g)}{\eta_s + \Pi_g} \right]^{0,5} \quad (118)$$

Sendo:

$\eta_s$  - Rendimento do sistema (-)

$\Pi_g$  - Indicador de poluição (kg/MJ)

## 6.2 ANÁLISE ECOLÓGICA DO SISTEMA SOLAR

A análise ecológica do ciclo de vida de fontes renováveis indica que esses sistemas poluem em sua fabricação, construção, operação, reutilização e reciclagem. Estudos realizados relatam que a matéria prima e fabricação são responsáveis pela maior parte de emissões para tecnologias de energia renováveis, seguidamente da construção e operação.



Frequentemente as técnicas utilizadas na fabricação reciclam os materiais empregados nos sistemas renováveis para futuros processos de produção. Desse modo, a maior parte dos estudos defende que isso reduz a emissão de gases do efeito estufa (NUGENT; SOVACOL).

Varun, Bhat e Prakash (2009) realizaram estudos da eficiência ambiental das principais tecnologias renováveis de geração de energia, apresentando as emissões equivalentes de dióxido de carbono ( $\text{CO}_2$ )<sub>e</sub> por quilowatt-hora (kWh) produzido. Comparando-se as fontes de energia renováveis, os resultados indicaram que pequenas hidroelétricas que não utilizam armazenamento de água, tendem a ser mais atraentes, dependendo do local que são construídas. O estudo indica ainda que, a energia fotovoltaica pode produzir quantidades relevantes de emissões de ( $\text{CO}_2$ )<sub>e</sub> e este fato deve ser avaliado no cálculo de créditos de carbono disponíveis a partir desses sistemas. A Tabela 16 apresenta as emissões de ( $\text{CO}_2$ )<sub>e</sub>/kWh para as principais energias renováveis apresentadas no estudos dos autores.

Tabela 16 – Comparação das fontes de energia renováveis.

<b>Energias Renováveis</b>	<b>g(CO<sub>2</sub>)<sub>e</sub>/kWh</b>
Eólica	9,7 - 123,7
Biomassa	35 - 178
Solar Fotovoltaica	53,4 - 250
Solar Térmica	13,6 - 202

Fonte: Varun et al. (2009)

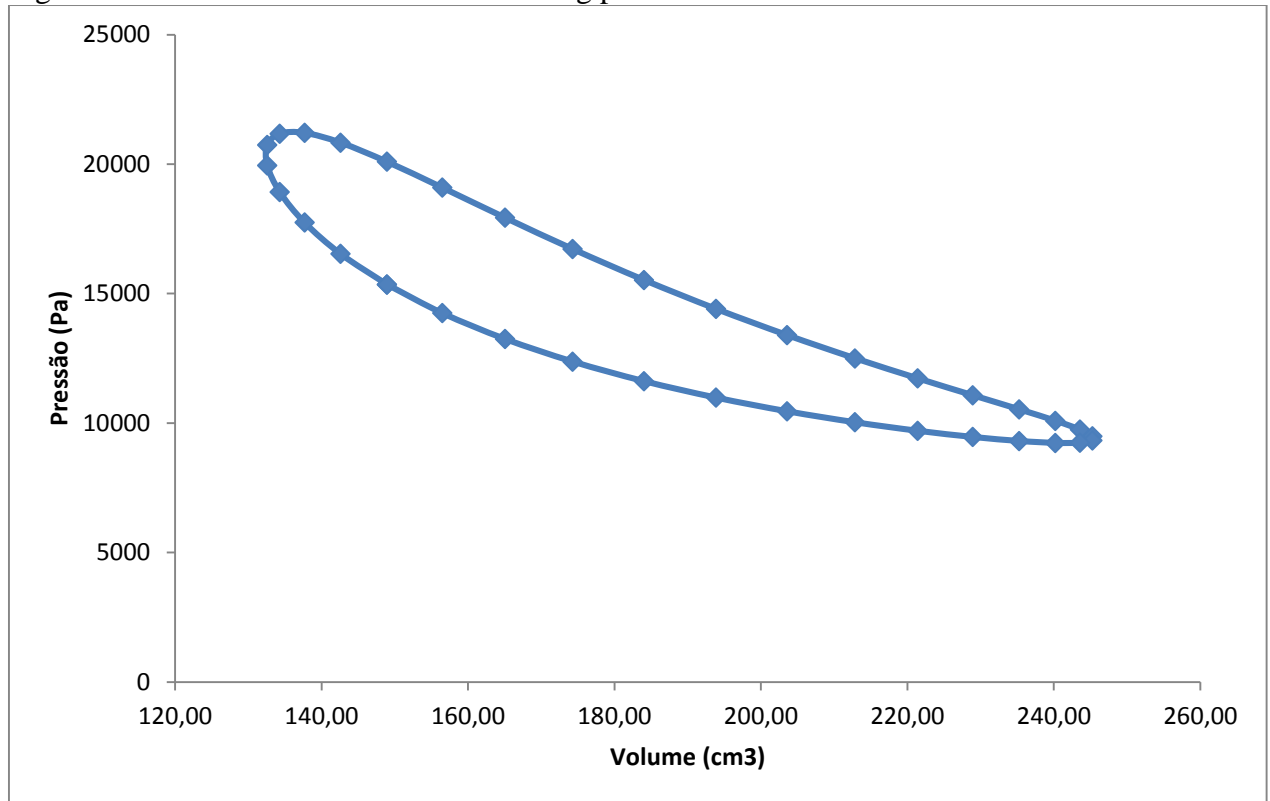
Atualmente existem poucas pesquisas em relação a análise ambiental de sistemas Stirling. Estudos realizados por Bravo et al. (2012) avaliaram as emissões de dióxido de carbono equivalente da tecnologia Stirling e compararam com uma instalação fotovoltaica semelhante. O sistema solar analisado utilizava motor Stirling, modelo SOLO 161, do tipo alfa com eficiência de aproximadamente 30%, com potência elétrica de 10 kW. Os autores obtiveram os resultados de emissões de 37,66 e de 24,88 g(CO<sub>2</sub>)<sub>e</sub>/kWh respectivamente para sistemas Stirling g(CO<sub>2</sub>)<sub>e</sub>/kWh e para painéis fotovoltaicos de mesma potência do motor. Foi utilizado o mesmo valor obtido da emissões da tecnologia Stirling para o cálculo da eficiência ambiental do sistema solar desse trabalho.

## CAPÍTULO 7 - RESULTADOS ENTRE AS FONTES DE ENERGIA

### 7.1 RESULTADOS DA ANÁLISE TERMODINÂMICA PELA TEORIA DE SCHMIDT PARA MOTORES STIRLING

Através dos parâmetros descritos na Tabela 7 construiu-se um gráfico P-V do ciclo real do motor Stirling o qual pode-se ser observado na Figura 44. Também é obtido a potência e a eficiência do motor, que são respectivamente de 13330,4 kW e de 67%, conforme a Tabela 17. A eficiência apesar de alta é similar a encontrada por Ramos (2005) pela teoria para motores Stirling de mesma potência.

Figura 44 – Ciclo real P x v do motor Stirling pela teoria de Schmidt.



Fonte: Elaboração própria.

Tabela 17 – Resultados obtidos pela teoria de Schmidt.

Potência indicada de expansão (W)	19682,6
Potência indicada de compressão (W)	-6452,2
Potência indicada do motor (W)	13330,4
<b>Eficiência do motor (-)</b>	<b>0,67</b>

Fonte: Elaboração própria

## 7.2 RESULTADOS DA ANÁLISE ENERGÉTICA PARA O MOTOR STIRLING OPERANDO A BIOGÁS

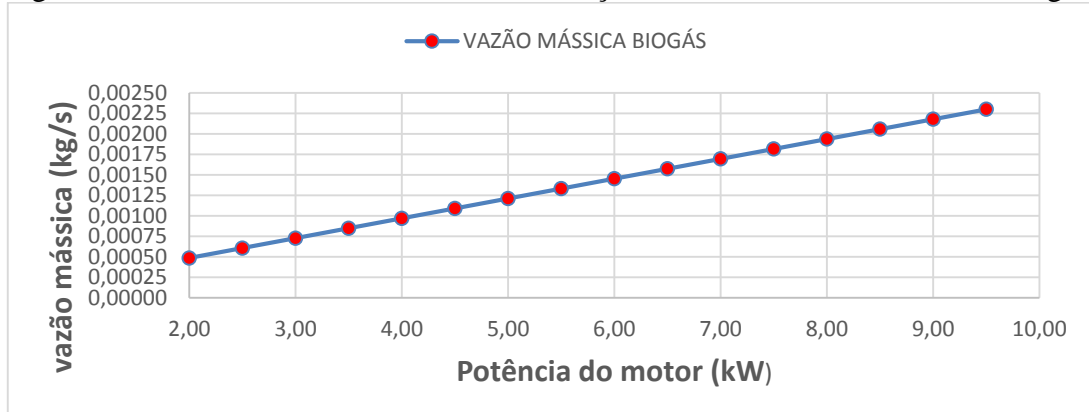
Os resultados da análise energética obtida são baseadas em valores do catálogo da empresa Cleanergy e são calculadas a energia do combustível (biogás) variando a potência do motor. Como a eficiência obtida pela teoria de Schimdt foi alta, utiliza-se a eficiência do motor apresentado pela empresa fabricante, apresentada na Tabela 6. Na Tabela 18 são indicadas a energia do combustível e a vazão mássica necessária de biogás para cada potência do motor Stirling. Na Figura 45 são apresentadas a variação da vazão mássica em função da potência.

Tabela 18 – Energia do combustível e vazão mássica necessária de acordo com cada potência.

<b>Pot. Líquida (kW)</b>	<b>E<sub>comb</sub> (kW)</b>	<b>m<sub>biog</sub> (kg/s)</b>
2,00	9,091	0,0005
2,50	11,364	0,0006
3,00	13,636	0,0007
3,50	15,909	0,0008
4,00	18,182	0,0010
4,50	20,455	0,0011
5,00	22,727	0,0012
5,50	25,000	0,0013
6,00	27,273	0,0015
6,50	29,545	0,0016
7,00	31,818	0,0017
7,50	34,091	0,0018
8,00	36,364	0,0019
8,50	38,636	0,0021
9,00	40,909	0,0022

Fonte: Elaboração Própria

Figura 45 – Potência elétrica do motor em função da vazão mássica obtida do biogás.



Fonte: Elaboração Própria

### 7.3 RESULTADOS DO CONJUNTO CONCENTRADOR SOLAR E MOTOR STIRLING

Por um método similar ao obtido por Castellanos (2012) diversos estudos ótico-geométricos são realizados para diferentes tamanhos de concentradores parabólicos, conforme descrito na Tabela 19. As variações do diâmetro do concentrador são baseadas na potência elétrica mínima e máxima que o motor Stirling pode obter.

Tabela 19 – Resultados obtidos em função do diâmetro do concentrador.

<b>Diâmetro do concentrador (m)</b>	<b>3,50</b>	<b>4,50</b>	<b>5,50</b>	<b>6,50</b>	<b>7,50</b>	<b>8,50</b>	<b>9,00</b>
Área do concentrador (m <sup>2</sup> )	9,62	15,90	23,76	33,18	44,18	56,75	63,62
Foco concentrador (m)	2,11	2,72	3,32	3,92	4,53	5,13	5,43
Altura do concentrador (m)	1,62	3,44	6,28	10,36	15,91	23,17	27,50
Diâmetro receptor (m)	0,03	0,04	0,05	0,06	0,07	0,08	0,08
Área receptor (m <sup>2</sup> )	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,01
Energia receptor (W)	7252,27	11988,45	17908,67	25012,94	33301,25	42773,60	47953,79
Energia incidente (W)	9621,13	15904,31	23758,29	33183,07	44178,65	56745,02	63617,25
Perdas convecção (W)	2,41	3,99	5,96	8,32	11,08	14,23	15,95
Perdas radiação (W)	42,49	70,24	104,93	146,55	195,11	250,61	280,96
Energia útil (W)	7207,37	11914,22	17797,78	24858,06	33095,05	42508,76	47656,88
Potencia elétrica (W)	1499,30	2478,44	3702,36	5171,06	6884,55	8842,82	9913,75

Fonte: Elaboração própria

Também são obtidos parâmetros que não sofreram variação com alteração do tamanho do diâmetros, conforme Tabela 20.

Tabela 20 – Resultados obtidos das eficiências para modelação do concentrador e motor Stirling.

<b>Concentração Máxima</b>	11405,11
<b>Eficiência ótica</b>	0,75
<b>Eficiência concentrador</b>	0,75
<b>Eficiência receptor</b>	0,90
<b>Eficiência conj.</b>	0,16

Fonte: Elaboração própria

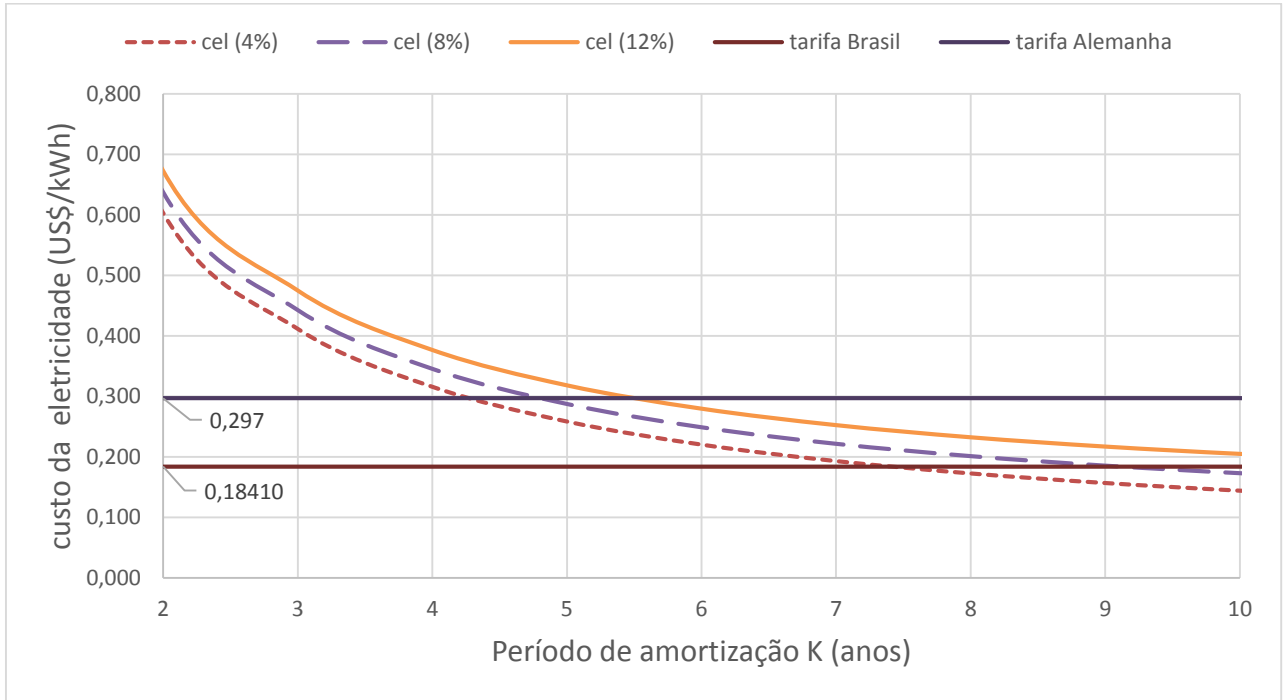
## 7.4 RESULTADOS DA ANÁLISE ECONÔMICA

### 7.4.1 Resultados do custo de eletricidade para o cenário 1

Os custos de energia elétrica geradas através do biogás são calculados baseados na equação (104) com variação da taxa de juros anual de 4%, 8% e 12% em comparação com o custo médio de eletricidade residencial do Brasil (0,18410 US\$/kWh). Também é utilizado o custo de eletricidade residencial da Alemanha (0,2970 US\$/kWh) para comparação com o custo de eletricidade produzida nos sistemas propostos. Os custos de eletricidade para o primeiro caso são obtidos para um período de funcionamento de 2555 horas/ano para as plantas que operam a biogás e a energia solar.

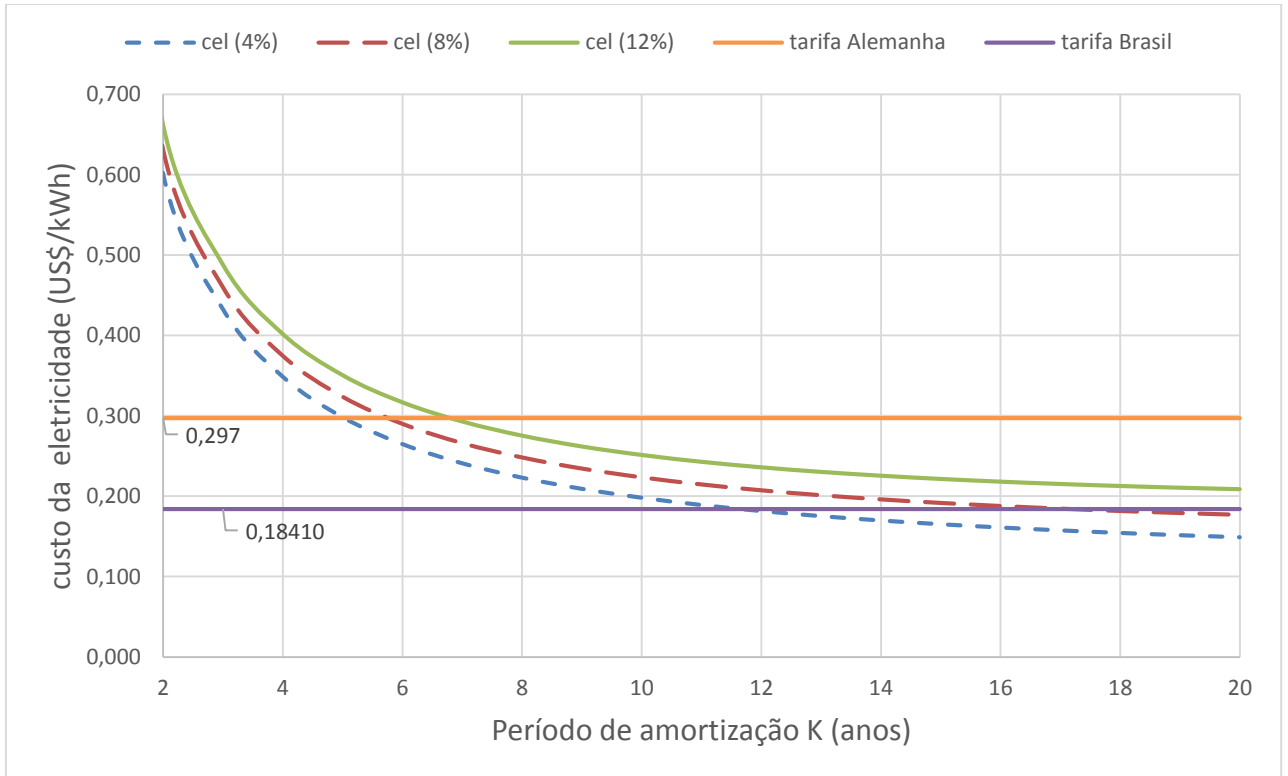
Observa-se na Figura 46 que os custos da eletricidade para o sistema que opera a energia solar só é viável para taxa de juros de 8% depois de 9 anos, quando comparado com o valor médio da tarifa brasileira. Caso esse sistema fosse implementado na Alemanha, se torna viável para taxas de juros de 8% após aproximadamente 5 anos. Analisando o sistema a biogás apresentado na Figura 47, o conjunto se torna viável no Brasil para taxas de juros de 8%, após um período de amortização de 16 anos. Quando comparado com a tarifa residencial da Alemanha, o custo de eletricidade produzida do sistema a biogás se torna viável para taxas de 8% após 6 anos.

Figura 46 – Custo de energia elétrica do sistema solar para um período de funcionamento de 2555 horas/ano.



Fonte: Elaboração Própria

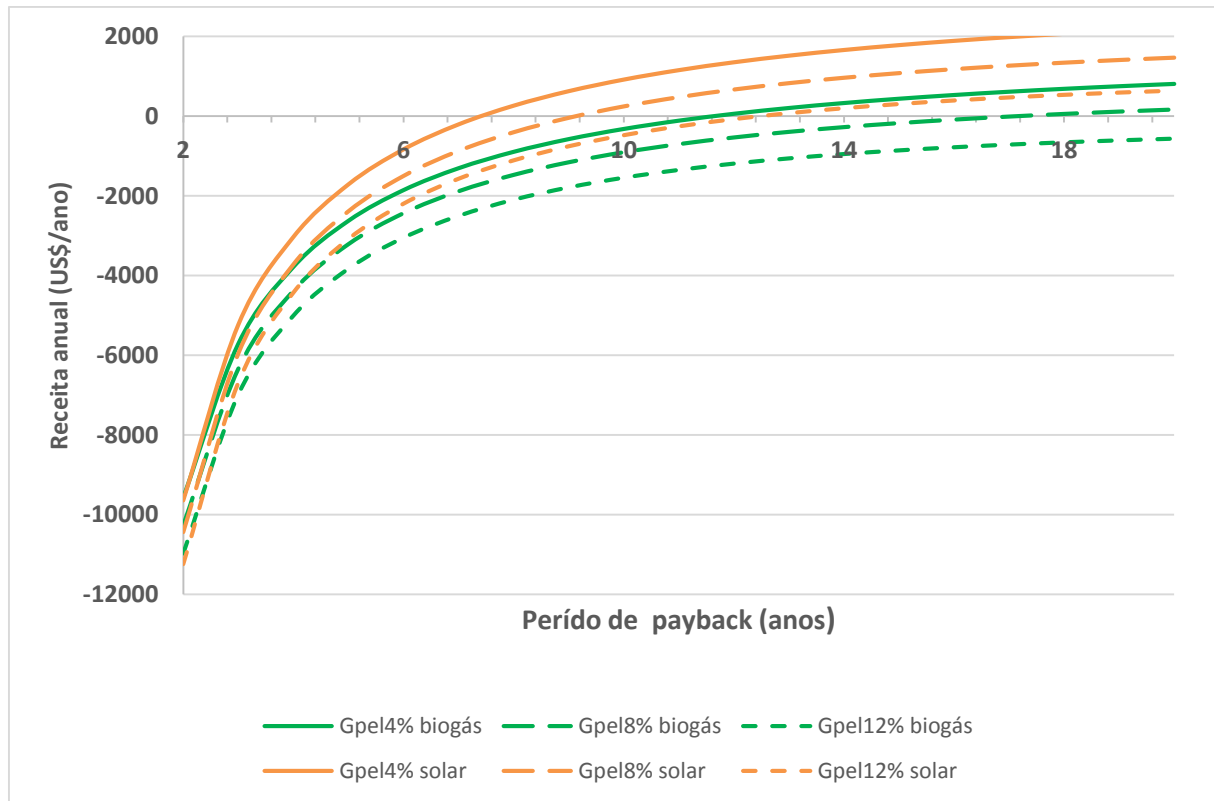
Figura 47 – Custo de energia elétrica do sistema a biogás para um período de funcionamento de 2555 horas/ano.



Fonte: Elaboração Própria

A receita anual esperada dos dois sistemas propostos (solar e a biogás) utilizando a tarifa média residencial brasileira são apresentados na Figuras 48, para um período de funcionamento de 2555 horas/ano (cenário 1). Nota-se que o sistema solar torna-se viável para taxa de juros de 8% depois de um período de 9 anos. No caso do sistema a biogás, só há viabilidade financeira para taxas de juros de 8% após 16 anos.

Figura 48 – Payback do sistema solar e a biogás para um período de funcionamento de 2555 horas/ano.



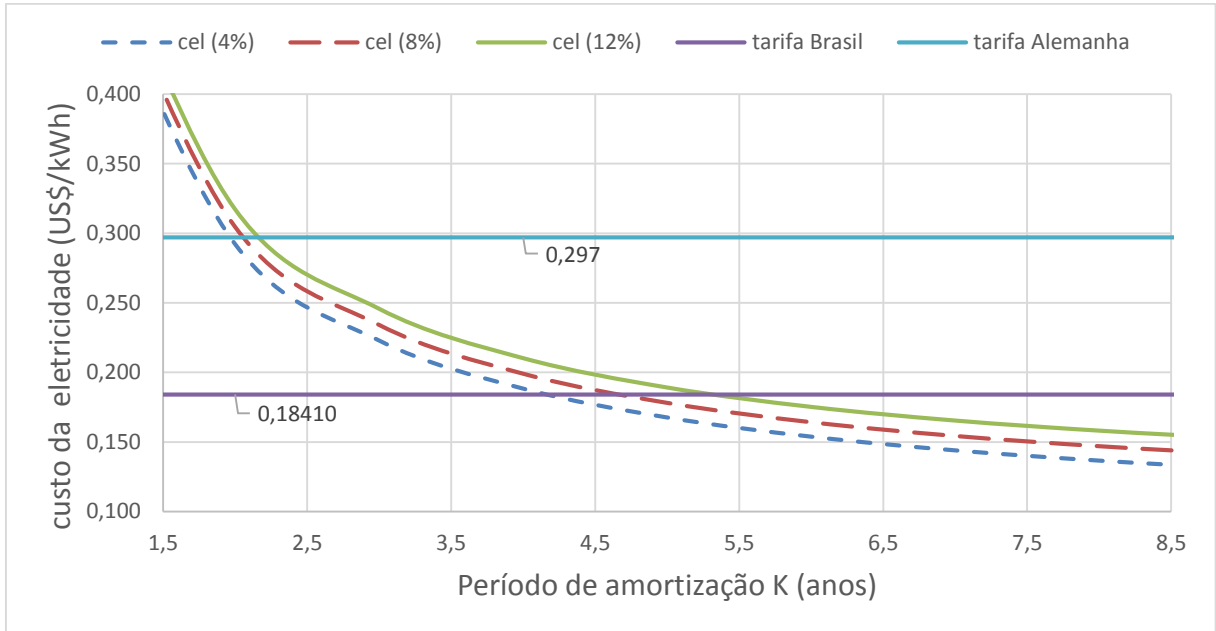
Fonte: Elaboração própria

#### 7.4.2 Resultados do custo de eletricidade no sistema no cenário 2

O sistema apresentado para o cenário 2 se propõe trabalhar com um período de funcionamento de 2555 horas/ano para o sistema solar e de 6205 horas/ano para o sistema a biogás. Os custos da energia elétrica produzida das plantas também são comparados com a tarifa média de eletricidade residencial do Brasil. Também utiliza-se uma tarifa europeia para comparação do custo, caso a implementação fosse realizada em outro país. Como o período de utilização do sistema solar é igual ao cenário 1, seus custos de eletricidade produzida são idênticos aos apresentados na Figura 46. No caso da análise do sistema a biogás, este se torna viável quando comparado com a tarifa brasileira, em um período curto, após 4,5 anos para

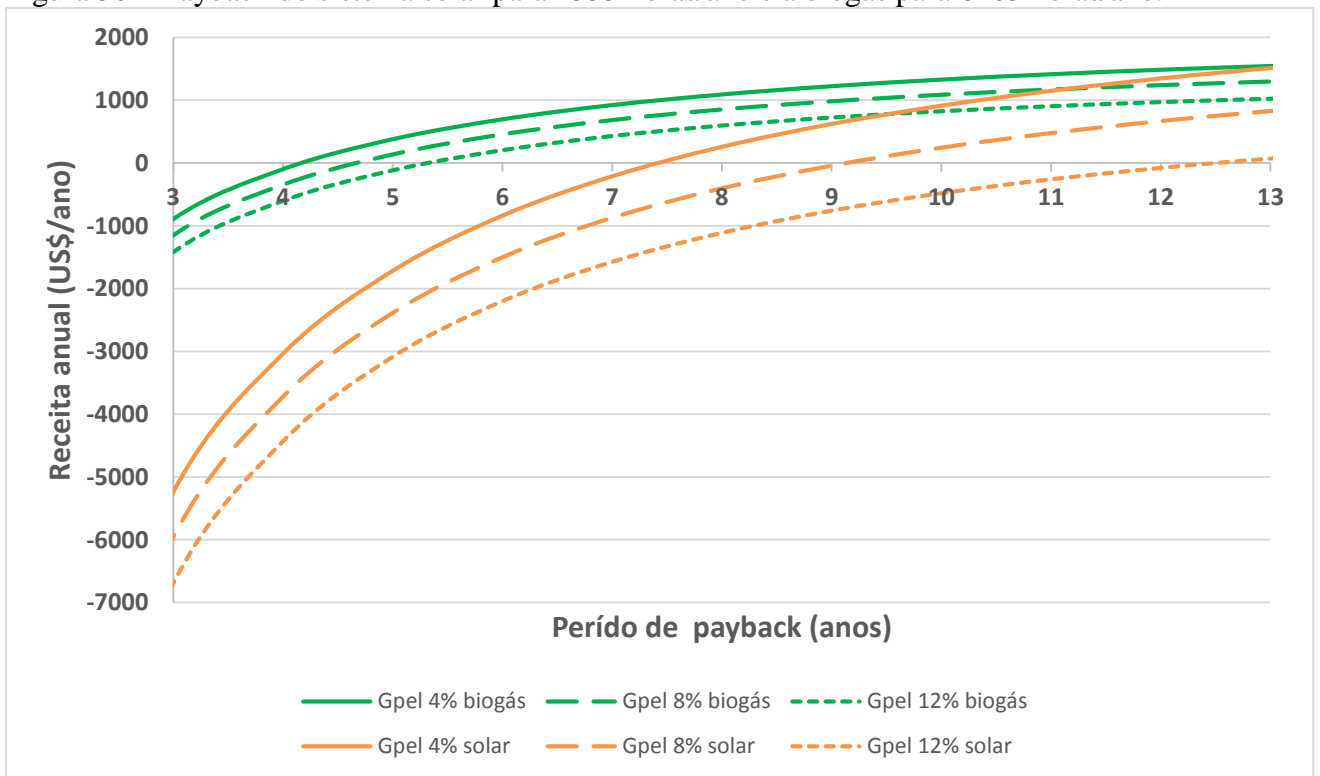
taxa de juros de 8%. Quando comparado com a tarifa residencial da Alemanha, o conjunto se torna vantajoso após 2 anos, para taxas de juros de 8%, conforme a Figura 49.

Figura 49 – Custo de energia elétrica produzida do sistema a biogás para um período de funcionamento de 6205 horas/ano.



Fonte: Elaboração Própria

Figura 50 – Payback do sistema solar para 2555 horas/ano e a biogás para 6205 horas/ano.



Fonte: Elaboração Própria



Na Figura 50 é ilustrado a receita anual esperada (payback) para o cenário 2. Como o período de utilização do sistema solar é o mesmo do apresentado no cenário 1 (2555 horas/ano), o retorno do investimento será o mesmo, com período de 9 anos para taxas de juros anuais de 8%. Entretanto, no caso do sistema que opera a biogás, em um período de funcionamento de 6205 horas/ano, percebeu-se que o retorno do investimento para taxa de juros de 8% ocorre em um período de aproximadamente 5 anos.

## 7.5 RESULTADOS DA ANÁLISE ECOLÓGICA

### 7.5.1 Resultados da Análise Ecológica para o sistema a biogás

As emissões dos poluentes de  $(CO_2)_e$ ,  $CO_2$ ,  $SO_2$ ,  $NO_x$  e material particulado para o biogás são mostradas na Tabela 21. As emissões do biogás são determinadas para o ciclo de vida do biocombustível analisado. Pode observar que as maiores emissões do biogás são de  $CO_2$  e os menores índices são do  $SO_2$ .

Tabela 21 – Resultados da eficiência ecológica.

<b>Emissões</b>	<b>Biogás (kg/kg)</b>
$CO_2$	0,1643
$SO_2$	$1,259 \cdot 10^{-5}$
$NO_x$	$3,093 \cdot 10^{-4}$
$MP$	$2,028 \cdot 10^{-4}$
$(CO_2)_e$	0,1944
$\varepsilon$	0,9802

Fonte: Elaboração própria

O indicador de poluição e a análise ecológica são similares dos obtidos por outros autores que utilizaram o biogás como combustível, porém os sistemas analisados são diferentes e apresentam emissões divergentes em relação ao motor estudado nesse trabalho. O resultado obtido da eficiência ecológica aponta que o motor Stirling operando a biogás é pouco poluidor, apresentando eficiência de 98,02%.

### 7.5.2 Resultados da Análise Ecológica para o sistema solar

Para os cálculo da eficiência ambiental do sistema solar utiliza-se o valor do indicador de emissões do ciclo de vida para sistema Stirling com concentrador parabólico apresentado

por Bravo et. al (2012) que é de  $0,03766 \text{ kg}(\text{CO}_2)_e/\text{kWh}$  ou  $0,01046 \text{ kg}(\text{CO}_2)_e/\text{MJ}$ . Aplicando a equação (116) chega-se a eficiência ecológica para o conjunto de motor Stirling com concentrador parabólico que é de 98,00%. Comparando as eficiências ecológicas dos sistemas solar e o do biogás observa-se que o valores obtidos são similares, conforme a Tabela 22.

Tabela 22 – Comparação da eficiência ecológica solar e a biogás.

<b>Sistemas alternativos de energia</b>	<b><math>\epsilon</math></b>
Sistema solar Stirling	0,9800
Sistema Stirling a biogás	0,9802

Fonte: Elaboração própria

## CAPÍTULO 8. CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

O sistema com motor Stirling funcionando a biogás pode ser uma opção alternativa para geração de energia elétrica no Brasil. Existem muitas áreas isoladas no país que ainda não tem acesso à energia e que podem se beneficiar com o desenvolvimento e aumento do volume de produção desse tipo de tecnologia. A limitação do uso desse sistema é o custo do motor Stirling, que ainda é muito elevado, quando comparado aos sistemas tradicionais.

Através da análise termodinâmica, aplicando a teoria de Schmidt obteve-se o diagrama real  $P \times V$ , a potência e a eficiência indicada. A eficiência obtida por esse teorema é alta, apresentando um valor de 67%. A análise energética realizada no motor permite obter diferentes vazões mássicas de biogás, em razão da variação de potência produzida no sistema Stirling. Pode-se determinar diferentes diâmetros de concentradores, obtendo diversos parâmetros como foco, altura do concentrador, diâmetro do receptor, entre outros, resultando em valores de potência elétrica máxima que o conjunto motor Stirling/gerador elétrico pode fornecer. O grande obstáculo na utilização desse tipo sistema é o tamanho ocupado pelo concentrador, que pode chegar a ter grandes dimensões, dependendo da radiação local e da capacidade do motor Stirling.

Da análise econômica, no cenário 1 que considera 7 h/dia (2555 horas/ano) de operação tanto para a funcionamento com concentrador solar como com biogás, os custos de eletricidade produzida para ambos os sistemas de alimentação do motor, se tornam atrativos para períodos de amortização de capital de 5 e 16 anos, respectivamente, para taxa anual de juros de 8%.

No cenário 2, que considera operação do sistema 7 h/dia (2555 horas/ano) com energia solar e 17 h/dia (6205 horas/ano) com biogás, observa-se que os custos de energia elétrica produzida se tornam vantajosos, indicando período de amortização de capital de 5 e 4,5 anos respectivamente, para taxas de juros de 8%.

Comparando-se os dois cenários propostos, se torna evidente que o segundo é o mais viável sobre o ponto vista econômico, tendo em vista a consideração de maior número de horas de operação do conjunto motor Stirling.

Quanto aos aspectos ambientais, o valor da eficiência ecológica do conjunto motor Stirling operando a biogás foi de 98,02%, indicando que sistemas descentralizados desse tipo são pouco poluidores. O valor dessa eficiência é similar a de outros autores que consideram biogás como combustível.

O biogás mostrou-se interessante quando utilizado como combustível, pois permite redução de emissões de poluentes em comparação aos combustíveis fósseis, corroborando para a diminuição do aquecimento global. No caso do sistema solar, a análise ecológica utilizando concentrador e motor Stirling foi de 98%. O impacto ambiental desse conjunto é similar a outros sistemas que utilizam energia renovável.

Finalmente podemos concluir que existem poucos estudos relacionados a eficiência ambiental de sistemas que utilizam motores Stirling, indicando que essa tecnologia é promissora e ainda esta em fase de desenvolvimento, podendo ser implementadas melhorias tecnológicas. Sistema híbrido de alimentação utilizando biogás e energia solar podem ser uma boa solução para aumento de oferta de geração distribuída, permitindo diminuição dos impactos ambientais.

Como sugestões de trabalhos futuros, propõe-se:

- Avaliação de motor Stirling utilizando biogás como combustível para várias potências elétricas;
- Desenvolvimento de protótipo e implementação de motor Stirling operando com energia solar para aplicações em regiões isoladas;
- Realização de um estudo mais minucioso e aprofundado nos sistemas de acionamentos do motor Stirling;
- Construção de um sistema híbrido que possa operar com biogás e energia solar simultaneamente;
- Entre outros.

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- ABADER, R. **A Study on Biogas-Fueled SI Engines : Effects of Fuel Composition on Emissions and Catalyst Performance.** 2014. 90 f. University of Toronto, 2014.
- ABBAS, M.; BOUMEDDANE, B.; SAYD, N.; CHIKOUCHE, A. **Dish Stirling technology : A 100 MW solar power plant using hydrogen for Algeria.** International Journal of Hydrogen Energy, v. 36, n. 7, p. 4305–4314, 2011.
- ABETE, A. J. **Testing and Optimization of the performance of a Stirling engine.** Hochschule Osnabrück. 218 f., 2013.
- AHMAD, M. H.; POURHAYZ, F.; ALI AHMAD, M. **Thermal models for analysis of performance of Stirling engine: A review.** Renewable and Sustainable Energy Reviews, v.68, p. 168-184, 2017.
- ALFARAWI, S.; AL-DADAH, R.; MAHMOUD, S. **Influence of phase angle and dead volume on gamma-type Stirling engine power using CFD simulation.** Energy Conversion and Management, v. 124, p. 130–140, 2016.
- ANEEL. **Estrutura Tarifária Para O Serviço De Distribuição De Energia Elétrica.**, 2010.
- BARROS, R. W. **Avaliação Teórica e Experimental do Motor Stirling Solo 161 Operando com Diferentes Combustíveis.** 2005. 141 f. Universidade Federal De Itajubá, 2005.
- BASU, S.; KHAN, A. L.; CANO-ODENA, A.; LIU, C.; VANKELECOM, I. F. J. **Membrane-based technologies for biogas separations.** Chemical Society Reviews p. 750–768, 2009.
- BELAISSAOUI, B.; BARO, J. C.; HERNANDO, A. L.; ZAIDIZA, D. A.; CHABANON, E.; CASTEL, C.; RODE, S.; ROIZARD, D.; FAVRE, E. **Potentialities of a dense skin hollow fiber membrane contactor for biogas purification by pressurized water absorption.** Journal of Membrane Science, v. 513, p. 236–249, 2016.
- BERT, J.; CHRENKO, D.; SOPHY, T.; MOYNE, L. L.; SIROT, F. **Simulation, experimental validation and kinematic optimization of a Stirling engine using air and helium.** Energy, v. 78, p. 701–712, 2014.
- BLASCO, A. I. **Analisis y estudio de los sistemas de disco stirling.** 2011. 192 f. Universidad Zaragoza, 2011.
- BOLOY, R. A. M.; SILVEIRA, J. L.; TUNA, C. E.; CORONADO, C. R.; ANTUNES, J. S. **Ecological impacts from syngas burning in internal combustion engine : Technical and economic aspects.** Renewable and Sustainable Energy Reviews, v. 15, n. 9, p. 5194–5201,

2011.

BOWMAN, R.; RITZERT, F.; FREEDMAN, M. **Evaluation of Candidate Materials for a High-Temperature Stirling Convertor Heater Head**. v. 44135, n. 216, p. 821–828, 2004.

BRAVO, Y.; SERRA, L. M.; MONNÉ, C.; ALONSO, S.; MORENO, F.; MUÑOZ, M. **Environmental Evaluation of Dish-Stirling Technology for Power Generation**. Solar Energy, v. 86, p. 2811-2825, 2011.

BRIZI, F.; SILVEIRA, J. L.; DESIDERI, U.; REIS, J. A.; TUNA, C. E.; LAMAS, W. Q. **Energetic and economic analysis of a Brazilian compact cogeneration system: Comparison between natural gas and biogas**. Renewable and Sustainable Energy Reviews, v. 38, p. 193–211, 2014.

BUMATARIA, R. K.; PATEL, N. K. **Stirling Engine Performance Prediction Using Schmidt Analysis By Considering Different Losses**. p. 433–441, 2013.

CABALLERO, G. E. C. **Estudo e modelagem dos Componentes de um sistema Dish Stirling visando à otimização da potência e a eficiência do sistema**. 2013. 158 f. Universidade Federal de Itajubá, 2013.

CÂRDU, M.; BAICA, M. **A seismic vision regarding a methodology to estimate globally the energy-ecologic efficiency of thermopower plants (TPPs)**. Energy Conversion and Management, v. 40, n. 11, p. 71–87, 1997.

CÂRDU, M.; BAICA, M. **Regarding a new variant methodology to estimate globally the ecologic impact of thermopower plants**. Energy Conversion and Management, v. 40, n. 14, p. 1569–1575, 1999.

CARLOS, E. C. L.; LUIS, G. A. J. **Diseño y construcción de un motor stirling solar para el laboratorio de termodinámica**. 2011. 250 f. Escuela Politécnica Nacional, 2011.

CASTELLANOS, S. L. M. **Modelagem de sistemas de geração de eletricidade a partir de energia solar utilizando pratos parabólicos e motores Stirling (Dish/Stirling)**. 2012. 161 f. Universidade Federal de Itajubá, 2012.

CESI, C. E. S. I. G. **CESI EuroDish solar generator a new and alternative way to produce solar electricity at reduced scale**. n. 08, p. 2, 2005.

CHENG, C. H.; YANG, H. S. **Optimization of rhombic drive mechanism used in beta-type Stirling engine based on dimensionless analysis**. Energy, v. 64, n. January, p. 970–978, 2014.

CIEMAT. **Plataforma Solar de Almería. Centro de Investigaciones Energéticas, Medioambientales y Tecnológicas, Almería: Ministerio de Ciencia e Innovación Gobierno de España**. 2009.

- CLEANERGY. **CHP Systems - Driving the future of biogas power.** p. 8, 2015.
- CLEANERGY. **STIRLING CSP SYSTEMS - A bright new future for solar power.** p. 8, 2014.
- COSTA, J. M. S. **Metodologia Simplificada para a análise termoeconómica de sistemas de cogeração com motor Stirling.** 2013. 149 f. Universidade do Minho Escola de Engenharia João Miguel Santos Costa - Portugal, 2013.
- COVENTRY, J.; ANDRAKA, C.; PYE, J.; BLANCO, M.; FISHER, J. **A review of sodium receiver technologies for central receiver solar power plants.** *Solar Energy*, v. 122, p. 749–762, 2015.
- DANMARK, S. **Stirling Engines for Biomass Applications.** 2012.
- DEWITT, D. P.; INCROPERA, F. P.; BERGMAN, T. L.; LAVINE, A. S. **Transferência de Calor e Massa.** sexta edição, Editora LTC, 2008.
- EIA - **International Energy Agency.** Disponível em: <[www.iea.org](http://www.iea.org)>. Acesso em: 10 dez. 2016.
- FARRET, F. A.; SIMÕES, G. M. **Integration of Alternative Sources of Energy - Appendix C - The Stirling Engine,** 2006.
- FILHO, J. R. DE S. **Projeto, construção e levantamento de desempenho de um concentrador solar cilindro parabólico com mecanismo automático de rastreamento solar.** 2008. 91 f. Universidade Federal do Rio Grande do Norte, 2008.
- FRASER, P. R. **Stirling Dish System Performance Prediction Model.** 2008. 203 f. University Of Wisconsin-Madison, 2008.
- Genoa Stirling. Disponível em: <<http://www.genoastirling.com/eng/index.php>>. Acesso em: 10 maio 2016.
- GHEITH, R.; ALOUI, F.; BEN NASRALLAH, S. **Determination of adequate regenerator for a Gamma-type Stirling engine.** *Applied Energy*, v. 139, p. 272–280, 2015.
- GOPAL, V. K. **Active Stirling Engine.** 2012. 229 f. University of Canterbury, 2012.
- HAFEZ, A. Z.; SOLIMAN, A.; METWALLY, K.A.; ISMAEL, I.M. **Solar parabolic dish Stirling engine system design, simulation, and thermal analysis.** *Energy Conversion and Management*, v. 126, p. 60–75, 2016.
- HAYWOOD, D. **An Introduction to Stirling-Cycle Machines.** Department of Mechanical Engineering, University of Canterbury. [S.l: s.n.], 2004. p. 1–11.
- HELLER, P.; REINALTER, W.; PLAZA, D. M. **Status of development of the dish / Stirling systems at Plataforma Solar de Almería.** p. 8, 2001.
- HIRATA, K. **Schmidt theory for Stirling engines.** p. 1–8, 1997. Disponível em:

<<http://www.nmri.go.jp/eng/khirata/list/general/schmidt.pdf>>.

HOWARD, D. F. **Modeling , simulation , and analysis of grid connected Dish-Stirling solar power plants**. 2010. 1-108 f. Georgia Institute of Technology, 2010.

HUTTUNEN, S.; MANNINEN, K.; LESKINEN, P. **Combining biogas LCA reviews with stakeholder interviews to analyse life cycle impacts at a practical level**. Journal of Cleaner Production, v. 80, p. 5–16, 2014.

ISAAC, D. J. **Fluid Heat Exchanger**. , 2002

JAGD, L. **Gasification in Stirling Engine Applications**. p. 18, 2010.

JAGD, L. **The mini power plant of the future**. Bioenergy research, n. 22, p. 3–5, 2007.

JOSÉ, J. L. S. **Análisis de un sistema de disco parabólico con Motor Stirling**. 2009a. 114 f. 2009.

JOSÉ, J. L. S. **Análisis de un sistema de disco parabólico con Motor Stirling**. 2009b. 114 f. Universidad Carlos III De Madrid, 2009.

KHAN, E. U.; MAINALA, B.; MARTIN, A.; SILVEIRA, S. **Techno-economic analysis of small scale biogas based polygeneration systems : Bangladesh case study**. Sustainable Energy Technologies and Assessments, v. 7, p. 68–78, 2014.

KHAN, M. U. **Efficiency and emissions study of a residential micro cogeneration system based on a modified stirling engine and fuelled by a wood derived fast pyrolysis liquid-ethanol blend**. 2012. 126 f. University of Toronto, 2012.

KONGTRAGOOL, B.; WONGWISES, S. **Optimum absorber temperature of a once-reflecting full conical concentrator of a low temperature differential Stirling engine**. Renewable Energy, v. 30, n. 11, p. 1671–1687, 2005.

KRIBUS, A.; KAFTORI, D.; MITTELMAN, G. HIRSHFELD, A.; FLITSANOV, Y.; DAYAN, A. **A miniature concentrating photovoltaic and thermal system**. Energy Conversion and Management, v. 47, n. 20, p. 3582–3590, 2006.

KUNTE, B. **Thermodynamic , economic and emissions analysis of a micro gas turbine cogeneration system operating on biofuels**. 2015. 104 f. Universidade Estadual Paulista “Júlio de Mesquita Filho” Campus de Guaratinguetá, 2015.

LI, R.; WEILI; HONG, G. **Numerical analysis of self start process of a free piston Stirling engine**. n. April 2013, p. 12, 2013.

LLOYD, C. C. **A low temperature differential stirling engine for power generation**. 2009. 132 f. University of Canterbury, 2009.

LORA, E. E. S.; SALOMON, K. R. **Estimate of ecological efficiency for thermal power plants in Brazil**. Energy Conversion and Management, v. 46, n. 7-8, p. 1293–1303, 2005.



- MAJESKI, J. **Stirling Engine Assessment**. EPRI, Energy International, Inc. 127 Bellevue Way SE Suite 200 Bellevue, WA 98004, v. 1, n. 3, p. 1–170, 2006.
- MANCINI, T.; HELLER, P.; BUTLER, B.; OSBORN, B.; SCHIEL, W.; GOLDBERG, V.; BUCK, R.; DIVER, R.; ANDRAKA, C.; MORENO, J. **Dish-Stirling Systems: An Overview of Development and Status**. *Journal of Solar Energy Engineering*, v. 125, n. 2, p. 135, 2003.
- MANSIRI, K.; SUKCHAI, S.; SIRISAMPHANWONG, C. **Investigations to conduct a study about possibilities to use small scale solar dish Stirling engine system in Thailand**. *Energy Procedia*, v. 56, n. C, p. 367–377, 2014.
- MARQUES, C. A. **Microgeração de energia elétrica em uma propriedade rural utilizando biogás como fonte primária de energia elétrica**. 2012. 91 f. Universidade Estadual do Oeste do Paraná, 2012.
- NEPVEU, F.; FERRIERE, A.; BATAILLE, F. **Thermal model of a Dish/Stirling systems**. *Solar Energy*, v. 83, n. 1, p. 81–89, 2009.
- OLIVEIRA, R. D. E. **Geração de energia elétrica a partir do biogás produzido pela fermentação anaeróbica de dejetos em abatedouros e as possibilidades no mercado de carbono**. 2009. 98 f. Universidade de São Paulo, 2009.
- PÅLSSON, M.; CARLSEN, H. **Development of a wood powder fuelled 35 kW Stirling CHP unit**. *Proceedings of the 11th ISEC (International Stirling Engine Conference)*, p. 221 – 230, 2003.
- PAUL, C. J. **A Stirling Engine for Use With Lower Quality Fuels**. 2014. 147 f. Michigan State University, 2014.
- PAUTZ, E. R. **Estudo e projeto de um motor Stirling**. 2013. 57 f. Universidade Regional do Noroeste do Estado do Rio Grande do Sul, 2013.
- PEREIRA, M. A. L. **Estudo do desenvolvimento da integração de micro-cogeração em Portugal**. 2009. 72 f. Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto, 2009.
- POULLIKKAS, A.; KOURTIS, G.; HADJIPASCHALIS, I. **Parametric analysis for the installation of solar dish technologies in Mediterranean regions**. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, v. 14, n. 9, p. 2772–2783, 2010.
- POURMOVAHED, A.; OPPERMAN, T.; LEMKE, B. **Performance and efficiency of a biogas CHP system utilizing a Stirling engine**. *Proceedings of International Conference on Renewable Energies and Power Quality*, Las Palmas de Gran Canaria, Spain, p. 13–15, 2011.
- QNERGY. **Qnergy Micro CHP**. 2016.
- RAMOS, J. A. A. **Thermodynamic analysis of Stirling engine systems Applications for**

- combined heat and power.** 2015. 115 f. KTH School of Industrial Engineering and Management, 2015.
- ROSS, A. **Making Stirling Engines**, 2011.
- ROSSETO, C. **Desempenho de motor-gerador de ciclo otto operado com gasolina e biogás proveniente de suinocultura e de uma estação de tratamento de esgotos.** 2014. Universidade Estadual do Oeste do Paraná, 2014.
- RUIZ, J. M. A. **Aspectos técnicos, econômicos e ambientais da implementação de energia eólica e solar fotovoltaica em edifícios.** 2016. 117 f. Universidade Estadual Paulista, 2016.
- SALGADO, O. A. J. **Transporte de energia solar concentrada através de fibras ópticas: acoplamiento fibra-concentrador y estudio térmico.** 1998. 157 f. Universidad Nacional Autonoma De Mexico, 1998.
- SAYMA, A. **Optimised microturbine solar power system.** p. 1–29, 2013.
- SHENDAGE, D. J.; KEDARE, S. B.; BAPAT, S. L. **An analysis of beta type Stirling engine with rhombic drive mechanism.** 2011. 289-297 f. Elsevier Ltd, 2011. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.renene.2010.06.041>>.
- SHRIEVES, J. **Qalovis Energy Introduction and FleXgen Overview.** p. 19, 2010.
- SILVA, M. O. **Ensino de máquinas térmicas através de um motor de stirling motivado em uma abordagem histórica.** 2012. 93 f. CEFET RJ, 2012.
- SILVEIRA, J. L.; LAMAS, W. Q.; TUNA, C. E.; VILLELA, I. A. C.; MIRO, L. S. **Ecological efficiency and thermoeconomic analysis of a cogeneration system at a hospital.** *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, v. 16, n. 5, p. 2894–2906, 2012.
- SILVEIRA, J. L.; ANDRADE, J. A. DE C.; VILLELA, I. A. C. **Combined cycle versus one thousand diesel power plants : pollutant emissions , ecological efficiency and economic analysis.** *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, v. 11, n. x, p. 524–535, 2007.
- TAVAKOLPOUR, A. R.; ZOMORODIAN, A.; AKBAR GOLNESHAN, A. **Simulation, construction and testing of a two-cylinder solar Stirling engine powered by a flat-plate solar collector without regenerator.** *Renewable Energy*, v. 33, n. 1, p. 77–87, 2008.
- THOMBARE, D. G.; VERMA, S. K. **Technological development in the Stirling cycle engines.** *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, v. 12, n. 1, p. 1–38, 2008.
- URIELI, I. **Stirling Cycle Machine Analysis.** p. 1–17, 2008.
- VARUN; BHAT, I. K.; PRAKASH, R. **LCA of renewable energy for electricity generation systems — A review.** v. 13, p. 1067–1073, 2009.
- VILLELA, I. A. C. **Desenvolvimento de um modelo termoeconômico que considera os impactos ambientais.** 2007. 151 f. Universidade Estadual Paulista, 2007.

- WAGNER, A. **Calculations and experiments on Gamma-type Stirling engines**. 2008. 307 f. University of Wales, 2008.
- WANG, K.; SANDERS, S. R.; DUBEY, S.; CHOO, F. H.; DUAN, F. **Stirling cycle engines for recovering low and moderate temperature heat: A review**. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, v. 62, p. 89–108, 2016.
- WILKE, H.; LORA, E. E. S. **Desenvolvimento de um módulo combustor biomassa-motor stirling aplicado a sistemas de geração isolada e baseados em gerador de indução**. *Proceedings of the 5th Encontro de Energia*, p. 10, 2004.
- WU, S. Y.; XIAO, L.; CAO, Y.; LI, Y. R. **A parabolic dish/AMTEC solar thermal power system and its performance evaluation**. *Applied Energy*, v. 87, n. 2, p. 452–462, 2010.
- XIAO, G. NI, M.; SHI, B.; LUO, Z.; CEN, K. **Heat transfer characteristics of the oscillating flows of different working gases in U-shaped tubes of a Stirling engine**. *Applied Thermal Engineering*, v. 89, p. 569–577, 2015.
- ZABALZA, G. **Proyecto de Generación Energía con Disco Parabólico - Stirling**. p. 12–20, 2010. Disponível em: <[http://www.fing.edu.uy/if/solar/proyectos/PROYECTO\\_energ?a\\_solar\\_Zabalza\\_Rev1.pdf](http://www.fing.edu.uy/if/solar/proyectos/PROYECTO_energ?a_solar_Zabalza_Rev1.pdf)>.
- ZANETTE, A. L. **Potencial de aproveitamento energético do biogás no Brasil**. 2009. 105 f. Universidade Federal do Rio de Janeiro, 2009.